

ИНЖЕНЕРНАЯ АКАДЕМИЯ КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ НАН КР

На правах рукописи
УДК 621.01

ФОКИН ЮРИЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

**КИНЕМАТИКА И КИНЕТОСТАТИКА
КРИВОШИПНЫХ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫХ
МЕХАНИЗМОВ
С МГНОВЕННОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ
НЕОПРЕДЕЛИМОСТЬЮ**

**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 2002

Работа выполнена в Инженерной академии Кыргызской Республики

Научные руководители: академик Международной Инженерной академии, заслуженный изобретатель, доктор технических наук, профессор С.Абдраимов,

академик Международной Инженерной академии, доктор технических наук, профессор В.Э.Еремянц

Официальные оппоненты: академик Инженерной академии Кыргызской Республики, доктор технических наук М.У.Ураимов

академический советник Инженерной академии Кыргызской Республики, кандидат технических наук, доцент Т.Т.Каримбаев

Ведущая организация: Научно-исследовательский институт физико-технических проблем при Кыргызском техническом университете

Защита состоится "10" мая 2002 года в "14" часов на заседании диссертационного совета Д 05. 01. 128 при Инженерной академии КР и Институте машиноведения НАН КР, г.Бишкек, ул. Скрыбина, 23.

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

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.

Автореферат разослан "5" *апреля* 2002 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 05. 01. 128,
кандидат технических наук



А.О.Абидов

Актуальность темы. С начала 90-х годов в Институте машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР под руководством академика МИА, д.т.н. С.Абдраимова проводятся работы по исследованию и созданию принципиально новых ударных машин - с кривошипно-коромысловым ударным механизмом, представляющим собой шарнирный четырехзвенник, звенья которого в момент удара выстраиваются в одну линию, вследствие чего механизм становится кинематически неопределимым. Машины, в которых используются такие механизмы, обладают рядом преимуществ перед машинами традиционных конструкций, в частности, имеют более высокий к.п.д., более просты и технологичны.

До настоящего времени использовались две схемы таких механизмов: с наибольшим шатуном и с наибольшим основанием, причем в довольно узком диапазоне изменения относительных размеров звеньев. Преимущества этих механизмов побуждают к продолжению работ по их исследованию.

Цель работы. Выявление возможных схем кривошипных четырехзвенных механизмов с мгновенной кинематической неопределимостью (МКН), определение присущих им закономерностей, использование этих закономерностей для создания основ проектирования машин, содержащих такие механизмы.

Методы исследования. Проведенные исследования основываются на известных методах теории механизмов и машин и методиках экспериментальных исследований.

Основные положения, выносимые на защиту.

- выявление возможных схем кривошипных четырехзвенных механизмов с МКН;
- установление закономерностей изменения передаточных отношений и коэффициентов кинематического восстановления скорости;
- определение связи между передаточными функциями по перемещению, скорости, ускорению всех схем механизмов с МКН;
- методика синтеза ударного элемента;
- методика проектирования кривошипно-коромысловых ударных механизмов.

Научная новизна. Выявление всех возможных схем кривошипных четырехзвенных механизмов с МКН, определение диапазонов изменения передаточных отношений, представленных в виде поверхностей в пространственной системе координат, построение типовых передаточных функций по перемещению, скорости, ускорению для всех видов механизмов с различными соотношениями длин звеньев, определение связи между передаточными функциями всех механизмов.

Практическая ценность и реализация работы. Разработан пакет программ по исследованию кинематики и кинестатики механизмов с МКН, разработана методика синтеза ударного элемента кривошипно-коромысловых ударных машин, выработаны и реализованы рекомендации по выбору параметров и проектированию этих машин.

В период с 1994 по 2000 год автором разработан ряд ударных машин на основе механизмов с МКН. В работе приведена конструкция, результаты расчетов и результаты испытаний ударной машины для отбивки отливок от литников модели МО-15.

Апробация полученных результатов. Результаты отдельных этапов работы докладывались на IV научной конференции КРСУ (Бишкек, май 1997 г.), на Международной научно-теоретической конференции "Проблемы и перспективы интеграции образования", посвященной 5-летию КРСУ (Бишкек, 1998 г.), на Международной конференции "Механизмы переменной структуры и виброударные машины" (Бишкек, 1999 г.), на конференции, посвященной 200-летию юбилею А.С.Пушкина в Кыргызстане (Бишкек, 1999 г.), на научно-практической конференции "Наука и наукоемкие горные технологии" (Бишкек, 2000 г.).

Публикации. По результатам исследований опубликовано 15 статей, 5 сообщений в виде тезисов докладов, получено 3 авторских свидетельства СССР на изобретения.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из четырех глав, введения и заключения и содержит 93 страницы машинописного текста, 103 рисунка, 5 таблиц, библиографию из 78 наименований, два приложения на 24 листах.

Содержание работы

Во введении показана актуальность темы диссертации, дается общая характеристика работы, формулируется цель исследований.

В первой главе характеризуется кинематическая неопределимость механизмов, заключающаяся в появлении у механизма более одной степени свободы. Можно выделить механизмы, кинематически неопределимые при любом положении звеньев, механизмы, кинематически неопределимые на отрезке – в определенном диапазоне положений звеньев, - и механизмы, кинематически неопределимые в точке, или механизмы с МКН.

Выполнен обзор результатов предшествующих исследований механизмов с МКН, на основе которого делается вывод, что системные исследования этих механизмов проводятся с 70-х годов XX века представителями кыргызской школы ТММ. До этого наиболее полно такие механизмы освещены в работах Н.Г.Бруевича и В.Лихтенхельдта.

На основе проведенного обзора сформулированы задачи исследований.

