

**НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК  
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ**

**ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ НАН КР**

**Диссертационный совет Д.05.06.327**

**На правах рукописи  
УДК 621. 01**

**ТАКЫРБАШЕВ АМАНГЕЛДИ БЕКСУЛТАНОВИЧ**

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ  
МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ С  
ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ**

**Специальность 05.02.18. - Теория механизмов и машин**

**А в т о р е ф е р а т**

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

**Бишкек 2007**

Работа выполнена в Инженерной академии КР и Ысыккульском государственном университете им. К.Тыныстанова министерства образования, науки и молодежной политики КР

Научный руководитель: кандидат технических наук  
**Зиялиев К.Ж.**

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор **Каримов А.**

кандидат технических наук,  
с.н.с. **Каримбаев Т.Т.**

Ведущая организация:  
Кыргызский государственный технический университет  
им. И. Раззакова

Защита состоится «30» марта 2007 г. в 14.00 ч. на заседании Диссертационного совета Д. 05.06.327 при Институте машиноведения НАН КР, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23.

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

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью, просим направлять по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, Институт машиноведения НАН КР, Диссертационный совет Д. 05.06.327

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2007 г.

Ученый секретарь Диссертационного  
совета Д. 05.06.327, к.т.н.



А.В. Анохин

## Общая характеристика работы

**Актуальность работы.** Положение страны в ряде экономически развитых государств определяется, в основном, уровнем развития промышленности, которая в большей степени определяется машиностроением. Однако, создание современной машины требует всестороннего анализа ее проекта. Конструкция должна удовлетворять многочисленным требованиям, которые находятся в противоречии. Например, минимальная динамическая нагрузка должна сочетаться с быстроходностью, достаточная надежность и долговечность должны обеспечиваться при минимальных габаритах и массах. Расходы на изготовление и эксплуатацию должны быть минимальными, но обеспечивающими достижение заданных параметров.

С 90-х годов прошлого столетия в Институте машиноведения НАН КР и в Инженерной академии КР под руководством академика Международной Инженерной академии, член-корреспондента НАН КР, д.т.н., профессора С. Абдраимова ведутся научные работы по исследованию кривошипно-коромысловых механизмов переменной структуры и созданию на их основе ударных машин. За этот период были созданы опытные образцы и малые партии ударных машин. Они показали работоспособность кривошипно-коромысловых ударных МПС, высокий коэффициент полезного действия, дешевизну и технологичность их изготовления и удобство в эксплуатации. Однако, проведенные лабораторные и производственные испытания показали, что доведение машины до серийного производства требует решения главной задачи - увеличения наработки на отказ ударного механизма и машины в целом путем уменьшения воздействия ударных нагрузок на опорные узлы и на привод машины. В этих машинах ударная масса совершает качательное движение, которое при больших скоростях в машине создает дополнительную вибрацию. Динамические нагрузки, возникающие в момент удара, действуют на шарниры и на опорные узлы, вызывая поломку деталей ударного узла.

К настоящему времени с изменением форм звеньев или с добавлением дополнительных звеньев к механизмам переменной структуры разработаны ударные машины, в которых уменьшаются воздействия ударных нагрузок на опорные узлы и на привод машины. В связи с этим, развитие теоретических основ создания и исследования механизмов переменной структуры с дополнительными звеньями, разрешение которых дают возможность снижения недостатков, является актуальной задачей.

Постановка задач настоящих исследований и научное руководство при выполнении данной работы осуществлена академиком МИА, д.т.н., профессором С. Абдраимовым и к.т.н., академическим советником Инженерной академии КР К.Ж. Зиялиевым.

**Цель диссертационной работы** заключается в разработке теоретических основ расчета и создании новых схем ударных механизмов, с

минимальной поперечной вибрацией корпуса на основе кривошипно-коромыслового МПС.

**Методика выполнения работы.** Работа базируется на методических положениях прикладной механики и теории механизмов и машин с применением ЭВМ. Новые схемы механизма получены с использованием дополнительных звеньев к механизмам переменной структуры и изменением форм звеньев механизма.

Для кинематического исследования механизмов переменной структуры с дополнительными звеньями составлены аналитические уравнения, для вывода которых в качестве расчетных схем использованы планы скоростей и ускорений, построенные в произвольной форме. По данной методике также разработаны аналитические уравнения для силового расчета ударного механизма.

**Научная новизна** работы заключается в следующем:

- разработаны новые схемы пятизвенного и шестизвенного ударных механизмов с рычажными и круговыми звеньями на основе кривошипно-коромыслового механизма переменной структуры;
- разработан механизм для регулирования длины перемещения и скорости ползуна;
- разработана методика построения кривизны эвольвенты на ЭВМ при определенной ширине соответствующей конструкции коромысла и выявлены аналоги результатов между предложенным методом построения кривизны коромысла и кривизной эвольвенты по определению радиуса кривизны;
- разработана методика кинематического, динамического и силового анализа пятизвенного и шестизвенного механизмов аналитическим методом с использованием для расчетной схемы планов векторов механизмов и составлены программы вычисления на ЭВМ.

**Практическая ценность работы состоит:**

- в разработке новой схемы пятизвенного ударного механизма с круговыми звеньями;
- в разработке новой схемы шестизвенного ударного механизма с круговыми звеньями;
- в разработке методики анализа геометрических параметров механизмов;
- в составлении аналитических уравнений для кинематического анализа и силового расчета пятизвенного и шестизвенного механизмов и составлении по ним программы на ЭВМ;
- в составлении уравнения движения в энергетической форме с использованием формулы Клосса.

**Основные положения диссертации, выносимые на защиту:**

- схемы пятизвенного и шестизвенного ударных механизмов с круговыми звеньями на основе кривошипно-коромыслового механизма переменной структуры, отличающиеся тем, что при работе таких механизмов исключается поперечная вибрация корпуса, обеспечивая им надежность и долговечность;

- результаты исследований и методики расчета позволяющие провести кинематического, динамического и силового анализа пятизвенного и шестизвенного механизмов;

- кинематические параметры дополнительных звеньев механизмов для регулирования длины перемещения и скорости ползуна, которые позволяют уменьшить силовые нагрузки между ползуном и направляющей;

**Достоверность выводов**, полученных схем ударных механизмов обоснованы изготовлением макетных образцов; результатов полученных предложенной методикой, подтверждена результатами общеизвестными исследованиями.

**Личный вклад соискателя** заключается в разработке новых схем пятизвенного и шестизвенного ударных механизмов с круговыми звеньями; в разработке методики анализа геометрических параметров механизмов; в составлении аналитических уравнений для кинематического анализа и силового расчета пятизвенного и шестизвенного механизмов и составлении по ним программы на ЭВМ; в составлении уравнения движения в энергетической форме с использованием формулы Клосса.

**Реализация результатов работы:**

изготовлен макетный образец шестизвенного механизма с круговыми звеньями.

Результаты диссертационной работы внедрены в учебный процесс по спецкурсу «Теория механизмов переменной структуры» для специальности «Профессиональное обучение», по курсу «Теория механизмов и машин» для специальностей «Эксплуатация и обслуживание транспортных и технологических машин и оборудования», «Организация и безопасность движения» БГУ им. К.Тыныстанова.

**Апробация работы.** Основные положения работы докладывались: на конференции, посвященной I съезду Инженеров Кыргызстана и 10-летию образования Инженерной академии КР «Новые наукоемкие технологии и технологическое оборудование». (г. Бишкек, 2001 г.); на Международной научно-практической конференции, посвященной 10-летию образования КГУСТА и международному году Гор «Повышение эксплуатационной эффективности транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата» (г. Бишкек, 2002 г.); на Межрегиональной научно-теоретической конференции «Кыргызская государственность и проблемы межкультурного диалога». (г. Ош, 2003 г.); на научно-технической конференции «Недра гор Кыргызстана - народу» (г. Бишкек, 2003 г.), в работах IV и V республиканских летних школах инженеров-механиков (г. Ош, 2005 г., г. Бишкек, Кыргызстан. 2006 г.).

