



2011, №21



ISSN 2226-2083

МашиноСтроение



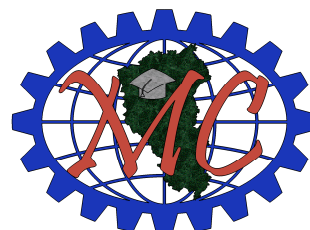
Новокузнецк

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Сибирский государственный индустриальный университет»



Научно-образовательный центр
«МашиноСтроение»

Кафедра теории механизмов и машин
и основ конструирования



ISSN 2226-2083

МашиноСтроение:

**Материалы двадцать первой региональной
научно-практической конференции
по проблемам механики
и машиностроения**

№21

Новокузнецк, 2011

УДК 621.01

М34

М34 МашиноСтроение: Материалы XXI региональной научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения / Сиб. гос. индустр. ун-т. – Новокузнецк: Издательский центр СибГИУ, 2011. – №21. – 153 с.

Представлены сделанные на XXI региональной научно-практической конференции доклады о результатах научных исследований, проведенных сотрудниками кафедры теории механизмов и машин и основ конструирования и других кафедр СибГИУ, а также специалистами производственных предприятий Кузбасса; России и других государств. Излагаются новые элементы теории структуры механических систем, проблемы кинематического анализа и синтеза механизмов, горных и металлургических машин, а также вопросы взаимодействия бурового инструмента с горной породой.

Материалы могут быть полезными для инженеров, аспирантов и докторантов машиностроительного и горного профилей.

Редакционная коллегия:

Дворников Л.Т. – главный редактор,

Жуков И.А. – заместитель главного редактора,

Андреева Я.А. – ответственный секретарь.

Издается с 1991г.

Полнотекстовый доступ к электронной версии журнала возможен на сайте ООО «Научная электронная библиотека»: www.elibrary.ru.

СОДЕРЖАНИЕ

Дворников Л.Т. Универсальная структурная классификация механизмов.....	4
Дворников Л.Т., Попугаев М.Г. Основы теории трехзвенных механизмов и соединений	38
Тутынин А.В., Дворников Л.Т., Кинематическое исследование механизма роликового кантователя графо-аналитическим методом	61
Дворников Л.Т., Дмитриев В.В. К вопросу о структурном синтезе зубчатых механизмов.....	74
Жуков И.А. Проблемы совершенствования бурильных машин ударного действия.....	91
Шапошников И.-И.Д. Влияние формы штанги на бурение продольным ударом	95
Воскресенский В.А. Энергия удара поршня паровоздушного молота о предохранитель при аварийном разрушении штока.....	108
Дворников Л.Т., Макаров А.В. К проблеме совершенствования щековых дробильных машин.....	115
Савельев А.Н., Савельев Н.В., Гульяшкин В.Н. Оценка динамических процессов в зоне контакта вкладыш-вилка шпинделя.....	132
Дворников Л.Т., Крестовоздвиженский П.Д. К вопросу о повышении прочности тангенциальных поворотных резцов горных очистных комбайнов	139

УДК 62-231

УНИВЕРСАЛЬНАЯ СТРУКТУРНАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ

Дворников Л.Т., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования
Сибирский государственный индустриальный университет,
г. Новокузнецк
E-mail: tmmiok@yandex.ru

Ключевые слова: механизм, Ассур, семейство, пространство, разряд, вид, класс, порядок.

В настоящей статье обосновываются необходимые, а по мнению автора и достаточные, критерии (уровни) классификации всего многообразия возможных структур механизмов.

Настоящая статья завершалась автором в октябре 2011г., хотя продумывалась в течение трех лет, начиная с сентября 2008г. За это время стало ясным, что появились достаточные основания утверждать о следующем:

- До 2011г. не предпринималось даже попыток создать общую универсальную классификацию механизмов. Этим вопросом сколько-нибудь глубоко пока не занимались ни российские ученые, ни ученые других стран. Более того, по этому поводу пока не было высказано даже какого-либо общего суждения методологического характера.

- Существующие известные частные классификации плоских механизмов, иных видов механизмов, в том числе по функциональному их назначению, не могут быть интегрированы так, чтобы сложилась единая общая их классификация.

- Тем не менее, исследования, выполненные в направлении изучения структуры механизмов и накопленные за 150-летний период от первых работ П.Л. Чебышева, особенно за два последних десятилетия, дают основания вполне осмысленно решать эту важную проблему.

В самом широком смысле под классификацией [1] понимают «систему соподчиненных понятий (классов, объектов) какой-либо области знаний, представляемую в виде схем (таблиц) и используемую как средство для установления связей между этими

понятиями или классами объектов, а также для точной ориентировки в многообразии понятий или соответствующих объектов. Классификация служит средством хранения и поиска информации, содержащейся в ней самой». Считается очевидным, что «практическая необходимость в классификации стимулирует развитие теоретических аспектов науки или техники, а создание классификации является качественным скачком в развитии знания. Классификация, базирующаяся на глубоких научных основаниях, не только представляет собой в развернутом виде картину состояния науки (техники) или ее фрагмента, но и позволяет делать обоснованные прогнозы относительно неизвестных еще фактов или закономерностей».

С точки зрения изложенного, можно утверждать, что создание всеобщей (универсальной) классификации механизмов позволит не только максимально глубоко обобщить накопленные в теории знания, но и даст возможность сформулировать наиболее плодотворные направления в ее дальнейшем развитии. Под универсальной классификацией будем понимать такую классификацию, которая может претендовать на энциклопедичность, т.е. на ее использование в самом широком толковании понятия механизма, как «совокупности твердых тел, которые взаимным сцеплением и сопротивлением способны к сообщению, передаче и преобразованию движения» [2].

К классификации простых механизмов обращались Архимед, Витрувий, Я. Лейпольд [3]. Известны справочные труды по механизмам С.Н. Кожевникова [4], И.И. Артоболевского [5], А.Ф. Крайнева [6].

Однако первым, кто систематически обратился к классификации механизмов был Л.В. Ассур. Его диссертация (13 февраля 1916г) и позже (1952г) изданная книга [7] в серии «Классики науки» так и назывались «Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации».

Свое стремление к созданию классификации механизмов Л.В. Ассур обосновал очень ёмко так, - «лишь та теория может с полным правом претендовать на научное значение, которая в состоянии указать пути практике; дело науки указать все возможное, дело практики выбрать из возможного практичное». Предлагаемые основы универсальной классификации механизмов, по мнению автора, соответствуют процитированному убеждению Л.В. Ассура.

Отметим, что все механизмы независимо от их назначения, сложности и размеров образуются лишь из звеньев (твердых тел) и соединений звеньев, которые в теории механизмов называют кинематическими парами. Если число звеньев обозначить параметром n , а число кинематических пар параметром p , то именно эти два параметра целиком и полностью определяют структуру кинематической цепи механизма. Естественно, классификация механизмов должна быть начата с классификации звеньев и кинематических пар. С точки зрения того, что все звенья есть твердые тела, они могут быть расклассифицированы лишь по сложности их исполнения, что определяется числом кинематических пар, посредством которых они «сцепляются», взаимодействуют с другими звеньями. Отметим также, что отдельно взятое звено, кроме собственно тела звена, содержит в своем составе участки, которыми оно может входить в кинематические соединения, т.е. в кинематические пары с другими звеньями. Эти участки называются геометрическими элементами звеньев. Число геометрических элементов звена, после встраивания его в кинематическую цепь, определяет число его кинематических пар. Таким образом, звенья, по числу их геометрических элементов, могут быть однопарными, двухпарными и т.д. до n -парных.

Что касается кинематических пар, то это понятие значительно более сложное. Их различают, прежде всего, в зависимости от числа движений H двух соединенных звеньев друг относительно друга или от числа связей $k = 6 - H$, накладываемых на их относительные движения. Отличающихся по параметру k пар p_k всего пять: пятиподвижные p_1 , четырехподвижные p_2 , трехподвижные p_3 , двухподвижные p_4 и одноподвижные p_5 . Можно утверждать, что к настоящему времени классификация кинематических пар вполне разработана и эта классификация [10, 11] может быть использована как фрагмент общей классификации механизмов.

Предлагаемая на изложенных основаниях универсальная структурная классификация механизмов была впервые опубликована, в том числе публично доложена, на первом Международном Джолдасбековском симпозиуме 1 марта 2011г. в г. Алма-Ате [12], а затем, фактически повторена с некоторыми добавлениями, на Международной конференции «Современное машиностроение. Наука и образование» 14 июня 2011г. в г. Санкт-Петербурге [13]. Тезисное

изложение классификации в этих работах не давало возможности глубоко объяснить суть предлагаемых уровней классификации. Цель настоящей статьи – восполнить указанный пробел, в том числе с популярными объяснениями.

Перейдем собственно к проблеме классификации механизмов.

Прежде всего сформулируем известные и уже доказанные принципы, которые могут быть положены в основу классификации.

1. Разработанный в начале XX века Л.В. Ассуром метод синтеза механизмов, основанный на утверждении, что любой механизм может быть структурно синтезирован путем наслоения на ведущее звено групп звеньев, обладающих нулевой подвижностью, вполне доказал себя применением в практике и может быть использован в основе классификации. Однако возможно существование и иных (неассуровых) механизмов.

2. Какие бы ни были сложные по структуре механизмы (по числу звеньев и видам кинематических пар), все они описываются универсальной структурной формулой В.В. Добровольского [8]

$$W = (6 - m)n - \sum (k - m)p_k, \text{ при } k - m > 0, \quad (1)$$

где W – подвижность механизма,

m – параметр Добровольского, определяющий число общих связей, накладываемых на весь механизм в целом,

k – класс кинематических пар, $k = 1, 2, 3, 4, 5$.

3. Универсальная структурная система [10]

$$\begin{cases} p = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 + n_0, \end{cases} \quad (2)$$

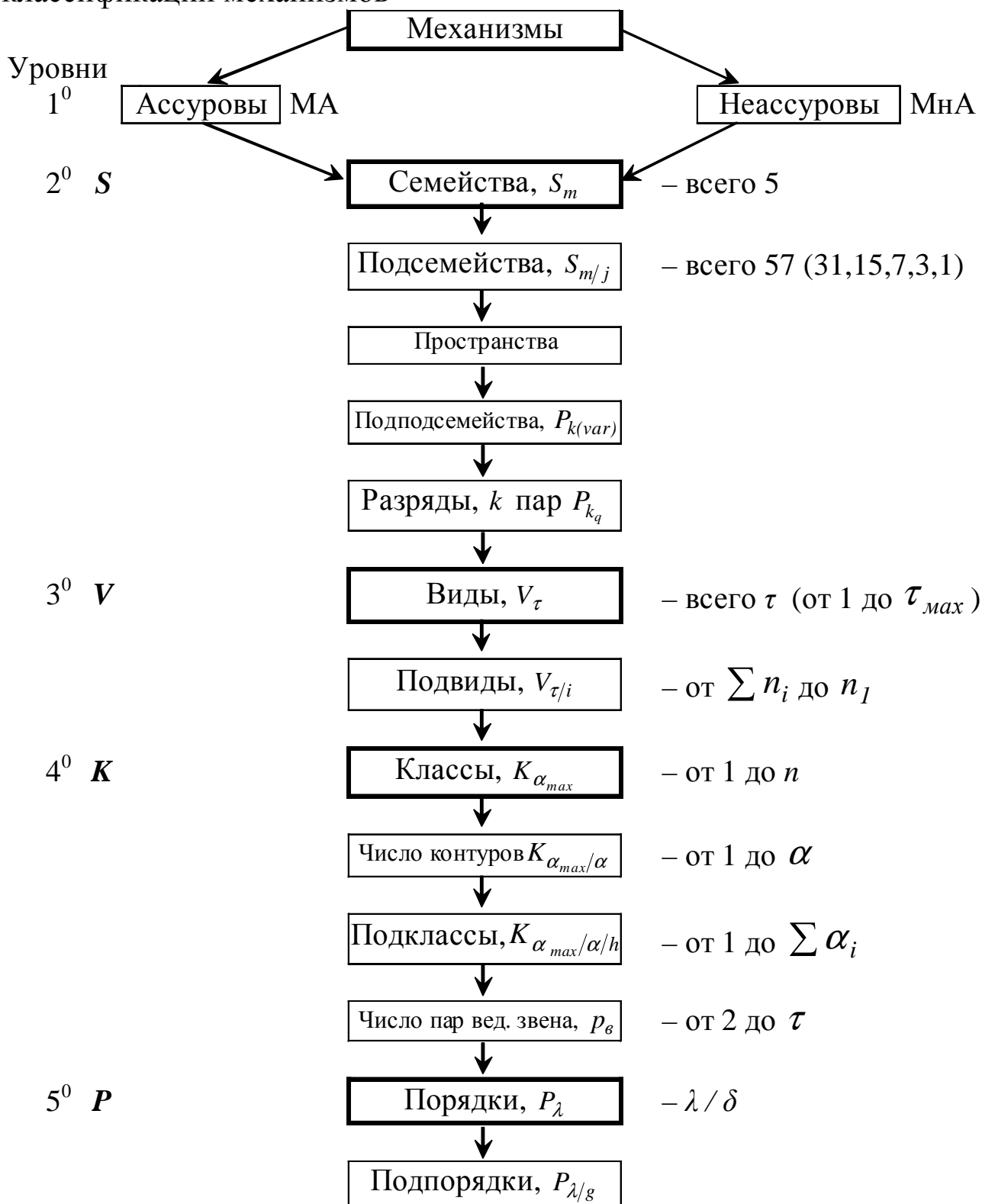
где параметр τ есть число геометрических элементов наиболее сложного звена кинематической цепи, а n_i – число звеньев, добавляющих в цепь по i кинематических пар, с использованием формулы Добровольского (1) позволяет находить все возможные структуры механизмов (кинематических цепей) по четырем задаваемым независимым параметрам: τ , m , k и W .

4. Структурные схемы любых кинематических цепей являются инвариантными, т.е. они не зависят ни от системы отсчета, ни от размеров звеньев, ни от каких-либо физических условий.

5. Основываясь на категориях количества по И. Канту – «единство, множество, всеполнота», можно найти последовательно всё многообразие схем механизмов и классифицировать их.

На основании изложенного, в настоящей статье обосновываются следующие необходимые, а по мнению автора и достаточные, критерии (уровни) классификации всего многообразия возможных структур механизмов (Таблица 1).

Таблица 1 – Необходимые и достаточные критерии (уровни) классификации механизмов



Приступим к обоснованию уровней и подуровней структурной классификации механизмов.

1°. В 1914-18 годах российским ученым Ассуром Л.В. было предложено все шарнирные плоские механизмы классифицировать по сложности добавляемых к ведущему звену кинематических цепей. За ведущее звено Ассуром принимался, по его терминологии, «простой кривошип», т.е. звено, входящее в одноподвижную кинематическую пару (в шарнир) со стойкой. Подвижность «простого кривошипа» всегда равна единице. К первому классу Ассуром были отнесены механизмы, в которых к простому кривошипу последовательно «прикрепляются одни только простые многоповодковые цепи нормального типа», т.е. цепи, обладающие нулевой подвижностью $W = 0$, которые позже были названы группами Ассура.

Естественно, такие механизмы называть ассуровыми. Альтернативными им могут создаваться механизмы, которые начинаются не с «простого кривошипа», а со звена, входящего со стойкой в иные кинематические пары, т.е. не одноподвижные. Такие механизмы нельзя относить к ассуровым, а потому называть их следует неассуровыми. Это определение было предложено автором настоящей статьи в 1993г. [10]. Помимо «простого кривошипа» может быть использован в качестве ведущего звена и «простой ползун». Эти звенья обладают единственным движением относительно стойки – или вращательным B (кривошип), или поступательным P (ползун). Таким образом, все ассуровы механизмы начинаются с кинематических пар B или P .

Теоретически возможно создавать механизмы с более сложными входными парами [11], а именно BB , BP , PP , или BVB , PVB , VPV , PPV , VPP , или $VPPV$, $VPPP$, $VPPV$ или, в конце концов, $VPPPV$. Практическое использование не одноподвижных пар также вполне возможно. Эта задача легко решается с использованием, например, линейных гидро- или пневмо- приводов с уголковым штоком, а также с заменой цилиндрических поршней на сферические. Вполне возможно также найти решения для пар BVB и других.

Важно отметить, что с заменой входных пар B или P на более сложные, т.е. на не одноподвижные, общая структура механизма будет реализовываться введением дополнительных к ведущему звену цепей, отличающихся от групп нулевой подвижности, т.е. от групп Ассура.

Эти дополнительные цепи должны обладать конкретной отрицательной подвижностью. Если на входе принимается пара $ВП$, то добавлять следует цепи с подвижностью $W = -1$, при введении пары, например $ВПВ$, $W = -2$, при использовании четырехподвижной пары $ВПВВ$, $W = -3$, а при $ВПВВВ$, $W = -4$. Такие группы и кинематически и кинетостатически решаться должны иначе, чем группы Ассура, в которых число уравнений всегда соответствует числу неизвестных параметров. И, хотя многие из задач по отношению к неассуровым механизмам пока могут быть только сформулированы, принципиальный вопрос о существовании неассуровых механизмов уже не вызывает сомнений. Так, на рисунке 1 показан пространственный трехзвенный механизм нулевого семейства, в котором за ведущее звено принимается поршень 1 с уголковым шатуном.

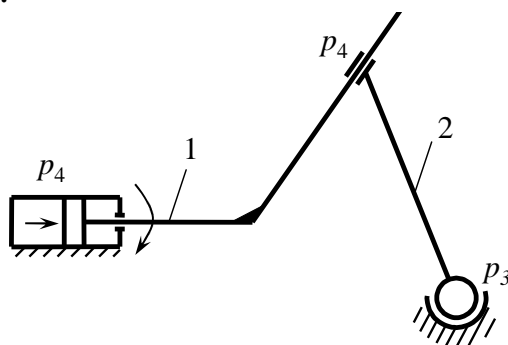


Рисунок 1 – Трехзвенный неассуров механизм нулевого семейства

В этом механизме, входная пара является парой двухподвижной (p_4), т.е. обеспечивающей два относительных движения – поступательное вдоль оси цилиндра и вращательное вокруг той же оси. Первое и второе звенья соединены в цилиндрическую пару p_4 , а второе звено со стойкой в сферическую пару p_3 . Подвижность этой пространственной цепи по (1) равняется 1 (единице). При этом второе подвижное звено в этом механизме обладает подвижностью отличной от нуля, т.е. оно не является группой Ассура. Этим доказывается, что такого рода механизмы не могут быть отнесены к ассуровым. Именно на этом основании появляется необходимость введения понятия неассуровых механизмов и различать механизмы на ассуровы (МА) и неассуровы (МнА), это деление механизмов принимается за первый уровень структурной классификации механизмов.

Формально, т.е. в количественном отношении, числа возможных неассуровых кинематических цепей при заданных условиях существенно превосходят числа структур ассуровых цепей.

2⁰. В основе второго уровня классификации механизмов лежит приведенная выше универсальная структурная формула (1) Добровольского.

Согласно этой формуле механизмы могут существенно отличаться друг от друга.

Дело в том, что создаваемые человеком механизмы могут предназначаться для работы в различных пространствах. «Классически» пространственным механизмом является такой, в котором каждое из звеньев может двигаться как свободное твердое тело относительно декартовой системы координат, т.е. обладать шестью степенями свободы (вдоль и вокруг трех координатных осей $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$). Общее число свобод в этом случае задается, как $6n$, где n – число подвижных звеньев. Эти звенья могут соединяться между собой разными возможными видами геометрических связей – кинематических пар. Как было показано выше, всего таких пар пять классов от p_1 – пятиподвижных до p_5 – одноподвижных. Каждая из этих пар накладывает соответственно по 1, 2, 3, 4 и 5 связей на относительные движения звеньев, т.е. таких связей в механизме может быть $p_1, 2p_2, 3p_3, 4p_4$ и $5p_5$ штук. Механизм оказывается подвижным, если число подвижностей $6n$ за вычетом всех наложенных связей $(p_1 + 2p_2 + 3p_3 + 4p_4 + 5p_5)$ оказывается равным единице. Повторим, что в таком классически пространственном механизме все звенья движутся как свободные тела. В нем ничто не препятствует относительным движениям звеньям. Поэтому такой механизм называют адаптивным или самоустанавливающимся.

В том случае, когда практика требует устранить в механизме некоторые общие излишние для заданных условий движения – от одного до пяти, то механизмы становятся пространственными, но с одной, двумя, тремя, четырьмя общими условиями связи или плоскими. Во всех этих случаях неизбежно возникает в механизме дефицит подвижностей W_- или, что по сути одно и то же, избыток связей q . Так в плоском механизме, число подвижностей для звеньев остается равным трем – два независимых движения относительно двух осей плоской системы координат и одно движение относительно оси перпендикулярной плоскости. То есть на такой механизм наложены три общих условия связи. Число общих наложенных связей принято обозначать по Добровольскому как m (от нуля до пяти). Число избыточных связей q тогда становится равным

$q = m(p - n)$, где p общее число кинематических пар независимо от их классов, а дефицит подвижностей $W_- = 1 - q$. Избытка связей q или дефицита подвижностей не возникнет лишь при $m = 0$. Такие механизмы относят к нулевому семейству. Все другие семейства определяются уравнениями подвижности из формулы (1) Добровольского.

Академик И.И.Артоболевский в 1939 году [9] предложил делить механизмы по параметру m Добровольского на пять семейств

$$\text{нулевое } (m = 0) - W_0 = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1,^*$$

$$\text{первое } (m = 1) - W_1 = 5n - 4p_5 - 3p_4 - 2p_3 - p_2,$$

$$\text{второе } (m = 2) - W_2 = 4n - 3p_5 - 2p_4 - p_3,$$

$$\text{третье } (m = 3) - W_3 = 3n - 2p_5 - p_4,$$

$$\text{четвертое } (m = 4) - W_4 = 2n - p_5.$$

Учитывая условие $k - m > 0$ в формуле (1), можно заметить, что различные семейства механизмов образуются различным набором кинематических пар. При $m = 0$ могут использоваться все пары от p_5 до p_1 , при $m = 1$ – пары от p_5 до p_2 , при $m = 2$ – пары от p_5 до p_3 , при $m = 3$ – пары p_5 и p_4 , а при $m = 4$ могут использоваться лишь пары p_5 .

Из изложенного видно, что различные семейства механизмов принципиально отличаются друг от друга и к их исследованию должны быть применены отличающиеся методы и приемы.

Автором настоящей работы было предложено внутри семейств в соответствии с составом используемых кинематических пар различных классов выделять отличающиеся друг от друга подсемейства.

В четвертом семействе механизмов имеется единственное подсемейство

$$W_{4(1)} = 2n - p_5,$$

в третьем семействе – подсемейств три

$$W_{3(1)} = 3n - 2p_5 - p_4,$$

$$W_{3(2)} = 3n - 2p_5,$$

$$W_{3(3)} = 3n - p_4,$$

и принципиальные отличия механизмов этих подсемейств очевидны, во втором семействе – подсемейств семь

* Эта формула была впервые выведена в 1923г. профессором Малышевым А.П.

$$\begin{aligned}
W_{2(1)} &= 4n - 3p_5 - 2p_4 - p_3; & W_{2(4)} &= 4n - 3p_5, \\
W_{2(2)} &= 4n - 3p_5 - 2p_4, & W_{2(5)} &= 4n - 2p_4 - p_3, \\
W_{2(3)} &= 4n - 3p_5 - p_3, & W_{2(6)} &= 4n - 2p_4, \\
&& W_{2(7)} &= 4n - p_3,
\end{aligned}$$

в первом семействе их пятнадцать

$$\begin{aligned}
W_{1(1)} &= 5n - 4p_5 - 3p_4 - 2p_3 - p_2, & W_{1(8)} &= 5n - 4p_5, \\
W_{1(2)} &= 5n - 4p_5 - 3p_4 - 2p_3, & W_{1(9)} &= 5n - 3p_4 - 2p_3 - p_2, \\
W_{1(3)} &= 5n - 4p_5 - 3p_4 - p_2, & W_{1(10)} &= 5n - 3p_4 - 2p_3, \\
W_{1(4)} &= 5n - 4p_5 - 3p_4, & W_{1(11)} &= 5n - 3p_4 - p_2, \\
W_{1(5)} &= 5n - 4p_5 - 2p_3 - p_2, & W_{1(12)} &= 5n - 3p_4, \\
W_{1(6)} &= 5n - 4p_5 - 2p_3, & W_{1(13)} &= 5n - 2p_3 - p_2, \\
W_{1(7)} &= 5n - 4p_5 - p_2, & W_{1(14)} &= 5n - 2p_3, \\
&& W_{1(15)} &= 5n - 2p_2.
\end{aligned}$$

Аналогично могут быть найдены все подсемейства нулевого семейства, их 31. Покажем их

$$\begin{aligned}
W_{0(1)} &= 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 & W_{0(17)} &= 6n - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \\
W_{0(2)} &= 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2, & W_{0(18)} &= 6n - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 \\
W_{0(3)} &= 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - p_1, & W_{0(19)} &= 6n - 4p_4 - 3p_3 - p_1, \\
W_{0(4)} &= 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3, & W_{0(20)} &= 6n - 4p_4 - 3p_3, \\
W_{0(5)} &= 6n - 5p_5 - 4p_4 - 2p_2 - p_1, & W_{0(21)} &= 6n - 4p_4 - 2p_2 - p_1, \\
W_{0(6)} &= 6n - 5p_5 - 4p_4 - 2p_2 & W_{0(22)} &= 6n - 4p_4 - 2p_2, \\
W_{0(7)} &= 6n - 5p_5 - 4p_4 - p_1 & W_{0(23)} &= 6n - 4p_4 - p_1, \\
W_{0(8)} &= 6n - 5p_5 - 4p_4, & W_{0(24)} &= 6n - 4p_4, \\
W_{0(9)} &= 6n - 5p_5 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, & W_{0(25)} &= 6n - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \\
W_{0(10)} &= 6n - 5p_5 - 3p_3 - 2p_2, & W_{0(26)} &= 6n - 3p_3 - 2p_2, \\
W_{0(11)} &= 6n - 5p_5 - 3p_3 - p_1 & W_{0(27)} &= 6n - 3p_3 - p_1, \\
W_{0(12)} &= 6n - 5p_5 - 3p_3, & W_{0(28)} &= 6n - 3p_3, \\
W_{0(13)} &= 6n - 5p_5 - 2p_2 - p_1, & W_{0(29)} &= 6n - 2p_2 - p_1, \\
W_{0(14)} &= 6n - 5p_5 - 2p_2, & W_{0(30)} &= 6n - 2p_2, \\
W_{0(15)} &= 6n - 5p_5 - p_1, & W_{0(31)} &= 6n - p_1. \\
W_{0(16)} &= 6n - 5p_5,
\end{aligned}$$

При этом ставится условие, что числа кинематических пар в правой части этих уравнений не могут принимать нулевых значений.

Таким образом, всего подсемейств механизмов 57 и, следовательно, для изучения различных семейств и различных подсемейств механизмов должны использоваться отличающиеся структурные формулы.

Добавим еще, что из 57 подсемейств лишь в 31 подсемействе существуют ассуровы механизмы, в остальных 26 могут быть реализованы лишь неассуровы механизмы.

Обозначим критерий классификации механизмов по семействам как $S_{m/j}$, где m – параметр Добровольского, а j – номер подсемейства. Число подсемейств механизмов определяется зависимостью $j_m = 2^{(5-m)} - 1$.

Считаем важным отметить, что по параметру Добровольского m возможно не только определять отношение механизма к тому или иному семейству – от нулевого до четвертого, но и различать внутри семейств принадлежность механизмов к тому или иному пространству функционирования. Дело в том, что, если установить значение m равное двум ($m = 2$), то в декартовой системе координат эти два общих условия связи можно конкретизировать по-разному, а именно из шести свобод движения ВПВПВП можно оставить возможными ВПВВ, или ВППВ, или ВПВП, или ВППП и механизмы, построенные в этих пространствах, будут существенно (не исключено, принципиально) отличаться друг от друга. На этом основании в универсальной классификации механизмов после установления семейств и подсемейств механизмов введем как необходимое деление их на «пространства», в которых они могут существовать.

Приведем пример разнообразия механизмов третьего семейства всех трех подсемейств. Они могут существовать в пространствах ВВВ, ПВВ, ВПВ, ППВ, ВПП и ППП. Механизмы, функционирующие в пространстве ВВВ являются сферическими или псевдосферическими, в пространстве ПВВ – коническими зубчатыми, в пространстве ВПВ – винтовыми зубчатыми, в ППВ – плоскими, в ВПП – винтовыми, в ППП – пространственными клиновыми механизмами.

Итак, после того как механизмы будут расклассифицированы по семействам и подсемействам, необходимо их разделить в

рассмотрении по пространствам функционирования. Именно с этой целью в классификацию (таблица 1) вводится подуровень семейств в формулировке – пространства.

Обратим внимание еще на одно обстоятельство. Не в любом подсемействе могут быть построены механизмы. Чтобы такие механизмы выделить среди других, введем понятие «парадоксальных механизмов» и «псевдомеханизмов». Под парадоксальными будем понимать такие, которые могут быть формально структурно созданы, но парадокс их заключается в сложности или даже невозможности приведения их в движение. Такие механизмы появляются среди неассуровых механизмов, в которых отсутствуют пары пятого класса. Так, механизм седьмого подсемейства первого подсемейства описывается формулой

$$W_{2(7)} = 5n - 3p_4.$$

По этой формуле может быть найден, например трехзвенный механизм, с $n = 2$ и $p_4 = 3$, удовлетворяющий этой формуле. Однако реализовать его проблематично. Именно поэтому он должен быть отнесен к механизмам «необычным», «особенным» или парадоксальным.

Но могут появляться из решения структурных формул механизмы, нереализуемые в принципе. Например механизм нулевого семейства, тридцать первого подсемейства, описывается формулой

$$W_{0(31)} = 6n - p_1.$$

По этому выражение формально, задавая $W_{0(31)} = 0$, к примеру, при $n = 3$, найдем что $p_1 = 11$, но реализовать его в конструкцию невозможно, а потому будем называть такой механизм псевдомеханизмом.

Отметим еще, что внутри подсемейств имеют место более частные отличия механизмов в виде подподсемейств и разрядов. Внутри подсемейств механизмы различаются по последовательности соединения звеньев в разные кинематические пары. В этом случае, общая схема механизма может быть создана в виде схемы с виртуальными парами по их числу, а введение на их место реальных пар соответствующих классов определит подподсемейства механизмов.

Однако и это разделение подсемейств не окончательное. Реальные пары внутри выделенных классов p_k , определенных

номером подсемейств, имеют принципиальные отличия по комплексу обеспечиваемых ими движений в декартовой системе координат, так пара p_3 может позволять движения BBB , $BBП$, $ВPB$, $ПВП$ или $ППB$. Такие различия уточняются введением еще одного подуровня семейств, а именно подуровня «разряды кинематических пар». Так как виды отличающихся пар и их количества в каждом классе вполне известны, разделения на разряды подподсемейств механизмов имеет логическую завершенность.

Необходимо еще добавить, что в практике машиностроения применяется и могут найти широкое использование неодносемейственные механизмы [14], когда в качестве входящих внутрь механизмов включаются кинематические цепи разных семейств по Артоболовскому. Обратим внимание на то, что эти входящие внутрь механизмов цепи не могут быть какими угодно, они должны строго соответствовать требованиям к цепям, обладающим нулевой подвижностью, или, обобщительно, требованиям к группам Ассура. А если это так, то изложенная классификация может быть использована для описания групп Ассура различных семейств и построения на их основе любых неодносемейственных механизмов.

3°. Итак, повторим. После того как конструктор или исследователь принял решение о создании ассурового или неассурового механизма и выбрал его семейство и подсемейство, он получает в свое распоряжение конкретную формулу подвижности, связывающую число звеньев n с числами используемых кинематических пар. К примеру создается ассуров плоский стержневой механизм третьего семейства, первого подсемейства. Для него формула подвижности имеет вид

$$W = 3n - 2p_5 - p_4.$$

Эта формула сама по себе не дает возможности продолжить решение задачи о синтезе структур механизмов, так как в ней не дано расшифровки понятия числа звеньев. Они могут быть разной сложности – двухпарными, трехпарными и т.д., но они заключены внутри обозначения n .

Чтобы их дифференцировать, т.е. разобрать между собой, необходимо перейти к рассмотрению следующего уровня классификации. В этом третьем уровне вводится понятие наиболее сложного – базисного звена цепи в виде τ – угольника или τ -вершинника по числу его геометрических элементов, которыми оно образует кинематические пары с другими звеньями, и производится деление

механизмов *на виды* в зависимости от числа τ . К первому виду отнесем механизмы с однопарным звеном ($\tau = 1$), ко второму виду – с двухпарным звеном ($\tau = 2$), к третьему виду – с трехпарным ($\tau = 3$) и т.д.

Введение понятия базисного звена позволяет составить для использования два новых уравнения (2), определяющих число кинематических пар цепи и число звеньев цепи, которые можно записать в свернутом виде

$$\begin{cases} p = \tau + \sum_{\tau-1}^0 i n_i, \\ n = 1 + \sum_{\tau-1}^0 n_i. \end{cases}$$

В этих уравнениях под n_i , как показано выше, понимается число звеньев, добавляющих в цепь по i кинематических пар.

С формальной точки зрения, исходя из построения общего члена $i n_i$, следовало первый член первой формулы в (2) записать как n_τ . Однако, выполняя это условие, например при $n_\tau = 2$, к τ -угольнику необходимо будет добавить звено с числом пар $\tau + 1$, т.е. более сложное, но это обстоятельство нарушило бы логику понятия базисного звена цепи. Тем не менее, задавать значения $n_\tau > 1$ можно, если каждое из звеньев n_τ вводить в цепь независимо друг от друга, т.е. не соединяя их непосредственно. Отметим здесь лишь то, что в случае, когда задается $n_\tau = 1$, рассматривается самый общий случай синтеза структур.

Если выбрать за наиболее сложное звено цепи, например четырехпарное звено, т.е. принять, что $\tau = 4$, то приведенные два уравнения примут вполне конкретный вид, а именно

$$\begin{aligned} p &= 4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \\ n &= 1 + n_3 + n_2 + n_1 + n_0. \end{aligned} \tag{3}$$

Здесь звенья n_0 – это такие звенья, которые, присоединяясь к цепи, не добавляют в нее кинематических пар.

Решить приведенную систему – это значит найти числа звеньев n_3, n_2, n_1 и n_0 . При использовании более сложного звена τ число неизвестных увеличивается. Однако, если иметь в виду, что могут быть заданными величины p и n и что все решения должны быть положительными и целочисленными, задача оказывается вполне разрешимой.

Первый вид механизмов ($\tau = 1$) согласно (2) описывается системой

$$\begin{cases} p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1 = 1, \\ n = 1, \end{cases} \quad (4)$$

откуда следует, что

$$\sum_{\tau-1}^0 (n_{\tau-1} + n_{\tau-2} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 + n_0) = 0,$$

или при целочисленных положительных решениях системы (4) неизбежно условие

$$n_{\tau-1} = n_{\tau-2} = \dots = n_i = \dots = n_2 = n_1 = n_0 = 0.$$

С учетом отмеченного, решениями системы (4) будут

$$p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1, p_2 = 1 \quad \text{и} \quad p_1 = 1,$$

что описывает классы кинематических пар, от первого до пятого.

Число кинематических пар и число звеньев цепей второго вида ($\tau = 2$) определится системой

$$\begin{cases} p = 2 + n_1, \\ n = 1 + n_1. \end{cases}$$

Так как в этом случае могут входить в цепь кроме τ -угольника лишь звенья n_1 , добавляющие по одной кинематической паре, то второй вид механизмов будет содержать в своем составе всего один подвид во всех пяти семействах.

Третий вид механизмов ($\tau = 3$) описывается системой

$$\begin{cases} p = 3 + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_2 + n_1, \end{cases} \quad (5)$$

откуда следует, что в состав механизмов третьего вида могут входить разные звенья, а именно и n_1 и n_2 . В связи с этим, третий вид механизмов может быть разделен на два подвида, в первом из которых могут использоваться звенья n_1 и n_2 , а во втором – лишь звенья n_1 .