Во второй главе выявлены возможные схемы кривошипных четырехзвенных механизмов с МКН. На основе предельного случая правила Грасгофа о существовании кривошипно-коромыслового механизма $l_{min} + l_{max} = l' + l''$, подставляя на место длины наибольшего звена l_{max} длины шатуна, основания и коромысла, можно получить три схемы кривошипно-коромысловых механизмов с МКН (рис. 1 а, б, в). Если длины двух смежных звеньев четырехзвенника стремятся к бесконечности, вращательную кинематическую пару, соединяющую эти звенья, можно заменить поступательной: поступательное движение есть вращение вокруг бесконечно удаленного центра. На этом основании получают еще две схемы механизмов с МКН: кривошипно-ползунный и кривошипно-кулисный (рис. 1 г, д). Устанавливая полученные пять механизмов на наименьшее звено – кривошип – и полагая ведущим звеном основание исходного механизма, получаем еще пять схем механизмов с МКН, у которых выходное звено совершает полный оборот (рис. 1 е – к).

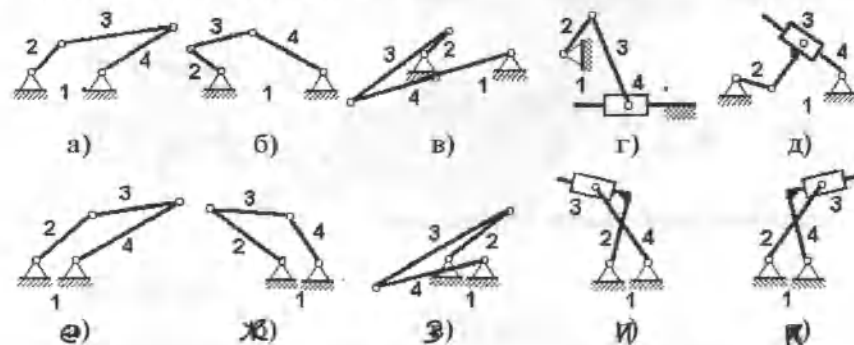


Рис. 1

Далее вводится понятие граничных механизмов, у которых наибольшее звено равно какому-либо из других звеньев. Такие механизмы относятся сразу к двум схемам. В случае равенства всех четырех звеньев схема является общей для шести четырехшарнирных механизмов.

Передачным отношением u_{ij} механизмов с МКН для случая использования их в качестве ударных мы называем значение передаточной функции по скорости перед ударом, коэффициентом кинематического восстановления скорости R_{ij} – отношение скорости (передаточного отношения) соответствующего звена после удара к его скорости (передаточному отношению) перед ударом. Индексы i, j – номера, соответственно, звена, для которого определяются передаточное отношение и коэффициент кинематического восстановления скорости, и звена приведения.

Для уменьшения количества аргументов в выражениях передаточных отношений и коэффициентов кинематического восстановления скорости задаем длины звеньев в относительных единицах, принимая за единицу измерения длину кривошипа. Тогда относительная длина коромысла $k = l_1/l_2$, относительная длина межопорного расстояния $m = l_1/l_2$. Относительная длина кривошипа равна 1, относительная длина шатуна l определяется из равенства суммы длин наибольшего и наименьшего звена сумме длин двух других звеньев. В этом случае выражения, определяющие передаточные отношения и коэффициенты кинематического восстановления скорости четвертого звена – коромысла, приводятся к виду:

для схемы с наибольшим основанием:

$$u_{42} = \frac{1}{m+1} \left(1 + \sqrt{\frac{m(m-k+1)}{k}} \right); \quad R_{42} = \frac{1 - \sqrt{\frac{m(m-k+1)}{k}}}{1 + \sqrt{\frac{m(m-k+1)}{k}}};$$

для схемы с наибольшим шатуном:

$$u_{42} = -\frac{1}{m-1} \left(1 + \sqrt{\frac{m(m+k-1)}{k}} \right); \quad R_{42} = \frac{1 - \sqrt{\frac{m(m+k-1)}{k}}}{1 + \sqrt{\frac{m(m+k-1)}{k}}};$$

для схемы с наибольшим коромыслом:

$$u_{42} = -\frac{1}{m-1} \left(1 + \sqrt{\frac{m(k-m+1)}{k}} \right); \quad R_{42} = \frac{1 - \sqrt{\frac{m(k-m+1)}{k}}}{1 + \sqrt{\frac{m(k-m+1)}{k}}}.$$

Функции двух аргументов для наглядности и удобства их исследования представляем в виде поверхностей в пространственной декартовой системе координат, в которой одна ось соответствует относительной длине межопорного расстояния, вторая – относительной длине коромысла, третья – величине передаточного отношения или коэффициента кинематического восстановления скорости.

На рис. 2 представлены поверхности передаточных отношений “коромысло – кривошип” механизмов с наибольшим основанием (поверхность u^o), с наибольшим шатуном (u^s), с наибольшим коромыслом (u^k), на рис. 3 – поверхности коэффициентов кинематического восстановления скорости для тех же механизмов, обозначенные соответственно R^o , R^s , R^k .