**Публикации результатов исследования.** По результатам проведенных исследований опубликовано 15 статей, получены 2 патента на изобретения.

**Объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и содержит 135 страниц машинописного текста, 104 рисунка, библиографии из 125 наименований и 2 приложений.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** показана актуальность темы диссертации, дана краткая характеристика работы, сформулирована цель диссертационной работы и задачи исследования.

**В первой главе** проведен обзор и анализ существующих механизмов переменной структуры. Рассмотрены основные положения и определения механизмов переменной структуры, выявлены проблемы создания машин на основе механизмов переменной структуры.

В Институте машиноведения НАН КР создан ряд образцов ручных ударных машин с ударным механизмом, представляющим собой шарнирный четырехзвенный механизм переменной структуры. Эти машины отличаются высоким КПД, технологичностью изготовления, низкой себестоимостью и в настоящее время находят все более широкое применение на практике. На их основе созданы опытные образцы и партии ручных перфораторов и отбойных молотков для горного дела, строительства и для использования в бытовых условиях. Основным исполнительным узлом этих машин является кривошипно-коромысловый механизм.

Однако, рассматриваемый ударный механизм наряду с имеющимися преимуществами обладает и недостатками. Накопленный на данное время опыт позволяет произвести анализ недостатков ударного механизма и на их основе вносить предложения по дальнейшему его усовершенствованию. На основе проведенного обзора сформулированы задачи исследований.

**Во второй главе** приведены новые кинематические схемы пятизвенного и шестизвенного механизмов на основе кривошипно-коромыслового МПС, в которых выходные звенья преобразуют качательное движение коромысла в возвратно-поступательное. Обоснованы параметры звеньев механизма для уменьшения силовых нагрузок между ползуном и направляющей.

Полученный шестизвенный механизм (рис. 1) способен для изменения длины перемещения и скорости ползуна с изменением угла  $\rho$  между основанием механизма и направляющей ползуна.

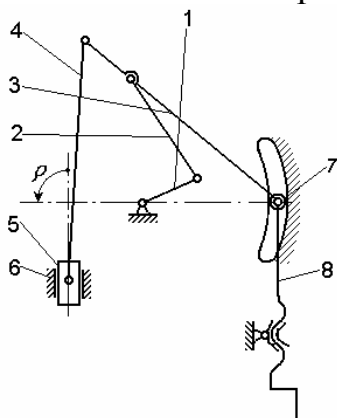


Рис. 1. 1-кривошип, 2-шатун, 3-коромысло, 4-дополнительный шатун, 5-ползун, 6-опора, 7-подвижная опора коромысла, 8-механизм регулирования опоры коромысла.

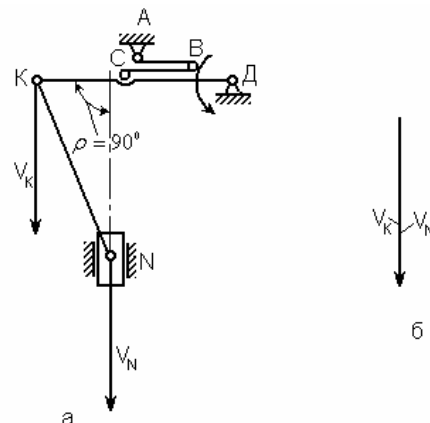


Рис. 2.

Рассмотрено влияние угла  $\rho$  и размера дополнительного шатуна на соотношение скоростей  $V_K$  и  $V_N$  для следующих трех случаев:  $\rho = 90^\circ$ ;  $\rho > 90^\circ$  и  $\rho < 90^\circ$ . На рис. 2 представлена кинематическая схема исполнительного механизма в особом положении коромысла при  $\rho = 90^\circ$ .

Как видно из рис. 2 при  $\rho = 90^\circ$ ,  $V_N = V_K$ .

На рисунках 3 и 4 представлены особые положения механизмов соответственно с углами  $\rho > 90^\circ$  и  $\rho < 90^\circ$  (влияние размера дополнительного шатуна на скорость ползуна изображены пунктирными линиями) и их планы скоростей.

Анализируя эти рисунки, нетрудно заметить, что при  $\rho > 90^\circ$  -  $V_N < V_K$  (рис. 3) и при  $\rho < 90^\circ$  -  $V_N > V_K$  (рис. 4).

Таким образом, из проведенного выше анализа следует, что с изменением угла  $\rho$  и размера дополнительного шатуна можно варьировать значения скорости и длину перемещения ползуна в достаточно широких пределах.

Для увеличения жесткости, надежности звеньев и уменьшения боковых вибраций механизма на основе шестизвенного рычажного механизма переменной структуры, была разработана конструктивная схема шестизвенного механизма с круговыми звеньями (рис. 5).

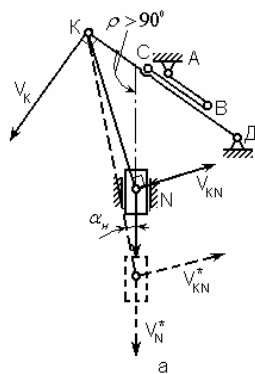


Рис. 3.

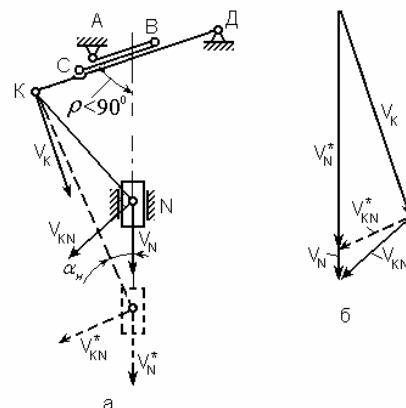


Рис. 4.

Для конструктивного исполнения ползун 5 выполнен в виде прямоугольника, а внутри ползуна 5 расположен дополнительный шатун 4 в виде эксцентриковой втулки, а внутри него эксцентриковое коромысло 3. На коромысле 3 вырезана круговая выемка, внутри которой помещается шатун 2 в виде эксцентриковой втулки, а внутри шатуна 2 установлен кривошип 1 в виде эксцентрика.

Для регулировки хода и скорости движения ползуна 5 на опоре 6 вырезан дугообразный паз радиусом, равным межопорному расстоянию МПС, в котором установлена роликовая опора 7 коромысла 3 с механизмом регулирования 8 ее положения. В такой схеме МПС с круговыми звеньями кинематические свойства такие же, как в обычных рычажных механизмах.

Особый интерес представляет следующий механизм, основу которого

составляет коромыслом (рис. 6).

кривошипно- коромысловый МПС с наибольшим

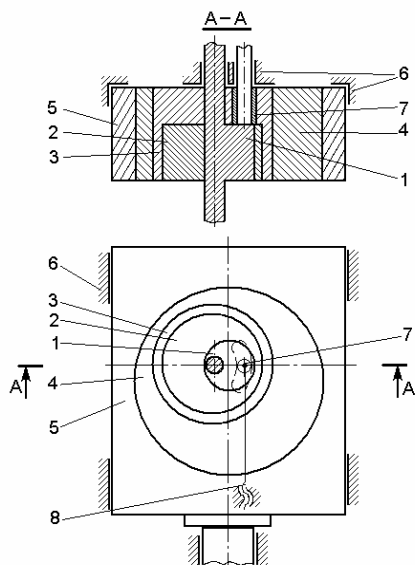


Рис. 5. Конструктивная схема шестизвенного механизма с круговыми звеньями.

Механизм состоит из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, ползуна 4 и опоры 5. Коромысло имеет удлинение дугообразной формы и связано с ползуном, образуя высшую кинематическую пару.

На основе представленного на рис. 6 механизма, предлагается пятизвенный механизм с круговыми звеньями, основу которого составляет кривошипно-коромысловый МПС (рис. 7).