Отметим, что без звеньев n_1 , добавляющих в цепь по одной кинематической паре, создавать кинематические цепи, удовлетворяющие условию механизма, т.е. условию $W = 1$, невозможно. Таким образом, в соответствии с (5) к третьему виду можно отнести два подвида механизмов

$$\begin{aligned} p &= 3 + 2n_2 + n_1 \quad \text{и} \\ p &= 3 + n_1. \end{aligned}$$

Приведенная выше система (3) описывает все механизмы четвертого вида. Внутри этого вида существуют подвиды механизмов, которые определяются составом применяемых звеньев. Первое уравнение (3) вполне корректно может быть представлено в подвидах

$$\begin{aligned} p &= 4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1 \text{ (первый подвид),} \\ p &= 4 + 3n_3 + n_1 \text{ (второй подвид),} \\ p &= 4 + 2n_2 + n_1 \text{ (третий подвид),} \\ p &= 4 + n_1 \text{ (четвертый подвид),} \end{aligned}$$

то есть этот – четвертый вид механизмов ($\tau = 4$) имеет четыре подвида в зависимости от использования в нем разных по сложности звеньев n_i .

Аналогично рассуждая, можно найти при $\tau = 5$ по уравнениям

$$\begin{cases} p = 5 + 4n_4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_4 + n_3 + n_2 + n_1, \end{cases} \quad (6)$$

все подвиды пятого вида механизмов. Их всего восемь

$$\begin{aligned} p &= 5 + 4n_4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, & p &= 5 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \\ p &= 5 + 4n_4 + 3n_3 + n_1, & p &= 5 + 3n_3 + n_1, \\ p &= 5 + 4n_4 + 2n_2 + n_1, & p &= 5 + 2n_2 + n_1, \\ p &= 5 + 4n_4 + n_1, & p &= 5 + n_1. \end{aligned}$$

Число подвигов шестого вида механизмов ($\tau = 6$) – шестнадцать. В седьмом виде механизмов ($\tau = 7$) всего 32 подвида и их формулы на основании изложенного могут быть записаны без осложнений. Теоретически, числу τ можно задавать любые положительные значения до бесконечности включительно, но в практике вряд ли встречаются его значения выше $\tau = 7$.

Виды и подвиды механизмов будем обозначать, как $V_{\tau/i}$, где τ определяет вид, а i – подвид механизма. Число подвигов механизмов при $\tau \geq 2$ определяется зависимостью $i_{\tau} = 2^{(\tau-2)}$. В соответствии с описанным, запись $V_{4/3}$ означает, что рассматривается четвертый вид механизмов, третьего подвида.

Из изложенного следует, что все семейства и подсемейства механизмов после их выбора должны быть идентифицированы по видам и подвидам.

Итак, конструктор или исследователь после того, как им выбрано для использования уравнение подвижности механизма

заданного семейства и подсемейства (по m), выбирает среди видов и подвидов механизмов (по τ и n_i) нужный вид и подвид. После этого он получает систему уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} W = (6 - m)n - \sum (k - m)p_k, k - m \geq 0, \\ p = \tau + \sum_{\tau-1}^0 in_i, \\ n = 1 + \sum_{\tau-1}^0 n_i, \end{array} \right. \quad (7)$$

которая позволит найти все значения p_k и n_i .

На этом задача о видах и подвидах механизмов оказывается завершённой.

4⁰. Исторически сложилось так, что первыми в технике стали применяться плоские рычажные и зубчатые механизмы. Какие-либо общие свойства в этих механизмах не просматривались и, естественно, их изучение происходило независимо. Описанные выше понятия семейств и видов механизмов применительно к рычажным и зубчатым механизмам не использовались за их практической ненужностью. Стремление ученых найти классификационные критерии к рычажным и зубчатым механизмам привело к появлению понятия классов механизмов. Л.В. Ассур в [7] записал «...условимся называть механизмами первого класса все механизмы, которые могут рассматриваться как полученные из простого кривошипа, посредством последовательного прикрепления одних только простых, открытых многоповодковых цепей нормального типа».

Повторим, что под «простым кривошипом» Ассур понимал однопарное звено, соединенное в шарнир, то есть в одноподвижную вращательную кинематическую пару p_5 со стойкой, через которое передается движение от двигателя на весь механизм. Аналогичную роль может играть и «простой ползун», который через одноподвижную поступательную пару приводит в движение механизм (например поршень двигателя внутреннего сгорания). Из приведенного определения механизма первого класса данного Ассуром, следует, во-первых, что механизм первого класса может быть сколько угодно сложным, т.е. многозвенным, а во-вторых, и что самое важное, он не усложнен введением изменяемых замкнутых контуров внутри его структуры. Это обстоятельство доказывается тем, что описанный механизм первого класса строится только из

нормальных по Ассур групп звеньев. Под нормальными группами Ассур понимал такие, которые структурно оканчиваются лишь поводками, т.е. двухпарными звеньями. Примеры таких групп приведены на рисунке 2. Ко времени проведения исследований Ассуром были известны: диада Сильвестра (рисунок 2,*a*), трехповодковое звено Бурместера (рисунок 2,*в*) и четырехповодковая группа Грюблера (рисунок 2,*с*), на них было указано Ассуром и им были созданы все более сложные нормальные группы, начиная с пятиповодковой группы (рисунок 2,*d*).

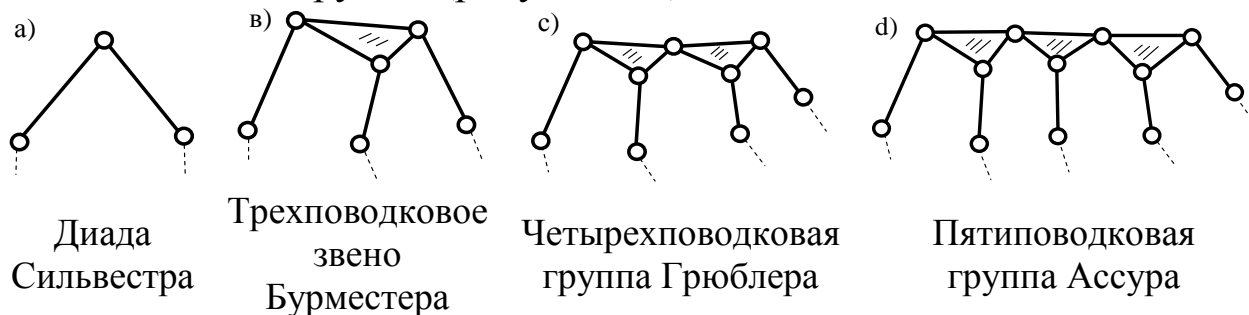


Рисунок 2 – Нормальные по Ассур группы звеньев нулевой подвижности

Особенность нормальных групп заключается в том, что они не могут быть разделены на более простые группы, а, также, при последовательном прикреплении их к ведущему звену – простому кривошипу, в механизме не могут образовываться замкнутые изменяемые контуры. Таким образом, механизмы более высоких классов чем первый, это такие механизмы, в которых обязательно присутствуют подвижные изменяемые замкнутые контуры. В различных семействах и видах механизмов, изменяемые контуры могут быть различными по количеству вовлеченных в них звеньев. Наиболее простым изменяемым замкнутым может быть контур, образованный двумя звеньями, как это показано на рисунке 3. Это плоский кулачковый четырехзвенный механизм, в котором звеньями 1 и 2 образуется двухзвенный замкнутый изменяемый контур α_2 между точками *A* и *B*.

Контакты эти точечные, т.е. звенья образуют между собой так называемые высшие кинематические пары, а потому, относительно движению звеньев 1 и 2 ничто не препятствует.

По предложению Артоболевского И.И. плоские шарнирные механизмы со встроенными в них замкнутыми изменяемыми контурами от четырехзвенных, пятизвенных и более были отнесены к механизмам четвертого, пятого и т.д. классов, т.е. к механизмам

высших классов. Так, на рисунке 4 показан механизм пятого класса по Артоблеву с пятизвенным подвижным замкнутым изменяемым контуром α_5 .

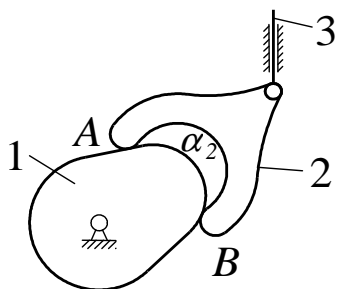


Рисунок 3 – Кулачковый механизм с двухсторонним изменяемым замкнутым контуром

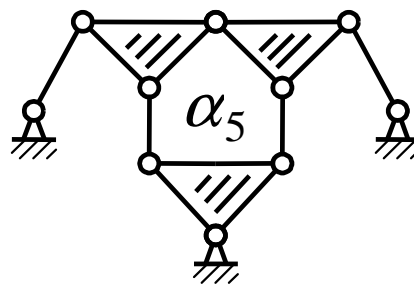


Рисунок 4 – Плоский механизм пятого класса

Имея в виду изложенное, в предлагаемой классификации вводится понятие *классов* механизмов от первого класса по Ассурю и выше в зависимости от сложности входящих в цепь замкнутых изменяемых контуров, начиная от двухзвенных, трехзвенных контуров, которые могут быть образованы, в частности, при использовании высших – точечных кинематических пар.

Что касается построения в структурах механизмов более одного контура, то эта проблема пока никем не обсуждалась. Если подойти к вопросу системно, то естественной возникает необходимость введения понятия, определяющего число контуров в цепи. Будем называть структуры по числу контуров в них – одноконтурные, двухконтурные и т.д. до n -контурных структур. При этом учтем, что в состав n -контурных структур механизмов кроме наиболее сложного контура, определяющего класс механизма, могут входить такие же и менее сложные контуры.

Так, в трехконтурном механизме пятого класса, то есть с наиболее сложным пятизвенным изменяемым контуром могут быть созданы дополнительные, например два разных контура от второго до пятого класса. Легко установить все теоретически возможные сочетания контуров в таком механизме. Перечислим их: $1(5+2+2)$, что означает – пятый класс, плюс второй класс, плюс второй класс, $2(5+3+2)$, $3(5+3+3)$, $4(5+4+2)$, $5(5+4+3)$, $6(5+4+4)$, $7(5+5+2)$, $8(5+5+3)$, $9(5+5+4)$, $10(5+5+5)$, т.е. десять разных сочетаний. В соответствии с этими сочетаниями, введем дополнительно понятие подклассов механизмов. В рассматриваемом примере их десять – от первого – $1(5+2+2)$, до десятого – $10(5+5+5)$. И, если в реальном

механизме использовать, например, сочетание контуров (5 + 4 + 3), то весь механизм будет назван – механизмом пятого класса, трехконтурный, пятого подкласса.

Покажем в таблице 2 примеры классов, n -контурности и подклассов механизмов в случае, когда в механизме могут присутствовать замкнутые изменяемые контуры от одно- до пятиконтурных с изменяемыми замкнутыми контурами от двухзвенных до семизвенных.

Таблица 2 – Примеры классов, n -контурности и подклассов механизмов

n -контурность по числу контуров	Одноконтурные	Двухконтурные	Трехконтурные	Четырехконтурные	Пятиконтурные
Сложность основного контура, α_{\max}	Подклассы механизмов				
2*	2	2+2	2+2+2	2+2+2+2	2+2+2+2+2
3*	3	3+2 3+3	3+2+2 3+3+2 3+3+3 всего 3 подклассов	3+2+2+2 3+3+2+2 3+3+3+2 3+3+3+3 всего 4	3+2+2+2+2 3+3+2+2+2 3+3+3+2+2 3+3+3+3+2 3+3+3+3+3 всего 5
4*	4	4+2 4+3 4+4 всего 3	4+2+2 4+3+2 4+3+3 4+4+2 4+4+3 4+4+4 всего 6	от 4+2+2+2 до 4+4+4+4 всего 10	от 4+2+2+2+2 до 4+4+4+4+4 всего 15
5*	5	5+2 5+3 5+4 5+5 всего 4	от 5+2+2 до 5+5+5 всего 10	от 5+2+2+2 до 5+5+5+5 всего 20	от 5+2+2+2+2 до 5+5+5+5+5 всего 35
6*	6	6+2 6+3 6+4 6+5 6+6 всего 5	от 6+2+2 до 6+6+6 всего 15	от 6+2+2+2 до 6+6+6+6 всего 35	от 6+2+2+2+2 до 6+6+6+6+6 всего 70
7*	7	7+2 7+3 7+4 7+5 7+6 7+7 всего 6	от 7+2+2 до 7+7+7 всего 21	от 7+2+2+2 до 7+7+7+7 всего 56	от 7+2+2+2+2 до 7+7+7+7+7 всего 126
* число звеньев в контуре					

По таблице 2 легко могут быть определены номера подклассов механизмов. В самом сложном пятиконтурном механизме седьмого класса (в котором $\alpha_{\max} = 7$) всего могут иметь место 126 подклассов и конкретизация в виде утверждения – «механизм седьмого класса, 125^{ого} подкласса» (7+7+7+7+6) вполне адекватно.

В таблице 3 показаны значения чисел подклассов механизмов в зависимости от n -контурности от одно- до десятиконтурных механизмов при увеличении классов механизмов от второго до одиннадцатого.

Таблица 3 – Значения чисел подклассов механизмов в зависимости от n -контурности

		Число подклассов механизмов при числе контуров									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Классы механизмов	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	2	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	3	1	3	6	10	15	21	28	36	45	55
	4	1	4	10	20	35	56	84	120	165	220
	5	1	5	15	35	70	126	210	330	495	715
	6	1	6	21	56	126	252	462	792	1287	2002
	7	1	7	28	84	210	462	924	1716	3003	5005
	8	1	8	36	120	330	792	1716	3432	6435	11440
	9	1	9	45	165	495	1287	3003	6435	12870	24310
	10	1	10	55	220	715	2002	5005	11440	24310	48620

Из этой таблицы видно, что число подклассов десятиконтурных цепей разных классов от второго до одиннадцатого включительно изменяется от 1 до 48620. Тем не менее, каждое сочетание контуров может иметь единственный, соответствующий ему номер, т.е. номер подкласса.

Отметим, что в плоских шарнирных цепях наиболее простым является четырехзвенный изменяемый замкнутый контур. Покажем в таблице 4, сколько и какие именно подклассы могут быть организованы при условии, что максимальное количество контуров принимается равным пяти, а наиболее сложным контуром является семизвенный.

Таблица 4 – Подклассы механизмов

		Подклассы механизмов при числе контуров				
		1	2	3	4	5
Класс механизмов	4	1(4)	1(4+4)	1(4+4+4)	1(4+4+4+4)	1(4+4+4+4+4)
	5	1(5)	1(5+4); 2(5+5)	1(5+4+4); 2(5+5+4); 3(5+5+5)	1(5+4+4+4); 2(5+5+4+4); 3(5+5+5+4); 4(5+5+5+5)	1(5+4+4+4+4); 2(5+5+4+4+4); 3(5+5+5+4+4); 4(5+5+5+5+4); 5(5+5+5+5+5)
	6	1(6)	1(6+4); 2(6+5); 3(6+6)	1(6+4+4); 2(6+5+4); 3(6+5+5); 4(6+6+4); 5(6+6+5); 6(6+6+6)	1(6+4+4+4); 2(6+5+4+4); 3(6+5+5+4); 4(6+5+5+5); 5(6+6+4+4); 6(6+6+5+4); 7(6+6+5+5); 8(6+6+6+4); 9(6+6+6+5); 10(6+6+6+6)	1(6+4+4+4+4); 2(6+5+4+4+4); 3(6+5+5+4+4); 4(6+5+5+5+4); 5(6+5+5+5+5); 6(6+6+4+4+4); 7(6+6+5+4+4); 8(6+6+5+5+4); 9(6+6+5+5+5); 10(6+6+6+4+4); 11(6+6+6+5+4); 12(6+6+6+5+5); 13(6+6+6+6+4); 14(6+6+6+6+5); 15(6+6+6+6+6)
	7	1(7)	1(7+4); 2(7+5); 3(7+6); 4(7+7)	1(7+4+4); 2(7+5+4); 3(7+5+5); 4(7+6+4); 5(7+6+5); 6(7+6+6); 7(7+7+4); 8(7+7+5); 9(7+7+6); 10(7+7+7)	1(7+4+4+4); 2(7+5+4+4); 3(7+5+5+4); 4(7+5+5+5); 5(7+6+4+4); 6(7+6+5+4); 7(7+6+5+5); 8(7+6+6+4); 9(7+6+6+5); 10(7+6+6+6); 11(7+7+4+4); 12(7+7+5+4); 13(7+7+5+5); 14(7+7+6+4); 15(7+7+6+5); 16(7+7+6+6); 17(7+7+7+4); 18(7+7+7+5); 19(7+7+7+6); 20(7+7+7+7)	1(7+4+4+4+4); 2(7+5+4+4+4); 3(7+5+5+4+4); 4(7+5+5+5+4); 5(7+5+5+5+5); 6(7+6+4+4+4); 7(7+6+5+4+4); 8(7+6+5+5+4); 9(7+6+5+5+5); 10(7+6+6+4+4); 11(7+6+6+5+4); 12(7+6+6+5+5); 13(7+6+6+6+4); 14(7+6+6+6+5); 15(7+6+6+6+6); 16(7+7+4+4+4); 17(7+7+5+4+4); 18(7+7+5+5+4); 19(7+7+5+5+5); 20(7+7+6+4+4); 21(7+7+6+5+4); 22(7+7+6+5+5); 23(7+7+6+6+4); 24(7+7+6+6+5); 25(7+7+6+6+6); 26(7+7+7+4+4); 27(7+7+7+5+4); 28(7+7+7+5+5); 29(7+7+7+6+4); 30(7+7+7+6+5); 31(7+7+7+6+6); 32(7+7+7+7+4); 33(7+7+7+7+5); 34(7+7+7+7+6); 35(7+7+7+7+7)

Все подклассы механизмов, помещенные в таблице 4, обозначены номерами. Наибольшее количество подклассов механизмов – 35 можно построить, если самым сложным контуром принимается семизвенный, а механизм оказывается пятиконтурным.

На рисунке 5 показан плоский шарнирный механизм пятого класса, двухконтурный. Согласно таблице 4 этот механизм относится к первому подклассу, среди двух возможных подклассов.

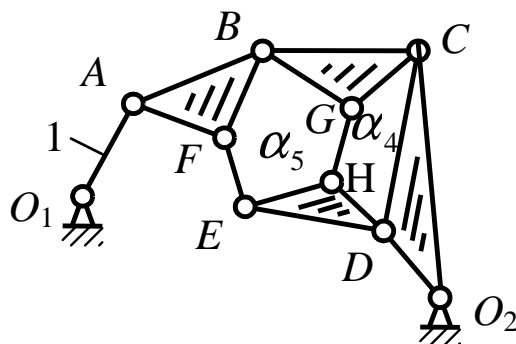


Рисунок 5 – Шарнирный двухконтурный механизм

В этом механизме и пятизвенный контур $BGHEF$, и четырехзвенный контур $GCDH$ замкнутые и подвижные в том смысле, что относительное расположение звеньев в этих контурах в процессе работы механизма изменяется.

Деление механизмов на классы и подклассы вполне подчиняется общей теории кинематических цепей, которая наиболее развернуто изложена в работе [10].

Любая кинематическая цепь при ее образовании ветвится. Число ветвей γ цепи определяется числами ее звеньев n и кинематических пар p

$$\gamma = p - (n - 1). \quad (8)$$

С другой стороны параметр γ может быть выражен через число выходов цепи δ (свободных кинематических пар или соединений со стойкой) и через число замкнутых изменяемых контуров в ней α , т.е. в виде

$$\gamma = \delta + \alpha. \quad (9)$$

Приравняв правые части (8) и (9), получим, что число изменяемых замкнутых контуров любой цепи

$$\alpha = p - (n - 1) - \delta. \quad (10)$$

При отсутствии α , т.е. в цепях первого класса, число выходов цепи

$$\delta = \gamma = p - (n - 1).$$

При известных τ (вид механизма) и n_i (подвид механизма) по (8) можно определить γ и тогда из (9) найти α . Число выходов цепи может изменяться от γ до 2. При $\delta = \gamma - 1$, $\alpha = 1$. Этот контур может

быть организован числом звеньев от двух до n . Наиболее сложный контур в механизме определяет его класс – от второго до n -ного. Замокнутые на стойку механизмы должны обладать как минимум двумя свободными выходами и тогда число контуров может быть найдено как

$$\alpha = \gamma - 2,$$

а в замкнутых кинематических цепях, не связанных со стойкой, каковыми, например, являются так называемые цепи Грюблера, число выходов $\delta = 0$ и тогда в таких цепях $\alpha = \gamma$.

Таким образом, если в результате решения системы (2) будет найдено общее число звеньев механизма и общее число кинематических пар в ней, то по (8) легко найти число ветвей γ . Далее, из конкретных соображений, определяющихся техническим заданием на проектируемый механизм, выбирается для него число выходов δ на неподвижную стойку и по (9) определяется потребное число замкнутых изменяемых контуров α , то есть его контурность, а после того, по таблице 2 или по 4 выбирается или находится подкласс механизма. Таким образом, задача о нахождении классов и подклассов становится вполне разрешенной.

Так, в цепи третьего семейства, второго подсемейства, описываемого формулой

$$W_{3(2)} = 3n - 2p_5,$$

при создании групп Ассура ($W_{3(2)} = 0$) из восьми звеньев ($n = 8$ и $p_5 = 12$) число ветвей цепи $\gamma = 5$. В этой шарнирной цепи с парами p_5 не могут существовать контуры второго и третьего классов. Простейшим контуром для этого случая (рисунок 6,а) является четырехугольный – α_4 , т.е. можно создать цепь четвертого класса. Возможны построения таких восьмизвенных цепей также в виде цепей пятого (α_5), шестого (α_6), седьмого (α_7) и восьмого (α_8) классов. Последний случай изображен на рисунке 6,в.

В показанных цепях при $\alpha = 1$ число выходов $\gamma - \alpha = 4$. При задании $\delta = 3$ могут быть построены цепи с двумя замкнутыми контурами $\alpha_4 + \alpha_4$ (рисунок 6,с) и $\alpha_5 + \alpha_4$ (рисунок 6,д). В первом случае получаем цепь четвертого класса, двухконтурную, первого подкласса, во втором случае – это цепь пятого класса, двухконтурная, первого подкласса. В цепи 6,е три изменяемых контура. Эта цепь четвертого класса, трехконтурная, первого подкласса.

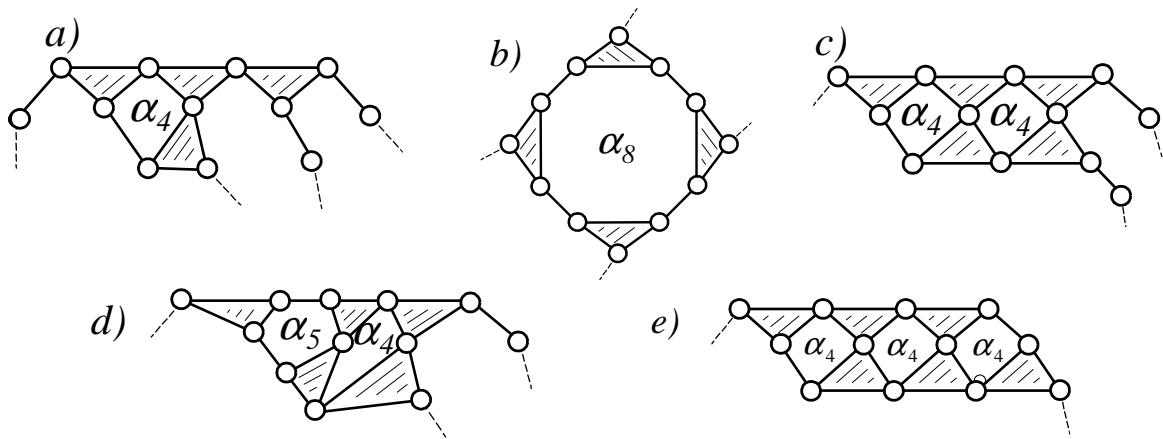


Рисунок 6 – Классы и подклассы кинематических цепей

Однако, деления механизмов по классам, по n -контурности и по подклассам являются критериями необходимыми, но недостаточными, чтобы идентифицировать все механизмы после построения в них изменяемых замкнутых контуров. Важно также различать механизмы по сложности входного звена. Дело в том, что в бесконтурных механизмах их кинематические цепи во всех ветвях заканчиваются поводками, то есть двухпарными звеньями. При построении внутри цепи замкнутых изменяемых контуров, ветви могут оканчиваться звеньями более сложными, а именно трех-, четырех-, и вообще n -парными. Так, плоская шарнирная пятизвенная, четвертого класса (рисунок, 7, а) кинематическая цепь, удовлетворяющая условию $W_{3(2)} = 1$, может быть собрана в механизм двояким образом, или с ведущим двухпарным звеном 1 (рисунок 7, в) или с ведущим трехпарным звеном 4 (рисунок 7, с) и эти механизмы оказываются существенно разными. Механизм по схеме в) состоит из ведущего звена и четырехзвенной группы Ассур четвертого класса с замкнутым изменяемым четырехзвенным контуром, а схема с) образуется от трехпарного звена с присоединением к нему трехповодковой нормальной группы Ассур.

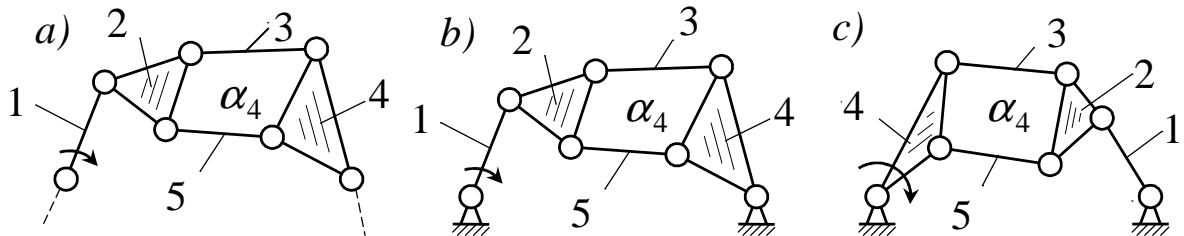


Рисунок 7 – Отличия механизмов по сложности ведущего звена

Различать такие цепи будем введением обозначения p (пара) с индексов "в", что означает число пар ведущего звена, а цепь в целом

по классам будем обозначать как $K_{\alpha_{max}/a/h/p_e}$, т.е. механизм класса α_{max} , с числом контуров α , выстроенных по подклассу h при ведущем звене с числом пар p_e . Например, схема, приведенная на рисунке 7,с описывается, как $K_{4/1/1/3}$.

5⁰. Перейдем к пятому уровню классификации механизмов.

Механизмы одинаковых семейств, видов и классов могут существенно различаться в зависимости от принятых в них дистанций – числа звеньев между выходами. В соответствии с этим вводится деление механизмов на порядки, определяемые числами сторон звеньев цепи между выходами на стойку. Обоснуем это положение подробнее. Является очевидным, что у однопарного звена (рисунок 8,а) между кинематическими парами всего одна сторона AA , у двухпарного – две: AB и BA (рисунок 8,б), у трехпарного – три: AB , BC и CA (рисунок 8,с) и т.д. В кинематической цепи, показанной на рисунке 8,д, всего одиннадцать сторон звеньев, они показаны стрелками.

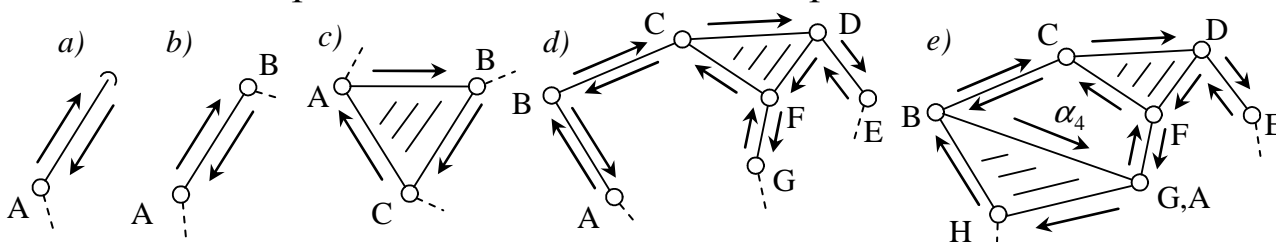


Рисунок 8 – Число сторон звеньев кинематической цепи

Общее число сторон λ цепи определится зависимостью

$$\lambda = \tau + \sum_{\tau}^2 in_{i-1}. \quad (11)$$

Чтобы число кинематических пар и число звеньев в цепи (рисунок, 8,д) при образовании замкнутого изменяемого контура $BCFG$ (рисунок, 8,е) не изменилось, необходимо, объединяя открытые пары A и G в одну, добавить свободную пару H . То есть построение замкнутого контура α_4 в этом случае, приводит к увеличению числа сторон цепи на единицу (GH). Если контуров вводится α штук, то суммарное число сторон цепи λ_c становится равным

$$\lambda_c = \lambda + \alpha. \quad (12)$$

При этом появляются наружные λ_n и внутренние λ_g стороны цепи. Внутренние стороны оказываются внутри замкнутых изменяемых контуров. Суммарное число сторон тогда будет

$$\lambda_c = \lambda_n + \lambda_g. \quad (13)$$

Число внутренних сторон звеньев цепи находится по известным замкнутым контурам, как

$$\lambda_g = \sum_{i_{min}}^{i_{max}} i \alpha_i, \quad (14)$$

и тогда $\lambda_n = \lambda_c - \lambda_g.$ (15)

Далее, при известном числе выходов цепи δ можно распределить число λ_n – наружных ее сторон между выходами, т.е. решить задачу о λ_n/δ . Это решение многовариантно, а потому возможные отличающиеся варианты механизмов по этому параметру, необходимо различать. С этой целью введем понятие *порядков* механизмов.

Отметим, что существует ограничение на минимальную «дистанцию» между выходами, определяющуюся включенным в нее числом сторон – звеньев. Так, на рисунке 8,*d* между выходами *E* и *G* три стороны звеньев, между *G* и *A* – четыре стороны и между *A* и *E* – четыре стороны.

Реально эти «дистанции» могут изменяться от одно- до *n*-сторонних. Например, между выходами в неассуровом механизме с одним подвижным звеном, образующим со стойкой точечные высшие кинематические пары *A* и *B* (рисунок 9,*a*), всего одна сторона и при этом звено 1 вполне может иметь движение относительно стойки, а в плоской кинематической цепи O_1ABO_2 (рисунок 9,*в*) между выходами O_1 и O_2 должно находиться не менее трех сторон, иначе система окажется неподвижной. Именно поэтому в рассматриваемом ниже примере плоского шарнирного механизма с $n=7$ минимальной дистанцией принимается трехзвенная.



Рисунок 9 – Простейшие неассуров и ассуров механизмы

В конкретной плоской цепи третьего семейства ($m=3$), третьего вида ($\tau=3$), четвертого класса (α_4), двухконтурной ($\alpha=2\alpha_4$), семизвенной ($n=7$), показанной на рисунке 10, число наружных сторон λ_n равно 10 и оно может быть разбито между двумя выходами, как 3+7, 4+6 и 5+5. Эти сочетания и определяют порядки механизмов, а именно

3+7 – первого порядка,

4+6 – второго порядка,
 5+5 – третьего порядка.

Не каждый порядок в конкретном случае может быть реализован. В приведенном примере реализуемы второй и третий порядки (рисунок 10, а и в).

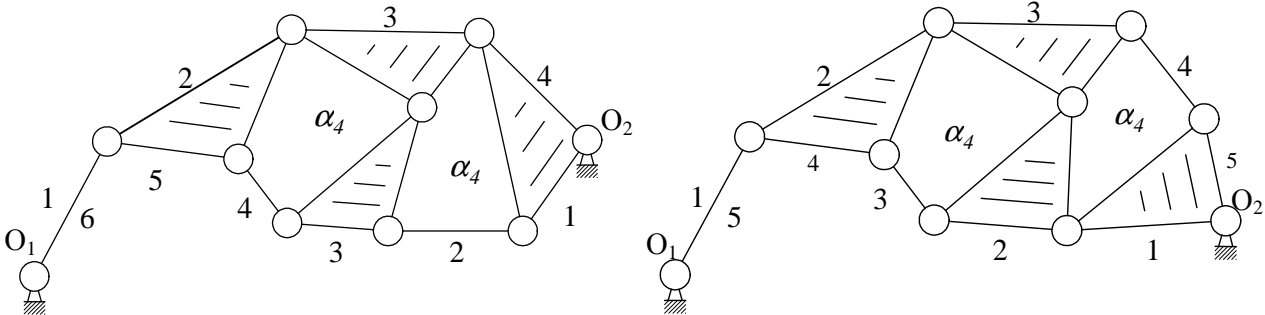


Рисунок 10 – Восьмизвенные шарнирные механизмы разных порядков

Эти механизмы могут быть различены лишь по их порядкам. В первом это 4+6, во втором 5+5 при обходе их по часовой стрелке от O_1 к O_2 и от O_2 к O_1 .

При увеличении числа выходов от 2 до γ общее число λ_n может делиться на число дистанций так, что внутри порядка разделения могут появиться различия последовательности чисел сторон, которые следует учитывать путем введения понятий подпорядков.

Покажем на примере методику поиска порядков и подпорядков механизмов. Продолжим рассматривать плоские ($m=3$) шарнирные ($p_4=0$) механизмы ($W_{3(2)}=0$) третьего вида ($\tau=3$), подвижность которых определяется формулой

$$W_{3(2)} = 3n - 2p_5 = 1. \quad (16)$$

Универсальная структурная система для таких механизмов записывается как

$$\begin{aligned} p_5 &= 3 + 2n_2 + n_1, \\ n &= 1 + n_2 + n_1. \end{aligned} \quad (17)$$

Начнем разыскивать и устанавливать порядки и подпорядки таких механизмов, задавшись вначале условием $n_2=0$. В этом случае, система (17) запишется в виде

$$\begin{aligned} p_5 &= 3 + n_1, \\ n &= 1 + n_1. \end{aligned} \quad (18)$$

Подставим эти значения p_5 и n в (16) и найдем, что $n_1=4, n=5, p_5=7$.

В числе $n = 5$ одно звено трехпарное ($\tau = 3$) и четыре звена двухпарные ($n_1 = 4$). Число сторон такой цепи по (11) окажется равным $\lambda = 11$, а число ветвей γ по зависимости (8) при условии, что в цепи не будет изменяемых замкнутых контуров, то есть при $\alpha = 0$, даст значение $\gamma = 3$. Между этими тремя выходами наличествует $\lambda = 11$ сторон. При условии, что наименьшее число сторон между двумя выходами $\lambda_{\min} = 3$, найденное λ может быть представлено в виде двух порядков

$$1(3+3+5),$$

$$2(3+4+4).$$

Перестановка чисел, записанных в строках, не может изменить их последовательности, а потому оба эти порядка имеют единственный повторяющий их подпорядок. Механизмы, найденные по изложенной методике, приведены на рисунке 11, а и в.

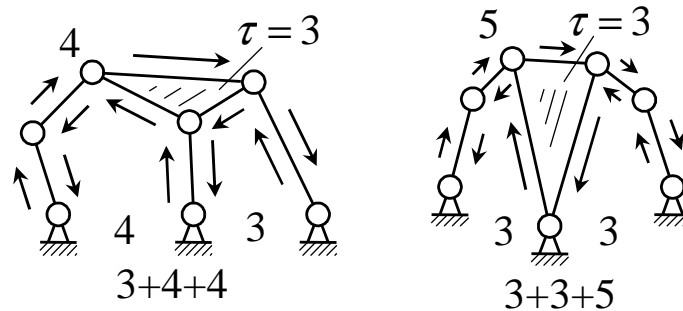


Рисунок 11 – Шестизвенные плоские шарнирные механизмы, отличающиеся по порядкам

Зададимся условием, что найденная цепь ($\tau = 3$, $n = 5$, $p_5 = 7$, $n_1 = 4$) строится с одним изменяемым замкнутым контуром $\alpha = 1$. Тогда по (9) найдем, что $\delta = (\gamma - 1) = 2$, а λ_c по (12) окажется равным $\lambda_c = \lambda + \alpha = 12$.