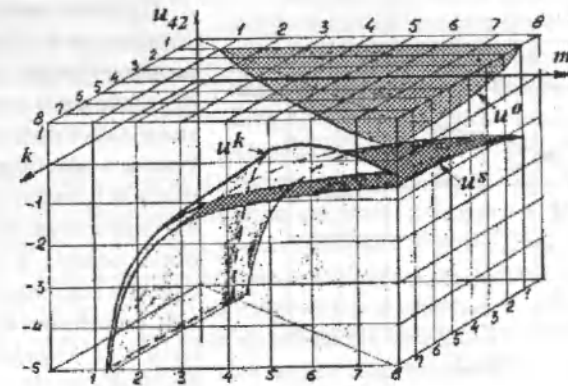


Рис. 2

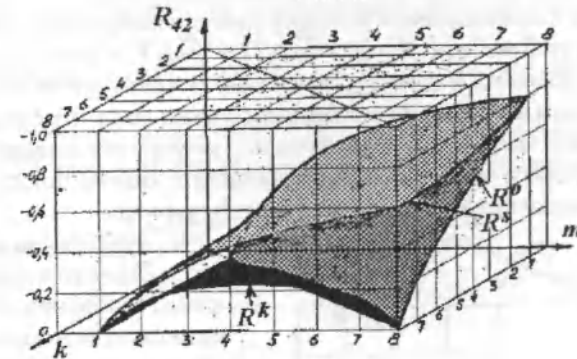


Рис. 3

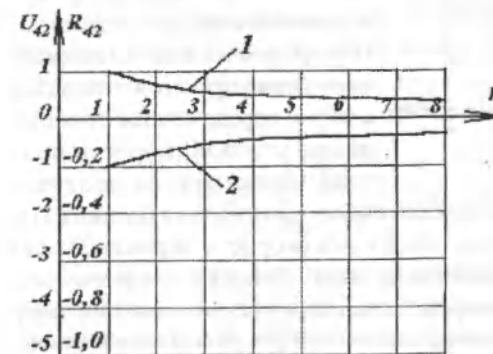


Рис. 4

На рис. 4 приведены кривые, к которым стремятся поверхности передаточных отношений механизмов с наибольшим основанием (кривая 1) и с наибольшим шатуном (кривая 2) при длине основания, стремящейся к бесконечности. Кривая 1 описывается уравнением $u = 1/\sqrt{k}$, кривая 2 – уравнением $u = -1/\sqrt{k}$. Коэффициенты кинематического восстановления в этом случае равны -1.

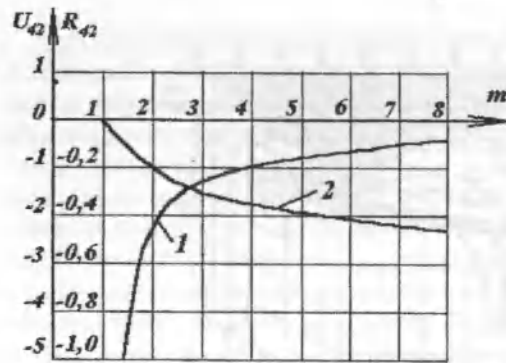


Рис. 5

При относительной длине коромысла k , стремящейся к бесконечности, поверхности передаточных отношений механизмов с наибольшим шатуном и наибольшим коромыслом сливаются в одну цилиндрическую поверхность с образующей, параллельной оси k , и направляющей кривой, определяемой уравнением $u = (1 + \sqrt{m})/(1 - m)$ (кривая 1 на рис. 5); поверхности коэффициентов кинематического восстановления скорости этих механизмов сливаются в цилиндрическую поверхность с направляющей кривой 2, определяемой уравнением $R = (1 - \sqrt{m})/(1 + \sqrt{m})$. Как указывалось выше, при длинах коромысла и шатуна, стремящихся к бесконечности, механизмы с наибольшим шатуном и наибольшим коромыслом переходят в кривошипно-кулисный механизм, следовательно, графики рис. 5 являются графиками передаточного отношения и коэффициента кинематического восстановления скорости кривошипно-кулисного механизма.

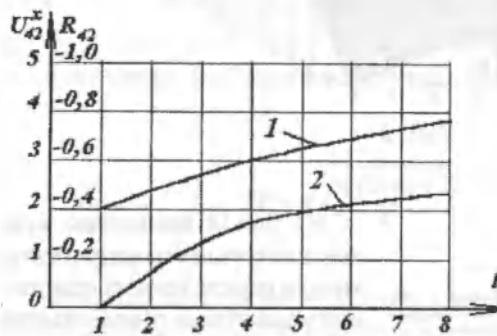


Рис. 6

В случае, если к бесконечности стремятся одновременно длины основания и коромысла, кривошипно-коромысловые механизмы с наибольшим основанием и наибольшим коромыслом переходят в кривошипно-ползунный механизм. Поверхности передаточных отношений при этом стремятся к нулю: передаточное отношение по угловой скорости ползуна, движущегося поступательно, равняется нулю. Графики передаточного отношения (кривая 1) и коэффициента кинематического восстановления скорости (кривая 2) ползуна по линейной скорости представлены на рис. 6. Линейная скорость рассчитывается для единичной длины кривошипа: передаточное отношение в этом случае соответствует отношению линейной скорости ползуна к линейной скорости шарнира кривошип-шатун. Графики рис. 6 описываются уравнениями $u^x = 1 + \sqrt{l}$; $R^x = (1 - \sqrt{l})/(1 + \sqrt{l})$.

При относительной длине коромысла k , стремящейся к бесконечности, поверхности передаточных отношений механизмов с наибольшим шатуном и наибольшим коромыслом сливаются в одну цилиндрическую поверхность с образующей, параллельной оси k , и направляющей кривой, определяемой уравнением $u = (1 + \sqrt{m})/(1 - m)$ (кривая 1 на рис. 5); поверхности

коэффициентов кинематического восстановления скорости этих механизмов сливаются в цилиндрическую поверхность с направляющей кривой 2, определяемой уравнением $R = (1 - \sqrt{m})/(1 + \sqrt{m})$. Как указывалось выше, при длинах коромысла и шатуна, стремящихся к бесконечности, механизмы с наибольшим шатуном и наибольшим коромыслом переходят в кривошипно-кулисный механизм, следовательно, графики рис. 5 являются графиками передаточного отношения и коэффициента кинематического восстановления скорости кривошипно-кулисного механизма.

В случае, если к бесконечности стремятся одновременно длины основания и коромысла, кривошипно-коромысловые механизмы с наибольшим основанием и наибольшим коромыслом переходят в кривошипно-ползунный механизм. Поверхности передаточных отношений при этом стремятся к нулю: передаточное отношение по угловой скорости ползуна, движущегося поступательно,

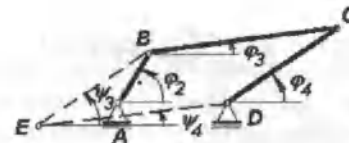


Рис. 7

Определение связи между передаточными функциями различных механизмов производится с использованием принципа смены основания и понятия смежных механизмов. Смежными механизмами являются механизм с наибольшим шатуном и механизм с наибольшим коромыслом. Образование механизма с наибольшим коромыслом из механизма с наибольшим шатуном поясняется рис. 7. Из шарниров B и D проводятся линии, параллельные, соответственно, коромыслу CD и шатуну BC исходного механизма. Углы ψ_3 и ψ_4 , определяющие положение шатуна и коромысла получившегося механизма с наибольшим коромыслом при любом положении кривошипа AB равны, соответственно, углам ϕ_4 и ϕ_3 , определяющим положение коромысла и шатуна исходного механизма. Следовательно, передаточные функции механизма с наибольшим коромыслом и механизма с наибольшим шатуном связаны соотношениями $\psi_3 = \phi_4$, $\psi_4 = \phi_3$, $U_{32} = u_{32}$, $U_{42} = u_{42}$, $U'_{32} = u'_{32}$, $U'_{42} = u'_{42}$. Прописными буквами обозначены передаточные функции механизма с наибольшим коромыслом.