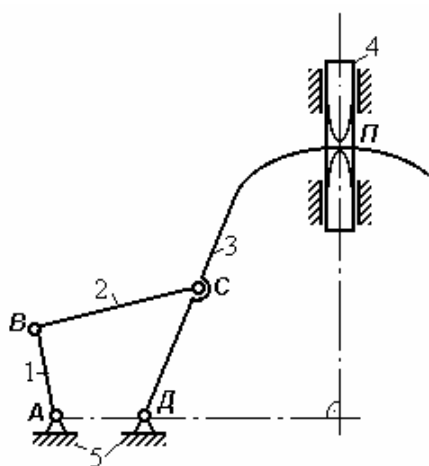


Рис. 6. Схема МПС с дополнительными звеньями.

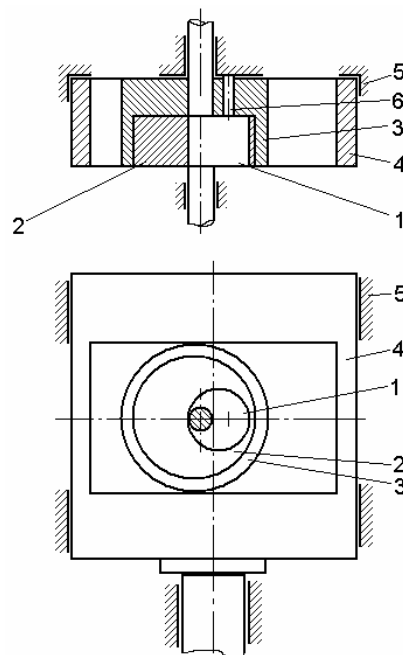


Рис. 7. Конструктивная схема пятизвенного механизма с круговыми звеньями.

Механизм состоит из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, ползуна 4, опоры 5 и оси 6.

Для конструктивного исполнения ползун 4 выполнен в виде прямоугольника, а внутри ползуна 4 соответственно расположены круговые звенья 3, 2 и 1. На коромысле 3 вырезана круговая выемка, внутри которой помещается шатун 2, а внутри шатуна 2 установлен кривошип 1 круговой формы. Ось 6 коромысла 3 жестко установлена на опоре 5, вокруг которой коромысло 3 качается. Ползун 4 имеет форму прямоугольника, внутри которого помещается коромысло 3.



По сравнению с рычажным механизмом, в предлагаемых механизмах (рис. 5, 7) все звенья, кроме ползуна имеют круглую форму, что позволяет создать компактные машины. При таких конструкциях механизмов увеличивается жесткость, повышается надежность машины, уменьшаются боковые вибрации.

**В третьей главе** представлена методика аналитического определения кинематических характеристик пятизвенного и шестизвенного механизмов, по которой удобно составить программы на ЭВМ и получить результаты при различных параметрах механизма. При определении кинематических характеристик механизмов расчеты проведены только для дополнительных звеньев.

Для полученного шестизвенного механизма определено угловое перемещение дополнительного шатуна относительно направляющей ползуна (рис. 8). Для упрощения расчетно-графической схемы, кривошип и шатун не указываем.

Проецируя все звенья на ось  $x$  и после нескольких преобразований, получим:

$$\eta = \arcsin\left(\frac{L_{KD} \sin(\varphi_3 + \rho) - h}{L_{KN}}\right). \quad (1)$$

Расположив план скоростей в качестве расчетной схемы (рис. 9) в декартовой системе координат  $Pxy$  так, чтобы его полюс совпал с началом координат, а направление вектора  $V_N$  - с положительным направлением оси  $y$ , и проецируя векторное уравнение  $\vec{V}_K + \vec{V}_{KN} = \vec{V}_N$  на координатные оси  $Px$  и  $Pу$ , получим:

$$\begin{cases} V_K \cos(\varphi_3 - \rho - 90^\circ) + V_{KN} \cos(90^\circ + \eta) = V_N \\ V_K \sin(\varphi_3 - \rho - 90^\circ) + V_{KN} \sin(90^\circ + \eta) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где  $V_K$  - скорость коромысла в точке К;  $V_{KN}$  - скорость дополнительного шатуна в точке N относительно точки К;  $V_N$  - скорость ползуна.

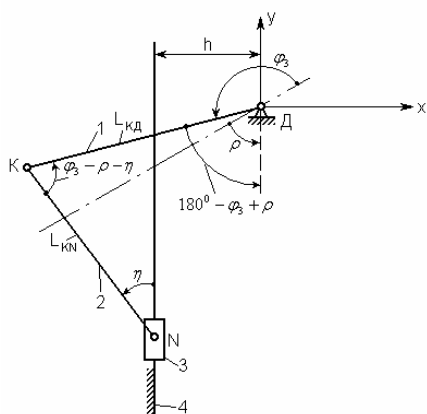


Рис. 8.

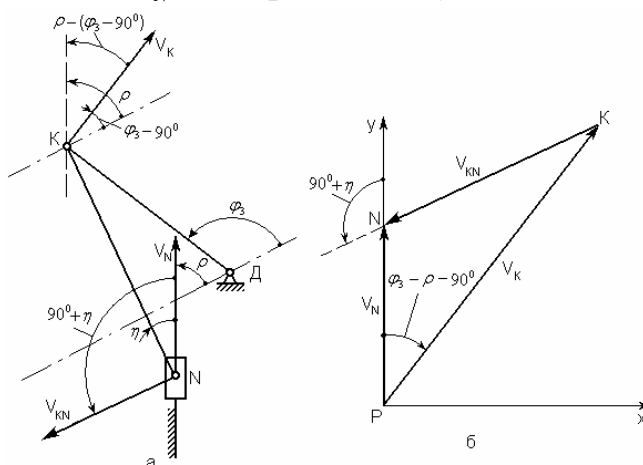


Рис. 9. План скоростей дополнительных звеньев кривошипно-коромыслового механизма.

Из второго уравнения системы уравнений (2) определяется скорость точки N относительно точки К:

$$V_{KN} = \frac{V_K \cos(\varphi_3 - \rho)}{\cos \eta}. \quad (3)$$

Подставляя (3) в первое уравнение системы уравнений (2), получим формулу для определения скорости ползуна в аналитической форме:

$$V_N = -\frac{V_K \sin(\eta - \varphi_3 + \rho)}{\cos \eta}. \quad (4)$$

Передающее отношение  $U_{41}$  угловых скоростей определяется по формуле:

$$U_{41} = \frac{V_K \cos(\varphi_3 - \rho)}{\lambda_5 V_B \cos \eta}. \quad (5)$$

где  $\lambda_5 = \frac{L_{KN}}{L_1}$ ;  $V_B$  - линейная скорость кривошипа;  $\omega_1, \omega_4$  - угловые скорости соответственно кривошипа и дополнительного шатуна;  $L_1$  - длина кривошипа.

Результаты вычислений на основе полученного аналитического уравнения (4) приведены в виде графиков (рис. 10). Кривые скорости  $V_N$ , соответственно обозначенные цифрой 1 соответствует значению  $\rho = 90^\circ$ , кривая 2 -  $\rho = 57^\circ$  и кривая 3 -  $\rho = 123^\circ$ . Кривая скорости  $V_K$  проведена сплошной тонкой линией 4.

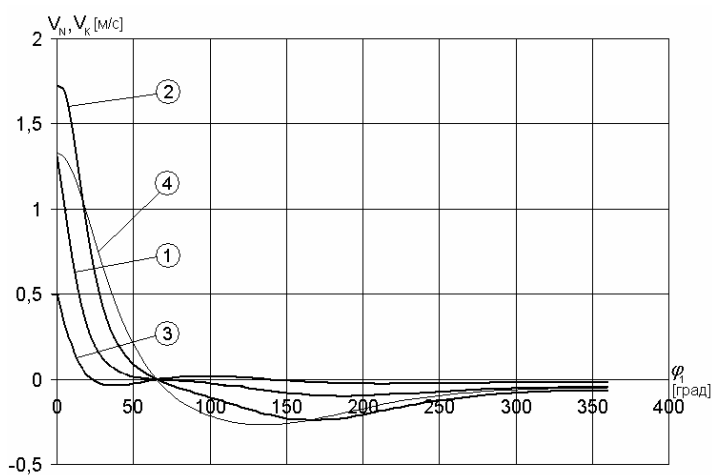


Рис. 10. Зависимости скоростей  $V_N$  и  $V_K$  от угла поворота кривошипа  $\varphi_1$ .