Возможны две ситуации (рисунок 12, а, в), когда создается такая цепь с контуром α_4 (четвертый класс) и когда с контуром α_5 (пятый класс).

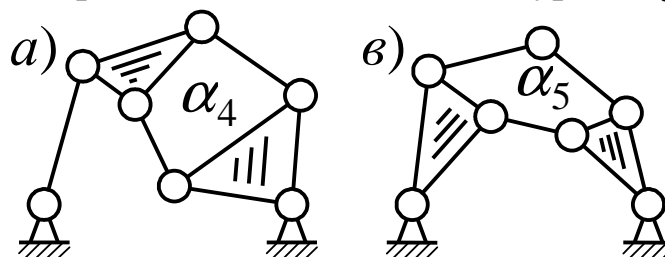


Рисунок 12 – Пятизвенные цепи с изменяемым замкнутым контуром

В первом случае число наружных сторон по (15) $\lambda_n = \lambda_c - 4 = 8$ и тогда возможны дистанции 3+5 и 4+4, во втором случае $\lambda_n = \lambda_c - 5 = 7$, что дает единственную дистанцию 3+4. Реализуемыми являются два порядка – (4+4) и (3+4), показанные на рисунке 13. Оба этих порядка имеют повторяющие их подпорядки.

Изменим условие и зададимся значением $n_2 = 1$, тогда (18) запишется в виде

$$p_5 = 5 + n_1,$$

$$n = 2 + n_1,$$

откуда найдем, что $n_1 = 5$, $n = 7$, $p_5 = 10$.

Теперь в цепи два звена трехпарных, пять звеньев двухпарных и по (11) получим число сторон $\lambda = 16$, а число выходов $\delta = \gamma = 4$. Полученное значение $\lambda = 16$ можно разделить между четырьмя выходами в пять порядков

$$1(3+3+3+7),$$

$$2(3+3+4+6),$$

$$3(3+3+5+5),$$

$$4(3+4+4+5),$$

$$5(4+4+4+4).$$

Первый и пятый порядки имеют по одному подпорядку, повторяющие сами порядки, три оставшихся могут быть представлены в различных подпорядках, а именно, второй порядок в виде подпорядков

$$2_{(1)}(3+3+4+6),$$

$$2_{(2)}(3+3+6+4),$$

$$2_{(3)}(3+4+3+6),$$

третий порядок в виде двух подпорядков

$$3_{(1)}(3+3+5+5),$$

$$3_{(2)}(3+5+3+5),$$

и четвертый порядок в виде трех подпорядков

$$4_{(1)}(3+4+4+5),$$

$$4_{(2)}(3+4+5+4),$$

$$4_{(3)}(3+5+4+4).$$

На рисунке 13 показаны механизмы *a)* – первого порядка, первого подпорядка, *в)* – второго порядка, первого подпорядка, *с)* – второго порядка, второго подпорядка, *d)* – второго порядка, третьего подпорядка, *f)* – третьего порядка, второго подпорядка, *g)* – четвертого порядка, первого подпорядка и *k)* – четвертого порядка, третьего подпорядка.

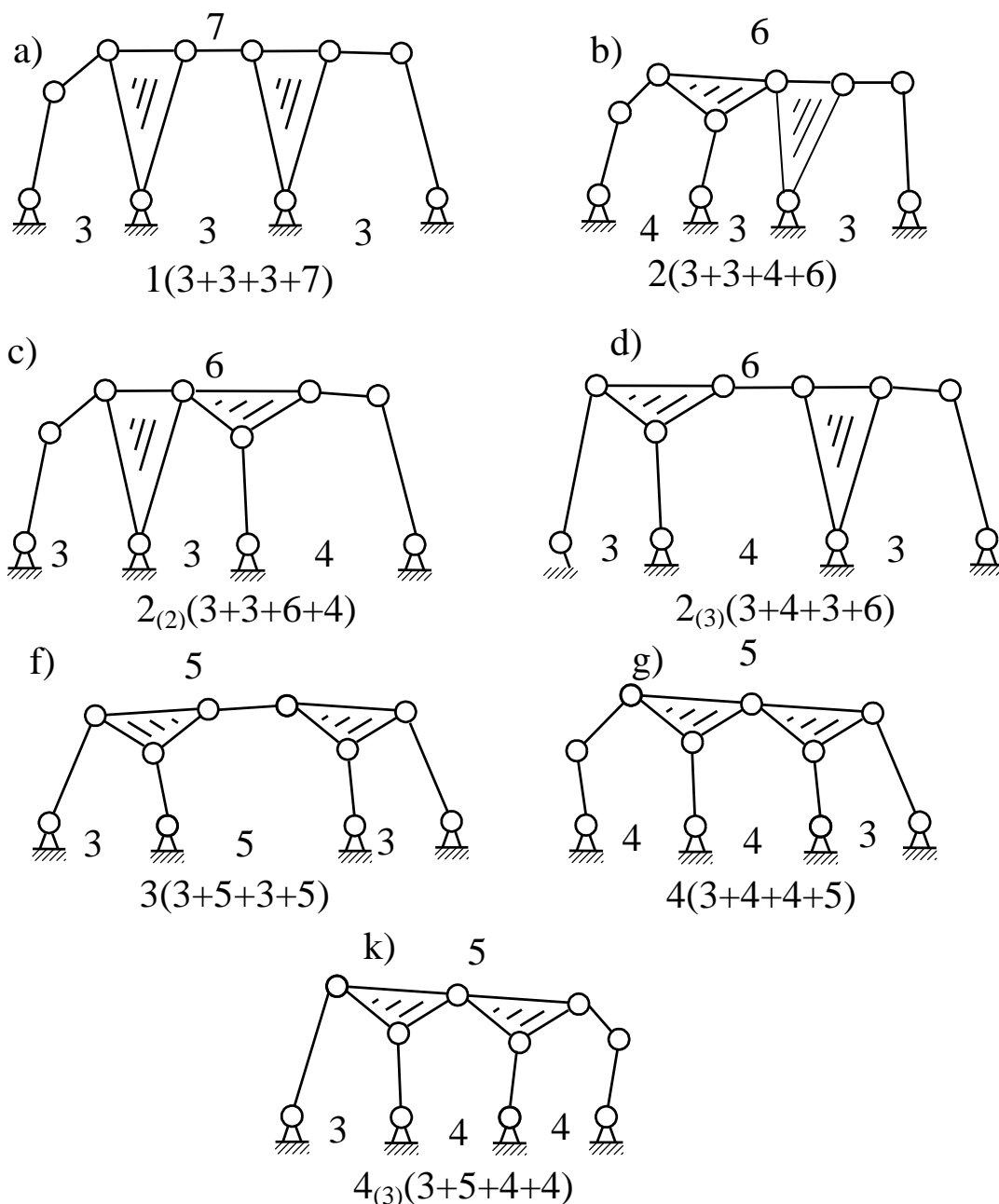


Рисунок 13 – Варианты цепи плоского шарнирного механизма с четырьмя выходами

Остальные порядки и подпорядки такой структуры не могут быть реализованы или пока не найдены. Если, далее, уменьшить число выходов δ до трех, то в цепях появится один изменяемый замкнутый контур, а, если принять $\delta = 2$, то появятся два изменяемых контура. И эти цепи можно расклассифицировать как по классам (подклассам) так и по порядкам (подпорядкам)

Итак, подводя итог изложенного выше, все механизмы в их полном многообразии вне зависимости от функционального назначения могут делиться на ассуровы (МА) и неассуровы (МнА) и далее классифицироваться по

семействам, $S_{m/j}$,
 видам, $V_{\tau/i}$,
 классам $K_{\alpha_{\max}/\alpha/h/p_e}$,
 и порядкам $P_{\lambda/g}$.

Каждый отличающийся от других механизм может быть описан формулой $(M, S_{m/j} V_{\tau/i} K_{\alpha_{\max}/\alpha/h/p_e} P_{\lambda/g})$.

Приведенные в настоящей статье аналитические зависимости, определяющие уровни классификации механизмов, достаточно хорошо проверены на многих частных примерах и дальнейшее совершенствование подходов и развитие предлагаемой классификации позволит решить одну из важнейших задач в теории механизмов и машин. В соответствии с приведенной классификацией могут быть разработаны методы кинематического и динамического исследования механизмов по семействам, видам, классам и порядкам.

Покажем пример полной идентификации механизма по описанным уровням классификации.

На рисунке 14 показан сложный двенадцатизвенный плоский механизм с двумя выходами на стойку и с четырьмя изменяемым замкнутым контурам.

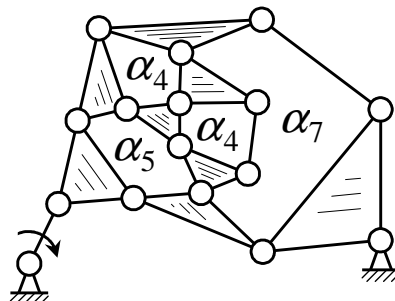


Рисунок 14 – Двенадцатизвенный плоский механизм с четырьмя замкнутыми изменяемыми контурами

Этот механизм является ассуровым (МА), третьего семейства, второго подсемейства; третьего вида, первого подвида; седьмого класса, четырехконтурный, второго подкласса, с ведущим двухпарным звеном; второго порядка, первого подпорядка.

Поясним: т.к. механизм соединяется со стойкой на входе через кинематическую пару p_5 , то он является ассуровым. Так как он выполнен плоским, т.е. удовлетворяет условию $m = 3$, то относится к третьему классу, а так как описывается структурной формулой подвижности $W = 3n - 2p_5$ без использования пар p_4 , то

подсемейство его второе. Использование в нем как самого сложного базисного звена, т.е. τ -угольника – трехпарного, определяет его вид – третий вид, а так как кроме τ -угольника в нем использованы звенья n_2 , добавляющие по две кинематические пары, он относится к первому подвиду. Наличие в цепи семизвенного изменяемого контура определяет класс механизма – седьмой, общее число изменяемых контуров – четыре, определяют его n -контурность – четырехконтурный. Общее число внутренних сторон цепи λ_g равно 20. Это число может быть разбито на сочетание цифр 1(4+4+4+8), 2(4+4+5+7), 3(4+4+6+6), 4(4+5+5+6) и 5(5+5+5+5). Рассматриваемое сочетание (4+4+5+7) определяет второй подкласс механизмов. Так как ведущее звено в механизме принято двухпарное (возможно задать движение от стойки и трехпарному звену), то этот механизм есть механизм с двухпарным ведущим звеном.

В анализируемом механизме общее число наружных сторон между выходами $\lambda_n = 10$. Это число может быть разбито между двумя выходами как 1(3+7), 2(4+6) и 3(5+5), что определяет порядки механизмов. В рассматриваемом частном случае между выходами имеем дистанцию 4+6, а это означает, что этот механизм второго порядка, а так как это сочетание из двух цифр единственное, то механизм относится к первому подпорядку. В целом, показанный на рисунке 14 механизм описывается формулой $MA S_{3/2} V_{3/2} K_{7/4/2/p_2} P_{2/1}$.

Этот пример позволил показать, что любой сложный механизм может быть описан структурной формулой, вполне отличающей его ото всех других механизмов.

Список литературы

1. Большая советская энциклопедия. Том 12, 3-е изд. – М.: Изд. «Советская энциклопедия», 1973.
2. Брокгауз Ф.А., Ефрон И.А. Малый энциклопедический словарь. – М.: Терра, 1994. – Т. 3. – 557 с.
3. Leupold J. Theatrum machinarum. – Leipzig, 1724. Bd. 1.
4. Кожевников С.Н. Механизмы. 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1965. – 1058 с.
5. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Тт. 1-7. – М.: Наука, 1970-1978гг.
6. Крайнев А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. – М. Машиностроение, 2000. – 904 с.

7. Ассур Л.В. Исследование плоских стержневых механизмов с низшими параметрами с точки зрения их структуры и классификации. – М.: Изд-во АН СССР, 1952. – 529 с.
8. Добровольский В.В. Основные принципы рациональной классификации механизмов // Добровольский В.В., Артоболевский И.И. Структура и классификация механизмов. – М.-Л.: Издательство АН СССР, 1939. – с. 5-48.
9. Артоболевский И.И. Опыт структурного анализа механизмов // Добровольский В.В., Артоболевский И.И. Структура и классификация механизмов. – М.-Л. Издательство АН СССР, 1939. – с. 49-66.
10. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов. Новокузнецк: Изд-во СибГГМА, 1994. – 102 с.
11. Дворников Л.Т., Живаго Э.Я. Основы теории кинематических пар. – Новокузнецк: СибГИУ, 1999. – 105 с.
12. Дворников Л.Т. Обоснование единой универсальной классификации механизмов // Тезисы докладов Первого международного Джолдасбековского симпозиума (1-2 марта 2011г.). – Алматы: Казак университеті, 2011. – С. 45-46.
13. Дворников Л.Т. Обоснование принципов универсальной классификации механизмов // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы Международной научно-практической конференции. 14-15 июня 2011 года, Санкт-Петербург. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – С. 186-198.
14. Дворников Л.Т. Проблемы исследования неодносемейственных механизмов // Материалы пятнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. Под редакцией профессора Дворникова Л.Т. и профессора Живаго Э.Я. – Новокузнецк: СибГГГМА, 1997. – С. 3-12.

MULTIPLE-PURPOSE STRUCTURAL CLASSIFICATION OF MECHANISMS

Dvornikov L.T.

Keywords: mechanism, Assur, family, space, category, kind, class, order.

In the present article criteria (levels) of classification of all variety of possible structures of mechanisms are proved necessary, and according to the author and sufficient.

УДК 621.01(07)

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРЕХЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ И СОЕДИНЕНИЙ

Дворников Л.Г., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования;

*Сибирский государственный индустриальный университет,
г. Новокузнецк*

E-mail: tmmiok@yandex.ru

Попугаев М.Г., к.т.н., инженер-конструктор;
ООО «Сибшахтостройпроект», г. Новокузнецк

E-mail: fdba@yandex.ru

Ключевые слова: трехзвенные механизмы, трехзвенные соединения, неассуровы механизмы, неодноподвижные кинематические пары, однозвенные группы нулевой подвижности.

В статье излагаются основы теории трехзвенных механизмов. Приводится кинематическое исследование пространственного трехзвенного смесительного механизма. Показываются новые трехзвенные механизмы и соединения.

Вся история становления теории механизмов и машин, как науки, свидетельствует о том, что строилась она на формулировании основных понятий и определений объекта исследования – механизма, его составных элементов – звеньев и кинематических пар, обоснования критериев отличия механизмов друг от друга, их классификаций и систематизаций. «Механизм» в самом общем смысле есть понятие многокритериальное. Полуторавековой опыт создания и исследования механизмов показал, что по назначению, по структурным особенностям, по методам исследования, по технологическим приемам изготовления, по эксплуатационным качествам этот объект столь разносторонен, что создать единую методологию их изучения невозможно. Требуется решение поставленных задач по частям, исходя из некоего обоснованного алгоритма. Представляется, что одним из критериев в этом направлении является сложность механизмов, определяемая числом подвижных звеньев, входящих в них. Наиболее простыми в этом отношении являются трехзвенные механизмы, в которых используются всего два подвижных звена.

К настоящему времени не было предпринято серьезных попыток выделить этот вид механизмов в самостоятельный с целью его полного исследования. Естественно, такое исследование целесообразно начать с проблем структурного анализа и синтеза. Имея в виду, что трехзвенные механизмы, как наиболее простые по структуре, могут находить широкое применение в практике машиностроения, можно утверждать, что эта задача актуальна не только по отношению к собственно трехзвенным механизмам, но и ко всем другим – более сложным системам, как методологическая основа исследования механизмов во всем их разнообразии.

Под механизмом понимается кинематическая цепь, в которой присутствуют входное и выходное звенья, связанные со стойкой, т.е. цепь - замкнутая на стойку и обладающая определенностью движения. Доказательство, существования простейших по структуре механизмов в виде трехзвенных, основывается на уравнении подвижности А.П. Малышева [1], записываемом в виде

$$6(n_{\Sigma} - 1) - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 = W, \quad (1)$$

где p_k – соответственно числа кинематических пар пятого, четвертого, третьего, второго и первого классов;

W – подвижность цепи;

n_{Σ} – общее число звеньев, включая неподвижное, относительно которого рассматривается движение.

При $n_{\Sigma} = 1$ не могут быть созданы подвижные системы.

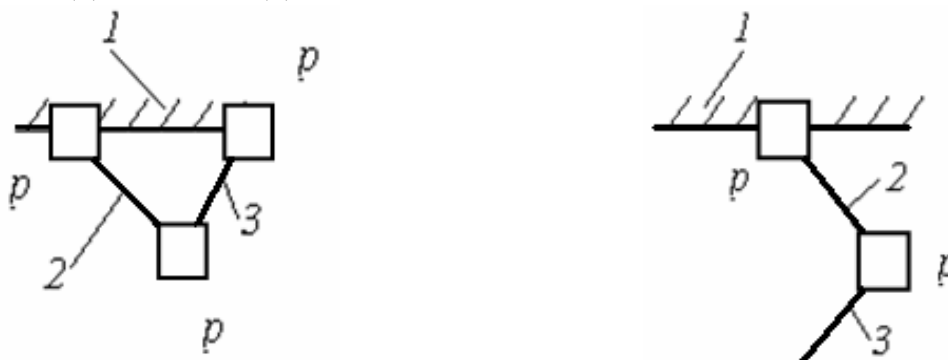
При $n_{\Sigma} = 2$ из (1) $5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 = 6 - W$, что определяет структуры кинематических пар от p_5 (при $W = 1$), до p_1 (при $W = 5$).

Лишь при $n_{\Sigma} = 3$ уравнение Малышева в виде

$$5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 = 12 - W \quad (2)$$

обеспечивает получение подвижных кинематических цепей. Условию $n_{\Sigma} = 3$ удовлетворяют две отличающиеся кинематические цепи, а именно цепь, в которой оба подвижных звена оказываются соединенными со стойкой, что определит существование трехзвенных механизмов (рисунок 1, а), и цепь, в которой со стойкой соединяется лишь одно из звеньев (рисунок 1, б), что позволяет получать трехзвенные кинематические соединения (трексы). И те и другие цепи являются объектами исследования в настоящей статье.

На рисунке 1 пустыми квадратами обозначены виртуальные кинематические пары. Подбор на их место реальных кинематических пар и есть задача исследования.



а) Трехзвенный механизм

б) Трехзвенное кинематическое соединение (трекс)

Рисунок 1 – Варианты соединения трех звеньев

К настоящему времени известно, что все механизмы могут быть расклассифицированы по трем критериям:

Во-первых, механизмы могут существовать в различных пространствах, т.е. относиться к различным семействам по И.И. Артоболовскому [2], что основывается на формуле подвижности В.В. Добровольского [3], имеющей вид

$$W_m = (6 - m)n - \sum_5^{k=m+1} (k - m)p_k, \quad (3)$$

где m – число общих связей, накладываемых на весь механизм в целом.

В зависимости от числа общих связей m различают семейства

нулевое $(m = 0), \quad W_0 = 6n - p_1 - 2p_2 - 3p_3 - 4p_4 - 5p_5,$

первое $(m = 1), \quad W_1 = 5n - p_2 - 2p_3 - 3p_4 - 4p_5,$

второе $(m = 2), \quad W_2 = 4n - p_3 - 2p_4 - 3p_5,$

третье $(m = 3), \quad W_3 = 3n - p_4 - 2p_5$

и четвертое $(m = 4), \quad W_4 = 2n - p_5.$

В зависимости от состава используемых кинематических пар в каждом семействе, предлагается механизмы подразделять на подсемейства.

Так, в плоских механизмах (третье семейство) можно выделить три подсемейства

нулевое $W_{3(0)} = 3n - 2p_5 - p_4,$

первое $W_{3(1)} = 3n - 2p_5$

и второе $W_{3(2)} = 3n - p_4$.

Из приведенных формул видно, что они описывают принципиально разные структуры, которые и изучаться должны по-разному.

В нулевом семействе оказываются отличающимися 31 подсемейство, в первом семействе – 15 подсемейств, во втором – семь, в третьем – три, в четвертом одно, а всего 57.

Во-вторых, механизмы могут содержать в своем составе базисные звенья различной сложности, двухпарные, трехпарные, и т.д., что определяется параметром τ универсальной структурной системы [4], имеющей вид

$$\begin{aligned} p &= \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n &= 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1, \end{aligned} \quad (4)$$

где $p = \sum p_k$; n_i – число звеньев, добавляющих в цепь по i кинематических пар.

Параметром τ определяются виды, а используемыми звеньями n_i – подвиды механизмов.

Задаваясь различными τ от $\tau = 2$ до τ_{\max} , можно находить значения n_i в зависимости от заданного n и структурной формулы подвидов механизмов.

Так, при $\tau = 4$ первое уравнение системы (4) запишется как

$$p = 4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1,$$

оно описывает четвертый вид механизмов, внутри которого существуют три подвида

нулевой $p = 4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1,$

первый $p = 4 + 3n_3 + n_1,$

второй $p = 4 + 2n_2 + n_1,$

третий $p = 4 + n_1.$

В-третьих, механизмы могут создаваться как ассуровы и как неассуровы.

По Ассуру все механизмы создаются от так называемого «простого кривошипа», т. е. от звена, соединенного со стойкой в одноподвижную кинематическую пару.

Однако, возможно создание неассуровых механизмов, т.е. таких в которых ведущие звенья связываются со стойкой в пары более высоких классов – P_4, P_3, P_2 .

При создании ассуровых трехзвенных механизмов к ведущему звену кривошипу или ползуну достаточно присоединять однозвенные группы, обладающие нулевой подвижностью (ГНП). При создании неассуровых механизмов их синтез должен осуществляться по иным правилам.

Синтез структур ассуровых трехзвенных механизмов сводится к поиску однозвенных ГНП.

Такие группы могут создаваться с различными базисными звеньями τ .

Из (4) при условии $n = 1$ получим, что

$$n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 = 0$$

или при целочисленных положительных решениях

$$n_{\tau-1} = \dots = n_i = \dots = n_2 = n_1 = 0, \quad \text{т.е.}$$

$$p = p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1 = \tau,$$

откуда $p_1 = \tau - p_5 - p_4 - p_3 - p_2$.

Из (3) при значениях $W = 0$ и $n = 1$ получим

$$5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 = 6. \quad (5)$$

Подставив p_1 в (5), получим

$$4p_5 + 3p_4 + 2p_3 + p_2 = 6 - \tau, \quad (6)$$

откуда следует, что $\tau_{\max} = 6$, значит τ может принимать значения от 2 до 6.

Из исследования [5] известно, что одноконттактных кинематических пар всего четырнадцать, они показаны на рисунке 2. Среди них одна первого класса, три второго класса, пять третьего, три четвертого и две пятого класса.

Задаваясь значением τ от 2 до 6 и используя все одноконттактные пары, можно найти полный состав однозвенных ГНП. Существуют ГНП лишь в тех подсемействах механизмов, для которых сумма коэффициентов левой части (5) при кинематических парах равна числу 6 или если число 6 обеспечивается при сложении коэффициентов левой части (5). Однозвенные группы нулевой подвижности существуют лишь в девяти из тридцати одного подсемействах нулевого семейства.

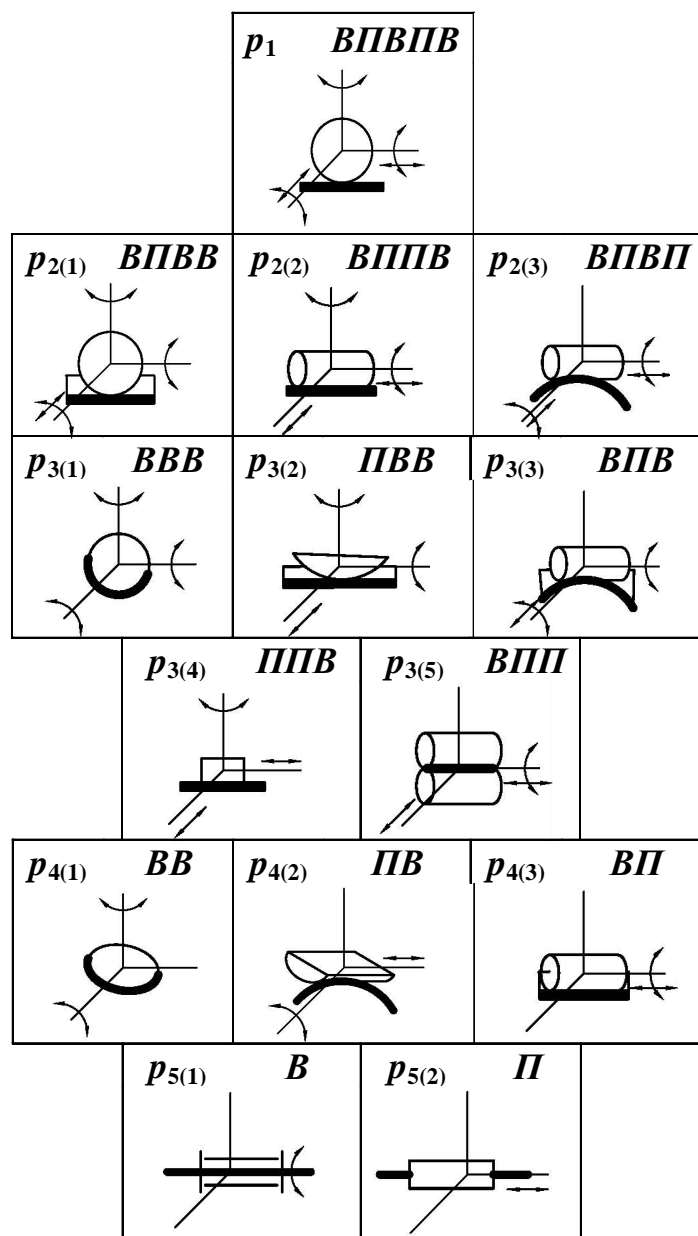


Рисунок 2 – Полный состав одноконтных кинематических пар всех пяти классов

Для других семейств ($m > 0$) уравнение (6) приобретает разные виды

при $m = 1$, $3p_5 + 2p_4 + p_3 = 5 - \tau$, т.е. τ может изменяться от 5 до 2,

при $m = 2$, $2p_5 + p_4 = 4 - \tau$, τ может быть от 4 до 2,

при $m = 3$, $p_5 = 3 - \tau$, $\tau = 3$ и 2,

при $m = 4$, $0 = 2 - \tau$, $\tau = 2$.

Аналогично, можно найти все подсемейства других семейств, в которых существуют однозвенные ГНП. Так, в третьем семействе их два $W_{3(0)} = 3n - 2p_5 - p_4$ и $W_{3(2)} = 3n - p_4$, а в четвертом – одно $W_4 = 2n - p_5$.

Используя универсальную структурную систему и формулы подвижности для подсемейств, в которых существуют однозвенные ГНП, можно найти 23 решения, описывающие однозвенные ГНП, из них четвертого семейства одну с $\tau=2$; третьего семейства – две (одна с $\tau=2$ и одна с $\tau=3$); второго семейства – четыре (две с $\tau=2$, одну с $\tau=3$ и одну с $\tau=4$); первого семейства – шесть, из них две с $\tau=2$, две с $\tau=3$, одну с $\tau=4$ и одну с $\tau=5$; и нулевого семейства – десять: три с $\tau=2$, три с $\tau=3$, две с $\tau=4$, одну с $\tau=5$ и одну с $\tau=6$.

При этом, в результате использования различных кинематических пар одного класса (рисунок 2) найденные решения позволяют получать отличающиеся ГНП.

Всего однозвенных групп с учетом отличающихся кинематических пар каждого класса в нулевом семействе 75, из них 26 при $\tau=2$, 28 при $\tau=3$, 17 при $\tau=4$, 3 при $\tau=5$ и 1 при $\tau=6$ (рисунок 3).


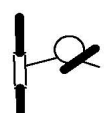





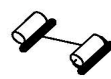



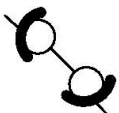




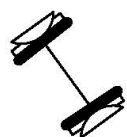


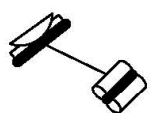





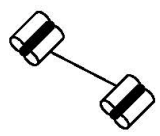
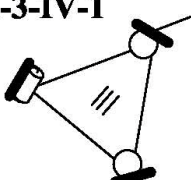
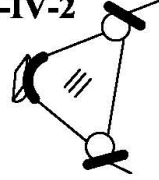
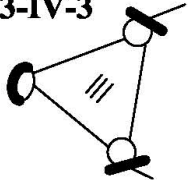
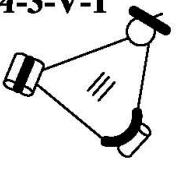
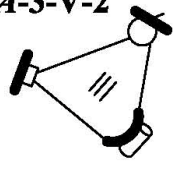
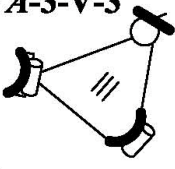
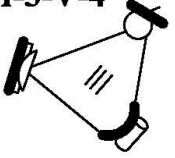
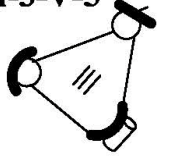
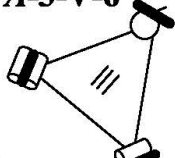
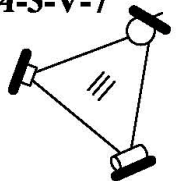
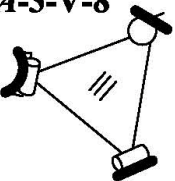
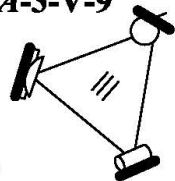
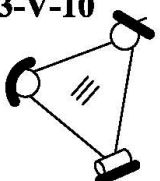
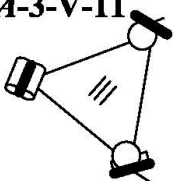
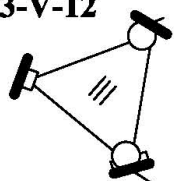
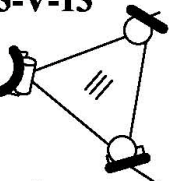
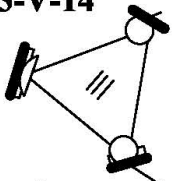
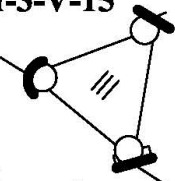
<p>ОГА-2-I-1</p>  <p>$\tau=2,$ $P_{5(1)}=1, P_4=0,$ $P_3=0, P_2=0, P_1=1$</p>		<p>ОГА-2-I-2</p>  <p>$\tau=2,$ $P_{5(2)}=1, P_4=0,$ $P_3=0, P_2=0, P_1=1$</p>	
<p>ОГА-2-II-1</p>  <p>$\tau=2,$ $P_5=0, P_{4(1)}=1,$ $P_3=0, P_{2(1)}=1, P_1=0$</p>	<p>ОГА-2-II-2</p>  <p>$\tau=2,$ $P_5=0, P_{4(2)}=1,$ $P_3=0, P_{2(1)}=1, P_1=0$</p>	<p>ОГА-2-II-3</p>  <p>$\tau=2,$ $P_5=0, P_{4(3)}=1,$ $P_3=0, P_{2(1)}=1, P_1=0$</p>	
<p>ОГА-2-II-4</p>  <p>$\tau=2,$ $P_5=0, P_{4(1)}=1,$ $P_3=0, P_{2(2)}=1, P_1=0$</p>	<p>ОГА-2-II-5</p>  <p>$\tau=2,$ $P_5=0, P_{4(2)}=1,$ $P_3=0, P_{2(2)}=1, P_1=0$</p>	<p>ОГА-2-II-6</p>  <p>$\tau=2,$ $P_5=0, P_{4(3)}=1,$ $P_3=0, P_{2(2)}=1, P_1=0$</p>	
<p>ОГА-2-II-7</p>  <p>$\tau=2,$ $P_5=0, P_{4(1)}=1,$ $P_3=0, P_{2(3)}=1, P_1=0$</p>	<p>ОГА-2-II-8</p>  <p>$\tau=2,$ $P_5=0, P_{4(2)}=1,$ $P_3=0, P_{2(3)}=1, P_1=0$</p>	<p>ОГА-2-II-9</p>  <p>$\tau=2,$ $P_5=0, P_{4(3)}=1,$ $P_3=0, P_{2(3)}=1, P_1=0$</p>	

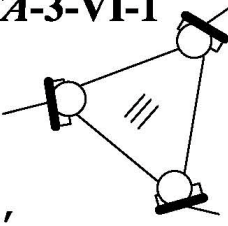
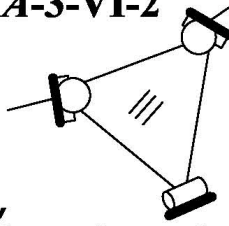
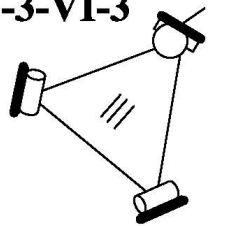
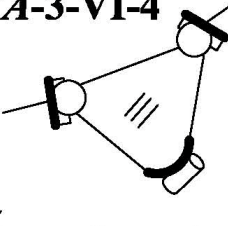
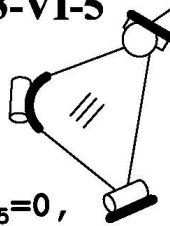
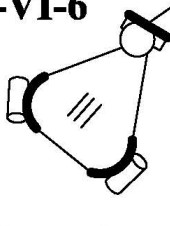
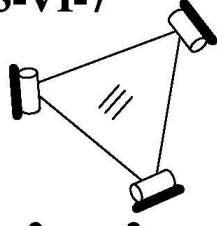
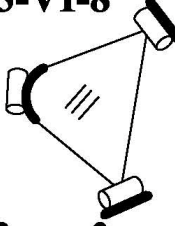
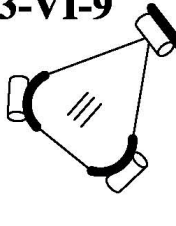
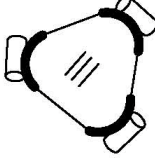
Рисунок 3 – Однозвенные группы нулевой подвижности

<p>ОГА-2-III-1</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_{3(1)}=2, p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ОГА-2-III-2</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(1)}=1,$ $p_{3(2)}=1, p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ОГА-2-III-3</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(1)}=1,$ $p_{3(3)}=1, p_2=0, p_1=0$</p>
<p>ОГА-2-III-4</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(1)}=1,$ $p_{3(4)}=1, p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ОГА-2-III-5</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(1)}=1,$ $p_{3(5)}=1, p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ОГА-2-III-6</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_{3(2)}=2, p_2=0, p_1=0$</p>
<p>ОГА-2-III-7</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(2)}=1,$ $p_{3(3)}=1, p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ОГА-2-III-8</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(2)}=1,$ $p_{3(4)}=1, p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ОГА-2-III-9</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(2)}=1,$ $p_{3(5)}=1, p_2=0, p_1=0$</p>
<p>ОГА-2-III-10</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(3)}=2,$ $p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ОГА-2-III-11</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(3)}=1,$ $p_{3(4)}=1, p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ОГА-2-III-12</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(3)}=1,$ $p_{3(5)}=1, p_2=0, p_1=0$</p>
<p>ОГА-2-III-13</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(4)}=2,$ $p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ОГА-2-III-14</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(4)}=1,$ $p_{3(5)}=1, p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ОГА-2-III-15</p>  <p>$\tau=2,$ $p_5=0, p_4=0, p_{3(5)}=2,$ $p_2=0, p_1=0$</p>