Механизм с наибольшим основанием можно представить как механизм с наибольшим шатуном, установленный на шатун, что поясняется рис. 8.

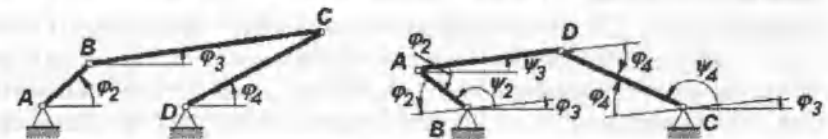


Рис. 8

Записав соотношения между углами вновь получившегося и исходного механизма и дифференцируя эти соотношения, определяем связь между передаточными функциями по перемещению, скорости и ускорению для механизмов с наибольшим шатуном и наибольшим основанием:

$$\begin{aligned} \psi_2 &= \pi - \phi_2 + \phi_3; & \psi_3 &= \phi_3; & \psi_4 &= \pi - \phi_4 + \phi_3; \\ U_{32} &= \frac{u_{32}}{u_{32} - 1}; & U_{42} &= \frac{u_{32} - u_{42}}{u_{32} - 1}; \\ U'_{32} &= \frac{u'_{32}}{(u_{32} - 1)^2}; & U'_{42} &= \frac{u'_{32}(u_{42} - 1) - u'_{42}(u_{32} - 1)}{(u_{32} - 1)^3}. \end{aligned}$$

Как указывалось выше, двухкривошипные механизмы с МКН образуются из исходных кривошипно-коромысловых механизмов установкой на наименьшее звено — кривошип. Ведущим звеном при этом становится основание исходного механизма, с тем чтобы закон изменения угла ϕ_2 , определяющего положение кривошипа, оставался прежним (см. рис. 9).

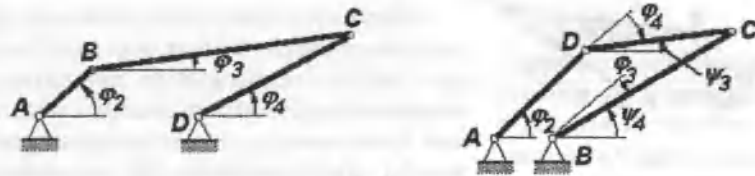


Рис. 9

Записав соотношения между углами двухкривошипного и кривошипно-коромыслового механизма, нетрудно определить связь передаточных функций:

$$\Psi_3 = \varphi_2 - \varphi_\varphi \quad \Psi_4 = \varphi_2 - \varphi_\varphi \quad U_{32} = 1 - u_{42} \quad U_{42} = 1 - u_{32} \quad U'_{32} = -u'_{42} \quad U'_{42} = -u'_{32}$$

Для механизмов с поступательной парой передаточные функции являются пределом передаточных функций соответствующих четырехшарнирных механизмов при длине двух смежных звеньев, стремящихся к бесконечности (как указывалось выше, механизмы с поступательной парой образуются из четырехшарнирных механизмов при бесконечно больших смежных звеньях).

Полученные соотношения между передаточными функциями различных механизмов позволяют, определив законы изменения передаточных функций для одного механизма (например, с наибольшим шатуном), с помощью несложных формул определить законы изменения передаточных функций остальных механизмов.

Вернемся к рис. 2, 3, изображающим поверхности передаточных отношений и коэффициентов кинематического восстановления скорости коромысла кривошипно-коромыслового механизма. Если, используя понятие смежных механизмов, ось k , соответствующую относительной длине коромысла, заменить осью l , соответствующей относительной длине шатуна, изображенные на рисунках поверхности будут соответствовать поверхностям передаточных отношений и коэффициентов кинематического восстановления скорости шатуна; поменяются местами лишь индексы у поверхностей механизмов с наибольшим шатуном и наибольшим коромыслом: s заменится на k , k – на s . Поверхности u° и R° по-прежнему будут соответствовать механизму с наибольшим основанием.

Поверхности передаточных отношений и коэффициентов кинематического восстановления скорости на рис. 2 и 3 описывают и двухкривошипные механизмы, характеризуя движение их звеньев относительно основания, которое в двухкривошипном механизме становится ведущим звеном.

Таким образом, использование понятия смежного механизма и формул перехода от кривошипно-коромысловых к двухкривошипным механизмам позволяет сделать обобщение: рис. 2, 3 характеризуют передаточные отношения и коэффициенты кинематического восстановления скорости шатуна и коромысла всех десяти возможных схем кривошипных четырехзвенных механизмов с МКН.

На основе полученных выражений передаточных функций по углу, скорости, ускорению составлены программы расчета на персональном компьютере передаточных функций для различных механизмов. Кроме расчета передаточных функций программы показывают механизмы в движении. На рис. 10–16 приведены результаты расчета на персональном компьютере передаточных функций механизма с наибольшим коромыслом и полученного из него установкой на кривошип двухкривошипного механизма. На рис. 10 – числовые параметры, а – кривошипно-коромыслового механизма, б – двухкривошипного. Варианты 1–5 соответствуют возможным соотношениям длин звеньев механизма: 1 – длина основания равна длине коромысла; 2 – длина шатуна меньше длины основания; 3 – длина шатуна равна длине основания; 4 – длина шатуна больше длины основания; 5 – длина шатуна равна длине коромысла. На рисунках б – те же механизмы, но установленные на кривошип. На рис. 11–15 (а) – графики передаточных функций “коромысло – кривошип” для механизма с наибольшим коромыслом, на рис. б – для соответствующего ему двухкривошипного. Рис. 11 соответствует варианту 1, рис. 12 – варианту 2 и т.д. Слева от графиков приводятся построенные компьютером планы положений соответствующих механизмов. Обозначения кривых: φ – передаточная функция по угловому перемещению, u – передаточная функция по угловой скорости, ε – передаточная функция по угловому ускорению. Прямая с ординатой, равной 1, соответствует значению передаточной функции по угловой скорости, равному 1, или угловой скорости кривошипа. На рис. 16 приведены расчетные значения, схема, графики передаточных функций и план положений для механизма, являющегося граничным для шести четырехшарнирных схем – механизма, у которого равны друг другу длины всех четырех звеньев.