Используя в качестве расчетной схемы план ускорений (рис. 11), составленный для произвольно выбранного положения механизма, выведем уравнения для определения неизвестных ускорений звеньев. Проецируя все векторы на перпендикуляр  $a_N$ , имеем:

$$a_{KN}^t = \frac{a_K^t \cos(\varphi_3 - \rho) + a_{KN}^n \sin \eta - a_K^n \sin(\varphi_3 - \rho)}{\cos \eta}. \quad (6)$$

Ускорение  $a_N$  ползуна определяется, проецированием всех векторов на прямую линию, параллельную направляющей

$$a_N = a_{KN}^n \cos \eta + a_{KN}^t \sin \eta - a_K^n \cos(\varphi_3 - \rho) - a_K^t \sin(\varphi_3 - \rho). \quad (7)$$

Результаты вычислений по выведенным формулам приведены в виде графиков (рис. 12). При исследовании пяти-звенного механизма разработана методика построения кривизны коромысла на ЭВМ, по результатам которой построена кривизна коромысла (рис. 13) для определенной ширины конструкции.

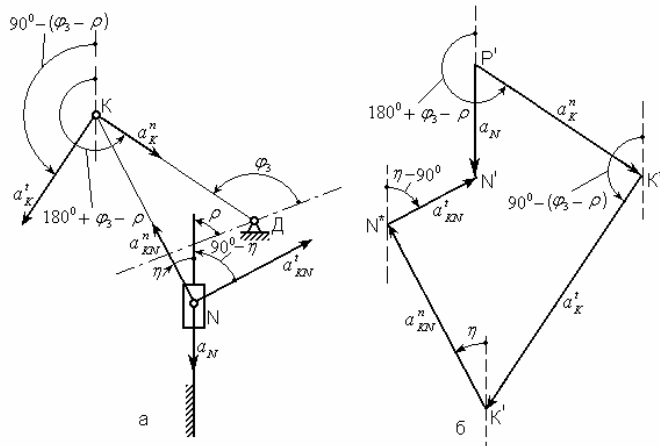


Рис. 11

ползуна. Для этого построим расчетную схему коромысла, имеющего эвольвентную кривую (рис. 14).

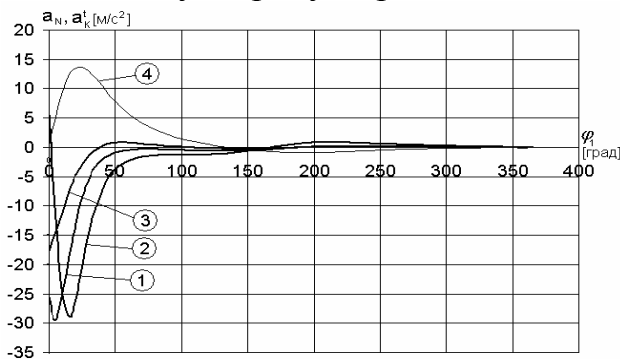


Рис. 12. Зависимости ускорений  $a_N$  и  $a_K^t$  от угла поворота кривошипа  $\varphi_1$ , при изменении угла  $\rho$ : кривая 1 при  $\rho = 90^\circ$ ; кривая 2 при  $\rho = 57^\circ$ ; кривая 3 при  $\rho = 123^\circ$ ; кривая 4 – ускорение  $a_K^t$  при всех значениях угла  $\rho$ .

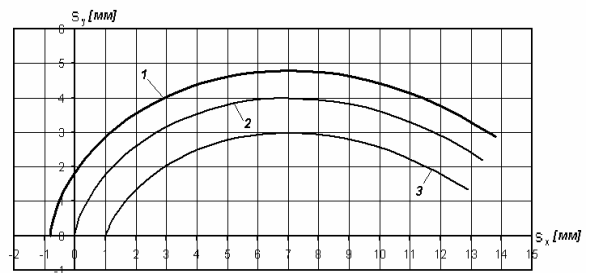


Рис. 13. Графики изменения кривизны эвольвенты коромысла. 1 – наружная поверхность; 2 – ось; 3 – внутренняя поверхность.

Из прямоугольного треугольника ДПП<sub>0</sub> получим формулы для определения  $L_{ЭВ}$  и  $\varphi_{3R}$ :

$$L_{ЭВ} = \sqrt{(L_{ЭВ})^2 + (R_{ЭВ})^2}, \tag{8}$$

$$\varphi_{3R} = \arctg\left(\frac{R_{ЭВ}}{L_{ЭВ}}\right). \tag{9}$$

Скорость перемещения ползуна  $V_{ПV}$  определяется проецированием  $V_{П}$  на направляющую ползуна, т. е.

$$V_{ПV} = V_{П} \cos \varphi_{3R},$$

где  $V_{П}$  – скорость точки П относительно Д.

Для определения ускорения  $a_{ПV}$  ползуна по оси его направляющей, проецируем  $a_{П}$  на ось  $y$  (рис.15):

$$a_{ПV} = a_{П} \cos \left[ \arctg\left(\frac{a_{П}^n}{a_{П}^t}\right) + \varphi_{3K} \right]. \tag{10}$$

Анализ показывает что, полученная кривизна коромысла соответствует кривизне эвольвенты и численные размеры радиусов кривизны тоже одинаковы.

Воспользовавшись вышеприведенной методикой расчета данной работы, можем определить скорость и ускорение

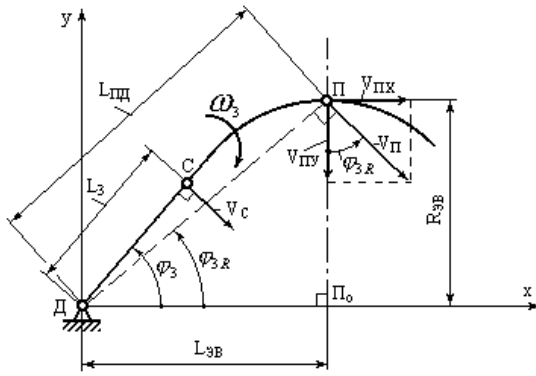


Рис. 14.

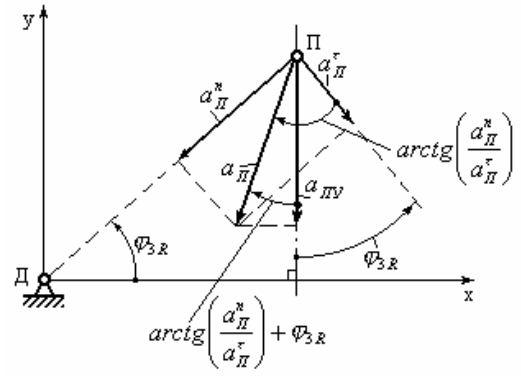


Рис. 15.

Выведенные уравнения (1-10) позволяет определить кинематические характеристики пятизвенного и шестизвенного механизмов при любых параметрах и положениях звеньев, а также провести синтез кинематических параметров ударной массы.

**В четвертой главе** приводятся результаты теоретических исследований пятизвенного механизма переменной структуры, с помощью разработанной динамической модели.

При построении динамической модели механизма расчеты проведены только на дополнительное звено, так как приведенные моменты сил тяжести и моменты инерции четырехзвенного механизма, составляющего основу пятизвенного механизма ранее были исследованы другими авторами.

Согласно схеме, представленной на рис. 16, приведенный момент силы тяжести ползуна определяется по формуле:

$$M_{G4}^{PP} = G_4 \frac{-V_{пy}}{\omega_1} \cos(\psi + \gamma), \quad (11)$$

где  $G_4$  – сила тяжести ползуна;  $\psi$  – угол наклона машины относительно горизонтальной поверхности;  $\gamma$  – угол наклона механизма относительно корпуса машины.