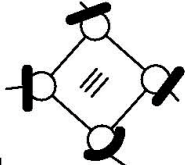
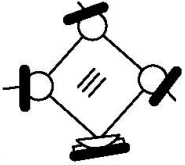
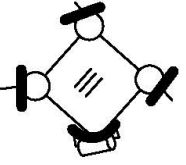
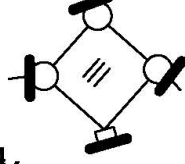
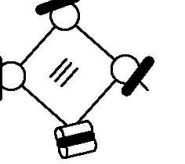
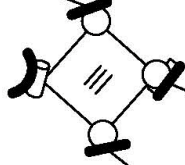
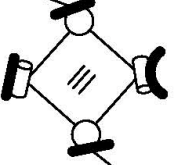
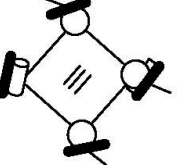
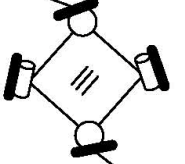
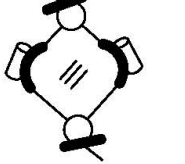
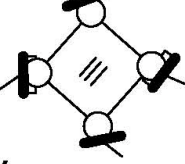
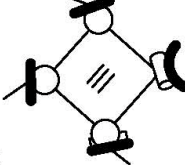
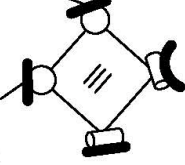
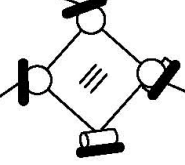
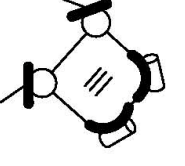
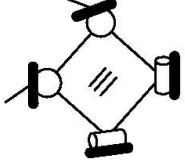
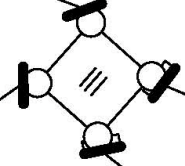
Продолжение рисунка 3

<p>ОГА-3-IV-1</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4(3)=1,$ $p_3=0, p_2=0, p_1=2$</p>	<p>ОГА-3-IV-2</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4(2)=1,$ $p_3=0, p_2=0, p_1=2$</p>	<p>ОГА-3-IV-3</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4(1)=1,$ $p_3=0, p_2=0, p_1=2$</p>
<p>ОГА-3-V-1</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(5)=1, p_2(3)=1, p_1=1$</p>	<p>ОГА-3-V-2</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(4)=1, p_2(3)=1, p_1=1$</p>	<p>ОГА-3-V-3</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(3)=1, p_2(3)=1, p_1=1$</p>
<p>ОГА-3-V-4</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(2)=1, p_2(3)=1, p_1=1$</p>	<p>ОГА-3-V-5</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(1)=1, p_2(3)=1, p_1=1$</p>	<p>ОГА-3-V-6</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(5)=1, p_2(2)=1, p_1=1$</p>
<p>ОГА-3-V-7</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(4)=1, p_2(2)=1, p_1=1$</p>	<p>ОГА-3-V-8</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(3)=1, p_2(2)=1, p_1=1$</p>	<p>ОГА-3-V-9</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(2)=1, p_2(2)=1, p_1=1$</p>
<p>ОГА-3-V-10</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(1)=1, p_2(2)=1, p_1=1$</p>	<p>ОГА-3-V-11</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(5)=1, p_2(1)=1, p_1=1$</p>	<p>ОГА-3-V-12</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(4)=1, p_2(1)=1, p_1=1$</p>
<p>ОГА-3-V-13</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(3)=1, p_2(1)=1, p_1=1$</p>	<p>ОГА-3-V-14</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(2)=1, p_2(1)=1, p_1=1$</p>	<p>ОГА-3-V-15</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3(1)=1, p_2(1)=1, p_1=1$</p>

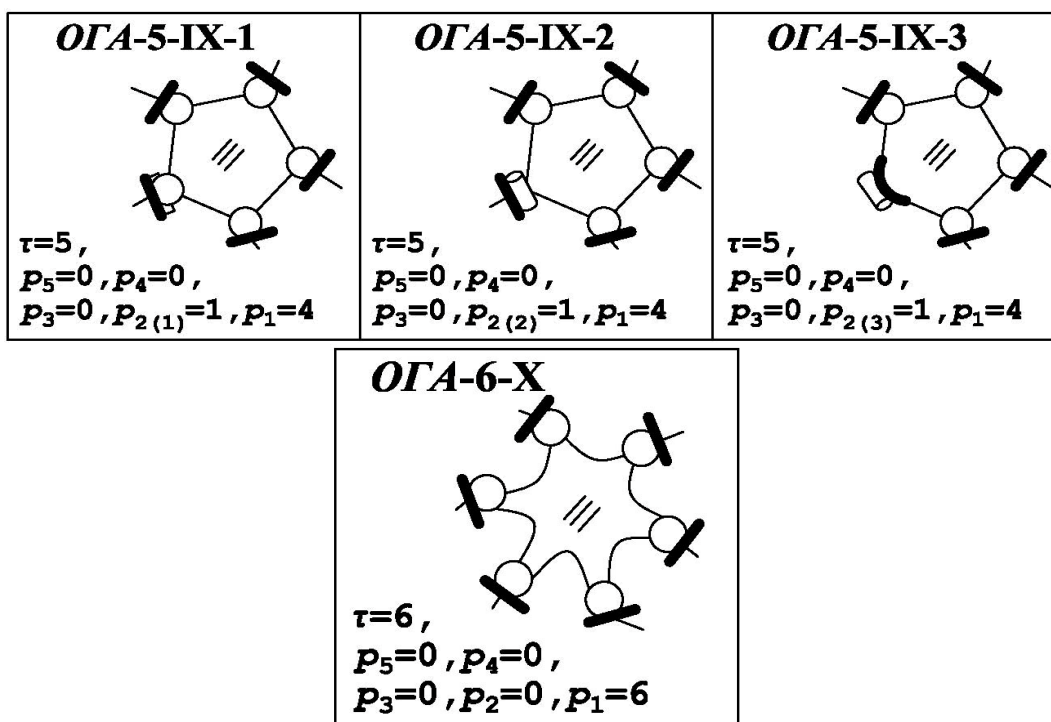
Продолжение рисунка 3

<p>ОГА-3-VI-1</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_3=0, p_{2(1)}=3, p_1=0$</p>	<p>ОГА-3-VI-2</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(1)}=2, p_{2(2)}=1, p_1=0$</p>	<p>ОГА-3-VI-3</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(1)}=1, p_{2(2)}=2, p_1=0$</p>	
<p>ОГА-3-VI-4</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(1)}=2, p_{2(3)}=1, p_1=0$</p>	<p>ОГА-3-VI-5</p>  <p>$\tau=3, p_5=0,$ $p_4=0, p_3=0, p_{2(1)}=1,$ $p_{2(2)}=1, p_{2(3)}=1, p_1=0$</p>	<p>ОГА-3-VI-6</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(1)}=1, p_{2(3)}=2, p_1=0$</p>	
<p>ОГА-3-VI-7</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(2)}=3, p_1=0$</p>	<p>ОГА-3-VI-8</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(2)}=2, p_{2(3)}=1, p_1=0$</p>	<p>ОГА-3-VI-9</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(2)}=1, p_{2(3)}=2, p_1=0$</p>	
<p>ОГА-3-VI-10</p>  <p>$\tau=3,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(3)}=3, p_1=0$</p>			

Продолжение рисунка 3

<p>ОГА-4-VII-1</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_{3(1)}=1, p_2=0, p_1=3$</p>	<p>ОГА-4-VII-2</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_{3(2)}=1, p_2=0, p_1=3$</p>	<p>ОГА-4-VII-3</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_{3(3)}=1, p_2=0, p_1=3$</p>	
<p>ОГА-4-VII-4</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_{3(4)}=1, p_2=0, p_1=3$</p>		<p>ОГА-4-VII-5</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0,$ $p_{3(5)}=1, p_2=0, p_1=3$</p>	
<p>ОГА-4-VIII-1</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(1)}=1, p_{2(3)}=1, p_1=2$</p>	<p>ОГА-4-VIII-2</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(2)}=1, p_{2(3)}=1, p_1=2$</p>	<p>ОГА-4-VIII-3</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(1)}=1, p_{2(2)}=1, p_1=2$</p>	
<p>ОГА-4-VIII-4</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(2)}=2, p_1=2$</p>	<p>ОГА-4-VIII-5</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(3)}=2, p_1=2$</p>	<p>ОГА-4-VIII-6</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(1)}=2, p_1=2$</p>	
<p>ОГА-4-VIII-7</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(1)}=1, p_{2(3)}=1, p_1=2$</p>	<p>ОГА-4-VIII-8</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(2)}=1, p_{2(3)}=1, p_1=2$</p>	<p>ОГА-4-VIII-9</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(1)}=1, p_{2(2)}=1, p_1=2$</p>	
<p>ОГА-4-VIII-10</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(3)}=2, p_1=2$</p>	<p>ОГА-4-VIII-11</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(2)}=2, p_1=2$</p>	<p>ОГА-4-VIII-12</p>  <p>$\tau=4,$ $p_5=0, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(1)}=2, p_1=2$</p>	

Продолжение рисунка 3



Продолжение рисунка 3

Путем присоединения найденных однозвенных групп к ведущим звеньям, выполненным в виде «простого кривошипа» и «простого ползуна», найдено все многообразие ассуровых трехзвенных механизмов. Всего их в нулевом семействе 296, из них 94 с $\tau=2$, 138 с $\tau=3$, 50 с $\tau=4$, 12 с $\tau=5$ и 2 с $\tau=6$; в третьем семействе всего 10, из них 8 с $\tau=2$ и 2 с $\tau=3$; в четвертом семействе один, с $\tau=2$. Фрагмент таблицы ассуровых трехзвенных механизмов показан на рисунке 4. Аналогично могут быть показаны все ассуровы механизмы первого и второго семейств.

Особо отметим, что кинематические пары могут выполняться неодноконттактными, при этом, число контактов между звеньями и со стойкой в ассуровых механизмах может достигать пяти, однако, каждый из контактов сам по себе является также кинематической парой.

На рисунках 3 и 4 использованы следующие обозначения: ОГА-С-К-Л – однозвенная группа Ассур, С – семейство группы, К – значение τ , Л – порядковый номер, АТМ-С-К-Л – ассуров трехзвенный механизм.

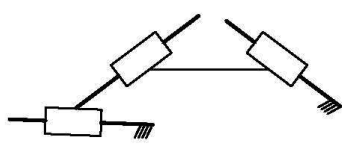
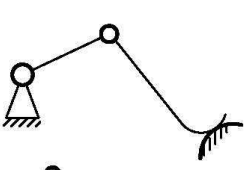
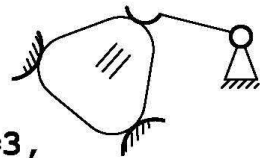
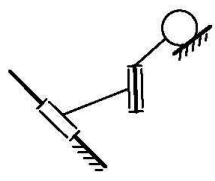
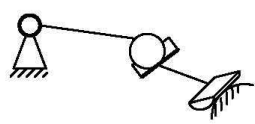
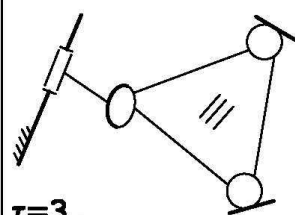
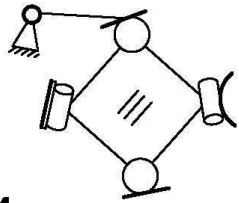
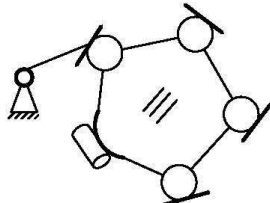
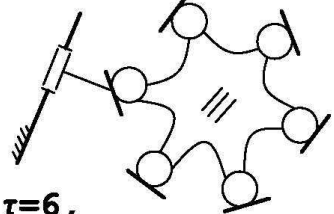
<p>ATM-4-1</p>  <p>$\tau=2,$ $p_{5(2)}=3, p_4=0,$ $p_3=0, p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ATM-3-2(1)</p>  <p>$\tau=2,$ $p_{5(1)}=2, p_{4(2)}=1,$ $p_3=0, p_2=0, p_1=0$</p>	<p>ATM-3-3(1)</p>  <p>$\tau=3,$ $p_{5(1)}=1, p_{4(2)}=3,$ $p_3=0, p_2=0, p_1=0$</p>
<p>ATM-0-2(3)</p>  <p>$\tau=2,$ $p_{5(1)}=1, p_{5(2)}=1,$ $p_4=0, p_3=0, p_2=0, p_1=1$</p>	<p>ATM-0-2(1)</p>  <p>$\tau=2,$ $p_{5(1)}=1, p_{4(2)}=1,$ $p_3=0, p_{2(1)}=1, p_1=0$</p>	<p>ATM-0-3(3)</p>  <p>$\tau=3,$ $p_{5(2)}=1, p_{4(1)}=1,$ $p_3=0, p_2=0, p_1=2$</p>
<p>ATM-0-4(2)</p>  <p>$\tau=4,$ $p_{5(1)}=1, p_4=0, p_3=0,$ $p_{2(2)}=1, p_{2(3)}=1, p_1=2$</p>	<p>ATM-0-5(3)</p>  <p>$\tau=5,$ $p_{5(1)}=1, p_4=0,$ $p_3=0, p_{2(3)}=1, p_1=4$</p>	<p>ATM-0-6(1)</p>  <p>$\tau=6,$ $p_{5(2)}=1, p_4=0,$ $p_3=0, p_2=0, p_1=6$</p>

Рисунок 4 – Фрагмент таблицы ассуровых трехзвенных механизмов

Обратимся к структурному синтезу неассуровых трехзвенных механизмов, т.е. таких, в которых не используются в качестве ведущих «простой кривошип» или «простой ползун». Ведущие звенья в них соединяются со стойкой в кинематические пары, обеспечивающие относительную подвижность звеньев более единицы ($W > 1$), т.е. в пары классов – p_4, p_3, p_2, p_1 , позволяющие две и более подвижности до пяти включительно, при этом все подвижности кроме одной оказываются зависимыми.

Так, если в отличие от известной конструкции поршня (рисунок 5,а), в качестве ведущего звена использовать поршень гидроцилиндра с уголковым штоком (рисунок 5,в), то входная пара окажется парой четвертого класса. В этом случае поршень обладает двумя движениями, а именно поступательным вдоль оси гидроцилиндра и вращательным, вокруг той же оси.

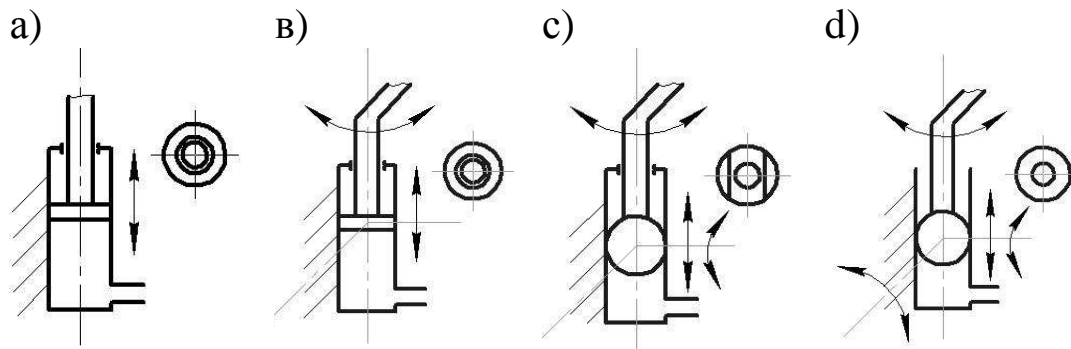


Рисунок 5 – Варианты ведущих звеньев механизмов

Если поршень гидроцилиндра выполнить сферическим, то принципиально возможно на входе механизма организовать кинематические пары p_3 (рисунок 5,с) и p_2 (рисунок 5,d). На новые технические решения механизмов с ведущим звеном как на рисунке 5,в, получены патенты РФ [6-8]. Представляется, что могут быть найдены и иные многоподвижные соединения ведущего звена со стойкой. В целом, такие механизмы не являются ассуровыми.

Синтез неассуровых механизмов в отличие от ассуровых не может осуществляться путем присоединения групп нулевой подвижности. В основу такого синтеза положена универсальная структурная система (4) с начальными условиями $W = 1, n = 2$.

Прежде всего обратимся к механизмам нулевого семейства ($m = 0$), для которых из (3) при названных начальных условиях получим, что

$$5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 = 11. \quad (7)$$

Для определения подсемейств нулевых семейств, в которых существуют неассуровы механизмы, необходимо установить максимальную сложность τ -угольника. Из первого уравнения (4) выразим τ

$$\tau = p - (\tau - 1)n_{\tau-1} - \dots - in_i - \dots - 2n_2 - n_1. \quad (8)$$

Максимальное значение τ получит, если число пар p будет максимальным, а выражение $[(\tau - 1)n_{\tau-1} - \dots - in_i - \dots - 2n_2 - n_1]$ – минимальным. Такая ситуация возможна, если принять, что все кинематические пары в (7) будут парами p_1 . Если задаться значением $n_1 = 1$, то при $n = 2$, из (4) получим $n_{\tau-1} = \dots = n_i = \dots = n_2 = 0$, и (8) примет вид

$$\tau = p - 1.$$

Таким образом, исходя из (7), если использовать все пары первого класса, $p_{\max} = p = p_1 = 11$, откуда следует, что $\tau_{\max} = 10$ и, следовательно, неассуровы механизмы могут создаваться при значениях τ от 2 до 10.

В четвертом семействе, где могут быть использованы лишь пары p_5 , создать трехзвенный неассуров механизм нельзя. Можно образовать неассуровы трехзвенные механизмы (НАТМ) в двух 3(0) и 3(2) подсемействах третьего семейства. Таких механизмов всего четыре и они показаны на рисунке 6.

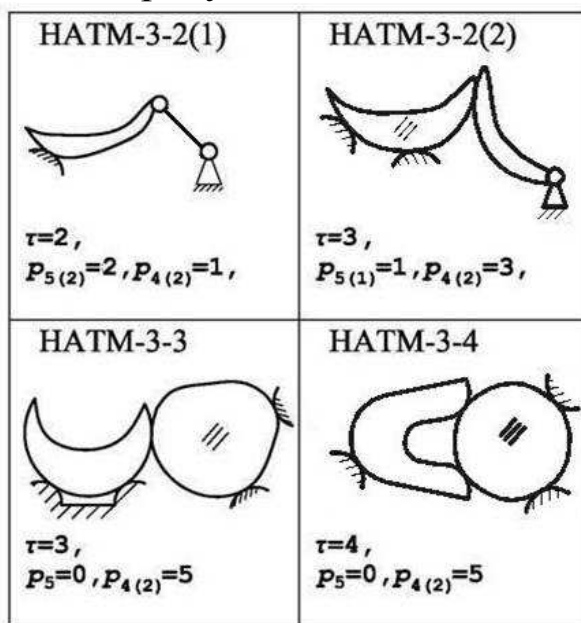


Рисунок 6 – Неассуровы трехзвенные механизмы третьего семейства

Трехзвенные неассуровы механизмы нулевого семейства существуют в подсемействах $W_{0(5)}, W_{0(6)}, W_{0(8)}, W_{0(10)}, W_{0(11)}, W_{0(12)}, W_{0(13)}, W_{0(14)}, W_{0(16)}, W_{0(17)}, W_{0(18)}, W_{0(19)}, W_{0(20)}, W_{0(22)}, W_{0(24)}, W_{0(25)}, W_{0(26)}, W_{0(28)}, W_{0(30)}, W_{3(0)}, W_{3(2)}$, т.е. в девятнадцати из 31.

Изучение полного многообразия неассуровых механизмов нулевого семейства позволило найти всего 79 решений. Все найденные механизмы представлены на схемах с виртуальными кинематическими парами, которые могут быть заменены различными парами каждого класса согласно рисунку 2. Замечено существенное различие механизмов в зависимости от порядка установки в них кинематических пар различных классов. Так, при $\tau = 2$ в нулевом семействе можно создать 10 структурных схем, при этом в зависимости от различных классов кинематических пар их количество возрастет до 311.

Фрагмент полной таблицы принципиальных схем неассуровых трехзвенных механизмов с виртуальными парами приведен на рисунке 7.

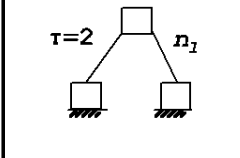
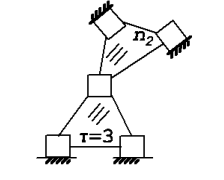
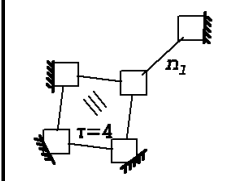
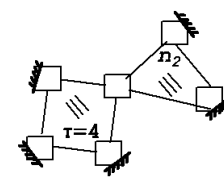
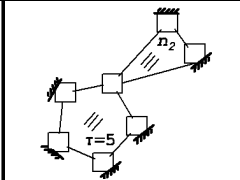
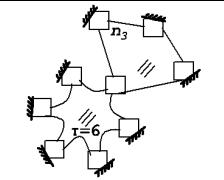
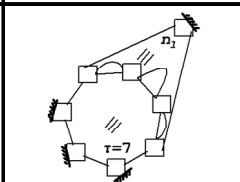
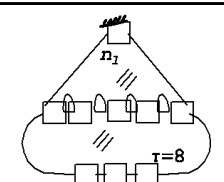
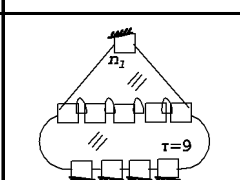
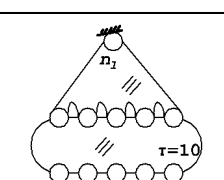
	СХЕМЫ		СХЕМЫ
$\tau=2$		$\tau=3$	
$\tau=4$		$\tau=4$	
$\tau=5$		$\tau=6$	
$\tau=7$		$\tau=8$	
$\tau=9$		$\tau=10$	

Рисунок 7 – Фрагмент таблицы принципиальных схем неассуровых трехзвенных механизмов

Так для схемы с $\tau = 5$, по формулам (3) и (4) можно получить шесть решений, они будут в двенадцатом – $p_5 = 1, p_2 = 1, p_1 = 4$; восемнадцатом – $p_4 = 1, p_3 = 1, p_1 = 4$; двадцатом – $p_4 = 1, p_2 = 2, p_1 = 3$; двадцать четвертом – $p_3 = 1, p_2 = 3, p_1 = 2$ и – $p_3 = 2, p_2 = 1, p_1 = 3$; и двадцать восьмом – $p_2 = 5, p_1 = 1$ подсемействах нулевого семейства.

Путем перестановок пар можно получить 246 различных вариантов цепи, а, используя разные кинематические пары одного класса, показанные на рисунке 2, можно построить схемы 16308 механизмов.

Необходимо отметить, что далеко не все из этих схем могут найти реальное применение в практике и с этой точки зрения может возникнуть вопрос в целесообразности предпринятого исследования, однако, если встать на позицию, что все теоретически возможное должно быть обнаружено и проанализировано, доказывається целесообразность такого поиска.

Так кинематическая цепь механизма с $\tau = 10$ (последняя на рисунке 7), строится исключительно с применением кинематических пар первого класса p_1 , т.е. точечных. Если воздействовать на такую пространственную систему заданным усилием, например, струей воздуха на парус одного из звеньев, можно обеспечить заданное сложное движение обоих подвижных звеньев.

Таким образом, трехзвенные механизмы могут создаваться не только как ассуровы но и, в значительно большем количестве, как неассуровы, когда входные кинематические пары обеспечивают две и более подвижности.

Рассмотрим второй вариант трехзвенных цепей, а именно трексы (трехзвенные кинематические соединения), общая схема которых приведена выше на рисунке 1,в. Как и трехзвенные механизмы, структуры трексов могут быть изучены системно и полно.

Многозвенные соединения, простейшими из которых являются двухзвенные, т.е. кинематические пары, применяются тогда, когда требуемые движения различных, собранных в сложные соединения тел – звеньев, обеспечивают выполнение заданных функций всех тел в совокупности.

Так, природа широко использует соединения костей живых существ в особого рода узлы, обладающие особыми свойствами. Для примера, на рисунке 8 показан скелет руки человека, где между костями 1 и 2 предплечья находится лучезапястный сустав, в котором кости запястья ладьевидная А, полулунная В, трёхгранная С, гороховидная Д, трапеция Е, трапециевидная F, головчатая G, крючковидная Н, представляют собой многозвенное соединение. Каждая из этих костей не выполняет иных функций кроме как обеспечения связи костей 1 и 2 с костями кисти 3, создавая универсальную подвижность кисти.

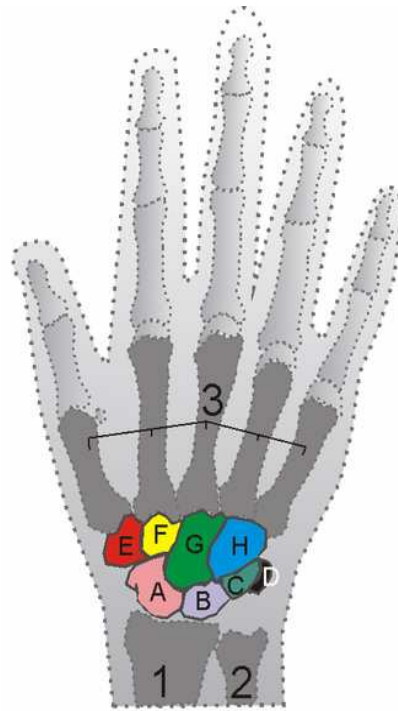


Рисунок 8 – Кисть

Искусственное создание такого рода многозвенных соединений вполне возможно и уже имеет применение, например, карданные соединения, тела качения подшипниковых узлов, шары шаровых винтовых передач, кольца корабельных цепей и др.

Задавая значением $n = 2$ и $\tau = 2$ из (3) найдем, что

$$p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1 = 3, \quad (9)$$

$$W = 12 - 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1.$$

Трексы, удовлетворяющие условию (9) и обеспечивающие подвижность от $W = 6$ до $W = 9$ включительно, т.е. более 5, состоят из обычных кинематических пар, приведенных в таблице 1.

Таблица 1 – Виды трексов при $\tau = 2$ и W от 6 до 9.

Подвижность соединения, W	Варианты используемых кинематических пар в трексах
6	$p_5, 2p_1; p_3, p_2, p_1; 3p_2;$
7	$p_3, 2p_1; 2p_2, p_1;$
8	$p_2, 2p_1;$
9	$3p_1.$

На рисунке 9 показаны трексы с шестью (p_3, p_2, p_1) и семью ($2p_2, p_1$) подвижностями. На эти трехзвенные соединения получены патенты РФ на изобретения № 2332600 и №2375619.

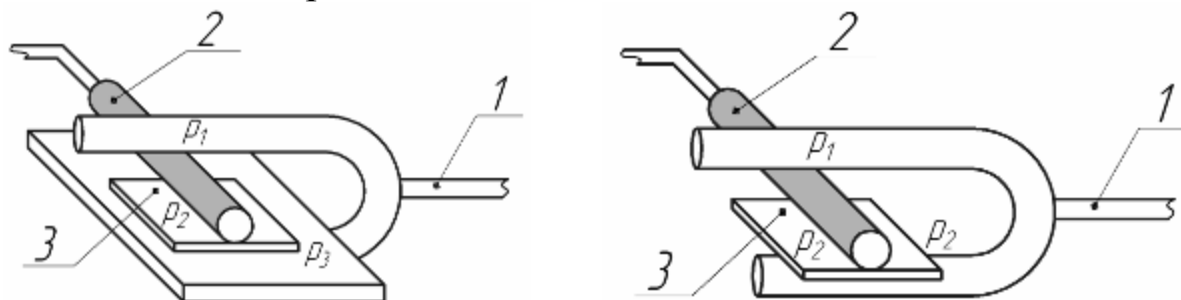


Рисунок 9 – Трехзвенные кинематические соединения

Трексы могут создаваться с $\tau > 2$ до $\tau = 10$ включительно, однако наибольшую относительную подвижность можно получить при $\tau = 2$.

Практическая реализация выполненного исследования представлена на примерах разработки неассуровых механизмов в виде пространственного тестомесильного механизма по патенту №2305406 (рисунок 10, а), пространственного трехзвенного поворотного механизма по патенту №2404384 (рисунок 10, б), и пространственного смесительного механизма по патенту №97934 (рисунок 10, с).

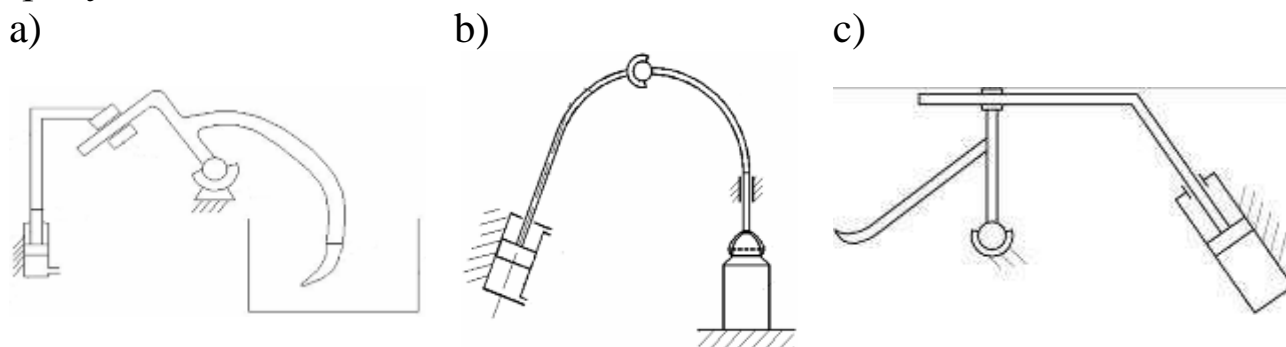


Рисунок 10 – Неассуровы пространственные трехзвенные механизмы

Показанные на рисунке 10 механизмы приводятся в движение от гидро- или пневмодомкратов с уголковым штоком, что позволяет при использовании минимального числа подвижных звеньев обеспечивать заданное движение выходного звена. Первая и третья схемы механизмов соответствуют решению, при котором выбрана последовательность кинематических пар $p_4 - p_4 - p_3$, а вторая при $p_4 - p_3 - p_4$. Во всех этих механизмах используется ведущее звено, связанное со стойкой в кинематическую пару p_4 .

Кинематическое исследование пространственного смесительного механизма проведено в системе координат $Oxyz$ с началом координат в центре сферической кинематической пары (рисунок 11).

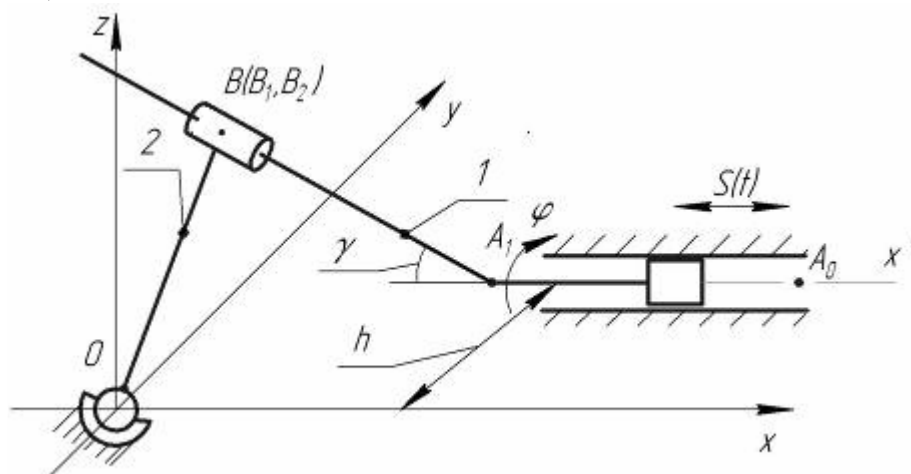


Рисунок 11 – Схема пространственного смесительного механизма

За ведущее принимается звено 1, его точке A_1 задается смещение $S(t)$. При этом звено 1 устанавливается так, что ось x' , вдоль которой движется ползун, находится в плоскости Oxy и параллельна оси x на расстоянии h от нее, а угол наклона штока к направлению движения ползуна принимается равным γ . За счет этого, по мере перемещения звена 1 оно получает дополнительное вращательное движение вокруг оси x' на угол φ . При этом, точка B_2 второго звена движется по сфере радиуса OB_2 с центром в начале координат¹.

Так как уголкового штока 1 всегда является касательным к сфере радиуса OB_2 , т.е. угол $OBA_1=90^\circ$, то расстояние A_1B_1 определится из прямоугольного треугольника OA_1B

$$A_1B_1^2 = OA_1^2 - OB_2^2, \quad (10)$$

где $OA_1^2 = x_{A1}^2 + y_{A1}^2 + z_{A1}^2, \quad (11)$

$$OB_2^2 = x_{B2}^2 + y_{B2}^2 + z_{B2}^2. \quad (12)$$

Координаты точек $A_1(x_{A1}, y_{A1}, z_{A1})$ и $B_2(x_{B2}, y_{B2}, z_{B2})$ находятся как

$$\begin{aligned} x_{A1} &= x_{A0} \pm S(t) = S_1(t), & x_{B2} &= x_{A1} - l \cos \gamma = S_1(t) - l \cos \gamma, \\ y_{A1} &= h, & y_{B2} &= y_{A1} + l \sin \gamma \cos \varphi = h + l \sin \gamma \cos \varphi, \\ z_{A1} &= 0, & z_{B2} &= l \sin \gamma \sin \varphi, \end{aligned} \quad (13)$$

где $l = A_1B_1$.

¹ В приведенном исследовании смесительного механизма (рисунок 11) принимал участие Жуков И.А.

Радиус сферы $R = OB_2$ выразится (10) с учетом (13) как

$$R^2 = OA_1^2 - l^2 = S_1^2(t) + h^2 - l^2. \quad (14)$$

Приравнявая выражения (12) и (14), с учетом (13), получим

$$[S_1(t) - l \cos \gamma]^2 + [h + l \sin \gamma \cos \varphi]^2 + [l \sin \gamma \sin \varphi]^2 = S_1^2(t) + h^2 - l^2,$$

откуда следует

$$\cos \varphi = \frac{S_1(t) \cdot \cos \gamma - \sqrt{S_1^2(t) + h^2 - R^2}}{h \cdot \sin \gamma}. \quad (15)$$

Таким образом, закон изменения угла поворота φ звена 1 от времени t может быть записан в виде

$$\varphi(t) = \arccos \left(\frac{S_1(t) \cdot \cos \gamma - \sqrt{S_1^2(t) + h^2 - R^2}}{h \cdot \sin \gamma} \right). \quad (16)$$

Положение точки B_2 второго звена в любой момент времени определяется выражениями

$$\begin{aligned} x_{B_2}(t) &= S_1(t) - \cos \gamma \sqrt{S_1^2(t) + h^2 - R^2}, \\ y_{B_2}(t) &= h + \frac{S_1(t) \cdot \cos \gamma \sqrt{S_1^2(t) + h^2 - R^2} - (S_1^2(t) + h^2 - R^2)}{h}, \\ z_{B_2}(t) &= \sin \gamma \sqrt{S_1^2(t) + h^2 - R^2} \sqrt{1 - \left[\frac{S_1(t) \cos \gamma - \sqrt{S_1^2(t) + h^2 - R^2}}{h \sin \gamma} \right]^2}. \end{aligned} \quad (17)$$

Проекции линейной скорости точки B_2 второго звена на соответствующие оси координат определяются как производные от найденных перемещений по времени $V_{B_2}^x$, $V_{B_2}^y$, $V_{B_2}^z$. Абсолютная скорость точки B_2 второго звена определится как

$$V_{B_2}(t) = \sqrt{(V_{B_2}^x)^2 + (V_{B_2}^y)^2 + (V_{B_2}^z)^2}. \quad (18)$$

Таким же образом могут быть найдены угловая скорость $\dot{\varphi}(t)$ и ускорение $\ddot{\varphi}(t)$ и линейное ускорение точки B_2 $\dot{V}_{B_2}(t)$.

На рисунке 12 показаны графики перемещения точки B_2 и угла поворота штока φ при движении ведущего звена по закону $S_1(t) = 5t + 180$.