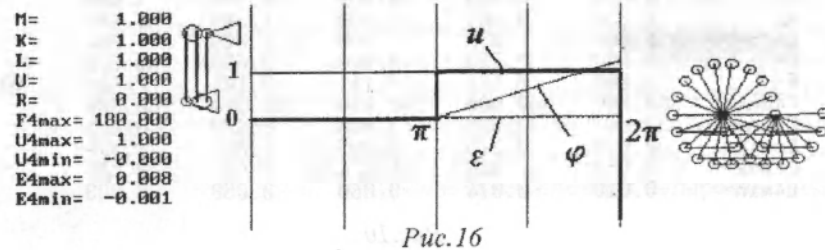
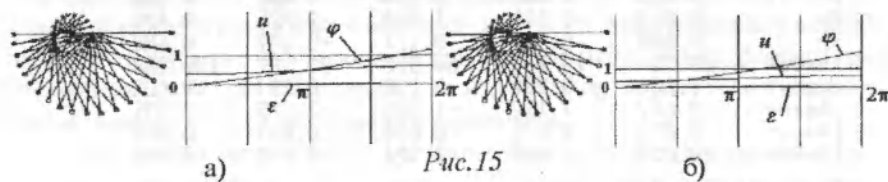
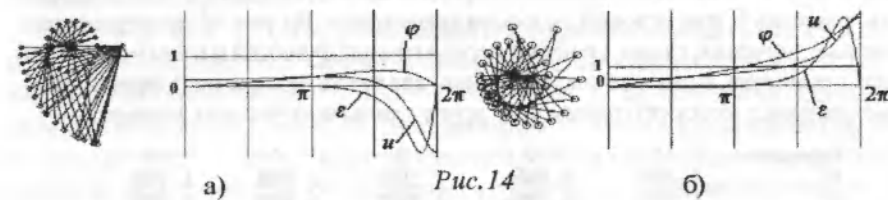
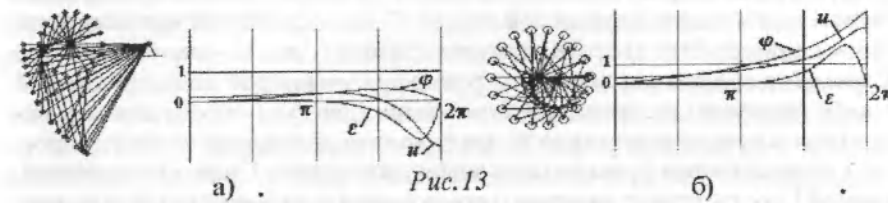
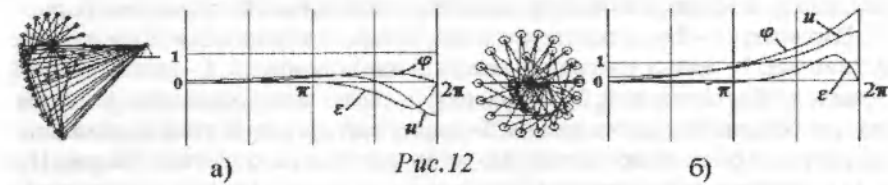
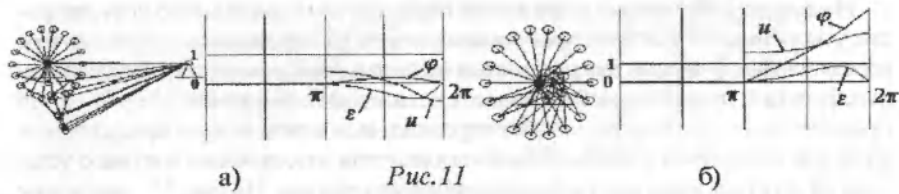
Вариант	1	2	3	4	5
M=	4.000	3.000	2.500	2.000	1.000
K=	4.000	4.000	4.000	4.000	4.000
L=	1.000	2.000	2.500	3.000	4.000
U=	-0.667	-1.112	-1.500	-2.225	0.625
R=	0.000	-0.101	-0.111	-0.101	0.600
F4max=	28.954	48.189	60.000	75.521	180.000
U4max=	0.400	0.260	0.290	0.337	0.625
U4min=	-0.667	-1.112	-1.500	-2.225	0.375
E4max=	0.018	0.074	0.060	0.053	0.065
E4min=	-0.659	-1.048	-1.524	-2.687	-0.003

а)

Вариант	1	2	3	4	5
M=	0.250	0.333	0.400	0.500	1.000
K=	0.250	0.667	1.000	1.500	4.000
L=	1.000	1.333	1.600	2.000	4.000
U=	2.667	2.725	3.000	3.633	0.625
R=	0.000	0.101	0.111	0.101	0.600
F4max=	360.000	360.000	360.000	360.000	180.000
U4max=	2.667	2.725	3.000	3.633	0.625
U4min=	-0.000	0.275	0.333	0.367	0.375
E4max=	0.659	1.048	1.524	2.687	0.065
E4min=	-0.018	-0.074	-0.060	-0.053	-0.003

б)