Суммарный приведенный момент инерции механизма, примет следующий вид:

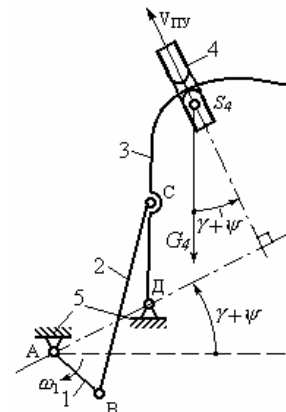


Рис. 16

$$J_{\Sigma}^{PP} = J_{1A} + m_2 \left( \frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{2S} U_{21}^2 + J_{3Д} U_{31}^2 + m_4 \left( \frac{V_{пy}}{\omega_1} \right)^2, \quad (12)$$

где  $J_{1A}$ ,  $J_{2S}$ ,  $J_{3Д}$  – моменты инерции соответственно кривошипа, шатуна и коромысла;  $m_2$ ,  $m_4$  – массы звеньев соответственно шатуна и ползуна;  $V_{S2}$  – скорость центра тяжести шатуна;  $U_{21}$ ,  $U_{31}$  – передаточные отношения угловых скоростей шатуна и кривошипа, коромысла и кривошипа.

Результаты вычислений приведенных моментов сил тяжестей и моментов инерции приведены в виде графиков (рис. 17, 18).

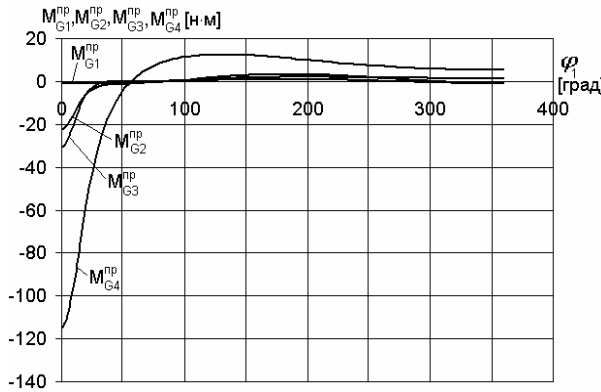


Рис. 17. Зависимости приведенных моментов сил тяжестей  $M_{G1}^{np}$ ,  $M_{G2}^{np}$ ,  $M_{G3}^{np}$  и  $M_{G4}^{np}$  от угла  $\varphi_1$  поворота кривошипа.

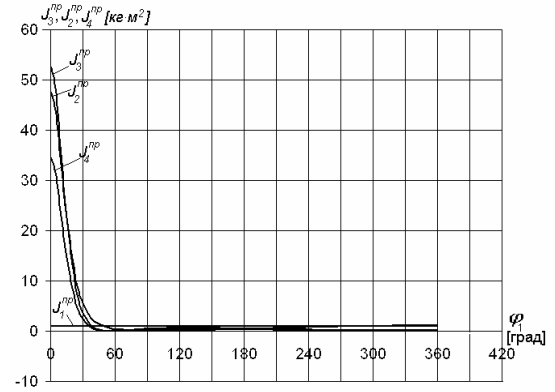


Рис. 18. Зависимости приведенных моментов инерции  $J_1^{pp}$ ,  $J_2^{pp}$ ,  $J_3^{pp}$  и  $J_4^{pp}$  от угла  $\varphi_1$  поворота кривошипа.

Как видно из графиков (рис. 17, 18), начиная от  $60^0$  угла поворота кривошипа до совершения удара механизмом приведенные моменты сил тяжестей звеньев составляют моменты, совпадающие с направлением вращения кривошипа. Это целесообразно для увеличения энергии удара.

При исследовании динамики данного механизма рассмотрен тот случай, когда данный механизм приводится в движение асинхронным электродвигателем. При этом имеем одномассовую систему, момент инерции которой является функцией от угловой координаты звена приведения и нагруженную приведенным моментом, зависящим от скорости и моментом, зависящим от положения механизма.

Для определения закона движения данного механизма использовано уравнение движения в энергетической форме и составлено уравнение движения для небольшого интервала углового перемещения  $\Delta\varphi$  звена приведения:

$$\frac{J_{\Sigma i}^{pp} \omega_i^2}{2} - \frac{J_{\Sigma 0}^{pp} \omega_0^2}{2} = \sum A_{0i}, \quad (13)$$

где  $\omega_0$  – значение угловой скорости звена приведения в начале углового интервала, т.е при  $\varphi_0$ ;  $\omega_i$  – значение угловой скорости звена приведения при  $\varphi_i = \varphi_0 + \Delta\varphi$ ;  $J_{\Sigma 0}^{pp}$  – приведенный момент инерции машины в начальном положении;  $J_{\Sigma i}^{pp}$  – приведенный момент инерции машины в  $i$ -м положении,  $\sum A_{0i}$  – сумма работ приведенных моментов, зависящих от скорости и положения звена приведения в промежутке  $0 - i$ .

Наметив ряд положений звена приведения  $0, i, k, \dots$ , отсчет угла  $\varphi$  будем вести от нулевого положения  $\varphi_0 = 0$  (рис. 19). Сумма работ всех сил  $\sum A_{0i}$  в интервале  $\Delta\varphi$  определяется:  $\sum A_{0i} = A_{\omega 0i} + A_{\varphi 0i}$ , где  $A_{\omega 0i}$  – работа приведенного момента  $M_{\omega 0}^{pp}$  сил, зависящих от скорости звена приведения;

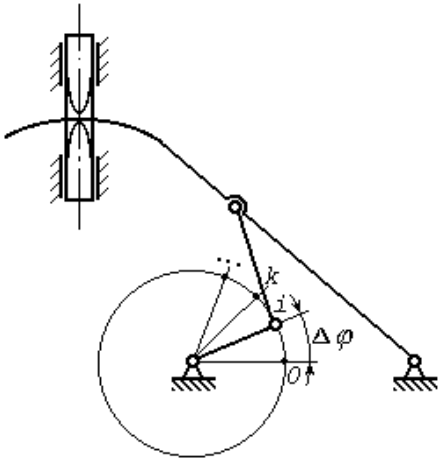


Рис. 19.

$A_{\varphi 0i}$  – работа приведенного момента  $M_{\varphi}^{np}$  сил, зависящих от положения звена приведения.

Считаем, что в пределах небольшого интервала  $0-i$  моменты  $M_{\omega}^{np}$  и  $M_{\varphi}^{np}$  при увеличении угла  $\varphi$  изменяются линейно и в конце интервала получают некоторые значения  $M_{\omega i}^{np}$  и  $M_{\varphi i}^{np}$ , поэтому в уравнении (13) приближенно можно принять

$$A_{\omega 0i} = \frac{M_{\omega 0}^{np} + M_{\omega i}^{np}}{2} \Delta\varphi \quad \text{и} \quad A_{\varphi 0i} = \frac{M_{\varphi 0}^{np} + M_{\varphi i}^{np}}{2} \Delta\varphi.$$

С учетом этого, формулу (13) преобразуем к следующему виду:

$$\frac{J_{\Sigma i}^{np} \omega_i^2}{2} - \frac{J_{\Sigma 0}^{np} \omega_0^2}{2} = \frac{M_{\omega 0}^{np} + M_{\omega i}^{np}}{2} \Delta\varphi + A_{\varphi 0i}.$$

В этой формуле  $J_{\Sigma 0}^{np}$ ,  $J_{\Sigma i}^{np}$ ,  $M_{\omega 0}^{np}$ ,  $A_{\varphi 0i}$  становятся известными, если будут заданы начальные условия, т.е. значения  $\varphi_0$ ,  $\omega_0$ , и  $\Delta\varphi$ . Задача сводится к определению скорости звена приведения  $\omega_i$  и приведенного момента  $M_{\omega i}^{np}$ , зависящего от этой скорости по известной зависимости Клосса (для асинхронных двигателей).