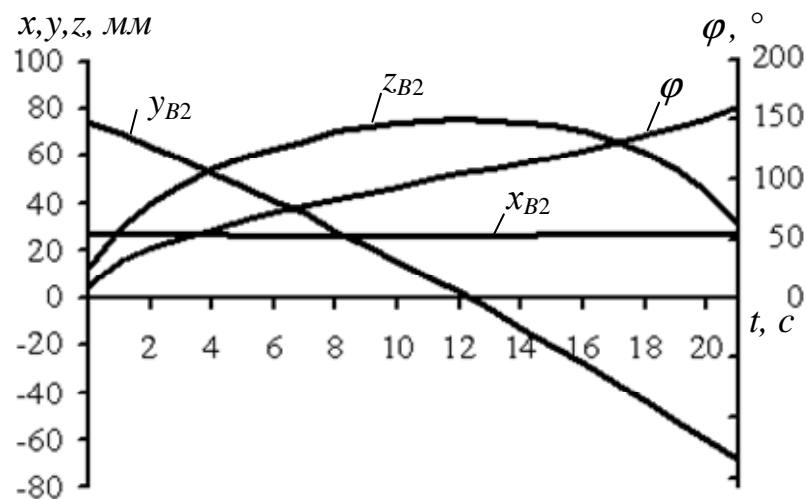


Рисунок 12 – Графики перемещения точки B_2 и угла поворота штока φ

Таким образом, механизм с уголковым штоком поршня, образующий со стойкой пару четвертого класса p_4 , может быть кинематически исследован при заданном законе поступательного движения ползуна.

Итак, простейшими по структуре механизмами, которые могут применяться в технике, являются трехзвенные. Все они могут быть расклассифицированы по семействам и подсемействам, по сложности базисного звена и по виду входной кинематической пары (ассуровы и неассуровы).

Полное многообразие структурных схем однозвенных групп нулевой подвижности и на их основе ассуровых трехзвенных механизмов нулевого, третьего и четвертого семейств, конечно же, может быть обосновано.

Кроме этого, возможно создание многообразия структурных схем так называемых неассуровых трехзвенных механизмов с использованием входных кинематических пар с числом подвижностей более одной, что подтверждается конкретными механизмами, защищенными патентами РФ.

Основы исследования трехзвенных механизмов позволили обратиться к принципиально новому виду соединений звеньев, а именно к трехзвенным кинематическим соединениям – трексам, как альтернативным использованию в технике кинематических пар.

Список литературы

1. Малышев А.П. Анализ и синтез механизмов с точки зрения их структуры. – Томск: Известия Томского техн. инст, 1923. – 80 с.

2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1968. – 640 с.
3. Добровольский В.В. Теория механизмов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: МАШГИЗ, 1953. – 472 с.
4. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов. Учебное пособие. – Новокузнецк: СибГМА, 1994. – 102 с.
5. Дворников Л.Т. Основы теории кинематических пар: Моногр. / Л.Т. Дворников, Э.Я. Живаго. – Новокузнецк: СибГИУ, 2005. – 128 с.
6. Пат. 2305406 РФ, МПК6 А21С 1/00, А21С 1/14. Пространственный тестомесильный механизм / Дворников Л.Т., Попугаев М.Г.; – №2006107074/13; заявл. 06.03.2006; опубл. 10.09.2007, Бюл. №25
7. Пат. 97934 РФ, МПК6 В01F 7/00. Пространственный смесительный механизм / Дворников Л.Т., Попугаев М.Г.; – №2010114699/05; приоритет от 13.04.2010; опубл. 27.09.2010, Бюл. №27.
8. Пат. 2404384 РФ, МПК6 F16H21/12. Пространственный трехзвенный поворотный механизм / Дворников Л.Т., Попугаев М.Г., Гредзен П.С.; – №2009102556/11; приоритет от 26.01.2009; опубл. 20.11.2010, Бюл. №32.

FUNDAMENTALS OF THE THEORY THREE-LINKS MECHANISMS AND COMPOUNDS

Dvornikov L.T., Popugaev M.G.

Keywords: three-link mechanism, three-tier connection, not-Assur's mechanisms, not one-degree-of-freedom kinematic pair, contain one of zero mobility.

In this paper the basic theory of three-link mechanism. Kinematic study of the three-space mixing mechanism. Showing the new three-tier arrangements and connections.

УДК 621.01

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА РОЛИКОВОГО КАНТОВАТЕЛЯ ГРАФО-АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Тутынин А.В., аспирант кафедры теории механизмов и машин и основ конструирования;

Дворников Л.Т., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования

Сибирский государственный индустриальный университет,

г. Новокузнецк

E-mail: alexv1667@rambler.ru

Ключевые слова: роликовый кантователь, прокатный стан, гидроцилиндр.

В статье рассматривается кинематическое исследование механизма роликового кантователя прокатного стана с привлечением графоаналитического метода в трех основных режимах работы.

В металлургическом производстве получили широкое применение так называемые кантователи, с помощью которых производится поворот (кантовка) заготовок. В частности, для кантовки проката в заготовочных и сортовых клетях применяются роликовые кантователи [1]. Работает кантователь от двух независимых приводов – линейных гидроцилиндров, которые штоками поршней воздействуют на рычаги кантующего и прижимного роликов.

Обратимся к кинематическому исследованию роликового кантователя с привлечением графоаналитического метода. В работе кантователя можно выделить пять режимов: поворот рычагов, захват заготовки, кантовку, раскрытие роликов, холостой режим. Режимы поворота рычагов и кантовки, захвата заготовки и раскрытия роликов отличаются только направлением подачи рабочей жидкости, поэтому в статье целесообразно рассмотреть три режима: захвата заготовки, кантовки и холостой режим – по схемам, приведенным на рисунках 1,а, 1,б и 1,в соответственно.

При захвате заготовки движение задается подачей рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра 5-6. Так как в гидроцилиндр 1 рабочая жидкость не подается, то звенья 1 и 2 не имеют относительного движения и оказываются одним звеном. При

этом как звено 3, так и звено 1-2, образуя двухзвенную группу нулевой подвижности, становятся неподвижными.

Что касается задачи о положениях механизма, то она решается путем задания последовательных положений поршня относительно гидроцилиндра n раз и фиксацией всех остальных звеньев засечками. При включении в работу двух гидроцилиндров план положений механизма можно построить, задавая последовательные положения поршню 2, при этом для каждого такого положения строится серия положений поршня 6.

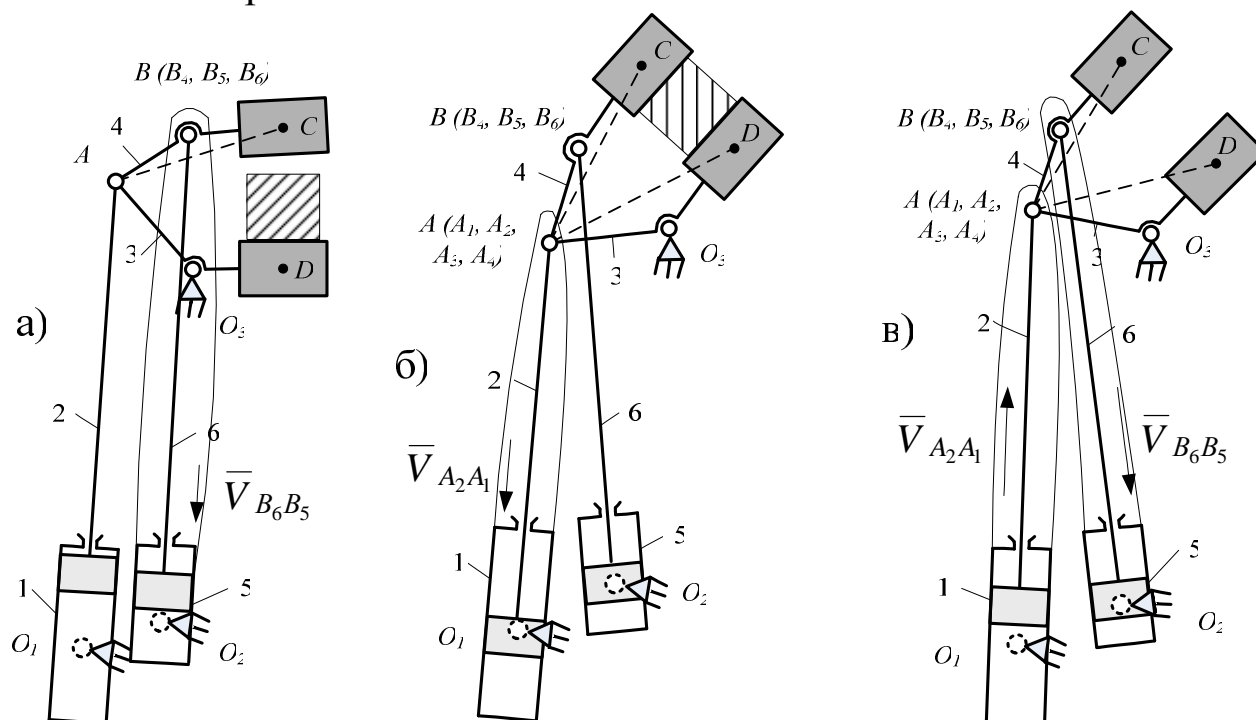


Рисунок 1 – Схемы механизма роликового кантователя в режимах при захвате заготовки (а), кантовке (б) и в холостом режиме (в)

Найдем скорости оставшихся подвижными звеньев с учетом, что заданной является скорость поршня со штоком 6 относительно гидроцилиндра 5. Эта скорость задается путем подачи рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра от насосной установки. При подаче жидкости в объеме q в единицу времени, скорость $\bar{V}_{B_6B_5}$ определится как

$$\bar{V}_{B_6B_5} = q/S,$$

где S – площадь сечения поршня гидроцилиндра за вычетом площади сечения штока.

Точка B может быть представлена в виде трех точек – B_5 , B_6 и B_4 , одновременно находящихся в одном месте и принадлежащих соответственно звеньям 5, 6 и 4. Точка B_5 , принадлежащая

гидроцилиндру 5, совершает относительно точки O_2 поворот со скоростью $\bar{V}_{B_5O_2}$.

Скорость $\bar{V}_{B_6O_2}$ точки B_6 определится как сумма скоростей $\bar{V}_{B_5O_2}$ и известной заданной скорости $\bar{V}_{B_6B_5}$.

$$\bar{V}_{B_6O_2} = \bar{V}_{B_5O_2} + \bar{V}_{B_6B_5},$$

при этом, $\bar{V}_{B_5O_2} \perp O_2B$, $\bar{V}_{B_6B_5} // O_2B$.

С другой стороны, та же скорость $\bar{V}_{B_6O_2}$ точки B_6 , равная скорости $\bar{V}_{B_4O_2}$ точки B_4 , определится в составе звена 4 относительно точки A как

$$\bar{V}_{B_6O_2} = \bar{V}_{B_4O_2} = \bar{V}_A + \bar{V}_{B_6A}.$$

Для рассматриваемого случая, $\bar{V}_A = 0$, а $\bar{V}_{B_6A} \perp AB$.

Таким образом, для определения скорости точки B_6 получим систему уравнений

$$\begin{cases} \bar{V}_{B_6O_2} = \bar{V}_{B_5O_2} + \bar{V}_{B_6B_5}, \\ \bar{V}_{B_6O_2} = \bar{V}_{B_6A}. \end{cases}$$

Решим эту систему графически (рисунок 2). Из полюса p отложим штрихами вектор pb'_6 , равный скорости $\bar{V}_{B_6B_5}$ в выбранном масштабе, $\mu_v = \frac{V_{B_6B_5}}{pb'_6}$. Далее, из конца этого вектора проведем линию,

параллельную направлению скорости $\bar{V}_{B_5O_2}$, т.е. перпендикулярно O_2B . Используя второе уравнение системы (1), из полюса p проведем линию, перпендикулярную AB , т.е. линию скорости \bar{V}_{B_6A} , которая в пересечении с линией, перпендикулярной O_2B , определит истинное положение точки B_6 на плане. При этом вполне определятся скорости $\bar{V}_{B_5O_2}$ и $\bar{V}_{B_6O_2}$.

Скорость \bar{V}_C точки C найдем исходя из свойства плана скоростей: одноименные фигуры на схеме механизма и плане скоростей подобны, а одноименные отрезки пропорциональны и повернуты на 90° в сторону вращения звена. Рассматривая подобные треугольники ΔABC на схеме механизма и Δab_6c на плане скоростей, определим отрезок b_6c на плане из соотношения

$$b_6c = \frac{ab_6 \cdot BC}{AB}$$

и найдем величину и направление скорости \bar{V}_C точки C .

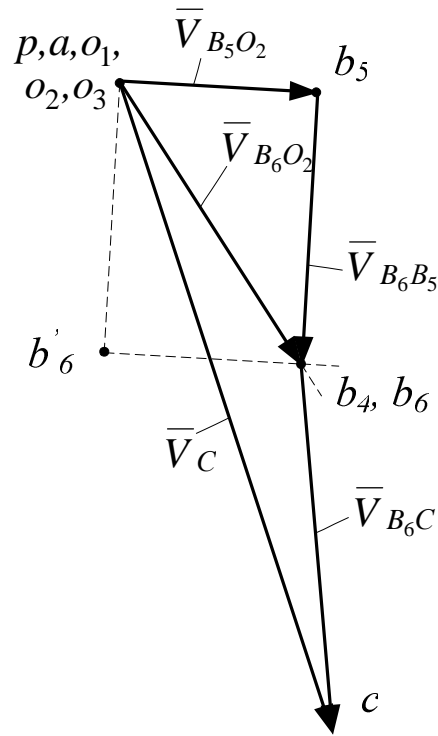


Рисунок 2 – План скоростей кантователя в режиме захвата заготовки

Угловые скорости звена 4 и совместного поворота звеньев 5 и 6 определяются из формул

$$\omega_4 = \frac{V_{B_6A}}{l_{AB}} = \frac{\overline{ab_6 \cdot \mu_v}}{l_{AB}}, \quad \omega_5 = \frac{V_{B_5O_2}}{l_{O_2B}} = \frac{\overline{o_2b_5 \cdot \mu_v}}{l_{O_2B}}.$$

Обратимся далее к ускорениям точек и звеньев кантователя.

Ускорение $\overline{a_{B_5O_2}}$ точки B_5 определится выражением

$$\overline{a_{B_5O_2}} = \overline{a_{B_5O_2}^n} + \overline{a_{B_5O_2}^\tau},$$

где $\overline{a_{B_5O_2}^n}$ – нормальное ускорение точки B_5 относительно точки O_2 , направленное к точке O_2 , которое определится как

$$\overline{a_{B_5O_2}^n} = \omega_5^2 \cdot l_{O_2B};$$

$\overline{a_{B_5O_2}^\tau}$ – тангенциальное ускорение точки B_5 относительно точки O_2 , направленное перпендикулярно O_2B .

Так как движение точки B_6 относительно B_5 поступательное, то ускорение $\overline{a_{B_6O_2}}$ точки B_6 определится из соотношения

$$\overline{a_{B_6O_2}} = \overline{a_{B_5O_2}} + \overline{a_{B_6B_5}^k} + \overline{a_{B_6B_5}^r},$$

где $\overline{a_{B_6B_5}^k}$ – есть кориолисово ускорение точки B_6 относительно точки B_5 . Оно находится по формуле

$$\bar{a}_{B_6B_5}^{-k} = 2 \cdot \omega_5 \cdot V_{B_6B_5},$$

и его направление определяется путем поворота скорости $\bar{V}_{B_6B_5}$ на 90° в сторону вращения звеньев 5 и 6;

$\bar{a}_{B_6B_5}^{-r}$ – релятивное ускорение точки B_6 относительно B_5 , параллельное O_2B .

Тогда в целом

$$\bar{a}_{B_6O_2} = \bar{a}_{B_5O_2}^{-n} + \bar{a}_{B_5O_2}^{-\tau} + \bar{a}_{B_6B_5}^{-k} + \bar{a}_{B_6B_5}^{-r}.$$

Если принять скорость $\bar{V}_{B_6B_5}$ постоянной во времени, что и соответствует реальной работе линейных гидроцилиндров, то релятивное ускорение $\bar{a}_{B_6B_5}^{-r}$ будет равно нулю.

С другой стороны, ускорение точки B_6 относительно точки A определится выражением

$$\bar{a}_{B_6O_2} = \bar{a}_{B_4O_2} = \bar{a}_A + \bar{a}_{B_6A}^{-n} + \bar{a}_{B_6A}^{-\tau}.$$

Для рассматриваемого случая $\bar{a}_A = 0$, $\bar{a}_{B_6A}^{-n} = \omega_4^2 \cdot l_{AB}$, $\bar{a}_{B_6A}^{-n} \parallel AB$, $\bar{a}_{B_6A}^{-\tau} \perp AB$.

Таким образом, для определения ускорения точки B_6 получим систему уравнений

$$\begin{cases} \bar{a}_{B_6O_2} = \bar{a}_{B_5O_2}^{-n} + \bar{a}_{B_5O_2}^{-\tau} + \bar{a}_{B_6B_5}^{-k}, \\ \bar{a}_{B_6O_2} = \bar{a}_{B_6A}^{-n} + \bar{a}_{B_6A}^{-\tau}. \end{cases}$$

При этом, ускорения $\bar{a}_{B_5O_2}^{-\tau}$ и $\bar{a}_{B_6B_5}^{-k}$ совпадают по направлению.

Решение системы (2) приведено на рисунке 3.

Из полюса π плана ускорений откладываем вектор ускорения

$\bar{a}_{B_5O_2}^{-n}$ в выбранном масштабе $\mu_a = \frac{a_{B_5O_2}^n}{\pi n_5}$. Далее из конца этого

вектора перпендикулярно O_2B отложим вектор ускорения $\bar{a}_{B_5O_2}^{-k}$ и продолжим этот вектор ускорением $\bar{a}_{B_5O_2}^{-\tau}$. Обратимся ко второму уравнению системы (2). Из полюса π проведем вектор ускорения $\bar{a}_{B_6A}^{-n}$, и из его конца линию ускорения $\bar{a}_{B_6A}^{-\tau}$, перпендикулярно AB , которая в пересечении с линией, перпендикулярной $\bar{a}_{B_5O_2}^{-n}$, определит

истинное положение точки B_6 на плане. При этом, вполне определяются также ускорения $\overline{a}_{B_5O_2}^{\tau}$ и $\overline{a}_{B_6A}^{\tau}$.

Вектор ускорения \overline{a}_C находим аналогично нахождению скорости \overline{V}_C .

Угловые ускорения звеньев 4 и 5 определяются из формул

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{B_6A}^{\tau}}{l_{AB}} = \frac{kb_6 \cdot \mu_a}{l_{AB}}, \quad \varepsilon_5 = \frac{a_{B_5O_2}^{\tau}}{l_{O_2B}} = \frac{mb_6 \cdot \mu_a}{l_{O_2B}}.$$

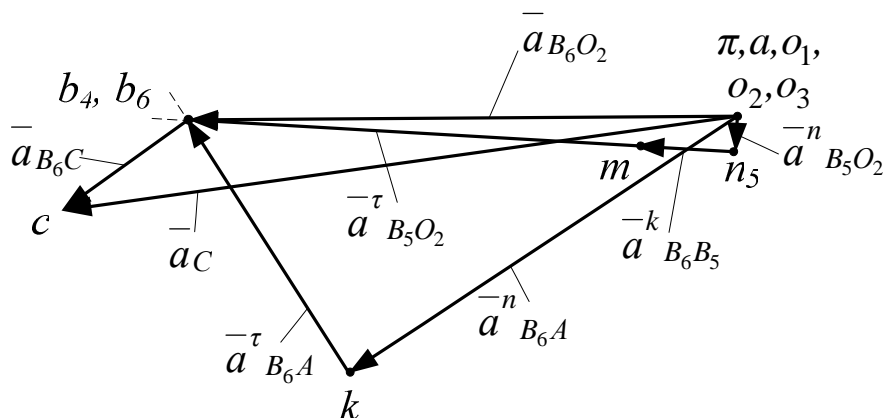


Рисунок 3 – План ускорений кантователя в режиме захвата заготовки

Перейдем ко второму режиму работы кантователя (рисунок 1,б), когда движение задается подачей рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра 1-2. При этом поршень 2, перемещаясь, заставляет коромысло 3 и шатун 4 поворачиваться относительно O_3 . Поскольку рабочая жидкость в гидроцилиндр 5-6 не подается, звенья 5 и 6 не имеют относительного движения.

При подаче жидкости в объеме q в единицу времени появляется относительная скорость $\overline{V}_{A_2A_1}$.

В точке A выделим четыре точки: A_1 , A_2 , A_3 и A_4 . Точка A_1 , принадлежащая гидроцилиндру 1, совершает поворот относительно точки O_1 со скоростью $\overline{V}_{A_1O_1}$, направленной перпендикулярно O_1A .

Скорость $\overline{V}_{A_2O_3}$ точки A_2 , принадлежащей штоку поршня 2, определится формулой

$$\overline{V}_{A_2O_3} = \overline{V}_{A_1O_1} + \overline{V}_{A_2A_1}.$$

Необходимо отметить, что скорость $\overline{V}_{A_2O_3} \perp O_3A$ и $\overline{V}_{A_2O_3} = \overline{V}_{A_3O_3} = \overline{V}_{A_4O_3}$.

Из полюса p плана скоростей отложим штрихами вектор скорости $\overline{V}_{A_2A_1}$ в выбранном масштабе $\mu_v = \frac{V_{A_2A_1}}{pa_2}$ и из его конца

проведем линию, параллельную направлению скорости $\overline{V}_{A_1O_1}$, т.е. перпендикулярно O_1A . Направив далее из полюса p линию, перпендикулярную O_3A , найдем ее пересечение с прямой, перпендикулярной O_1A . Точка их пересечения определит скорости $\overline{V}_{A_2O_3}, \overline{V}_{A_3O_3}, \overline{V}_{A_4O_3}$.

Далее определим скорость $\overline{V}_{B_6O_3}$ точки B_6 , равную скорости $\overline{V}_{B_4O_3}$ точки B_4 . Эта скорость направлена перпендикулярно O_2B и определится из выражений

$$\begin{cases} \overline{V}_{B_6O_3} = \overline{V}_{A_4} + \overline{V}_{B_6A_4}, \\ \overline{V}_{B_6O_3} = \overline{V}_{B_5O_2} + \overline{V}_{B_6B_5}. \end{cases}$$

Причем, $\overline{V}_{B_6O_3} \perp O_3B, \overline{V}_{A_4} \perp O_3A, \overline{V}_{B_6A_4} \perp AB$.

Скорость $\overline{V}_{B_6B_5}$ не является заданной, а возникает в процессе движения кантователя. Скорость \overline{V}_D точки D определится по формуле

$$o_3d = \frac{O_3D \cdot o_3a_3}{O_3A}.$$

Скорость \overline{V}_C точки C определится при пересечении скорости \overline{V}_{CA_4} и дуги радиусом a_3d .

Угловые скорости звеньев 2, 3, 4 и 5 определяются из формул

$$\omega_2 = \frac{V_{A_1O_1}}{l_{O_1A}} = \frac{\overline{o_1a_1} \cdot \mu_v}{l_{O_1A}}, \quad \omega_3 = \omega_4 = \frac{V_{B_6A}}{l_{AB}} = \frac{\overline{a_4b_6} \cdot \mu_v}{l_{AB}},$$

$$\omega_5 = \frac{V_{B_5O_2}}{l_{O_2B}} = \frac{\overline{o_2b_5} \cdot \mu_v}{l_{O_2B}}.$$

План скоростей кантователя в режиме кантовки заготовки приведен на рисунке 4.

Далее обратимся к ускорениям точек и звеньев кантователя. Ускорение $\overline{a}_{A_1O_1}$ точки A_1 относительно точки O_1 определится выражением

$$\overline{a}_{A_1O_1} = \overline{a}^n_{A_1O_1} + \overline{a}^\tau_{A_1O_1},$$

где $\bar{a}_{A_1O_1}^n$ – нормальное ускорение точки A_1 относительно точки O_1 , направленное к точке O_1 , которое определится как

$$\bar{a}_{A_1O_1}^n = \omega_2^2 \cdot l_{O_1A};$$

$\bar{a}_{A_1O_1}^\tau$ – тангенциальное ускорение точки A_1 относительно точки O_1 , направленное перпендикулярно O_1A .

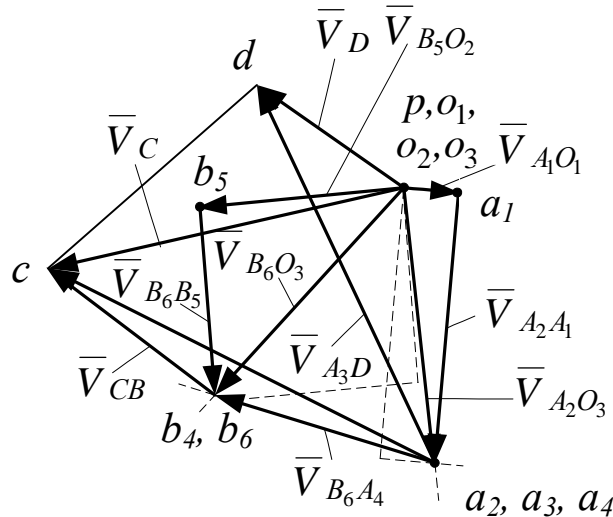


Рисунок 4 – План скоростей кантователя в режиме кантовки заготовки

Так как движение точки A_2 относительно A_1 поступательное, то ускорение $\bar{a}_{A_2O_3}$ точки A_2 , равно ускорениям $\bar{a}_{A_3O_3}$ и $\bar{a}_{A_4O_3}$ точек A_3 и A_4 , относительно точки O_3 определится выражением

$$\bar{a}_{A_2O_3} = \bar{a}_{A_1O_1} + \bar{a}_{A_2A_1}^k + \bar{a}_{A_2A_1}^r,$$

где $\bar{a}_{A_2A_1}^k$ – есть кориолисово ускорение точки A_2 относительно точки A_1 , определяемое по формуле

$$\bar{a}_{A_2A_1}^k = 2 \cdot \omega_2 \cdot \bar{V}_{A_2A_1},$$

и его направление определяется путем поворота скорости $\bar{V}_{A_2A_1}$ на 90° в сторону вращения звеньев 1 и 2;

$\bar{a}_{A_2A_1}^r$ – релятивное ускорение точки A_2 относительно точки A_1 , параллельное O_1A .

Поскольку скорость $\bar{V}_{A_2A_1}$ постоянна во времени, то релятивное ускорение $\bar{a}_{A_2A_1}^r$ равно нулю.

С другой стороны, ускорение $\bar{a}_{A_2O_3}$ можно определить как

$$\bar{a}_{A_2O_3} = \bar{a}_{A_2O_3}^n + \bar{a}_{A_2O_3}^\tau,$$

где $\bar{a}^n_{A_2O_3}$ – нормальное ускорение точки A_2 относительно точки O_3 , направленное к точке O_3 , которое определится как

$$\bar{a}^n_{A_2O_3} = \omega_3^2 \cdot l_{O_3A};$$

$\bar{a}^\tau_{A_2O_3}$ – тангенциальное ускорение точки A_2 относительно точки O_3 , направленное перпендикулярно O_3A .

Таким образом, для определения ускорения $\bar{a}_{A_2O_3}$ получим систему уравнений

$$\begin{cases} \bar{a}_{A_2O_3} = \bar{a}^n_{A_1O_1} + \bar{a}^\tau_{A_1O_1} + \bar{a}^k_{A_2A_1}, \\ \bar{a}_{A_2O_3} = \bar{a}^n_{A_2O_3} + \bar{a}^\tau_{A_2O_3}. \end{cases}$$

Учтем, что кориолисово ускорение $\bar{a}^k_{A_2A_1}$ совпадает по направлению с ускорением $\bar{a}^\tau_{A_2O_3}$.

Ускорение $\bar{a}_{B_5O_2}$ точки B_5 определится из соотношения

$$\bar{a}_{B_5O_2} = \bar{a}^n_{B_5O_2} + \bar{a}^\tau_{B_5O_2},$$

где $\bar{a}^n_{B_5O_2}$ – нормальное ускорение точки B_5 относительно точки O_2 , направленное к точке O_2 , которое определится по формуле

$$\bar{a}^n_{B_5O_2} = \omega_5^2 \cdot l_{O_2B};$$

$\bar{a}^\tau_{B_5O_2}$ – тангенциальное ускорение точки B_5 относительно точки O_2 , направленное перпендикулярно O_2B .

Ускорение $\bar{a}_{B_6O_3}$ точки B_6 , равное ускорению $\bar{a}_{B_4O_3}$ точки B_4 , определится относительно точки A из соотношения

$$\bar{a}_{B_6O_3} = \bar{a}_{A_4} + \bar{a}^n_{B_6A_4} + \bar{a}^\tau_{B_6A_4},$$

где $\bar{a}^n_{B_6A_4}$ – нормальное ускорение точки B_4 относительно точки A_4 , направленное параллельно AB , и которое определится по формуле

$$\bar{a}^n_{B_6A_4} = \omega_4^2 \cdot l_{AB};$$

$\bar{a}^\tau_{B_6A_4}$ – тангенциальное ускорение точки B_4 относительно точки A_4 , направленное перпендикулярно AB .

С другой стороны, ускорение $\bar{a}_{B_6O_3}$ точки B_6 относительно точки O_3 определится как

$$\bar{a}_{B_6O_3} = \bar{a}^n_{B_6O_3} + \bar{a}^\tau_{B_6O_3}.$$

Зная ускорение $\bar{a}_{B_6O_3}$ и учитывая, что

$$\bar{a}_{B_6O_3} = \bar{a}_{B_5O_2}^n + \bar{a}_{B_5O_2}^\tau + \bar{a}_{B_6B_5}^k + \bar{a}_{B_6B_5}^r,$$

где $\bar{a}_{B_6B_5}^k$ – есть кориолисово ускорение точки B_6 относительно точки B_5 , определяемое по формуле

$$\bar{a}_{B_6B_5}^k = 2 \cdot \omega_5 \cdot \bar{V}_{B_6B_5},$$

и его направление определяется путем поворота скорости $\bar{V}_{B_6B_5}$ на 90° в сторону вращения звеньев 5 и 6;

$\bar{a}_{B_6B_5}^r$ – релятивное ускорение точки B_6 относительно точки B_5 , параллельное O_2B ,

можно определить ускорения $\bar{a}_{B_6B_5}^r$ и $\bar{a}_{B_5O_2}^\tau$.

Покажем план ускорений кантователя в режиме кантовки заготовки на рисунке 5. Из полюса π плана откладываем вектор ускорения $\bar{a}_{A_1O_1}^n$ в выбранном масштабе $\mu_a = \frac{a_{A_1O_1}^n}{\pi a_1}$. Далее из конца

этого вектора перпендикулярно O_1A отложим вектор ускорения $\bar{a}_{A_2A_1}^k$ и продолжим этот вектор ускорением $\bar{a}_{A_1O_1}^\tau$. Далее, используя второе уравнение системы (3), из полюса π проведем параллельно O_3A вектор ускорения $\bar{a}_{A_2O_3}^n$, и из его конца линию ускорения $\bar{a}_{A_2O_3}^\tau$ перпендикулярно O_3A , которая в пересечении с линией ускорения $\bar{a}_{A_1O_1}^\tau$, определит истинное положение точек A_2, A_3, A_4 на плане. Далее, из полюса π плана ускорений откладываем вектор ускорения $\bar{a}_{B_6O_3}^n$ и из его конца перпендикулярно проведем линию ускорения $\bar{a}_{B_6O_3}^\tau$. Используя уравнение (4), из точки A_4 отложим вектор ускорения $\bar{a}_{B_6A_4}^n$ и из его конца перпендикулярно AB проведем линию ускорения $\bar{a}_{B_6A_4}^\tau$, которая в пересечении с линией ускорения $\bar{a}_{B_6O_3}^\tau$, определит истинное положение точек B_4, B_6 на плане. Далее из полюса π плана отложим ускорение $\bar{a}_{B_5O_2}^n$ и из его конца перпендикулярно O_2B проведем линию ускорения $\bar{a}_{B_5O_2}^\tau$. Из точки B_6 отложим перпендикулярно O_2B вектор ускорения $\bar{a}_{B_6B_5}^k$ и из его

конца перпендикулярно проведем линию ускорения $\overline{a}^r_{B_6B_5}$. Точка пересечения этих линий вполне определит ускорения $\overline{a}^r_{B_6B_5}$ и $\overline{a}^r_{B_5O_2}$.

Вектора ускорений \overline{a}_C и \overline{a}_D находим аналогично нахождению скоростей \overline{V}_C и \overline{V}_D .

Угловые ускорения звеньев 2, 3, 4 и 5 определим из соотношений

$$\varepsilon_2 = \frac{a^{\tau}_{A_1O_1}}{l_{O_1A}} = \frac{\overline{ka_2 \cdot \mu_a}}{l_{O_1A}}, \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \frac{a^{\tau}_{B_6A_4}}{l_{AB}} = \frac{\overline{mb_6 \cdot \mu_a}}{l_{AB}},$$

$$\varepsilon_5 = \frac{a^{\tau}_{B_5O_2}}{l_{O_2B}} = \frac{\overline{pb_5 \cdot \mu_a}}{l_{O_2B}}.$$

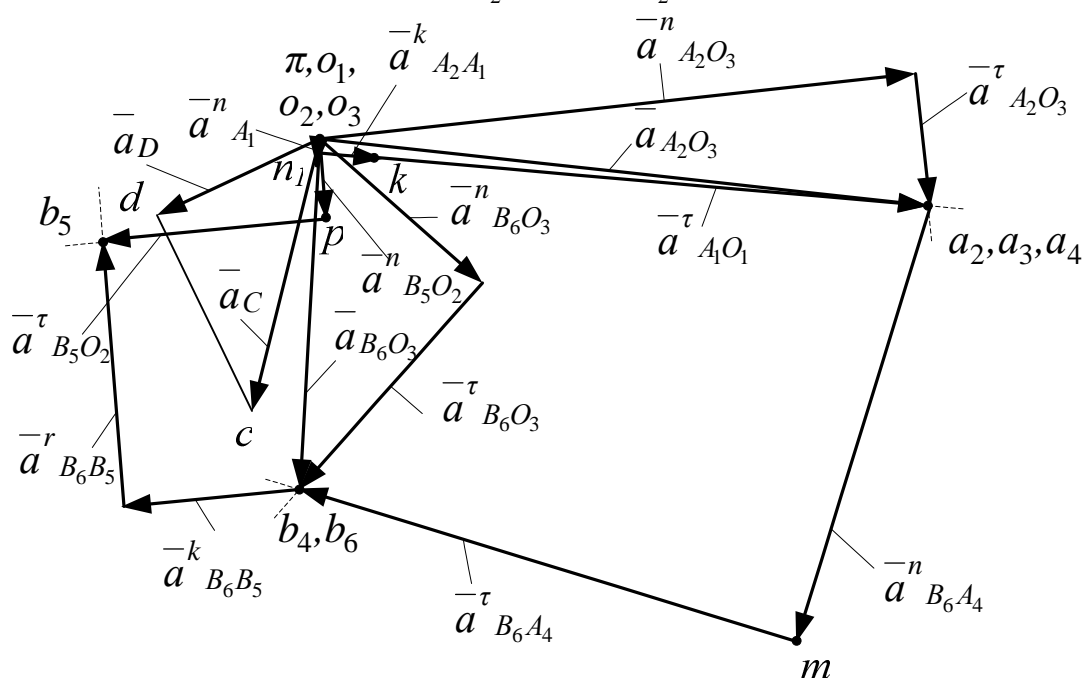


Рисунок 5 – План ускорений кантователя в режиме кантовки заготовки

Далее рассмотрим холостой режим работы кантователя (рисунок 1,в), когда включены оба гидроцилиндра. Данный режим работы применяется в отсутствие заготовки между роликами, в случае, когда нужно перевести рычаги в какое-то определенное положение. В этом случае рабочая жидкость подается в поршневую полость гидроцилиндра 1-2 и штоковую полость гидроцилиндра 5-6, и, соответственно, возникают относительные скорости $\overline{V}_{A_2A_1}$ и $\overline{V}_{B_6B_5}$. При этом перемещение поршня 2 заставляет поворачиваться коромысло 3 и шатун 4, а перемещение поршня 6 воздействует на шатун 4.