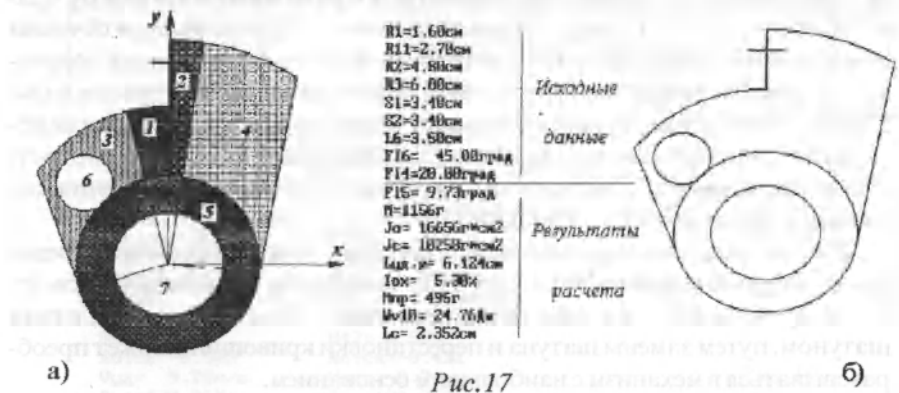
Рис. 10



По результатам качественного анализа передаточных функций, построенных для всех механизмов с любыми соотношениями длин звеньев, в работе делается вывод о возможности создания новых машин на основе механизмов с мгновенной кинематической неопределимостью. В частности, в качестве ударного элемента кривошипно-коромысловых ударных механизмов может использоваться как коромысло, так и шатун шарнирного четырехзвенника; на основе некоторых граничных механизмов могут создаваться машины с точным выстоем выходного звена, двухкривошипные механизмы могут использоваться в технологических операциях, связанных с нанесением удара по вращающейся вместе с ведущим звеном детали (например, в роторных технологических линиях, в механизмах "летучих ножей"), применяться для метания каких-либо масс с большой начальной скоростью.

В третьей главе приводится методика расчета ударного элемента – коромысла кривошипно-коромыслового ударного механизма. Целью расчета является определение формы и размеров коромысла, таких, чтобы при обеспечении заданной энергии удара реакции на его опору при ударе были минимальными. При расчете коромысло разбивается на элементы простой формы согласно рис. 17а. На рис. 17б в качестве примера приведены результаты расчета коромысла на ПК (распечатка с экрана персонального компьютера).

В этой же главе приведена методика силового расчета кривошипно-коромыслового ударного механизма, основанная на методах кинетостатики. При расчете определяются реакции в шарнирах механизма и уравновешивающий момент на кривошипе. На основе данной методики исследовано влияние параметров ударного механизма на величину реакций в шарнирах. В результате исследования определено, что реакции в шарнирах изменяются обратно пропорционально изменению масштаба длин звеньев (при увеличении размеров реакции уменьшаются) и прямо пропорционально изменению масс и моментов инерции звеньев. Зависимость величины реакций от частоты вращения близка к квадратичной (при увеличении частоты в 2 раза реакции вырастают в 4 раза).



В четвертой главе приводится методика проектирования кривошипно-коромысловых ударных механизмов, включающая формирование исходных данных, выбор параметров ударного элемента, выбор схемы и размеров звеньев шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма.

Ограничением при проектировании ударного механизма является скорость соударения бойка с волноводом. По имеющимся рекомендациям она не должна превышать 10 – 12 м/с (в некоторых источниках указывается до 14 м/с). В противном случае напряжения в материале соударяющихся тел при ударе превышают допустимые пределы. Исходя из заданной энергии удара W и допустимой скорости соударения V определяется приведенная масса коромысла – бойка ударного механизма $m_n = 2W/V^2$. Приведенная масса соответствует массе поступательно движущегося тела, обладающего в момент удара такой же кинетической энергией, как и качающееся коромысло. Далее для ручных ударных машин производится проверка величины усилия подачи или средней силы нажатия F , которая по санитарным нормам не должна превышать 200 Н: $F = m_n V f$, где f – частота ударов (частота вращения кривошипа). Момент инерции коромысла относительно оси вращения определяется из соотношения $J = m_n S^2$, где S – расстояние от оси вращения до линии удара, принимаемое конструктивно. Исходя из условия достижения заданной скорости удара, определяется передаточное отношение шарнирного четырёхзвенника $u_{42} = V/(2\rho f S)$.

При выборе схемы и размеров звеньев шарнирного четырёхзвенника следует стремиться к тому, чтобы величина коэффициента кинематического восстановления скорости коромысла находилась в пределах 0,15 – 0,25, т.е. была как можно ближе к величине коэффициента восстановления скорости при ударе, зависящего от упруго-пластичных свойств ударной системы “корпус – коромысло – волновод – обрабатываемая среда”: по данным различных источников его величина меняется от 0 до 0,3. Выбор схемы и размеров производится с использованием сечений поверхностей коэффициентов кинематического восстановления скорости (см. рис. 3) секущими плоскостями, параллельными плоскости mOk . На рис. 18 показаны проекции таких сечений на плоскость mOk для механизма с наибольшим коромыслом. Заштрихованная область соответствует значениям коэффициента кинематического восстановления, лежащим в пределах от 0,15 до 0,25.

В качестве примера использования методики проектирования приведен расчет ударной машины МО-15 для отбивки отливок от литниковой системы. Ударный механизм этой машины, выполненный по схеме с наибольшим шатуном, путем замены шатуна и перестановки кривошипа может преобразовываться в механизм с наибольшим основанием.