Отсюда

$$\frac{J_{\Sigma i}^{np} \omega_i^2}{\Delta\varphi} + \left[ \frac{2A_{\varphi 0i}}{\Delta\varphi} - \frac{J_{\Sigma 0}^{np} \omega_0^2}{\Delta\varphi} - M_{\omega 0}^{np} \right] = M_{\omega i}^{np}. \quad (14)$$

Обозначив сумму, содержащуюся в скобках, буквой  $B$ , примем следующий расчетный вид:

$$\frac{J_{\Sigma i}^{np} \omega_i^2}{\Delta\varphi} + B_{0i} = M_{\omega i}^{np}. \quad (15)$$

Ошибка от сделанного приближения будет тем меньше, чем меньше выбранный интервал  $\Delta\varphi$  и, используя формулы Клосса, перепишем уравнение (13) так:

$$\frac{J_{\Sigma i}^{np} \omega_i^2}{\Delta\varphi} + B_{0i} = \left[ \frac{2M_K S_K U_{ped} \left( 1 - \frac{\omega}{\omega_c / U_{ped}} \right)}{S_K^2 + \left( 1 - \frac{\omega_{pot}}{\omega_c / U_{ped}} \right)} \right]; \quad (16)$$

или

$$\begin{aligned}
& J_{\Sigma i}^{np} (S_{\kappa}^2 + 1) \omega_i^2 - \frac{2J_{\Sigma i}^{np}}{\omega_{c.ped}} \omega_i^3 + \frac{J_{\Sigma i}^{np}}{\omega_{c.ped}} \omega_i^4 + B_{0i} \Delta \varphi (S_{\kappa}^2 + 1) - \\
& - \frac{2B_{0i} \Delta \varphi}{\omega_{c.ped}} \omega_i + \frac{B_{0i} \Delta \varphi}{\omega_c^2} \omega_i^2 - 2M_{\kappa.ped} S_{\kappa} \Delta \varphi + \frac{2M_{\kappa.ped} S_{\kappa} \Delta \varphi}{\omega_{c.ped}} \omega_i = 0
\end{aligned} \tag{17}$$

где  $M_{\kappa.ped} = M_{\kappa} U_{ped}$ ;  $\omega_{c.ped} = \omega_c / U_{ped}$ .

После нескольких преобразований уравнения (17) получим уравнение четвертой степени

$$J_{\Sigma}^{np} \omega^4 - b \omega^3 + c \omega^2 + d \omega + m = 0. \tag{18}$$

Решением уравнения (18), найдены 4 корня этого уравнения

$$\begin{aligned}
\omega_1 &= \frac{\gamma_1 + \sqrt{\gamma_1^2 - 4\delta_1}}{2}, & \omega_2 &= \frac{\gamma_1 - \sqrt{\gamma_1^2 - 4\delta_1}}{2}, \\
\omega_3 &= \frac{\gamma_2 + \sqrt{\gamma_2^2 - 4\delta_2}}{2}, & \omega_4 &= \frac{\gamma_2 - \sqrt{\gamma_2^2 - 4\delta_2}}{2}.
\end{aligned}$$

Из 4-х корней: два мнимые, один с отрицательным и один с положительным значением. Корень, с положительным значением  $\omega_3$  является действительным для решения уравнения движения.

Для определения силовых воздействий между звеньями 3, 4 и 5 составим векторное уравнение  $\sum_4 \vec{F} = 0$  и получим:

$$\vec{F}_{43} + \vec{F}_{45} + \vec{G}_4 + \vec{\Phi}_4 = 0. \tag{19}$$

Все векторы из уравнения (19) проецируем на  $\vec{F}_{43}$  (рис. 20), по результатам которого можно определить силовое воздействие  $\vec{F}_{43}$  ползуна 4 на коромысло 3,

$$\vec{F}_{43} = -\vec{G}_4 \cos(\psi + \gamma) - \vec{\Phi}_4, \tag{20}$$

Для определения силового воздействия  $\vec{F}_{45}$  ползуна 4 на стойку 5 все векторы из уравнения (19) проецируем на  $\vec{F}_{45}$  и получим:

$$F_{45} = -G_4 \sin(\psi + \gamma). \tag{21}$$

Для определения реакций в шарнирах Д и С рассмотрим расчетную схему, представленную на рис. 21.

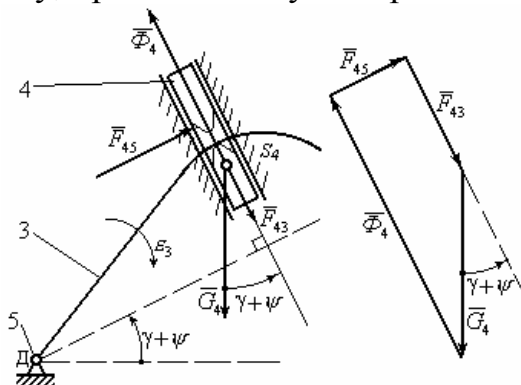


Рис. 20.

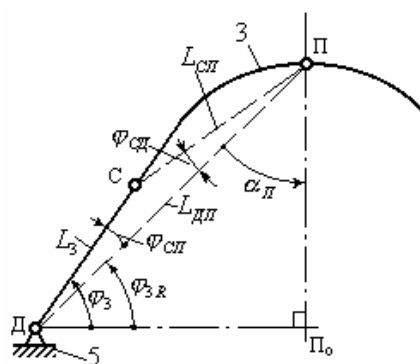


Рис. 21.

Используя прямоугольный треугольник ДПП<sub>0</sub>, находим угол  $\alpha_{\Pi}$  между прямой ДП и осью направляющей ползуна:

$$\alpha_{\Pi} = 90^{\circ} - \varphi_{3R}. \quad (22)$$

Вводим обозначение разности углов

$$\varphi_{СП} = \varphi_3 - \varphi_{3R}. \quad (23)$$

Длину  $L_{СП}$  прямой, соединяющей кинематические пары С и П, т.е. длину дополнительной части коромысла находим из треугольника ДСП по теореме косинусов:

$$L_{СП} = \sqrt{L_3^2 + L_{ДП}^2 - 2L_3L_{ДП} \cos \varphi_{СП}}. \quad (24)$$

Из этого же треугольника ДСП определим угол  $\varphi_{СД}$  между прямыми  $L_{СП}$  и  $L_{ДП}$ .

$$\varphi_{СД} = \arccos \left[ \frac{L_{СП}^2 + L_{ДП}^2 - L_3^2}{2L_{СП}L_{ДП}} \right]. \quad (25)$$

Теперь, составляя уравнение моментов  $\sum_3 M_C = 0$ , приложенных к коромыслу относительно точки С, из расчетной схемы (рис. 22), можем определить касательную составляющую  $F_{35}^r$  силы взаимодействия  $F_{35}$ :

$$F_{35}^r = \frac{G_3 L_{CS3} \cos(\varphi_3 + \beta_{S3} + \gamma + \psi + \theta) + \Phi_3 L_{CS3} \sin(\alpha_3 + \varphi_{3aS3})}{L_3} - \frac{F_{34} L_{СП} \sin(\varphi_{СД} + \alpha_{\Pi}) + M_{\Phi_3}}{L_3}, \quad (26)$$

где  $F_{34} = -F_{43}$ ,  $S_3$  – центр тяжести коромысла.