В точке A можно выделить четыре точки: A_1, A_2, A_3 и A_4 . Точка A_1 , принадлежащая гидроцилиндру 1, совершает поворот относительно точки O_1 со скоростью $\bar{V}_{A_1O_1}$, направленной перпендикулярно O_1A .

Скорость $\bar{V}_{A_2O_3}$ точки A_2 , принадлежащей штоку поршня 2, определится формулой

$$\bar{V}_{A_2O_3} = \bar{V}_{A_1O_1} + \bar{V}_{A_2A_1}.$$

Необходимо отметить, что скорость $\bar{V}_{A_2O_3} \perp O_3A$ и $\bar{V}_{A_2O_3} = \bar{V}_{A_3O_3} = \bar{V}_{A_4O_3}$.

Построение плана скоростей (рисунок б) производится аналогично рассмотренному выше.

Далее определим скорость $\bar{V}_{B_6O_3}$ точки B_6 , равную скорости $\bar{V}_{B_4O_3}$ точки B_4 . Эта скорость направлена перпендикулярно O_2B и определится как

$$\begin{cases} \bar{V}_{B_6O_3} = \bar{V}_{A_4} + \bar{V}_{B_6A_4}, \\ \bar{V}_{B_6O_3} = \bar{V}_{B_5O_2} + \bar{V}_{B_6B_5}. \end{cases}$$

Причем, $\bar{V}_{B_6O_3} \perp O_3B, \bar{V}_{A_4} \perp O_3A, \bar{V}_{B_6A_4} \perp AB, \bar{V}_{B_6B_5} \parallel O_2B$.

Скорости \bar{V}_C точки C и \bar{V}_D точки D определим аналогичным образом, как и для положения при захвате полосы.

Угловые скорости звеньев 2, 3, 4 и 5 определяются из формул

$$\omega_2 = \frac{V_{A_1O_1}}{l_{O_1A}} = \frac{o_1 a_1 \cdot \mu_v}{l_{O_1A}}, \quad \omega_3 = \omega_4 = \frac{V_{B_6A}}{l_{AB}} = \frac{a_4 b_6 \cdot \mu_v}{l_{AB}}, \quad \omega_5 = \frac{V_{B_5O_2}}{l_{O_2B}} = \frac{o_2 b_5 \cdot \mu_v}{l_{O_2B}}.$$

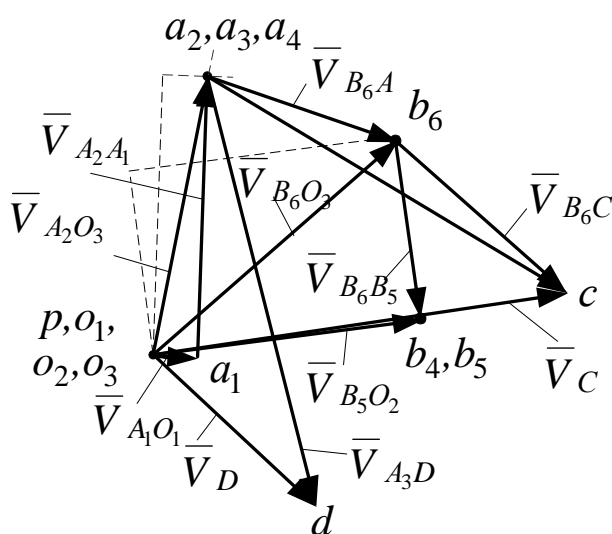


Рисунок б – План скоростей кантователя в холостом режиме работы

Таким образом, в статье приведено кинематическое исследование механизма роликового кантователя прокатного стана с применением графоаналитического метода в трех основных режимах работы.

Список литературы

1. Машины и агрегаты металлургических заводов: учебник для вузов. В 3 т. Т. 3 / А.И. Целиков и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1988. – 680 с.

KINEMATIC OF THE MECHANISM OF THE ROLLER-TYPE TURNOVER DEVICE BY A GRAPH-ANALYTIC METHOD

Tutynin A.V., Dvornikov L.T.

Keywords: roller canting device, the rolling mill, hydrocylinder.

In article kinematic research of the mechanism roller canting device the rolling mill with attraction graph-analytic a method in three basic operating modes is considered.

УДК 621.01:004.9

К ВОПРОСУ О СТРУКТУРНОМ СИНТЕЗЕ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Дворников Л.Т., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования¹

Дмитриев В.В., к.т.н., ст. преподаватель кафедры информационных систем и управления²

¹*Сибирский государственный индустриальный университет,
г. Новокузнецк*

²*Новокузнецкий институт (филиал) Кемеровского государственного университета, г. Новокузнецк*

E-mail: tmmiok@yandex.ru, dmi3ev@gmail.com

Ключевые слова: зубчатый механизм, структурный синтез, компьютерный синтез, алгоритм, самоустанавливающийся планетарный механизм.

В статье излагаются теоретические основы синтеза гарантированно полного множества вариантов структур плоских зубчатых механизмов. Выделены этапы компьютерного структурного синтеза и рассмотрены особенности их реализации. Представлены подходы к анализу структур многосателлитных планетарных механизмов и обеспечения их самоустанавливаемости.

Введение

Наиболее широко практикуемым методом структурного синтеза механизмов является традиционный или «ручной» синтез. При этом широко применяется метод инверсии и комбинаторные подходы, производится замена структурных схем упрощенными графическими изображениями механизмов или условными символьными обозначениями, а проектирование сложных зубчатых механизмов осуществляется как совокупности надлежащим образом соединенных вместе простейших механизмов и др. При этом практикуется выбор из уже известных и изученных схем механизмов, осуществляемый на основании анализа справочных данных по отдельным видам механизмов, научной и патентной литературы. Недостатками традиционного структурного синтеза являются: 1) зависимость результатов от опыта и интуиции конструктора; 2) утомительный и

однообразный характер умственной работы; 3) субъективность результатов и т.д.

Рациональный выбор структуры механизма должен осуществляться среди полного множества возможных вариантов, и, в большинстве случаев, возможен только с помощью компьютера, что требует разработки соответствующих алгоритмов и программ.

Вопросами применения компьютеров для решения задач синтеза структур зубчатых механизмов занимались многие ученые. Ю.Я. Шац, Р.В. Слоневский и Е.С. Шох в [1] рассматривали вопросы оптимизации и автоматизации процедуры выбора соосных зубчатых передач по основным размерам. П.Н. Иванченко, Ю.А. Сушков и А.Д. Вашец в [2] впервые рассмотрели вопрос об автоматизации выбора оптимальных схем планетарных коробок передач (ПКП). Ю.Н. Кирдяшев и А.Н. Иванов в [3] предложили метод формирования схем сложных планетарных механизмов, образованных соединением нескольких механизмов с тремя основными звеньями, основанный на использовании методов комбинаторики. В.Б. Шеломов продолжил развитие методов автоматизированного синтеза ПКП, в том числе автоматизации изображения их схем и перебора структур [4].

Наибольшее развитие получили методы, основанные на подходе к синтезу зубчатых механизмов как совокупности нескольких простейших структур. Эти методы не являются универсальными, поскольку позволяют находить схемы только составных механизмов – многозвенных редукторов, коробок передач, многоосных механизмов, планетарных коробок передач и т.п.

Существенной особенностью всех методов структурного синтеза зубчатых механизмов является «уклонение» от рассмотрения вопросов синтеза многосателлитных планетарных механизмов. Во всех рассмотренных исследованиях осуществляется синтез и анализ только односателлитных планетарных механизмов, в которые затем предлагается вводить любое число дополнительных сателлитов.

Подход к синтезу зубчатых механизмов, основанный на универсальной структурной системе [5], позволяет находить все многообразие схем зубчатых механизмов по заданным структурным параметрам. Однако для получения гарантированно полного множества структур требуется развитие, конкретизация и формализация каждого этапа данного подхода.

Теоретические основы структурного синтеза

В основу синтеза гарантированно полного множества вариантов структур плоских зубчатых механизмов положена универсальная структурная система (УСС), позволяющая получать структурные схемы кинематических цепей с любыми задаваемыми параметрами [6]. С учетом особенностей строения плоских механизмов УСС принимает вид

$$\begin{cases} p = p_4 + p_5 = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1, \\ W = 3n - 2p_5 - p_4, \end{cases} \quad (1)$$

где p – общее число кинематических пар цепи,
 p_4 и p_5 – числа пар соответственно IV и V классов,
 τ – число кинематических пар наиболее сложного-базисного звена цепи,

n – число подвижных звеньев,

n_i – число звеньев, добавляющих в цепь по i пар,

W – подвижность цепи.

В работе А.Э. Садиевой [7] на основе (1) была показана возможность поиска структур плоских кинематических цепей со всеми возможными соотношениями между кинематическими парами четвертого и пятого классов: $p_4 = 0$ и $p_5 > 0$; $p_4 > 0$ и $p_5 = 0$; $p_4 > 0$ и $p_5 > 0$.

Система (1) приобретает особое значение в случае рассмотрения плоских цепей, являющихся аналогами зубчатых механизмов. Это достигается при использовании дополнительного условия, связывающего число подвижных звеньев n с числом одноподвижных пар-шарниров p_5

$$n = p_5. \quad (2)$$

Это соотношение было ранее замечено проф. Л.Н. Решетовым [8], однако оно не было использовано в качестве необходимого условия при синтезе цепей. Введение (2) в (1) позволяет преобразовать УСС к виду

$$\begin{cases} p_5 = n, \\ p_4 = n - W, \\ p = 2n - W = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n_1 = n - 1 - n_{\tau-1} - \dots - n_i - \dots - n_2. \end{cases} \quad (3)$$

Исходными задаваемыми параметрами для решения системы (3) являются: подвижность цепи W , количество подвижных звеньев n и их максимально допустимая сложность τ . Кроме того, значение W выбирается в зависимости от вида зубчатого механизма: для рядовых и планетарных зубчатых механизмов $W = 1$, для дифференциальных и многоподвижных зубчатых передач $W \geq 2$. При синтезе групп нулевой подвижности (ГНП) $W = 0$. Из системы (3) можно найти следующие зависимости между входящими в нее параметрами

$$n_{min} = W + 1, \quad (4)$$

$$\tau_{max} = n - W + 1. \quad (5)$$

Из (4) следует, что возможно синтезировать ГНП с наименьшим числом подвижных звеньев $n_{min} = 1$, простейший зубчатый механизм с $W = 1$ содержит два подвижных звена ($n_{min} = 2$), а наиболее простой дифференциал – три.

Целочисленное решение системы (3) позволяет находить номенклатуру и числа звеньев, а также числа пар четвертого и пятого классов, посредством которых может быть сформирована цепь. Например, при $W = 1$ и $n = 2$ из (5) находим, что наиболее сложное (базисное) звено имеет две пары ($\tau = 2$). Следовательно, кроме базисного звена в цепи возможно присутствие звеньев n_1 , которые добавляют в цепь по одной паре. При рассматриваемых значениях W , n и τ система (3) имеет единственное решение: $p_5 = 2$, $p_4 = 1$, $n_1 = 1$. На основании этого решения (3) могут быть сформированы две плоские стержневые цепи, схемы которых приведены на рисунке 1, а и б, которые могут быть конвертированы в цепи зубчатых механизмов (рисунок 1, в и г).

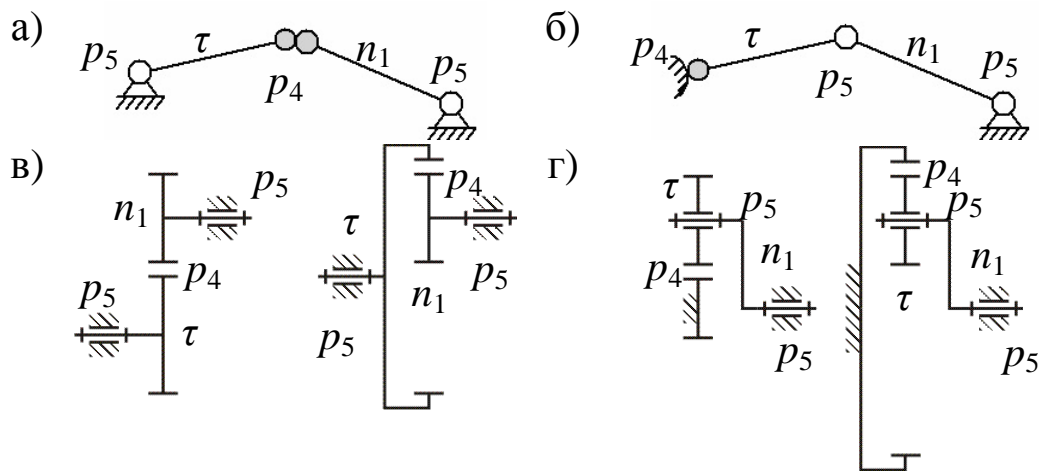


Рисунок 1 – Структурные схемы цепей с $W = 1$, $n = 2$ и $\tau = 2$

Анализ этих и более сложных схем плоских стержневых и зубчатых цепей позволил выявить органическую взаимосвязь между рассматриваемыми механизмами. Важно отметить, что схемы стержневых цепей изображаются в фасной плоскости, а зубчатых – в профильной. Использование стержневых цепей в качестве структурных моделей зубчатых механизмов оказывается весьма плодотворным при решении задач их структурного анализа и синтеза.

В таблице 1 приведены некоторые целочисленные решения (3) для зубчатых механизмов с $W = 1$, полученные при $\tau = 3$ и 4. Решения могут быть получены как вручную с помощью модифицированной системы (3)(3), так и с помощью компьютерной программы, реализующей предложенный А.В. Степановым алгоритм [9], адаптированный для учета дополнительного условия (2)(2).

Например, из таблицы 1 следует, что при $n = 7$ и $\tau = 4$ могут быть синтезированы механизмы с $n_3 = 0$, $n_2 = 3$, $n_1 = 3$ и $p_4 = 6$, $p_5 = 7$. Схема одного из таких механизмов, построенного в фасной плоскости, приведена на рисунке 2, а. Соответствующий ему зубчатый механизм является замкнутым дифференциалом (рисунок 2, б).

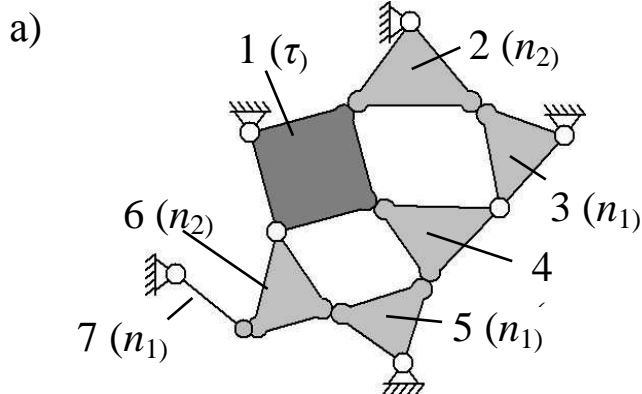


Таблица 1 – Решения универсальной структурной системы при $W = 1$

n	$\tau = 3$		$\tau = 4$			p_4	p_5
	n_2	n_1	n_3	n_2	n_1		
3	0	2	–	–	–	2	3
4	1	2	0	0	3	3	4
5	2	2	0	1	3	4	5
6	3	2	0	2	3	5	6
			1	0	4		
7	4	2	0	3	3	6	7
			1	1	4		
8	5	2	0	4	3	7	8
			1	2	4		
9	6	2	2	0	5	8	9
			0	5	3		
			1	3	4		
10	7	2	2	1	5	9	10
			0	6	3		
			1	4	4		
			2	2	5		
			3	0	6		

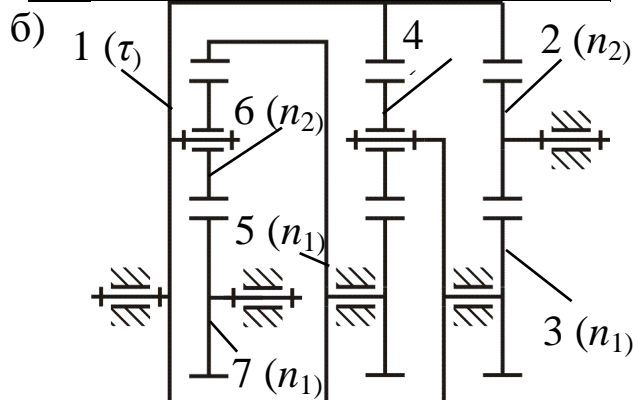


Рисунок 2 – Схемы плоского стержневого и зубчатого механизмов

Решая задачу структурного синтеза цепей, необходимо кроме параметров, входящих в (1), использовать следующие дополнительные параметры цепей: γ – число ветвей цепи, α – число изменяемых замкнутых контуров в ней, δ – число выходов цепи, λ – число сторон звеньев, λ_c – число сторон цепи без замкнутых контуров, λ_n – число наружных сторон цепи, λ_g – число внутренних сторон цепи. Перечисленные параметры связаны с параметрами универсальной структурной системы и между собой следующим образом

$$\left\{ \begin{array}{l} \gamma = p - (n - 1) = n - W + 1, \\ \alpha = \gamma - \delta, \\ \alpha = \sum_{j=j_{\min}}^{j_{\max}} \alpha_j, \\ \lambda = \lambda_n + \lambda_g = \lambda_c + \alpha, \\ \lambda_c = \tau + \sum_{i=2}^{\tau} i \cdot n_{i-1}, \\ \lambda_g = \sum_{j=j_{\min}}^{j_{\max}} j \cdot \alpha_j, \\ \lambda_n = \lambda_c + \alpha - \lambda_g, \end{array} \right. \quad (6)$$

где α_j – число изменяемых замкнутых контуров цепи из j звеньев, j_{\min} и j_{\max} – наименьшее и наибольшее возможное число звеньев в изменяемых замкнутых контурах.

Столь значительное число параметров в системе (6) требует вполне обоснованной последовательности действий, точное выполнение которых может позволить планомерно находить всё многообразие структур плоских цепей. При таком подходе, на каждом этапе структурного синтеза плоских цепей должен осуществляться выбор из нескольких возможных вариантов или расчет значения определенного параметра, уточняющего структуру, что позволяет уменьшать количество рассматриваемых вариантов структурных схем на последующих этапах, а также проводить их поиск системно. Так как некоторые параметры структурных схем взаимозависимы, то выбор одного из них ограничивает или определяет значения последующих. Такую последовательность выбора параметров структур плоских цепей можно наглядно представить в виде дерева процедур и приемов. Полный возможный вариант дерева для осуществления синтеза структур плоских стержневых цепей-аналогов зубчатых механизмов, представлен на рисунке 3.

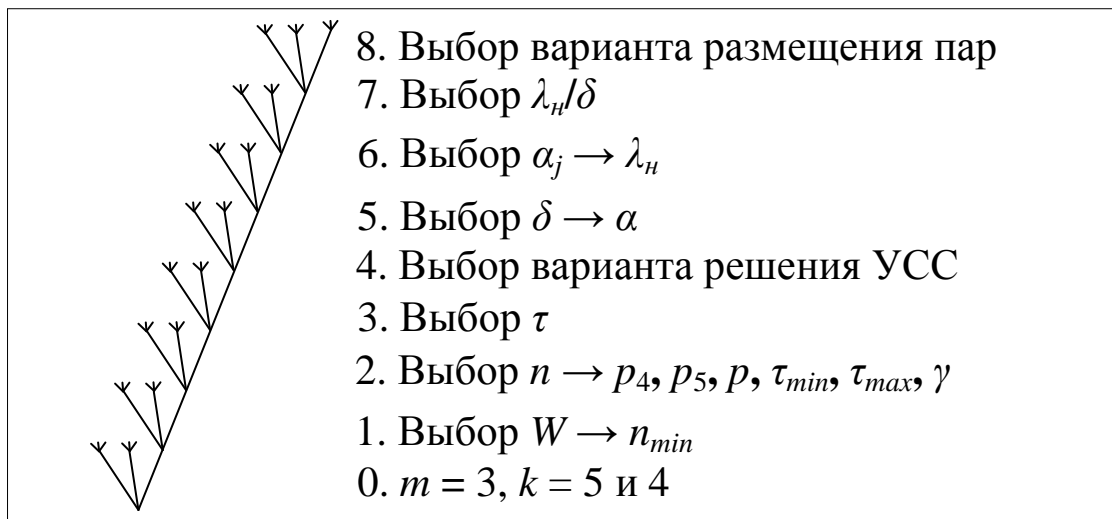


Рисунок 3 – Дерево приемов и процедур

На рисунке 4, приведен фрагмент такого дерева. Выбор подвижности цепи ($W=1$) позволяет исключить из рассмотрения иные цепи, например, соответствующие группам нулевой подвижности и многоподвижным системам, «развитие» которых происходит на альтернативных ветвях дерева. Уравнение (4) позволяет определять наименьшее число подвижных звеньев цепи n_{min} , поэтому выбранную ветвь дерева можно нарастить ветвями с различными значениями n , начиная с $n=2$. Выбор значения параметра n определяет значения параметров p_4, p_5, p, γ и диапазон значений $\tau - \tau_{min}$ и τ_{max} . Поэтому следующим параметром цепи выбирается τ и ветви дерева получают свое дальнейшее развитие.

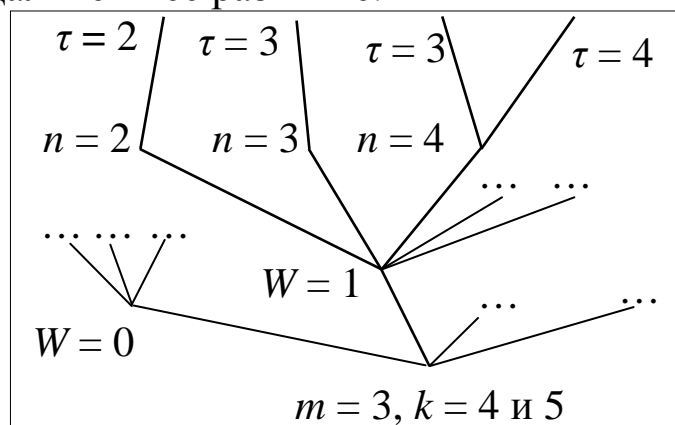


Рисунок 4 – Фрагмент дерева приемов и процедур

Кинематические цепи с парами различных классов на первом этапе синтеза удобно представлять в виде цепей с виртуальными парами. Виртуальные пары (на рисунке 5 обозначенные как p) показывают лишь наличие связей между звеньями цепи и не определяют реальный класс пар.

С помощью такого приема по параметрам, входящим в (3)(3) и (6), могут быть сформированы полные множества вариантов структур плоских цепей с виртуальными парами, которые при дальнейшем решении задачи заменяются на реальные пары. Далее полученные плоские стержневые цепи могут быть конвертированы в схемы зубчатых механизмов.

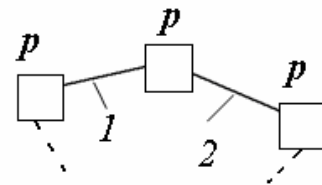


Рисунок 5 – Плоская цепь с виртуальными парами, обобщающая структуры механизмов, показанных на рисунке 1

Таким образом, модифицированная универсальная структурная система (3), полный учет параметров (6), определяющих принципиальные отличия синтезируемых цепей друг от друга, а также разработанная и обобщенная методика синтеза в виде дерева приемов и процедур посредством аппарата виртуализации пар являются достаточным основанием для поиска всего многообразия структур по задаваемым параметрам.

Компьютерный структурный синтез

Компьютерный структурный синтез можно осуществить путем последовательного выполнения трех взаимосвязанных этапов 1) определения параметров, необходимых для формирования структур зубчатых механизмов; 2) синтеза полного множества структур плоских стержневых механизмов с парами IV и V классов; 3) конвертирование полученных структурных схем в общепринятые графические изображения зубчатых механизмов [10].

На первом этапе синтеза по заданным W , n и τ определяется целочисленное решение модифицированной системы (3), которое служит основой для осуществления следующих за ним этапов. Решение дает набор виртуальных звеньев n_i , а также чисел пар p_4 и p_5 , из которых на следующем – втором этапе синтезируются плоские стержневые цепи.

Особенность реализации второго этапа состоит в том, что первоначально производится формирование полного множества вариантов структурных схем плоских цепей с виртуальными парами. Основой для разработки компьютерных программ служит объектно-ориентированная технология автоматизированного синтеза структурных схем плоских шарнирных механизмов, разработанная на основании подходов А.В. Степанова [9]. Суть объектно-ориенти-

рованной технологии состоит в том, что проектируемая система, в данном случае структурная схема, представляется в виде совокупности объектов, каждый из которых имеет свой жизненный цикл и формы взаимодействия с другими объектами в процессе построения системы. Это позволяет осуществлять непосредственное формирование структурных схем с учетом тех или иных ограничений без использования промежуточных знаковых систем. Совокупность компьютерных процедур обеспечивает генерирование гарантированно полного многообразия вариантов соединения звеньев между собой, фильтрацию заведомо неприемлемых и изоморфных структур на различных этапах формирования структурной схемы, визуализацию и сохранение отобранных структур.

Для определения числа R возможных вариантов размещения заданного числа кинематических пар IV и V классов на схеме цепи с виртуальными парами можно использовать известную из комбинаторики формулу, которая в соответствии с принятыми обозначениями имеет вид

$$R = P(p, p_5, p_4) = \frac{p!}{p_5! \times p_4!}. \quad (7)$$

В процессе и после формирования полного многообразия структурных схем в виде плоских цепей необходимо производить отбраковку заведомо неработоспособных и изоморфных вариантов. Для отбраковки структур при компьютерном синтезе используются специальные алгоритмы, которые в теории структуры механизмов обычно описываются в словесной форме. Процесс отбраковки представляет собой последовательное прохождение получаемых структур через совокупность различных фильтров, каждый из которых проверяет соответствие полученных структур заранее обоснованному требованию. Например, структурная цепь, у которой между выходами располагается единственное звено (сторона), или цепь, имеющая замкнутый контур, образованный тремя звеньями и не содержащий ни одной пары IV класса, неработоспособны и должны быть отбракованы.

После отбраковки полученные структурные схемы плоских цепей конвертируются в общепринятые графические изображения зубчатых механизмов. Причем, каждая из структурных схем может быть «прародителем» нескольких структур зубчатых механизмов, отличающихся друг от друга видом зацепления (внутреннее или внешнее), числом ступеней, взаимным расположением ведущего и ведомого валов и т.п.

При $W = 1$ и $n = 2$ может быть создана лишь одна плоская цепь с виртуальными парами (рисунок 5), на основании которой можно получить схемы плоских строжневых и зубчатых механизмов, приведенные на рисунке 1. При $W = 1$ и $n = 3$ могут быть построены две схемы плоских цепей с виртуальными парами (рисунок 6). Число R возможных вариантов размещения пяти реальных кинематических пар ($p_5 = 3$ и $p_4 = 2$) по (7) равно 10, и, следовательно, гарантированно полное множество содержит 20 схем стержневых цепей, часть из которых отбраковываются как неработоспособные или изоморфные. Итоговый набор, приведенный на рисунке 7, включает 9 структурных схем плоских строжневых цепей. Результаты конвертирования этих структур в зубчатые механизмы приведены на рисунке 8.

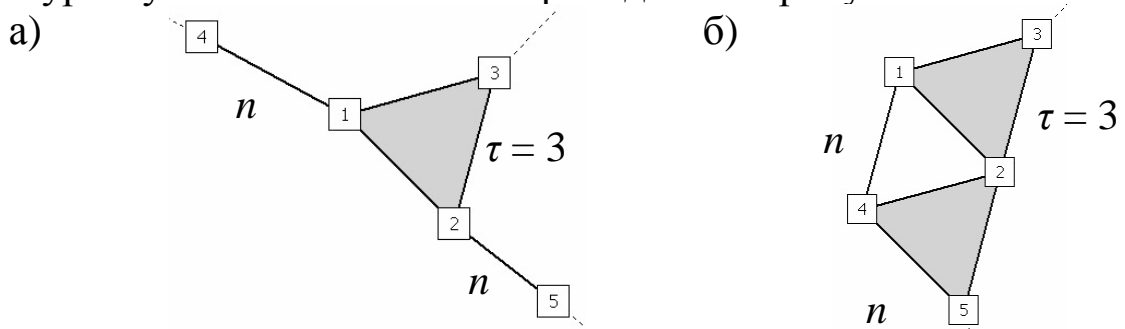


Рисунок 6 – Цепи с виртуальными парами с $n = 3$

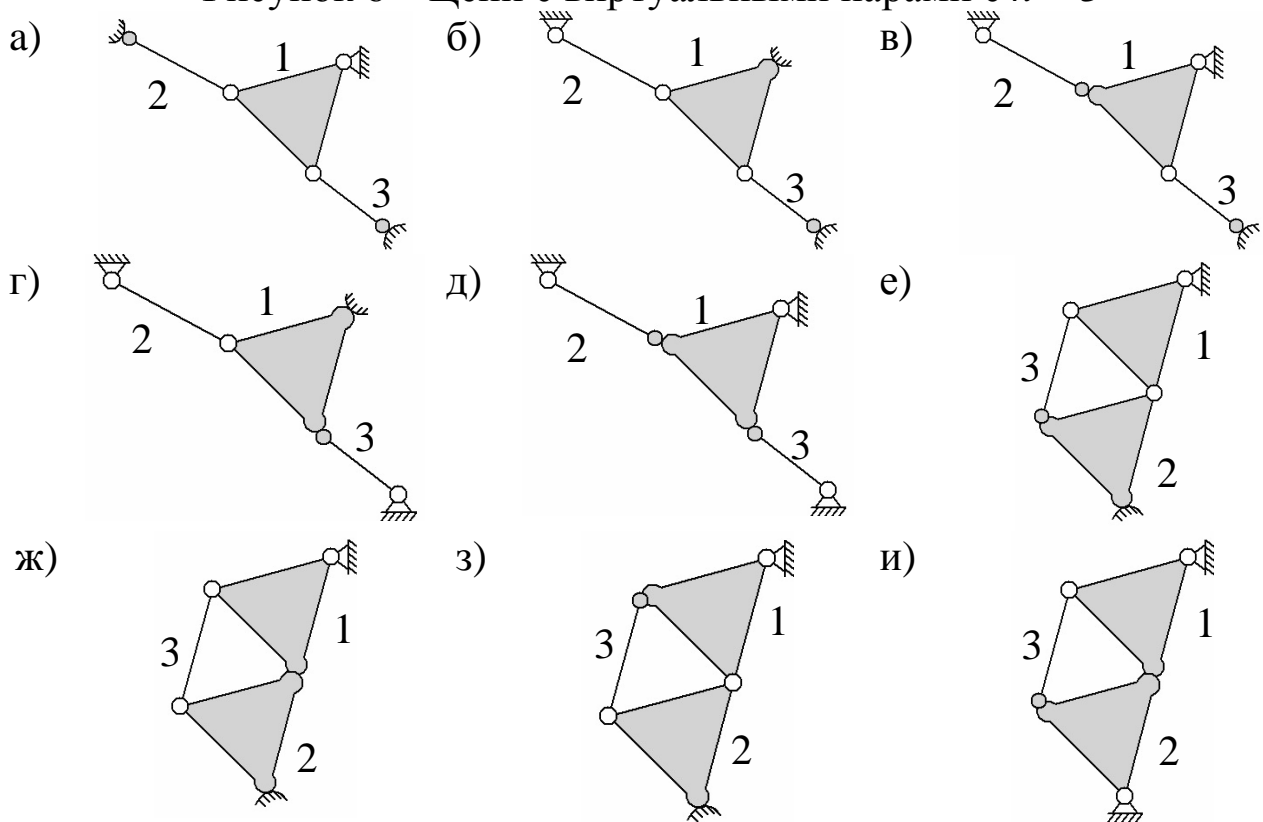


Рисунок 7 – Итоговое множество плоских цепей с $n = 3$

В той же последовательности может быть осуществлен синтез более сложных зубчатых механизмов. При $n = 4$ найдено 9 схем цепей с виртуальными парами, из которых создается 315 цепей с реальными парами, а после выполнения процедуры отбраковки оказывается работоспособными 147 структурных схем. При $n = 5$ и $\tau = 3$ сформировано 7 цепей с виртуальными парами, из которых определено полное множество из 882 схем стержневых механизмов, а после процедуры отбраковки – 307 схем. При $n = 5$ и $\tau = 4$ синтезировано 30 цепей с виртуальными парами, из которых получено работоспособных 1740 схем, а при $n = 5$ и $\tau = 5$ найдено 11 цепей, послуживших основой для построения 638 схем механизмов. Некоторые из найденных цепей с $n = 4$ и 5 приведены соответственно на рисунках 9 и 10.

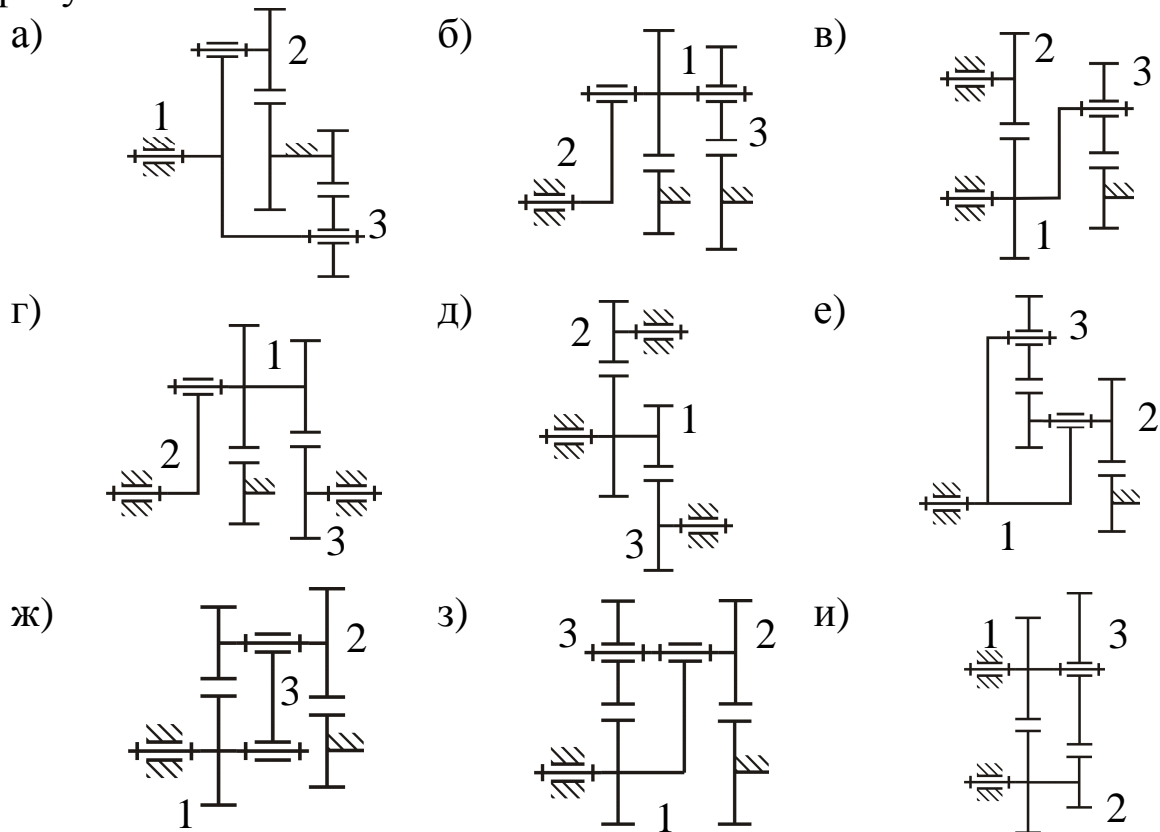


Рисунок 8 – Структуры зубчатых механизмов с $n = 3$

Среди полученных схем зубчатых механизмов можно выделить структуры, соответствующие ступенчатым и планетарным передачам, а также замкнутым дифференциальным механизмам.