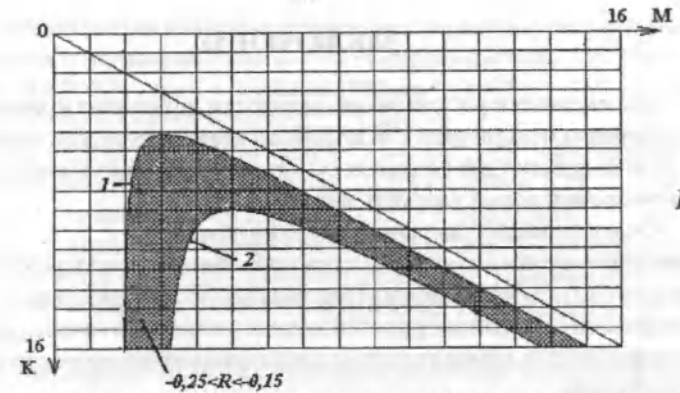


Рис.18

На рис. 19 приведены графики изменения реакций в шарнирах и момента на кривошипе для схем с наибольшим шатуном (индекс s), и с наибольшим основанием (индекс o). Результаты расчета показывают, что несмотря на то, что в схеме с наибольшим основанием частота ударов в 2,22 раза выше, чем в схеме с наибольшим шатуном при одинаковой энергии единичного удара, реакции в шарнирах для этой схемы меньше.

В работе приведены результаты испытаний данной машины. При производительности, равной производительности машины аналогичного назначения с гидравлическим ударным механизмом, потребление электроэнергии у машины МО-15 в 3 – 3,2 раза меньше.

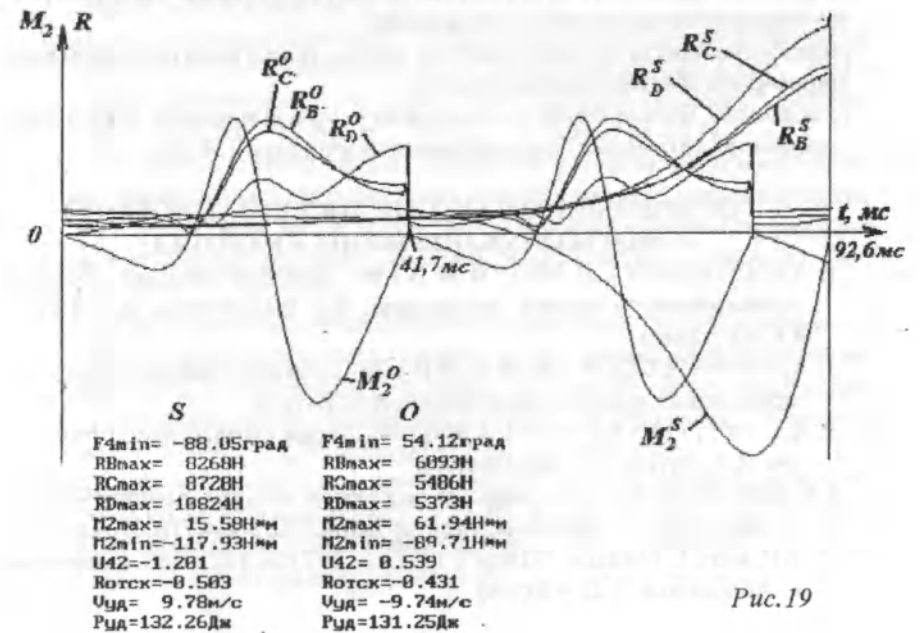


Рис.19

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выявленные в работе закономерности, присущие кривошипным четырехзвенным механизмам с мгновенной кинематической неопределимостью, использованы для создания основ методики проектирования кривошипно-коромысловых ударных машин.

Основными результатами работ являются:

- выявление десяти возможных схем кривошипных четырехзвенных механизмов с мгновенной кинематической неопределимостью;
- установление закономерностей изменения передаточных отношений и коэффициентов кинематического восстановления скорости исследуемых механизмов;
- определение связи между передаточными функциями всех механизмов с МКН;
- установление закономерностей изменения передаточных функций в зависимости от угла поворота кривошипа для всех десяти схем механизмов с любыми возможными сочетаниями длин их звеньев;
- разработка методики синтеза ударного элемента кривошипно-коромысловых ударных механизмов;
- установление зависимости реакций в шарнирах от параметров ударных механизмов;
- разработка методики выбора параметров и проектирования кривошипно-коромысловых ударных механизмов;
- разработка пакета программ расчета кинематики и кинетостатики шарнирно-рычажных механизмов на ПК;
- разработка, изготовление и испытания ударной машины для отбивки отливок от литников с энергией единичного удара 130 Дж.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ ОПУБЛИКОВАНЫ В РАБОТАХ:

1. А.с. 1733257 СССР. МКИ В 30 В 1/06. Исполнительный механизм кривошипного пресса. (соавторы: В.С.Винокуров, В.А.Титов, И.С.Кутьмин)
2. А.с. 1751938 СССР. МКИ В 30 В 1/26. Безмуфтовый механический пресс. (соавторы: В.С.Винокуров, В.А.Титов)
3. А.с. 1801773 СССР. МКИ В 30 В 1/06. Бесшатунный пресс. (соавторы: В.А.Титов, В.С.Винокуров)
4. О влиянии зазоров в шарнирном рычажном четырехзвеннике ударного механизма на величину энергии удара. Сб. Науч. Тр. Имаш НАН КР, вып. 1. Бишкек, "Илим", 1997 г. – 297 с./с.182 – 188. (соавторы: С.Абдраимов, А.О.Абидов)