Из уравнения моментов, составленного относительно точки Д для системы сил, приложенных к звену 3 (рис.23), имеем  $\sum_3 M_D = 0$ :

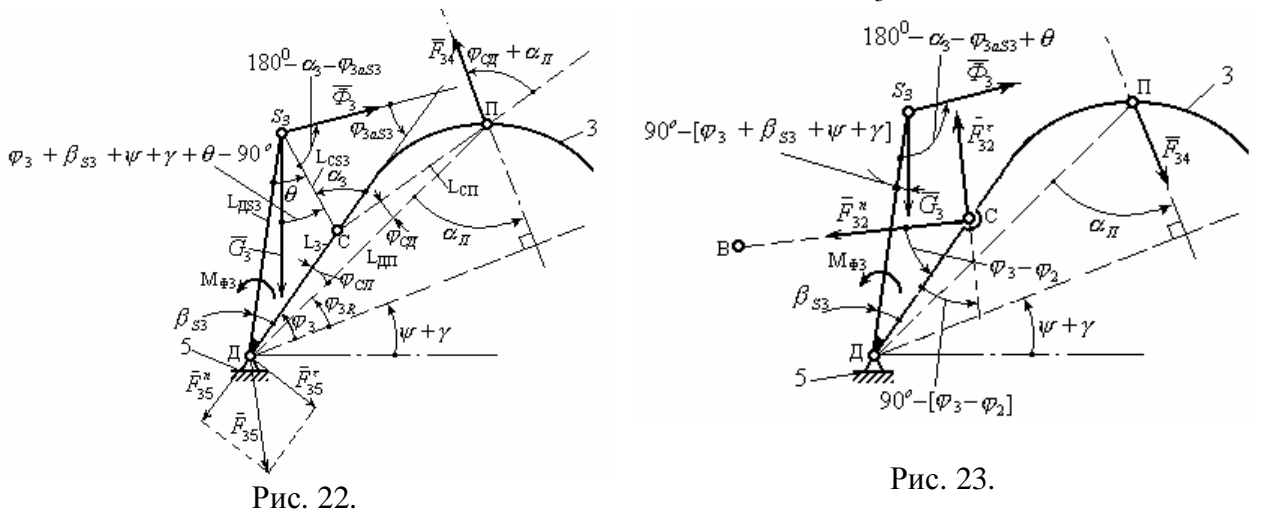


Рис. 22.

Рис. 23.

$$F_{32}^n = \frac{-F_{32}^r L_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + G_3 L_{ДС3} \cos(\varphi_3 + \beta_{S3} + \psi + \gamma)}{L_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} + \frac{\Phi_3 L_{ДС3} \sin(\alpha_3 + \varphi_{3aS3} - \theta) + F_{34} L_{ДП} \sin \alpha_{\Pi} - M_{\Phi_3}}{L_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}. \quad (27)$$



Нормальную составляющую  $F_{35}^n$  силы взаимодействия коромысла и стойки определим из расчетной схемы, приведенной на рис. 24.

Сумма проекций на ось  $x$  сил, приложенных к коромыслу равна нулю, т. е.  $\sum_3 X = 0$ . Следовательно, получим:

$$F_{35}^n = -\Phi_3 \cos(\alpha_3 + \varphi_{3aS3} - \theta - \beta_{S3}) - F_{32}^r \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + F_{34} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - F_{34} \sin \varphi_3 - G_3 \sin(\psi + \gamma + \varphi_3). \quad (28)$$

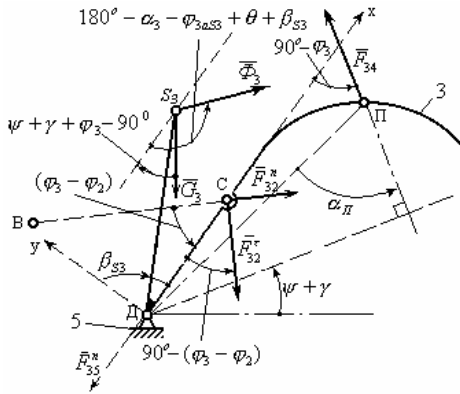


Рис. 24.

На основе полученных аналитических уравнений составлена программа расчета на ЭВМ сил взаимодействия звеньев пятизвенных ударных механизмах.

Результаты вычислений взаимодействующих сил в шарнирах представлены в виде графиков (рис. 25, 26).

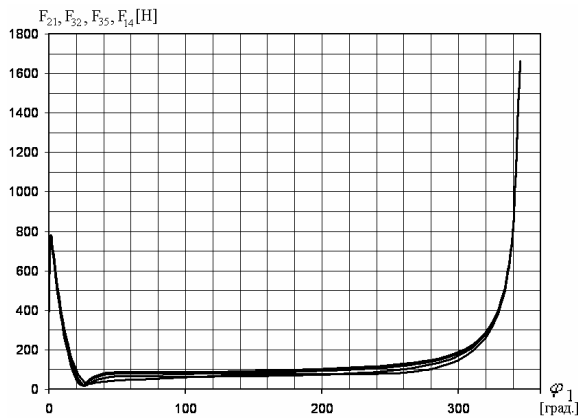


Рис. 25. Зависимости сил  $F_{21}$ ,  $F_{32}$ ,  $F_{35}$  и  $F_{14}$  в шарнирах А, В, С и Д от угла  $\varphi_1$  поворота кривошипа.

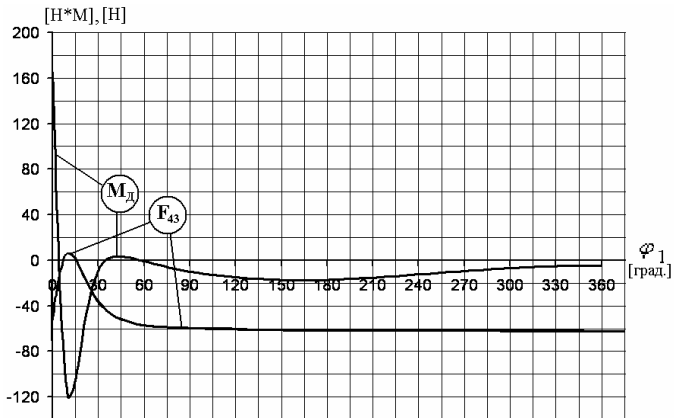


Рис. 26. Зависимости движущего момента  $M_d$  и силы  $F_{34}$  от угла  $\varphi_1$  поворота кривошипа.

Анализируя все полученные графики, можно сделать вывод, что значительные нагрузки в шарнирах механизма достигают наибольших значений, когда все звенья механизма выстраиваются в одну линию.

Из графика, представленного на рис. 26 можно заметить, что по сравнению с силами взаимодействия звеньев кривошипно-коромыслового механизма, значение силы взаимодействия между коромыслом и ползуном во много раз меньше. Это объясняет, что дополнительное звено значительно не влияет на работоспособность механизма.

Силы, действующие в кинематических парах, инерционные нагрузки и силы тяжести звеньев механизма содействуют движущему моменту  $M_d$  в случае, когда коромысло находится в крайнем положении и в предупредном положении (рис. 26).

### **ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ:**

1. Разработаны новые варианты кинематических схем пятизвенного и шестизвенного ударных механизмов с круговыми звеньями на основе кривошипно–коромыслового МПС, в которых выходные звенья преобразуют качательное движение коромысла в возвратно–поступательное движение ползуна.

2. Проведен анализ разработанных кинематических схем для снижения динамических нагрузок, действующих на звенья и опорные узлы ударной системы.

3. Обоснован выбор положения опоры коромысла и направляющей для уменьшения силовых нагрузок между ползуном и направляющей, и для изменения скорости и хода ползуна.

4. Обоснован выбор длины дополнительного шатуна для уменьшения силовых нагрузок между ползуном и направляющей, и увеличения скорости и хода выходного звена.

5. Установлено, что кривизна, по которой коромысло соприкасается с ползуном, должна быть эвольвентой, обеспечивающей передачу усилия от коромысла к ползуну исключительно по направлению, совпадающему с направлением движением ползуна. Это обеспечивает уменьшение сил прижатия ползуна к направляющей, соответственно уменьшая силы трения между ними.

6. Предложен метод построения кривизны (эвольвенты) коромысла с применением ЭВМ.

7. Разработана методика аналитического определения кинематических характеристик пятизвенного и шестизвенного механизмов, на основе, которой составлены программы для ЭВМ. Исследования кинематики шестизвенного ударного механизма по разработанной методике показали, что с уменьшением угла  $\rho$  между направляющей и особым положением механизма до определенного значения, скорость ползуна возрастает, а с увеличением угла  $\rho$  до определенного значения - скорость ползуна уменьшается.