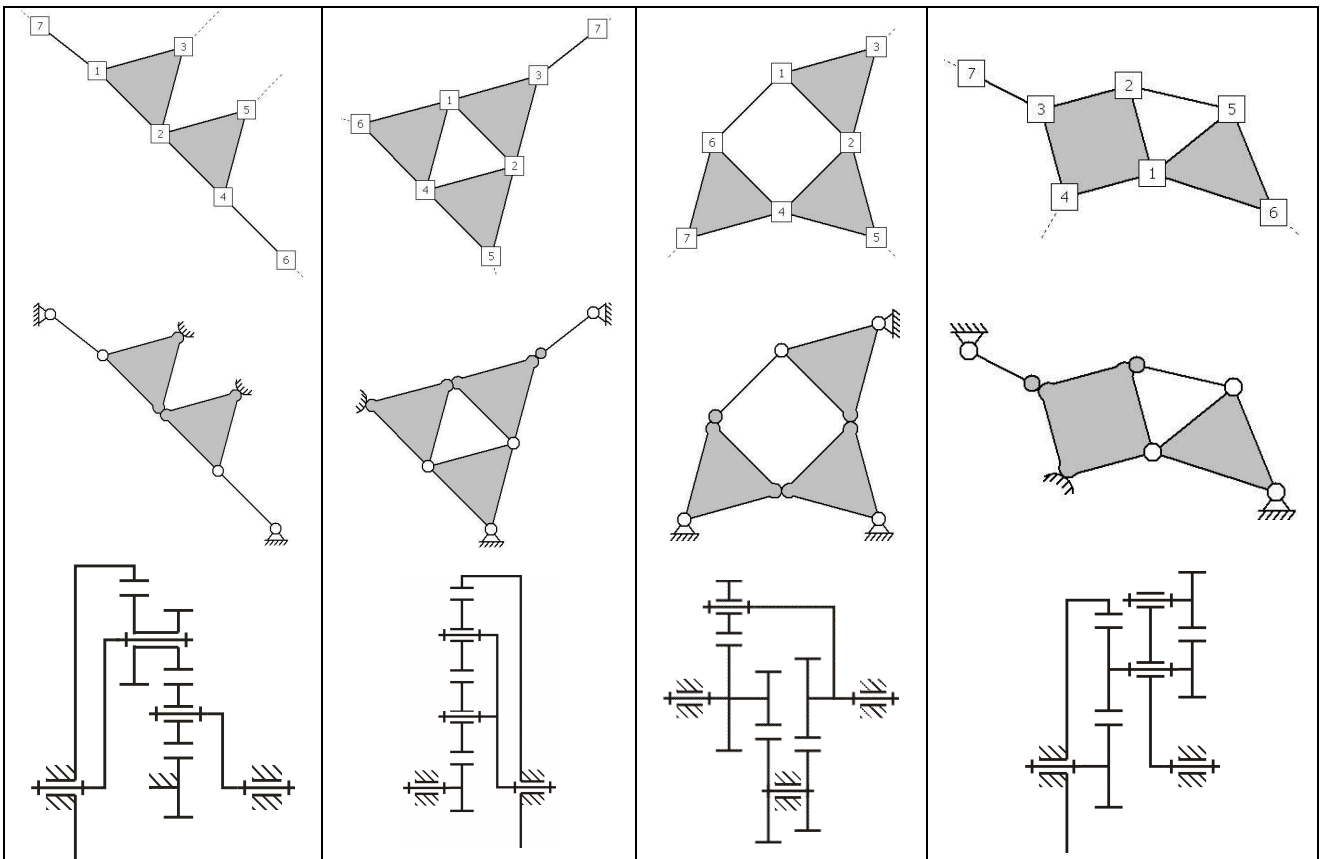


Рисунок 9 – Кинематические цепи с $n = 4$

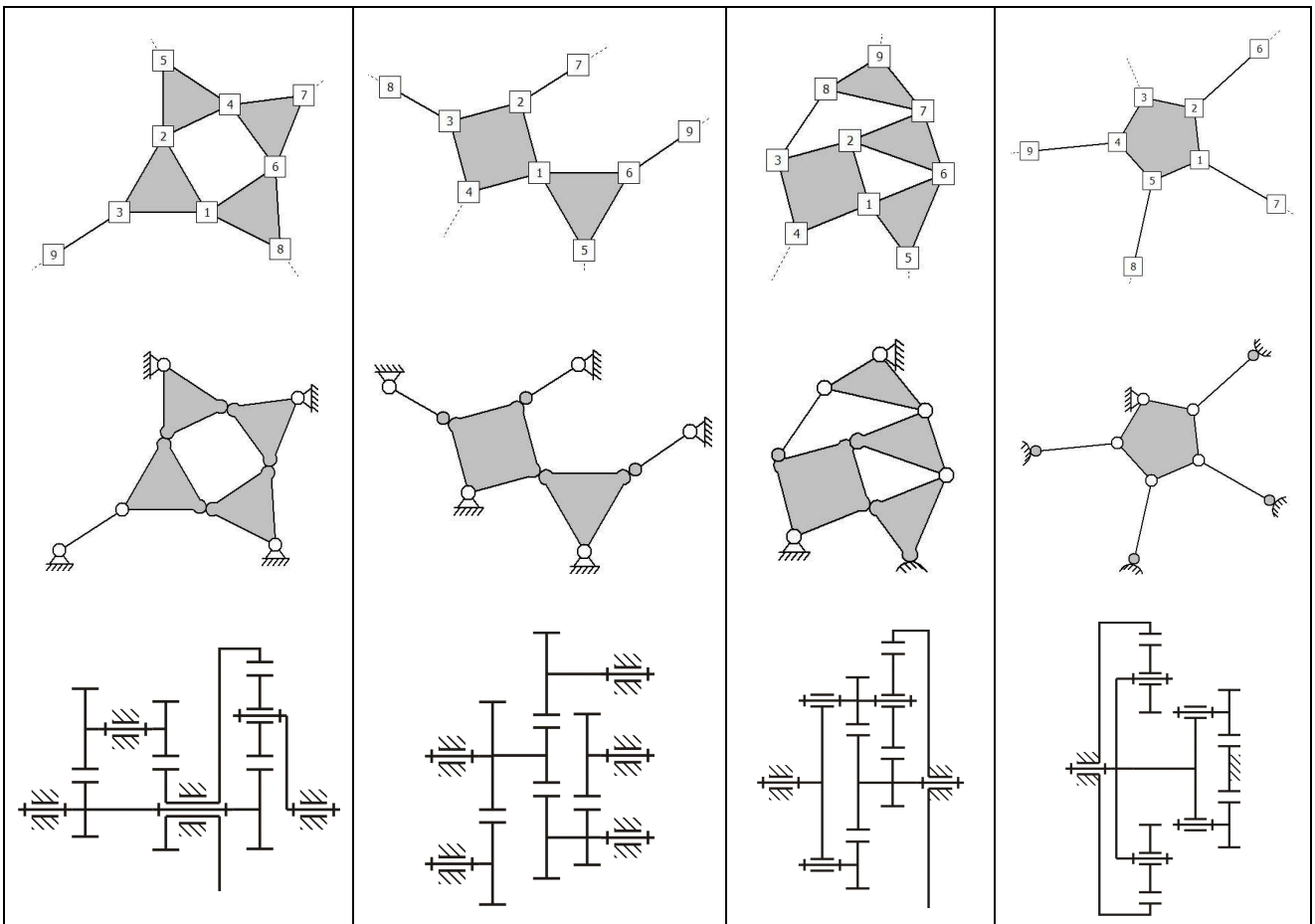


Рисунок 10 – Кинематические цепи с $n = 5$

Структуры многосателлитных планетарных механизмов

При рассмотрении структур многосателлитных планетарных механизмов актуальной является задача обеспечения их самоустанавливаемости [11]. В основу решения задачи положено условие (2)(2), т.е. $p_5 = n$. Подстановка его в формулу (1.3) дает

$$W = p_5 - p_4, \quad (8)$$

откуда следует, что при $p_4 > p_5$ структура стержневой цепи не может быть конвертирована в статически определимый зубчатый механизм. Простейший планетарный механизм (рисунок 11, а) с тремя подвижными звеньями, из которых одно – сателлит 2, удовлетворяет условию $p_4 < p_5$ и его подвижность $W = 1$.

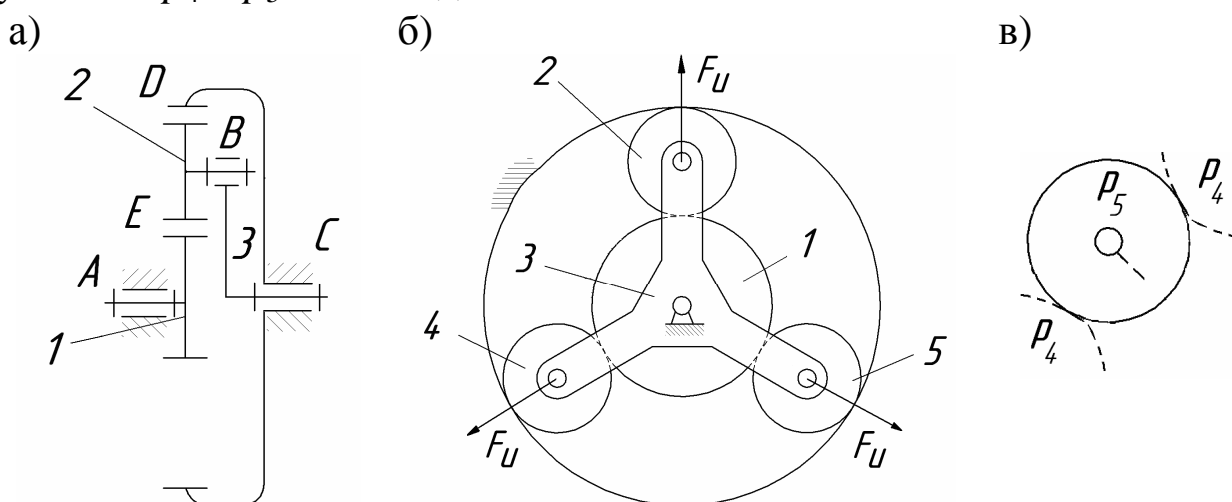


Рисунок 11 – Схемы планетарных механизмов (а, б) и выделенного сателлита (в)

С целью уравнивания сил инерции, распределения потоков мощности и уменьшения нагрузок на зубья колес в планетарных механизмах на водило устанавливается по несколько сателлитов, что изменяет их подвижность. Так, показанный на рисунке 11, б трехсателлитный планетарный механизм с $n = 5$, $p_5 = 5$ и $p_4 = 6$ оказывается неработоспособным ($p_4 > p_5$). Каждый из дополнительных сателлитов 4 и 5 (рисунок 11, в) образует одну вращательную пару с водилом и две пары IV класса с центральными колесами, т.е. $p_5 = 1$ и $p_4 = 2$, т.е. обладает подвижностью $W = -1$. При двух таких сателлитах подвижность всего механизма становится равной $W_m = -1$, т.е. система становится статически неопределимой и может функционировать лишь с принуждением.

Задача структурного синтеза самоустанавливающихся многосателлитных планетарных механизмов может быть решена введением в односателлитный планетарный механизм групп звеньев,

обладающих нулевой подвижностью (ГНП), одно или несколько звеньев которых представляют собой дополнительные сателлиты. На рисунке 12, а показаны структурная модель и соответствующая ей зубчатая группа нулевой подвижности. При добавлении таких двухзвенных групп к исходному механизму, показанному на рисунке 11, а, обладающему подвижностью $W = 1$, подвижность нового механизма останется равной единице. Приведенный на рисунке 12, б трехсателлитный планетарный механизм, полученный добавлением двух ГНП, образованных звеньями 4, 6 и 5, 7, оказывается вполне работоспособным. Новизна полученного планетарного механизма подтверждена патентом РФ [12].

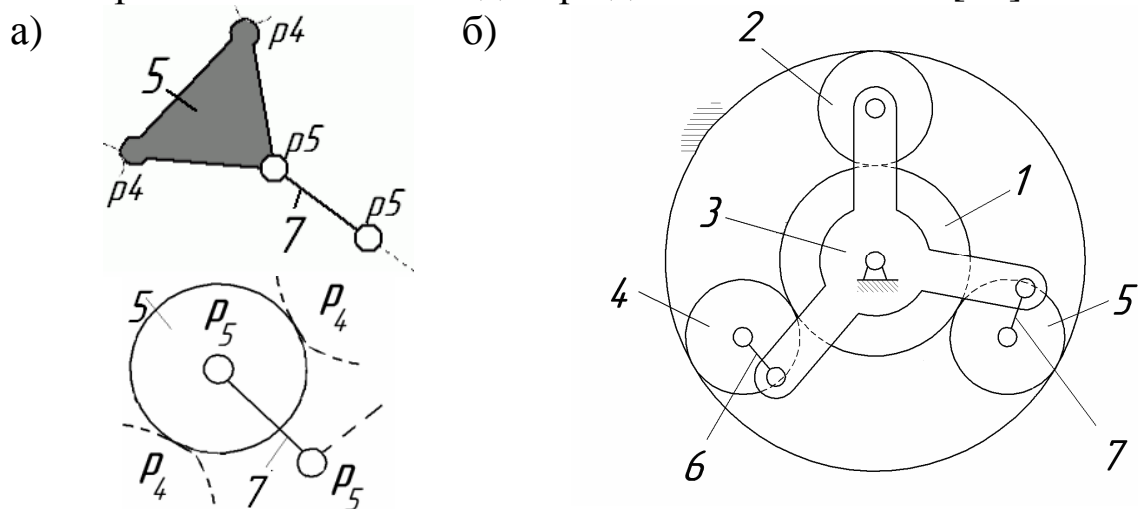


Рисунок 12 – Группа нулевой подвижности (а) и схема самоустанавливающегося планетарного механизма (б)

Шатуны, связывающие дополнительные сателлиты с водилом, могут выполняться в виде эксцентриковых осей с двумя опорными цилиндрическими поверхностями, взаимодействующими соответственно с водилом и сателлитом (рисунок 13). Новизна такого планетарного механизма с эксцентриковой установкой сателлитов подтверждена патентом РФ [13].

Дополнительные сателлиты могут входить и в более сложные ГНП. На рисунке 14, а, приведена схема четырехзвенной группы нулевой подвижности в виде плоской кинематической цепи, в которой два звена 4 и 5 имеют по две пары четвертого класса и одну пару пятого класса, т.е. представляют собой дополнительные сателлиты.

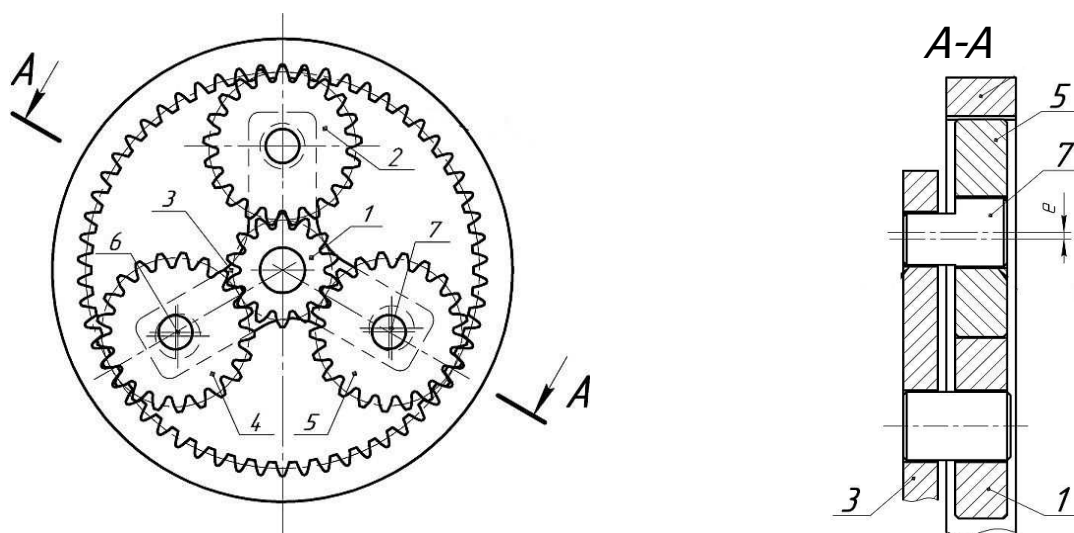


Рисунок 13 – Уравновешенный планетарный механизм

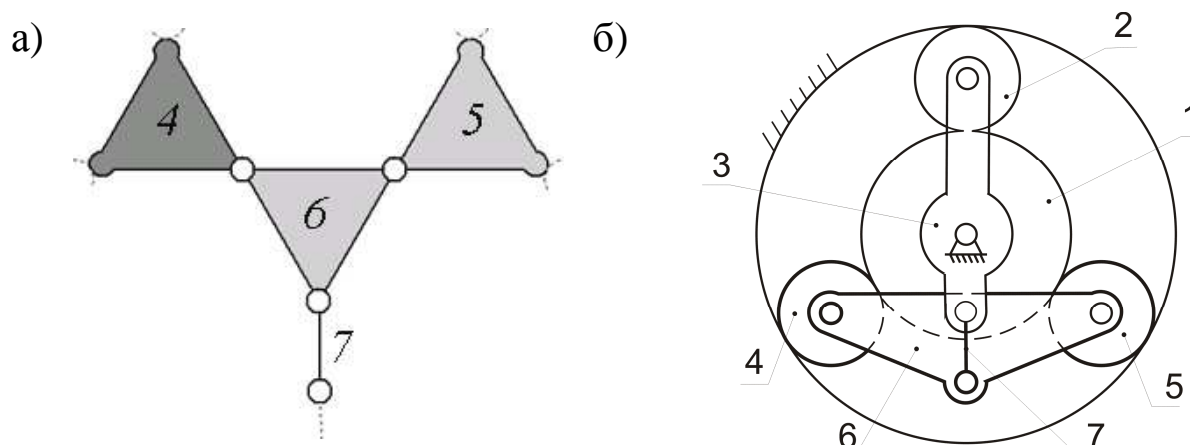


Рисунок 14 – Группа нулевой подвижности в стержневом виде (а) и схема самоустанавливающегося планетарного механизма (б)

Если присоединить эту ГНП к односателлитному планетарному механизму (рисунок 11, а), то полученный трехсателлитный планетарный механизм (рисунок 14, б) станет самоустанавливающимся. Состоятельность приведенного технического решения подтверждается патентом РФ [14]. Проблема уравновешенности механизма от сил инерции может быть решена путем установки специальных противовесов.

Приведенные выше результаты исследования зубчатых, в том числе планетарных, механизмов могут быть широко использованы в практике.

Список литературы

1. Шац Я.Ю. Проектирование оптимальных соосных передач на ЭЦВМ / Я.Ю. Шац, Р.В. Слоневский, Е.С. Шох. – М.: Машиностроение, 1965. – 248 с.
2. Иванченко П.Н. Автоматизация выбора схем планетарных коробок передач. Справочное пособие / П.Н. Иванченко, Ю.А. Сушков, А.Д. Вашец. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 232 с.
3. Кирдяшев Ю.Н. Проектирование сложных зубчатых механизмов / Ю.Н. Кирдяшев, А.Н. Иванов. – Л.: «Машиностроение», 1973. – 351 с.
4. Шеломов В.Б. Структурный синтез кинематических схем планетарных коробок передач / В. Б. Шеломов // Теория Механизмов и Машин. – 2010. – №1 (8). – С. 52-61.
5. Дворников Л.Т. Новые подходы к решению задач структурного синтеза зубчатых механизмов / Л.Т. Дворников // Материалы десятой научно-практической конференции по проблемам машиностроения и горных машин. Под ред. проф. Дворникова Л.Т. – Новокузнецк, 2000. – С. 3-17.
6. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов. Учеб. пособие / Л.Т. Дворников. – Сибирская государственная горно-металлургическая академия. – Новокузнецк, 1994. – 102 с.
7. Садиева А.Э. Разработка методов структурного синтеза сложных зубчатых механизмов / А.Э. Садиева // Автореф. дис. ...докт. техн. наук: 05.02.18 – Бишкек, 2010. – 31 с.
8. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник / Л.Н. Решетов. – М: Машиностроение, 1979. – 334 с.
9. Степанов, А.В. Компьютерный синтез структур механизмов. Плоские цепи с парами пятого класса / А.В. Степанов, Л.Т. Дворников. – Кемерово: Кузбассвуиздат, 2007. – 164 с.
10. Степанов А.В. Методика автоматизированного синтеза структур зубчатых механизмов / А.В. Степанов, В.В. Дмитриев // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – Кемерово, 2008. – № 4. – С. 91-95.
11. Дворников Л.Т. Проблема избыточных связей в планетарных зубчатых механизмах и ее разрешение / Л.Т. Дворников, В.В. Дмитриев // Известия Томского политехнического университета. – 2010. – Т. 316. – № 2. Математика и механика. Физика. – С. 13-15.

12. Пат. 2342573 РФ, МПК⁸ F 16 Н 1/48. Самоустанавливающийся планетарный механизм / Дворников Л.Т., Дмитриев В.В., Бондаренко В.С. – № 2007126434/11; приоритет 11.07.2007; опубл. 27.12.2008, Бюл. № 36. – 6 с.
13. Пат. 2397384 РФ, МПК⁸ F 16 Н 1/48. Уравновешенный самоустанавливающийся планетарный механизм / Дворников Л.Т., Бондаренко В.С., Дмитриев В.В. – № 2009122331/11; приоритет 10.06.2009; опубл. 20.08.2010, Бюл. № 23. – 6 с.
14. Пат. 2419006 Российская федерация, МПК⁸ F 16 Н 1/48. Самоустанавливающийся планетарный механизм / Дворников Л.Т., Дмитриев В.В., Андреева Я.А. – № 2010108197/11; приоритет 04.03.2010; опубл. 20.05.2011. – 6 с.

TO THE QUESTION ON STRUCTURAL SYNTHESIS OF GEAR MECHANISMS

Dvornikov L.T., Dmitriev V.V.

Keywords: gear mechanism, structural synthesis, computers synthesis, algorithm, self-established planetary gears.

In article theoretical bases of synthesis guaranteed full set of variants of structures of flat gear mechanisms are stated. Stages of computer structural synthesis are allocated and features of their realization are considered. Approaches to the analysis of structures of multisatellite planetary mechanisms and their self-established maintenance are presented.

УДК 622.233

ПРОБЛЕМЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ БУРИЛЬНЫХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Жуков И.А., к.т.н., доцент кафедры теории механизмов и машин и
основ конструирования

*Сибирский государственный индустриальный университет,
г. Новокузнецк*

E-mail: tmmiok@yandex.ru

Ключевые слова: удар, бурение, горная порода, разрушение, ударник, инструмент.

В статье приводятся систематизированные сведения по отдельным этапам создания и совершенствования ударных систем. Формулируются проблемы совершенствования машин ударного действия, применяемых для бурения горных пород.

Приоритетными направлениями развития Кемеровской области считаются разработка новых месторождений полезных ископаемых, строительство высокотехнологичных шахт и разрезов, создание предприятий по глубокой переработке угля, участие в техническом перевооружении предприятий металлургии и машиностроения. Актуальность совершенствования ударных систем технологического назначения связана со значительными экономическими выгодами, заключающимися в увеличении производительности и уменьшении энергозатрат на работы по разрушению горных пород. В работе [1] изложены научно-методические основы исследования и создания ударных систем, применяемых при разрушении горной породы, которые могут быть представлены в виде схемы (рисунок 1).

Все исследовательские, конструкторские работы и мероприятия по внедрению более совершенной буровой техники должны преследовать главную цель – достижение большей производительности и лучших условий труда рабочих, получение добываемого полезного ископаемого высокого качества и минимальной стоимости.

С учетом этих положений и анализа данных, приведенных во многих работах, можно сформулировать конкретные задачи совершенствования буровой техники.



Рисунок 1 – Схематичное представление методики создания ударных систем технологического назначения

Наиболее важным фактором, определяющим выбор системы ведения горных работ, применяемого оборудования, в частности бурового, и его использования, является характеристика объекта разрушения – горной породы. Поэтому нахождение и обоснование физико-механических характеристик горных пород, определяющих эффективность процесса бурения, – одна из основополагающих задач данной проблемы. В зависимости от физико-механических свойств горных пород эффективность разных способов бурения различна. Поэтому одним из первоочередных является вопрос о рациональной оценке ударного способа бурения и границ его применения. Обоснование рациональной области применения ударного способа разрушения горных пород позволит вести целенаправленный поиск путей увеличения производительности бурения и разработки конструкций бурильных машин.

Горную породу при бурении разрушают буровым инструментом, размер, форма и геометрические параметры которого оказывают прямое влияние на процесс бурения. Поэтому изыскание целесообразных материалов, форм и геометрических параметров бурового инструмента является задачей, с которой следует начинать обоснование режимов бурения.

Специфическая особенность процесса бурения шпуров заключается в передаче к исполнительному органу (буровому инструменту) энергии по длинным стержням (буровым штангам), имеющим относительно малые поперечные сечения. Можно утверждать, что большого внимания заслуживает исследование и обоснование наиболее экономичных способов преобразования энергии и передачи ее от машины к буровому инструменту.

Эксплуатационная надежность бурильных установок определяется прежде всего долговечностью бурового инструмента. В связи с этим весьма важны изыскания рациональных конструкций и параметров буровых штанги и их соединений.

При механических способах бурения инструмент осуществляет несколько независимых движений: поступательное перемещение и ударное воздействие. Лишь некоторые конкретные сочетания этих движений в совокупности с геометрическими параметрами инструмента и физико-механическими свойствами горной породы могут давать наибольший эффект. Поэтому определение оптимальных параметров процессов и режимов бурения является исходным условием совершенствования буровой техники.

Анализируя результаты исследований, посвященных процессу разрушения горных пород при ударном способе бурения, можно выделить следующие основные критические положения:

- 1) разноречивость взглядов на механизм разрушения горных пород;
- 2) разнообразность методов исследований и оценки сопротивляемости горных пород при бурении;
- 3) отсутствие обобщенного мнения о качественном и количественном влиянии факторов (энергии и числа ударов, диаметра и геометрии коронки, изношенности инструмента, количества и схемы размещения инденторов на коронке) на эффективность разрушения горных пород.

Причиной этих противоречий является сложность процесса разрушения горной породы при динамическом воздействии инструмента с породой и неоднородность последней.

Таким образом, можно выделить следующие проблемы совершенствования бурильных машин ударного действия:

- обоснование рациональной области применения ударного способа разрушения горных пород;
- поиск и обоснование физико-механических характеристик горных пород, определяющих эффективность процесса ударного бурения;
- разработка наиболее приближенных к практике методов исследования и оценки сопротивляемости горных пород внедрению инструмента;
- разработка математической и физической модели разрушения горной породы динамическими воздействиями;
- исследование режимов бурения в различных по крепости горных породах с последующим определением оптимальных соотношений между энергией удара и геометрией бурового инструмента;
- исследование и обоснование наиболее экономичных способов преобразования энергии и передачи ее от машины к буровому инструменту;
- поиск рациональных конструкций и параметров буровых штанги и их соединений;
- установление качественных и количественных взаимосвязей между основными факторами, оказывающими влияние на эффективность режима разрушения горных пород при ударном способе бурения.

Выделенные проблемы могут быть положены в основу научных исследований по направлению создания машин нового поколения.

Список литературы

1. Жуков И.А. Разработка научно-методических основ исследования и совершенствования ударных систем (на примере машин, применяемых при разрушении хрупких сред): автореф. дисс. ... докт. техн. наук / Жуков Иван Алексеевич. – Томск, 2010. – 32 с.

PERFECTION PROBLEM BORING MACHINES OF SHOCK ACTION

Zhukov I.A.

Keywords: blow, drilling, rock, destruction, drummer, tool.

In article the systematized data on separate stages of creation and perfection of shock systems are resulted. Problems of perfection of machines of the shock action applied to drilling of rocks are formulated.

УДК 622.24.05

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ШТАНГИ НА БУРЕНИЕ ПРОДОЛЬНЫМ УДАРОМ

Шапошников И.-И.Д., к.т.н.
Elmshorn, Deutschland (Германия)
E-mail: schaiid@rambler.ru

Ключевые слова: штанга, боёк, волна деформаций, внедрение, коронка.

В статье излагается аналитическое исследование эффективности применения конической бурильной штанги по сравнению со штангой постоянного сечения при бурении шпуров и скважин малого диаметра продольным ударом.

1. Введение

Автором предложена бурильная штанга, основное тело которой представляет собой усечённый конус, например, с размерами $\text{Ø}32 \times \text{Ø}25 \times 3000 \text{ мм}$. Патент на изобретение «Бурильная штанга коническая, [1], опубликован в 2010 году, приоритет – с 03 июня 2009 года.

Такая штанга обладает свойством изменять параметры волны деформации. В ней при движении волны от большего диаметра к меньшему увеличиваются смещение сечений, их скорость и напряжение, а сила сжатия уменьшается. Уменьшение же величины этой силы согласуется с малым сопротивлением лезвию коронки в начальный период её внедрения в горную породу. При этом уменьшается энергия отражённой волны, увеличиваются перемещение лезвия и коэффициент использования энергии волны, генерируемой бойком.

Цель настоящего исследования – аналитически оценить ожидаемую эффективность применения конической бурильной штанги, по сравнению со штангой постоянного сечения.

Эффективности конической штанги и штанги постоянного сечения оцениваются тремя параметрами: глубиной внедрения лезвия коронки в горную породу, напряжённым состоянием штанги и величиной её массы.

Принятые допущения известны и применяются многими исследователями бурения продольным ударом: а) волновое уравнение

– одномерное; б) сопротивление горной породы пропорционально глубине внедрения лезвия при рабочих скоростях удара, 5-9м/с; в) разрушение горной породы заканчивается в момент достижения наибольшей величины силы внедрения; г) волна, отражённая и возвращающаяся снова к забою, не может произвести разрушение; д) потери на внутреннее трение, деформация лезвия и другие эффекты весьма малы.

Основное сравнение между двумя штангами производится по величине глубины внедрения лезвия, как показателю скорости бурения, при первом подходе к забою двух ступеней прямой волны деформации.

Результаты сравнения по напряжениям в наиболее опасном сечении, которым является место соединения штанги с коронкой, определены по равным диаметрам у края коронки обеих штанг, в конусном соединении – 25мм. У конической штанги при этом есть отличие: диаметр 25мм плавно по всей длине штанги переходит в 32мм, тогда как у штанги постоянного сечения диаметр 25мм переходит в 32мм на расстоянии 50-70мм, что согласно теории волновых процессов должно оказаться «ловушкой» волн деформаций и вызвать концентрацию напряжений.

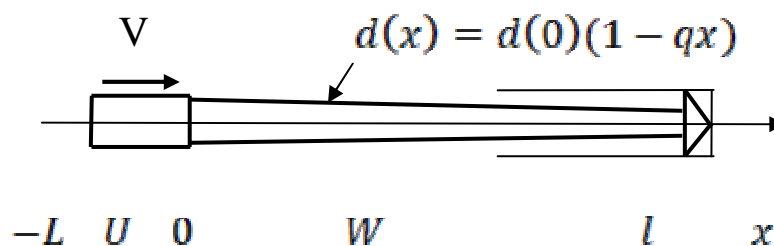
Результат сравнения по массе: массы штанг, принятых в примере для исследования, $\text{Ø}31,5 \times \text{Ø}25,2 \times \text{Ø}9,1 - 3500\text{мм}$ и $\text{Ø}31,5 \times \text{Ø}31,5 \times \text{Ø}9,1 - 3500\text{мм}$, соответственно 15,6кг и 19,6кг.

Решение волновых уравнений производилось операционным методом, основанным на преобразовании Лапласа-Карсона, [2].

В настоящей статье приводятся расчётные схемы, уравнения, условия, (начальные и граничные), и результаты: полученные автором формулы для вычисления глубины внедрения лезвия и расчёты примеров по реальным исходным данным.

2. Удар цилиндрическими бойками

2.1. Штанга коническая



Волновые уравнения, начальные и граничные условия:

$$U_{xx}(\tau, x) - U_{\tau\tau}(\tau, x) = 0;$$

$$W_{xx}(\tau, x) - \frac{2q}{1-qx} W_x(\tau, x) - W_{\tau\tau}(\tau, x) = 0; q = \frac{d(0)-d(l)}{d(0)l};$$

$$U(0, x) = 0; U_\tau(0, x) = V/a = 2\varepsilon_0; W(0, x) = 0; W_\tau(0, x) = 0;$$

$$1) U_x(\tau, -L) = 0; 2) U(\tau, 0) = W(\tau, 0);$$

$$3) rU_x(\tau, 0) = W_x(\tau, 0); 4) W_x(\tau, l) + bW(\tau, l) = 0; r = d_0^2/d^2(0);$$

Перемещение лезвия к моменту времени $\tau = l + 2L(1 + j)$:

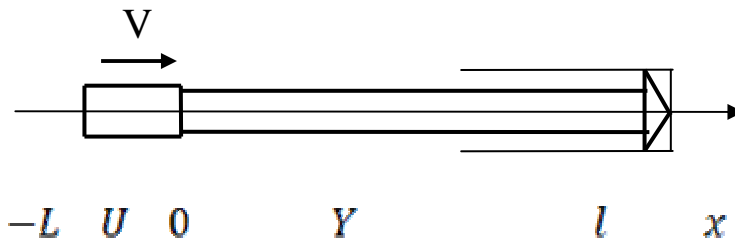
$$W(\tau, l) = \frac{2r}{r+1} \cdot \frac{2\varepsilon_0}{(1-ql)(h+g)} \{ (e^{g2L(1+j)} - e^{-h2L(1+j)}) +$$

$$+ \frac{2}{r+1} [rg2Lje^{g2Lj} - \frac{h+q}{h+g} (e^{g2Lj} - e^{-h2Lj})] \};$$

$$g = 0,5q; h = b + q/(1 - ql);$$

При $j = 0$ к лезвию подойдёт конец первой ступени прямой волны. При $j = 1$ к лезвию подойдёт конец второй ступени прямой волны. (Другие обозначения в разделе 6. Пример).