5. Компенсация погрешностей изготовления шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма поправкой на длину шатуна. Сб. Науч. Тр. Имаш НАН КР, вып. 1, Бишкек, "Илим", 1997 г. – 297 с./с.188 – 192. (соавторы: С.Абдраимов, А.О.Абидов)
6. Методика определения рациональных параметров бойка-коромысла ударного механизма. Материалы IV Науч. конф. КРСУ. Бишкек, 1997.с. 41. (соавторы: С.Абдраимов, Ш.Т.Эргешбаев)
7. Учет сил трения в кинематических парах при моделировании шарнирно-рычажного четырехзвенного механизма. Материалы IV Науч. конф. КРСУ. Бишкек, 1997.с. 72. (соавторы: С.Абдраимов, Ш.Т.Эргешбаев)
8. Модель шарнирного четырехзвенника с упругими звеньями и зазорами в кинематических парах. Материалы IV Науч. конф. КРСУ. Бишкек, 1997.с. 80. (соавторы: С.Абдраимов, Ш.Т.Эргешбаев)
9. Возможные схемы четырехзвенных кривошипных ударных механизмов. Материалы Межд. Науч.-техн. конф. "Проблемы и перспективы интеграции образования", посвященной 5-летию образования КРСУ. Бишкек, 1998. с.14 – 15.
10. Генерирование ударных волн механизмами переменной структуры. Материалы Межд. Науч.-техн. конф. "Новые технологии в исламских государствах". 27 – 30 июня 1999 г., Алматы, на англ. яз. – 164 с./с. 68 – 70. (соавторы: В.Э.Еремьянц, Э.С.Абдраимов, Н.С.Абдраимова, Б.М.Касымалиев)
11. Поверхности передаточных отношений и коэффициентов кинематического восстановления скорости. Материалы Межд. конф. "Механизмы переменной структуры и виброударные машины". Бишкек, "Кыргызстан", "Мектеп", 1999 г. – 397с./с. 135 – 144.
12. Передаточные отношения и коэффициенты кинематического восстановления скорости четырехзвенных кривошипных ударных механизмов. Материалы Межд. конф. "Механизмы переменной структуры и виброударные машины". Бишкек, "Кыргызстан", "Мектеп", 1999 г. – 397 с./с. 145 – 152.
13. Анализ причин возникновения экстремальных усилий и поломок в ручных ударных машинах с шарнирно-четырёхзвенным ударным механизмом. Материалы Межд. конф. "Механизмы переменной структуры и виброударные машины". Бишкек, "Кыргызстан", "Мектеп", 1999 г. – 397с./с. 278 – 284. (соавтор: А.О.Абидов)
14. К созданию гидромолота на основе ударного механизма переменной структуры. Материалы Межд. Науч. конф., посвященной 200-летию юбилею А.С.Пушкина в Кыргызстане. Бишкек, 2000 г. – 89 с/с. 21 – 22. (соавторы: В.М.Касымалиев, Ж.Темирбеков)

15. К составлению математической модели универсального коллекторного двигателя. Журнал "Наука и новые технологии", N 2 – 2000. Бишкек, 2000 г. /с. 153 – 155. (соавторы: С.Абдраимов, А.О.Абидов, М.М.Кукчаев)
16. Математическая модель универсального коллекторного двигателя в области насыщения магнитной системы. Вестник Иссык-Кульского университета, N 4 – 2000. Каракол, 2000 г. с. 126 – 129. (соавторы: С.Абдраимов, А.О.Абидов, М.М.Кукчаев)
17. Методика расчета ударного элемента механизма переменной структуры. Материалы Межд. Науч. конф. "История, культура и экономика юга Кыргызстана", т. 2. Ош, 2000 г. - с./с. 277 – 283. (соавторы: С.Абдраимов, В.Э.Еремянц, Э.С.Абдраимов, Н.С.Абдраимова)
18. Результаты эксплуатации опытного образца машины для очистки труб золошлакопроводов ТЭЦ. Материалы Межд. Науч. конф. "История, культура и экономика юга Кыргызстана", т. 2. Ош, 2000 г. - с./с. 293 – 299. (соавтор: Э.С.Абдраимов).
19. Об уравнении движения асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором. Журнал "Наука и новые технологии", N 6 – 2000, 1 часть (приложение). Бишкек, 2000 г. – 214 с./с. 175 – 177.
20. Математическая модель отбойного молотка с гидравлическим приводом вращательного движения. Журнал "Наука и новые технологии", N 6 – 2000, 1 часть (приложение). Бишкек, 2000 г. – 214 с./с. 189 – 191. (соавторы: С.Абдраимов, М.Т.Молдокеев).
21. Создание специализированной установки очистки бункеров приема угля ТЭЦ./ Новые технологии и технологическое оборудование: Матер. конф., посвящ. I съезду Инженеров Кыргызстана и 10-летию образования Инженерной академии Кыргызской Республики. Бишкек, Технология, 2001 г. – 564 с./с. 50 – 54. (соавторы: Э.С.Абдраимов, А.А.Каримов, М.Эркебаев)
22. Динамический расчет ударного механизма очистителей бункера приема угля ТЭЦ./ Новые технологии и технологическое оборудование: Матер. конф., посвящ. I съезду Инженеров Кыргызстана и 10-летию образования Инженерной академии Кыргызской Республики. Бишкек, Технология, 2001 г. – 564 с./с. 54 – 58. (соавторы: Э.С.Абдраимов, А.А.Каримов, К.М.Акышев).
23. Возможные схемы четырехзвенных кривошипных механизмов с мгновенной кинематической неопределенностью./ Новые технологии и технологическое оборудование: Матер. конф., посвящ. I съезду Инженеров Кыргызстана и 10-летию образования Инженерной академии Кыргызской Республики. Бишкек, Технология, 2001 г. – 564 с./с. 163 – 168.

АННОТАЦИЯ

Диссертационная работа посвящена выявлению возможных схем, анализу и синтезу кривошипных четырехзвенных механизмов с мгновенной кинематической неопределенностью.

В работе исследуются передаточные отношения и передаточные функции этих механизмов, приводится методика проектирования ударных машин, созданных на их основе. Даны описания конструкции разработанных ударных машин, приведены результаты их апробации.

THE SUMMARY

Dissertation work is devoted to revealing of the possible circuits, analysis and synthesis crank mechanisms with four links with instant kinematic uncertainty.

In work the gear attitudes and gear functions of these mechanisms are investigated, the technique of designing of shock machines created on their basis is resulted. The descriptions of a design of the developed shock machines are given, the results of their approbation are given.

ТҮШҮНДҮРМӨ

Диссертациялык жумуш ирмендеги кинематикалык аныксыздыктуу төрт звенолуу механизмдердин мүмкүн болгоч схемаларын табууга, анализдөөгө жана синтездөөгө арналган.

Жумушта ушул механизмдердин өткөрүп берүү катыштары жана функциялары изилденген, алардын негизинде иштелип чыгарылган урма машиналарын проектилөө методикасы келтирилген. Иштелип чыгарылган урма машиналардын конструкциялары баяндалган, аларды сыноонун жыйынтыктары келтирилген.