8. Составлено уравнение движения в энергетической форме с использованием формулы Клосса, в котором ударный механизм приводится в движение асинхронным электродвигателем.

9. Выведены уравнения для определения взаимодействующих сил звеньев пятизвенного ударного механизма и проведен силовой анализ. В результате проведенного анализа выявлено, что основную часть нагрузок, воспринимаемых шарнирами, составляют нормальные силы, направленные вдоль оси звеньев.

### **Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:**

1. Анализ пространственной диаграммы шарнирно-четырёхзвенного механизма //Вест. Иссык-Кульского ун-та - № 4. – Каракол, 1999. - С. 130-134. (соавторы: Акаева М.Д., Абдраимов С., Зиялиев К.Ж.).

2. Режимы движений звеньев кулисных механизмов переменной структуры, имеющих смещение камня  $e$  // Материалы конференции, посвященной I съезду инженеров Кыргызстана и 10-летию образования Инженерной академии КР «Новые наукоемкие технологии и технологическое оборудование». Инженерная академия КР – Бишкек: «Технология», 2001. – С. 140–144. (соавторы: Токтакунов Ж.Ш. Чинбаев О.К.)

3. Влияние параметров шатуна на формирование ударного импульса в опоре коромысла (ударного элемента). // НАН КР. Институт машиноведения, - Бишкек: «Илим», 2002, - С. 123-128. (соавт.: Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К., Абдраимова Н.С.).

4. Расчет коромысла, состоящего из массивной ударной части и стержня. Сборник научных трудов. Выпуск 3 // НАН КР. Институт машиноведения, - Бишкек: «Илим», 2002,- С. 129-134. (соавт: Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К., Абдраимова Н.С.).

5. Анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов методом аналитической геометрии // Вест. Кыргызского технич. ун-та им И. Раззакова. – Бишкек: «Техник», 2002. - С. 9-14. (соавторы: Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К.).

6. Математический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями / Мат-лы межд. научн.-практ. конф. «Повышение эксплуатационной эффективности транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата». КГУСТА. - Бишкек, 2002. - С. 61-70. (соавторы: Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К.).

7. Расчет и конструирование коромысла с большой энергией единичного удара / Мат-лы межд. научн.-практ. конф. «Повышение эксплуатационной эффективности транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата». КГУСТА. - Бишкек, 2002. - С. 55-60. (соавторы: Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К.).

8. Кинематический анализ шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма / Мат-лы межд. научн.-практ. конф. «Повышение эффективных показателей транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата». КГУСТА. - Бишкек, 2003. - С. 389-394. (соавторы: Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Абдраимова Н.С., Чинбаев О.К.)

9. Применение методов аналитической геометрии в исследовании шарнирно-четырёхзвенных механизмов / Мат-лы межрег. научн.-теор. конф. «Кыргызская государственность и проблемы межкультурного диалога». КУУ. - Ош, 2003. - С. 235-239. (соавторы: Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Абдраимова Н.С., Чинбаев О.К.).

10. Определение скоростей и ускорений центров масс звеньев шестизвенного механизма переменной структуры / Мат-лы научн.-технич. конф. «Недра гор Кыргызстана - народу» / Кыргызский горно-металлургический институт имени академика У.А. Асаналиева. - Бишкек, 2003.-С. 212-215. (соавторы: Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К.).

11. Динамическая модель шарнирно-четырёхзвенного механизма / Мат-лы межд. научн.-практ. конф. «Повышение эффективных показателей

транспортных, строительно- дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата». КГУСТА. - Бишкек, 2003. - С. 355-359. (соавторы: Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К., Каримов А.А.)

12. Кинематический анализ шестизвенного механизма переменной структуры / Мат-лы научн.-технич. конф. «Недра гор Кыргызстана - народу». / Кыргызский горно-металлургический институт имени академика У.А. Асаналиева. - Бишкек, 2003. - С. 208-212. (соавторы: Абдраимов Э.С., Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К.).

13. Метод построения кривизны коромысла в ударном механизме переменной структуры // Вест. Ысыккульского ун-та. - №11. – Каракол, 2004. – С. 78-81.

14. Определение угловых координат шарнирно-четырёхзвенных механизмов // Исследования, результаты. – Алматы: Казахский национальный аграрный университет, № 3, 2006. - С. 216-219. (соавторы Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К., Жакыпов Н.Ж.).

15. Определение скоростей и ускорений ползуна пятизвенного МПС // Вестник. - № 2 (48). – Астана: Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева, 2006. – С. 82-89. (соавторы Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К., Токтакунов Ж.Ш.).

## **Түшүндүрмө**

### **Такырбашев Амангелди Бексултанович**

#### **«Кошумча тогоолору менен ө згө рмө лүү структурадагы механизмди кинематикалык жана динамикалык жактан талдоо»**

05.02.18 – «Механизмдердин жана машиналардын теориясы» адистиги боюнча техника илимдеринин кандидаты илимий даражасын изденүүгө

**Негизги сө здө:р**беш тогоолуу уруучу механизм, алты тогоолуу механизм, ө згө рмө лүү структурадагы механизмтегерек тогоолуу механизмдер, кошумча шатун, ползун, коромыслонун эвольвенттик ийриси.

Бул диссертациялык иште кошумча тогоолору бар ө згө рмө лүү структурадагы механизмдерге теориялык изилдө ө жүргүзүлгө тогоолору тегерек болгон беш тогоолуу жана алты тогоолуу механизмдердин ийримуунактык-апкечтүү ӨСМ негизинде жаңы схемалар иштелип чыккан. Механизмдердин түйүндө рүнө аракет этүүчү динамикалык жүктө рдү азайтуу жана уруучу массанын ылдамдыгын жана жылышуу узндугун ө згө ртүү үчүн тогоолордун ө лчө мдө рүн жана алардын абалдарын тандоосу негизделген Механизмдерге синтез жүргүзүүгө ылайык келген беш тогоолуу жана алты тогоолуу механизмдерди кинематикалык жана динамикалык талдоону аткарыш үчүн аналитикалык теңдемелер түзүлгө н

## Резюме

### Такырбашев Амангелди Бексултанович «Кинематический и динамический анализ механизма переменной структуры с дополнительными звеньями».

На соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.18. - «Теория механизмов и машин».

**Ключевые слова:** пятизвенный ударный механизм, шестизвенный ударный механизм, механизм переменной структуры, механизмы с круговыми звеньями, дополнительный шатун, ползун, кривизна эвольвенты коромысла.

В диссертационной работе проведено теоретическое исследование механизмов переменной структуры с дополнительными звеньями. Разработаны новые схемы на основе кривошипно-коромыслового МПС пятизвенного и шестизвенного механизмов с круговыми звеньями. Обоснованы выборы параметров звеньев и их положений для уменьшения динамических нагрузок, действующих на узлах механизмов и изменения скорости и длины перемещения ударной массы. Составлены аналитические уравнения для кинематического и динамического анализа пятизвенного и шестизвенного механизмов, при помощи которых можно проводить синтез механизмов.

## Resume

### Takyrbashev Amangeldi Beksultanovich "The kinematical and dynamic analysis of the mechanism of variable structure with additional parts".

On competition of a scientific degree of Cand.Tech.Sci. on a speciality 05.02.18. - «The theory of mechanisms and machines ».

**Key words:** five link the percussive mechanism, six link the percussive mechanism, mechanism of variable structure, mechanisms with circular parts, additional connecting-rod, slide-block, curvature of rocker evolvent.

The theoretical research of variable structure mechanism with supplementary links passed in the dissertation paper. New scheme on the basis of crank-rocker variable structure mechanism and five link and six link was elaborated. Selection of link parameter and their position to decrease dynamical loading, acting at mechanism knot and alteration of speed and length of transference of percussive mass was grounded. Analytical equation composed for kinematics and dynamical analysis of five and six link mechanics, by means of mechanism synthesis can be passed.