2.2 Штанга цилиндрическая



Волновые уравнения, начальные и граничные условия:

$$U_{xx}(\tau, x) - U_{\tau\tau}(\tau, x) = 0; Y_{xx}(\tau, x) - Y_{\tau\tau}(\tau, x) = 0;$$

$$U(0, x) = 0; U_\tau(0, x) = V/a = 2\varepsilon_0; Y(0, x) = 0; Y_\tau(0, x) = 0;$$

$$1) U_x(\tau, -L) = 0; 2) U(\tau, 0) = Y(\tau, 0); 3) rU_x(\tau, 0) = Y_x(\tau, 0);$$

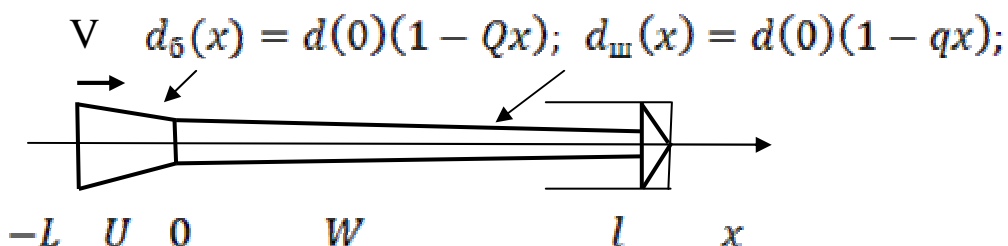
$$4) Y_x(\tau, l) + bY(\tau, l) = 0; r = d_0^2/d_{ш}^2;$$

Перемещение лезвия к моменту времени $\tau = l + 2L(1 + j)$:

$$Y(\tau, l) = \frac{2r}{r+1} \cdot \frac{2\varepsilon_0}{b} \{ (1 - e^{-b2L(1+j)}) - \frac{2}{r+1} (1 - e^{-b2Lj}) \};$$

3. Удар коническими бойками

3.1 Штанга коническая



Волновые уравнения, начальные и граничные условия:

$$U_{xx}(\tau, x) - \frac{2Q}{1-Qx} U_x(\tau, x) - U_{\tau\tau}(\tau, x) = 0; Q = \frac{d(-L)-d(0)}{d(0)L};$$

$$W_{xx}(\tau, x) - \frac{2q}{1-qx} W_x(\tau, x) - W_{\tau\tau}(\tau, x) = 0; q = \frac{d(0)-d(l)}{d(0)l};$$

$$U(0, x) = 0; U_\tau(0, x) = V/a = 2\varepsilon_0; W(0, x) = 0; W_\tau(0, x) = 0;$$

$$1) U_x(\tau, -L) = 0; \quad 2) U(\tau, 0) = W(\tau, 0);$$

$$3) U_x(\tau, 0) = W_x(\tau, 0); \quad 4) W_x(\tau, l) + bW(\tau, l) = 0;$$

Перемещение лезвия к моменту времени $\tau = l + 2L(1+j)$:

$$W(\tau, l) = \frac{\varepsilon_0}{1-ql} \left[\frac{2(Q-g)}{g(h-g)} (1 - e^{-g2L(1+j)}) - \frac{2(Q-h)}{h(h-g)} (1 - e^{-h2L(1+j)}) - \right.$$

$$\left. - \frac{q}{g^2} - \frac{2(c-q)}{(c+g)^2} e^{c2Lj} + \left(\frac{(q+g)(c-g)}{g(c+g)} + \frac{D}{g} \right) 2Lj e^{-g2Lj} + \right.$$

$$\left. + \frac{2cg(q+g)+q(c^2-g^2)}{g^2(c+g)^2} e^{-g2Lj} - \frac{A}{c} (e^{c2Lj} - 1) - \right.$$

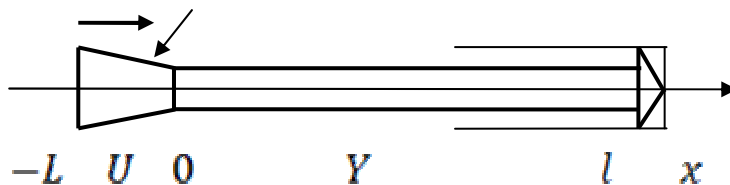
$$\left. - \frac{E}{h} (1 - e^{-h2Lj}) - \frac{1}{g} \left(K + \frac{D}{g} \right) (1 - e^{-g2Lj}) \right]; \quad K = 1 - A - E;$$

$$h = b + q/(1-ql); \quad g = 0,5(Q - q); \quad c = Q/(1 + QL);$$

$$A = \frac{2c(c-h)(c-q)}{(c+h)(c+g)^2}; \quad E = -\frac{2h(c-h)(q+h)}{(c+h)(h-g)^2}; \quad D = \frac{(c-g)(g+h)(g+q)}{(c+g)(g-h)};$$

3.2. Штанга цилиндрическая

$$V \quad d(x) = d(0)(1 - Qx);$$



Волновые уравнения, начальные и граничные условия:

$$U_{xx}(\tau, x) - \frac{2Q}{1-Qx} U_x(\tau, x) - U_{\tau\tau}(\tau, x) = 0; Q = \frac{d(-L)-d(0)}{d(0)L};$$

$$Y_{xx}(\tau, x) - Y_{\tau\tau}(\tau, x) = 0;$$

$$U(0, x) = 0; U_\tau(0, x) = V/a = 2\varepsilon_0; Y(0, x) = 0; Y_\tau(0, x) = 0;$$

$$1) U_x(\tau, -L) = 0; \quad 2) U(\tau, 0) = Y(\tau, 0);$$

$$3) U_x(\tau, 0) = Y_x(\tau, 0); \quad 4) Y_x(\tau, l) + bY(\tau, l) = 0;$$

Перемещение лезвия к моменту времени $\tau = l + 2L(1+j)$:

$$Y(\tau, l) = \varepsilon_0 \left\{ \frac{2(b-2g)}{b(b-g)} (1 - e^{-b2L(1+j)}) + \frac{2}{b-g} (1 - e^{-g2L(1+j)}) - \right.$$

$$\left. - \left(\frac{2c}{(c+g)^2} + \frac{K}{g} + \frac{D}{g^2} \right) (1 - e^{-g2Lj}) - \left(\frac{2c}{(c+g)^2} + \frac{E}{c} \right) (e^{c2Lj} - 1) + \right.$$

$$+ \left(\frac{c-g}{c+g} + \frac{D}{g} \right) 2Lj e^{-g2Lj} + \frac{A}{b} (1 - e^{-b2Lj}) \};$$

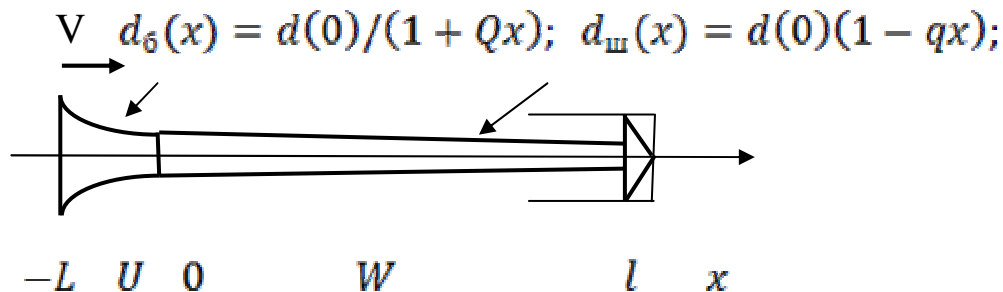
$$g = 0,5Q; \quad c = Q/(1 + QL); \quad K = 1 - A - E;$$

$$A = \frac{2b^2(b-c)}{(b+c)(b-g)^2}; \quad E = -\frac{2c^2(b-c)}{(b+c)(c+g)^2}; \quad D = -\frac{g(b+g)(c-g)}{(b-g)(c+g)};$$

4. Удар бойками «Гиперболоид»

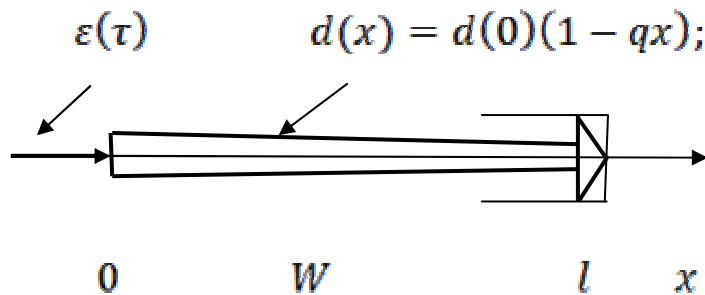
Задача удара гиперболическим бойком предложена Л.Т. Дворниковым и решена А.А. Мясниковым, [6]. По просьбе автора А.А.Мясников предоставил формулу трёх ступеней импульса деформаций, которым существенно проще «ударить» по штанге, чем бойком. Используются две ступени.

4.1. Штанга коническая



$$D = d(-L); \quad d = d(0); \quad \delta = d(l); \rightarrow$$

$$\rightarrow Q = (D - d)/(DL); \quad q = (d - \delta)/(dl);$$



$$\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0 [e^{g\tau} \cdot 1(\tau) - (1 + g(\tau - 2L))e^{g(\tau - 2L)} \cdot 1(\tau - 2L)];$$

$$g = 0,5Q;$$

Волновое уравнение, начальные и граничные условия:

$$W_{xx}(\tau, x) - \frac{2q}{1-qx} W_x(\tau, x) - W_{\tau\tau}(\tau, x) = 0;$$

$$W(0, x) = 0; \quad W_{\tau}(0, x) = 0;$$

$$1) W_x(\tau, 0) = \varepsilon(\tau); \quad 2) W_x(\tau, l) + bW(\tau, l) = 0;$$

Перемещение лезвия к моменту времени $\tau = l + 2L(1+j)$:

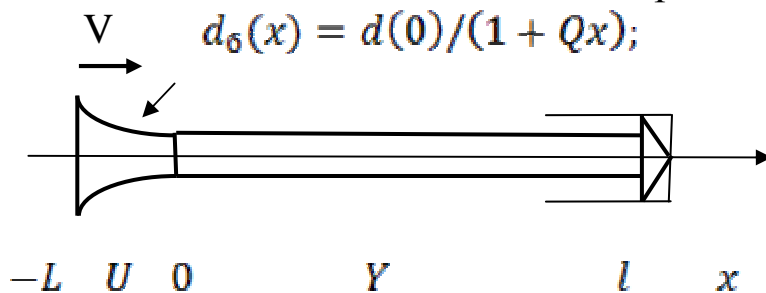
$$W(\tau, l) = \frac{\varepsilon_0}{1-ql} \left[\frac{g}{(g-q)(g+h)} e^{g2L(1+j)} - \frac{q}{(h+q)(g-q)} e^{q2L(1+j)} - \frac{h}{(h+q)(h+g)} e^{-h2L(1+j)} + 0,5 \left(\frac{q}{(g-q)^2} (e^{g2Lj} - e^{q2Lj}) - (D + \frac{g}{g-q}) 2Lj e^{g2Lj} - M(e^{q2Lj} - 1) - E(1 - e^{-h2Lj}) - (K - \frac{D}{g})(e^{g2Lj} - 1) \right) \right];$$

$$h = b + q/(1 - ql); \quad M = \frac{q(q-h)}{(q+h)(g-q)^2}; \quad E = \frac{2h^2}{(q+h)(g+h)^2};$$

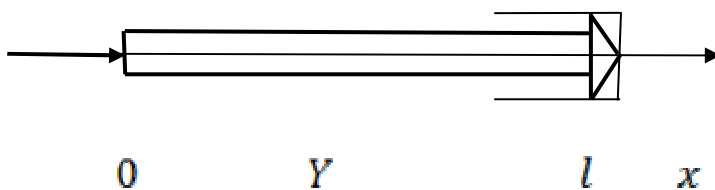
$$D = \frac{g(g-h)}{(g-q)(g+h)}; \quad K = \frac{1}{g}(1 - qM - hE);$$

При «ударе» импульсом деформаций по конической штанге глубина внедрения лезвия оказывается большей, чем при ударе бойком. Для исследуемой штанги $\varnothing 31,5 \times \varnothing 25,2 \times \varnothing 9,1-3500$ мм превышение составляет около 2,5% при $f=7$, и 3% при $f=21$. Поэтому после вычисления $W(\tau, l)$ результаты уменьшены умножением их на $m = (88,9 - f)/(91 - f)$;

4.2. Штанга цилиндрическая



$$D = d(-L); \quad d = d(0); \quad \rightarrow Q = (D - d)/(DL);$$



$$\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0 [e^{g\tau} \cdot 1(\tau) - (1 + g(\tau - 2L)e^{g(\tau-2L)}) \cdot 1(\tau - 2L)];$$

$$g = 0,5Q;$$

Волновое уравнение, начальные и граничные условия:

$$Y_{xx}(\tau, x) - Y_{\tau\tau}(\tau, x) = 0; \quad Y(0, x) = 0; \quad Y_\tau(0, x) = 0;$$

$$1) Y_x(\tau, 0) = \varepsilon(\tau); \quad 2) Y_x(\tau, l) + bY(\tau, l) = 0;$$

Перемещение лезвия к моменту времени $\tau = l + 2L(1+j)$:

$$Y(\tau, l) = \frac{\varepsilon_0}{b+g} [e^{g2L(1+j)} - e^{-b2L(1+j)} - g2Lj e^{g2Lj} - \frac{b}{b+g} (e^{g2Lj} - e^{-b2Lj})];$$

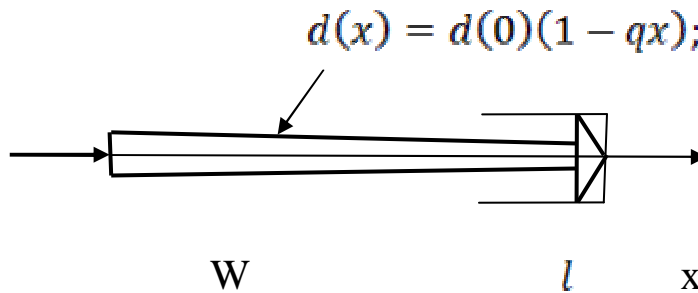
5. Удар "искусственным" импульсом

На основе изучения осциллограмм автором был разработан "искусственный" импульс, *весьма похожий* на, генерируемые бойком серийной (1970 г.) бурильной машины БУ-1, [3].

$$\varepsilon(\tau) = -10\varepsilon_0(e^{-\omega\tau} - e^{-\delta\tau}); \quad \omega = 5/(3L); \quad \delta = 5/(2L);$$

Этот импульс, генерирует в штанге полубесконечную волну деформаций. Однако, в длине этой волны, равной $2L$, содержится $0,9945A_{\text{уд}}$. Амплитуда $\varepsilon_{\text{max}} = 1,48\varepsilon_0$ находится в $\tau = 0,24 \cdot 2L$.

5.1. Штанга коническая.



Волновое уравнение, начальные и граничные условия:

$$W_{xx}(\tau, x) - \frac{2q}{1-qx} W_x(\tau, x) - W_{\tau\tau}(\tau, x) = 0;$$

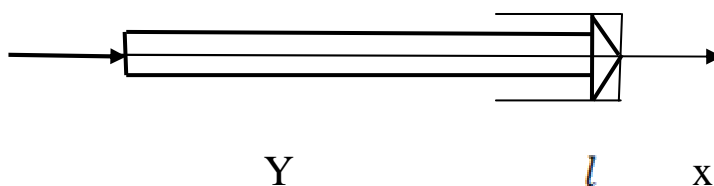
$$W(0, x) = 0; \quad W_\tau(0, x) = 0;$$

$$1) W_x(\tau, 0) = \varepsilon(\tau); \quad 2) W_x(\tau, l) + bW(\tau, l) = 0;$$

Перемещение лезвия к моменту времени $\tau = l + 2L(1+j)$:

$$W(\tau, l) = R \frac{2\varepsilon_0}{1-ql} \left[\frac{q(\delta-\omega)}{(\omega+q)(\delta+q)(q+h)} e^{q2Lj} - \frac{\omega}{(\omega+q)(\omega-h)} e^{-\omega2Lj} + \frac{\delta}{(\delta+q)(\delta-h)} e^{-\delta2Lj} + \frac{h(\delta-\omega)}{(\omega-h)(\delta-h)(q+h)} e^{-h2Lj} \right];$$

5.2. Штанга цилиндрическая



Волновое уравнение, начальные и граничные условия:

$$Y_{xx}(\tau, x) - Y_{\tau\tau}(\tau, x) = 0; \quad Y(0, x) = 0; \quad Y_{\tau}(0, x) = 0;$$

$$1) Y_x(\tau, 0) = \varepsilon(\tau); \quad 2) Y_x(\tau, l) + bY(\tau, l) = 0;$$

Перемещение лезвия к моменту времени $\tau = l + 2L(1+j)$:

$$Y(\tau, l) = R2\varepsilon_0 \left[\frac{1}{b-\omega} e^{-\omega 2Lj} - \frac{1}{b-\delta} e^{-\delta 2Lj} + \frac{\delta-\omega}{(b-\omega)(b-\delta)} e^{-b2Lj} \right];$$

6. Пример

6.1. Обозначения, исходные данные, размерности

$U(\tau, x)$, $W(\tau, x)$, $Y(\tau, x)$ - волны смещений, м;

$W_x(\tau, x) = \partial W(\tau, x) / \partial x$ - частная производная, (волна деформаций);

$1(\tau)$ - функция Хевисайда. $1(\tau) = 1$, при $\tau \geq 0$, $1(\tau) = 0$, при $\tau < 0$;

$\tau = at$ - длина штанги, пройденная волной, м; t - время, с;

$a = (E/\rho)^{0,5}$ - скорость волны, м/с; $a \sim 5180$ м/с;

E - модуль упругости стали, $H/m^2 = Па$; $E \sim 2,1 \cdot 10^{11}$ H/m^2 ;

ρ - плотность бойка и штанги, $кг/м^3$; $\rho \sim 7,84 \cdot 10^3$ $кг/м^3$;

V - скорость бойка, м/с; Принята: $V = 7,7$ м/с;

$\varepsilon_0 = V/(2a)$ - деформация в штанге при ударе бойком, равного с ней поперечного сечения; $\varepsilon_0 \sim 7,42 \cdot 10^{-4}$;

$r = A_6/A_{ш}(0)$ - отношение площадей сечений бойка и ударного торца штанги. A - площадь поперечного сечения, $м^2$;

$b = k/(EA(l))$ - коэффициент жёсткости "штанга - порода", $1/м$;

k - коэффициент "сила - внедрение", (лезвие-порода), $H/м$;

$k \sim 6,65 \cdot 10^6 f$ $H/м$ ← для коронки $d = 42$ мм, с рассечкой - 4 мм, с углом заточки - 110° , [3] → расчёт по результатам [4] и [5];

f - крепость горной породы по М.М. Протоdjяконову;

$A_{уд} = 0,5mV^2$ - энергия удара, энергия бойка, $H \cdot м = Дж$;

$m = \rho AL$ - масса цилиндрического бойка, кг;

L - длина бойка, м;

l - длина штанги, м;

$\emptyset 31,5 \times \emptyset 25,2 \times \emptyset 9,1-3500$ мм - штанга коническая;

$\emptyset 31,5 \times \emptyset 31,5 \times \emptyset 9,1-3500$ мм - штанга цилиндрическая;

$\emptyset 25,2$ мм - одинаковые у края коронки в конусном соединении.

(Если не влияли на исследование, то принимались числа, которые делятся на 7. → Плотность стали $\rho = 7,8 \dots 7,9 \sim 7,84 \cdot 10^3$ $кг/м^3$).

6.2. Расчёты глубины внедрения лезвия коронки

Предварительно для штанг и бойков:

Штанга коническая. $\emptyset 31,5 \times \emptyset 25,2 \times \emptyset 9,1-3500$ мм:

$A(0) = 7,14 \cdot 10^{-4}$ $м^2$; $A(l) = 4,34 \cdot 10^{-4}$ $м^2$; $k \sim 6,65 \cdot 10^6 f$, $H/м$;

$b = \kappa / (EA(l)); \rightarrow f \rightarrow b_7=0,51 \text{ 1/м}; \quad b_{14}=1,02 \text{ 1/м}; \quad b_{21}=1,53 \text{ 1/м};$
 $D^* = (31,5^2 - 9,1^2)^{0,5} = 30,157 \text{ мм}, \quad d^* = (2,52^2 - 9,1^2)^{0,5} = 23,4996 \text{ мм};$
 $q = (D^* - d^*) / (D^* l) = 0,06307 \sim 0,063 \text{ 1/м}; \quad h_f = b_f + q / (1 - q l), \text{ 1/м}$
 $\rightarrow h_7=0,59 \text{ 1/м}; \quad h_{14}=1,10 \text{ 1/м}; \quad h_{21}=1,61 \text{ 1/м};$

Штанга цилиндрическая. $\varnothing 31,5 \times \varnothing 31,5 \times \varnothing 9,1 - 3500 \text{ мм.}$
 $A(0) = A(l) = 7,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad b_7=0,31 \text{ 1/м}; \quad b_{14}=0,62 \text{ 1/м}; \quad b_{21}=0,93 \text{ 1/м};$

Бойки (все): Скорость удара, $V = 7,7 \text{ м/с} = \text{const};$

Масса бойка $m \text{ кг}$	1,96	3,92	7,84
Энергия удара $A_{уд} \text{ Дж}$	58	116	232

(2.) Бойки цилиндрические. $r = A_{\sigma} / A_{ш}(0).$

	58 Дж	116 Дж	232 Дж
$r=1 \rightarrow d \sim 30 \text{ мм}$	$L=0,35 \text{ м}$	$L=0,7 \text{ м}$	$L=1,4 \text{ м}$
$r=2 \rightarrow d \sim 43 \text{ мм}$	$L=0,175 \text{ м}$	$L=0,35 \text{ м}$	$L=0,7 \text{ м}$
$r=4 \rightarrow d \sim 60 \text{ мм}$	$L=0,0875 \text{ м}$	$L=0,175 \text{ м}$	$L=0,35 \text{ м}$

(3.) Бойки конические.

Ударные торцы $d = D^* = (31,5^2 - 9,1^2)^{0,5} = 30,157 \dots \text{ мм},$

Неударные торцы – D вычислены по заданным массе, (объёму), и длине. $\Omega = m / \rho = \pi L (D^2 + dD + d^2) / 12; \rightarrow$

$$\rightarrow D = -d/2 + \sqrt{12\Omega / (\pi L) - 3d^2/4};$$

$$Q = (D - d) / (dL); \quad c = Q / (1 + QL);$$

$d=30,157 \text{ мм}$	$L \text{ м}$	$D \text{ мм}$	$Q \text{ 1/м}$	$c \text{ 1/м}$
3.1. $m=1,96 \text{ кг}$	0,175	54,02	4,522	2,524
3.2. $A_{уд} = 58 \text{ Дж}$	0,0875	86,07	21,189	7,424
3.3. $m=3,92 \text{ кг}$	0,35	54,02	2,261	1,262
3.4. $A_{уд} = 116 \text{ Дж}$	0,175	86,07	10,595	3,712
3.5.	0,0875	130,34	37,964	8,779
3.6. $m=7,84 \text{ кг}$	0,7	54,02	1,131	0,631
3.7. $A_{уд} = 232 \text{ Дж}$	0,35	86,07	5,297	1,856
3.8.	0,175	130,34	18,982	4,392

(4.) Бойки «Гиперболоид».

Ударные торцы $d=30,157 \text{ мм}$. Неударные торцы D вычислены по заданным массе, (объёму), и длине. $d(x) = \frac{d}{1+Qx}; \quad -L \leq x \leq 0;$

$$\Omega = m / \rho = \frac{\pi}{4} d^2 \int_{-L}^0 \frac{dx}{(1+Qx)^2} = \frac{\pi}{4} dDL \rightarrow D = \frac{4\Omega}{\pi dL};$$

$$Q = (D - d)/(DL); \quad g = Q/2;$$

d=30,157 мм		L м	D мм	g 1/м
4.1.	m=1,96 кг	0,175	60,315	1,429
4.2.	A _{уд} = 58 Дж	0,0875	120,63	4,286
4.3.	m=3,92 кг	0,35	60,315	0,714
4.4.	A _{уд} = 116 Дж	0,175	120,63	2,143
4.5.		0,0875	241,26	5,000
4.6.	m=7,84 кг	0,7	60,315	0,357
4.7.	A _{уд} = 232 Дж	0,35	120,63	1,071
4.8.		0,175	241,26	2,500

(5.) Импульсы «искусственные»

Для согласования с параметрами в вышеприведенных примерах введен коэффициент R, вместо «10»:

$$\varepsilon(\tau) = -R\varepsilon_0(e^{-\omega\tau} - e^{-\delta\tau}), \text{ и ещё } A_{уд} = \rho A LV^2/2 \cdot (R^2/100);$$

Манипулируя величинами R и L, получены желаемые параметры:

	L м	R (при R → max ε(τ))	
5.1. A _{уд} = 58 Дж	0,7	10/√2	1,05 ε ₀
5.2.	0,35	10	1,48 ε ₀
5.3.	0,175	10·√2	2,09 ε ₀
5.4. A _{уд} = 116 Дж	1,4	10/√2	1,05 ε ₀
5.5.	0,7	10	1,48 ε ₀
5.6.	0,35	10·√2	2,09 ε ₀
5.7. A _{уд} = 232 Дж	2,8	10/√2	1,05 ε ₀
5.8.	1,4	10	1,48 ε ₀
5.9.	0,7	10·√2	2,09 ε ₀

Для вычислений глубин внедрений W(l) и Y(l) в мм принято 2ε₀ = 2·7,42·10⁻⁴·10³=1,484.

Коэффициент использования энергии бойка

$$\eta = 0,5 \cdot P(l) \cdot W(l)/A_{уд} = 0,5 \cdot W^2 \cdot 6,65 \cdot f/A_{уд};$$

max W(l) и max Y(l) определялись проверкой j=0 и j=1.

Величины W выделены там, где ожидается более высокая эффективность конической бурильной штанги.

(2.) Глубина внедрения, бойки цилиндрические:

		$A_{вд}= 58$ Дж			$A_{вд}= 116$ Дж			$A_{вд}= 232$ Дж		
f		7	14	21	7	14	21	7	14	21
r =1	W мм	1,11	0,94	0,81	1,86	1,40	1,09	2,76	1,76	1,25
	η	0,49	0,71	0,79	0,70	0,78	0,72	0,76	0,62	0,47
r =1	Y мм	0,93	0,84	0,76	1,69	1,39	1,16	2,78	1,97	1,48
	η	0,35	0,57	0,70	0,57	0,78	0,81	0,78	0,8	0,66
r =2	W мм	0,97	0,78	0,68	1,47	1,26	1,08	2,48	1,86	1,45
	η	0,38	0,49	0,56	0,43	0,63	0,70	0,62	0,70	0,64
r =2	Y мм	0,81	0,71	0,62	1,42	1,12	1,02	2,25	1,85	1,55
	η	0,26	0,40	0,47	0,40	0,51	0,63	0,51	0,69	0,72
r =4	W мм	0,80	0,71	0,65	1,45	1,19	1,00	2,41	1,71	1,30
	η	0,26	0,41	0,50	0,42	0,57	0,60	0,58	0,59	0,51
r =4	Y мм	0,63	0,59	0,56	1,18	1,05	0,94	2,10	1,68	1,37
	η	0,16	0,28	0,37	0,28	0,44	0,53	0,44	0,57	0,57

(3.) Глубина внедрения, бойки конические:

		$A_{вд}= 58$ Дж			$A_{вд}= 116$ Дж			$A_{вд}= 232$ Дж		
f		7	14	21	7	14	21	7	14	21
3.1.,	W мм	1,05	0,87	0,75	1,67	1,26	1,10	2,49	1,91	1,51
3.3.,	η	0,44	0,61	0,67	0,56	0,64	0,72	0,62	0,73	0,69
и	Y мм	0,79	0,63	0,59	1,27	1,12	1,02	2,14	1,87	1,59
3.6.	η	0,25	0,32	0,42	0,32	0,50	0,63	0,50	0,70	0,76
3.2.,	W мм	0,83	0,76	0,70	1,49	1,26	1,07	2,42	1,76	1,30
3.4.,	η	0,33	0,47	0,59	0,45	0,63	0,68	0,59	0,62	0,51
и	Y мм	0,62	0,58	0,55	1,17	1,03	0,91	2,07	1,60	1,23
3.7.	η	0,15	0,27	0,36	0,27	0,43	0,51	0,43	0,52	0,45
3.5.,	W мм				0,99	0,91	0,84	1,78	1,52	1,30
	η				0,20	0,33	0,42	0,32	0,46	0,51
и	Y мм				0,76	0,72	0,68	1,44	1,29	1,16
	3.8.	η			0,12	0,21	0,28	0,21	0,33	0,40

(4.) Глубина внедрения, бойки «Гиперболоид»:

		A _{вд} = 58 Дж			A _{вд} = 116 Дж			A _{вд} = 232 Дж		
f		7	14	21	7	14	21	7	14	21
4.1.,	W мм	0,94	0,78	0,68	1,57	1,24	1,08	2,49	1,92	1,54
4.3.,	η	0,35	0,49	0,56	0,49	0,62	0,71	0,62	0,74	0,71
и	Y мм	0,82	0,72	0,65	1,44	1,15	1,02	2,35	1,85	1,60
4.6.	η	0,27	0,42	0,51	0,42	0,55	0,63	0,55	0,68	0,77
4.2.,	W мм	0,75	0,68	0,62	1,36	1,14	0,97	2,30	1,79	1,32
4.4.,	η	0,22	0,37	0,47	0,37	0,53	0,57	0,59	0,62	0,51
и	Y мм	0,62	0,59	0,56	1,17	1,05	0,95	2,10	1,71	1,42
4.7.,	η	0,15	0,28	0,37	0,28	0,44	0,54	0,44	0,58	0,60
4.5.,	W мм				0,90	0,83	0,76	1,66	1,41	1,21
	η				0,16	0,28	0,35	0,28	0,40	0,44
	Y мм				0,75	0,71	0,68	1,42	1,28	1,17
4.8.	η				0,11	0,20	0,28	0,20	0,33	0,41

(5.) Глубина внедрения, импульсы «Искусственные»:

		A _{вд} = 58 Дж			A _{вд} = 116 Дж			A _{вд} = 232 Дж		
f		7	14	21	7	14	21	7	14	21
5.1.,	W мм	1,14	0,88	0,72	1,77	1,24	0,96	2,54	1,61	1,17
5.4.,	η	0,52	0,62	0,63	0,63	0,62	0,56	0,65	0,52	0,41
и	Y мм	0,91	0,70	0,58	1,40	0,98	0,76	1,96	1,24	0,90
5.7.,	η	0,33	0,39	0,40	0,39	0,39	0,35	0,39	0,31	0,24
5.2.,	W мм	0,96	0,80	0,70	1,61	1,24	1,02	2,50	1,78	1,36
5.5.,	η	0,37	0,51	0,58	0,52	0,62	0,63	0,63	0,62	0,56
и	Y мм	0,77	0,64	0,56	1,28	0,99	0,82	1,98	1,39	1,07
5.8.,	η	0,24	0,33	0,37	0,33	0,39	0,40	0,39	0,39	0,40
5.3.,	W мм	0,76	0,68	0,61	1,36	1,13	0,98	2,27	1,75	1,44
5.6.	η	0,23	0,37	0,45	0,37	0,51	0,58	0,52	0,62	0,63
и	Y мм	0,61	0,54	0,49	1,09	0,91	0,79	1,82	1,40	1,15
5.9.	η	0,15	0,24	0,29	0,24	0,33	0,37	0,37	0,39	0,40

7. Результаты аналитического исследования

Бурильная штанга коническая может обеспечить повышение скорости бурения шпуров и скважин малого диаметра и экономию металла.

Список литературы

1. Пат. 2399744 РФ, МПК E21B17/00. Бурильная штанга коническая / Шапошников И.Д.; – №2009121106/03; приоритет от 03.06.2009; опубл. 20.09.2010, Бюл. №26.
2. Диткин В.А. Справочник по операционному исчислению / В.А.Диткин, А.П.Прудников. – М.: Высшая школа, 1965. – 467 с.
3. Шапошников И.Д. Исследование волновых ударных импульсов с целью повышения эффективности работы вращательно-ударных механизмов бурильных машин: дисс. ... канд. техн. наук / Шапошников Игорь Давидович. – Фрунзе, 1969. – 205 с.
4. Левенштейн В.М. Некоторые закономерности разрушения горных пород ударом долота // Труды института ЦНИИПодземшахтострой: вып.2. – М.: Госгортехиздат, 1963.
5. Reichmuth D.R. Correleition of force-displacement data with physikal properties of rock for percussive drilling systems. Proceedings of symposium, School of Mines and Metallurgy, Oxford-London-New-York-Paris, 1963.
6. Мясников А.А. Обоснование рациональной конструкции механического генератора волн продольных колебаний машин ударного действия для разрушения горных пород: дисс. ... канд. техн. наук / Мясников Алексей Андреевич. – Алма-Ата, 1983.

EFFECT OF THE FORM OF ROD ON DRILLING BY LONGITUDINAL IMPACT

Shaposhnikov I.-I.D.

Keywords: rod, bullet, wave deformation, taking root, crown.

Completed analytical study of the efficiency of a conical drill rods, compared with a bar of constant cross section when drilling holes and small diameter wells.

От издателя: статья опубликована в авторской редакции.

УДК 531.8: 531.3

ЭНЕРГИЯ УДАРА ПОРШНЯ ПАРОВОЗДУШНОГО МОЛОТА О ПРЕДОХРАНИТЕЛЬ ПРИ АВАРИЙНОМ РАЗРУШЕНИИ ШТОКА

Воскресенский В.А., к.т.н., профессор кафедры машин и технологий
обработки металлов давлением
*Сибирский государственный индустриальный университет,
г. Новокузнецк*

Ключевые слова: молот, поршень, энергия удара, аварийное разрушение.

В статье исследуется проблема аварийного разрушения штока паровоздушного молота, решается задача о нахождении энергии удара поршня в сложившейся ситуации.

Ранее [1] нами рассматривалась величина давления, возникающая внутри цилиндра предохранителя поршневого типа при его срабатывании в случае аварийного разрушения штока. Штоки часто разрушаются в период выполнения технологической операции. Они работают при больших ударных нагрузках, испытывая при ударе сложное напряженное состояние от продольных сжимающих сил, а также от изгиба при нецентральной ударе, либо от потери устойчивости. Для оценки нагрузок в корпусе и креплении крышки предохранителя, возникающих в момент удара, необходимо рассчитывать максимальную возможную величину энергии удара, которую развивает движущаяся к предохранителю масса. Эта масса может состоять либо из объединения масс обломка штока и поршня, либо только поршня. Максимальная энергия перед соударением проявляется, когда масса разгоняется на максимально возможном расстоянии L (рисунок 1), что является монтажным ходом бабы молота.

В ряде работ [2-4] излагается расчёт сопротивления при движении на подъём поршня паровоздушного молота при нормальной работе, но расчёта в условиях аварийного движения поршня встретить не удалось. В тоже время при аварийной ситуации и срабатывании предохранителя, следует учитывать некоторые особенности процесса.

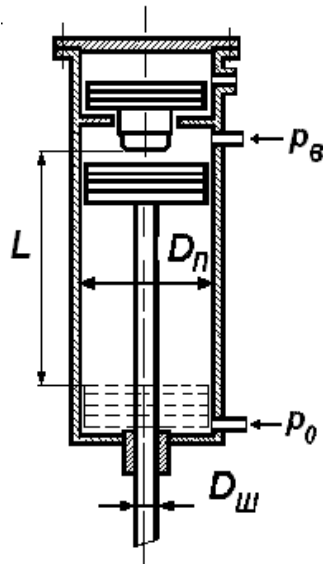


Рисунок 1 – Схема рабочего цилиндра и предохранителя паровоздушного молота

Во-первых, поскольку процесс неуправляемый, следует учитывать, что при аварийной ситуации происходит равномерноускоренный разгон движущейся массы шток-поршень вплоть до их встречи с плунжером предохранителя.

Во-вторых, движущаяся масса может иметь различную случайную величину. Заранее планировать сечение поломки штока невозможно.

Поэтому, предлагается рассмотреть возможные крайние по массе варианты разрушения штока, которые спровоцируют удар по предохранителю.

Примем первый вариант, когда разрушение штока происходит по сечению непосредственно у бабы молота в месте заделки штока. В этом случае разгоняемая масса будет максимальная. Она суммируется из масс штока $m_{ш}$ и поршня $m_{п}$. Давление p_0 со стороны энергоносителя (пара или сжатого воздуха), приходится на кольцевую площадь рабочего поршня цилиндра, образовавшуюся за вычетом площади сечения штока. Для предельного варианта массы практически вся длина штока L будет участвовать в оценке её величины.

Второй вариант, когда шток разрушается в рабочем цилиндре по сечению у нижней части поршня, причём так, что обломок штока сохраняется внутри поршня, и энергоноситель полным давлением воздействуют на всю нижнюю поверхность поршня, которая включает в себя и площадь штока. В этом случае разгоняемая масса

будет определяться только массой поршня. Вторым вариантом представляет собой случай скорее гипотетический, но исключать его было бы не целесообразно.

Можно предположить, что скорость массы поршня по второму варианту к моменту соударения с предохранителем будет выше, так как сила, создающая разгон, будет больше для разгона только одного поршня. Поскольку проявление энергии в момент соударения зависит от квадрата скорости движущейся массы, то второй возможный вариант проявления энергии удара может оказаться более значимым.

Проведём примерный расчёт величины энергии, которую при ударе будут создавать каждый из рассматриваемых вариантов. Для оценки возможных значений энергий удара используем реальные данные паровоздушных молотов. В таблице 1 приводятся паспортные данные по некоторым типам молотов.

Таблица 1 – Параметры молотов

Модели молотов	Вес падающих частей, кН	Энергия удара у молота, кДж	Ход поршня, мм	Давление энергоносителя, МПа		Диаметр, мм	
				Рабочее, P_0	Выхлопа, P_B	Поршень	Шток
Ковочные							
М132А	10,0	35,3	1000	0,7-0,9	0,15	330	110
М133А	20,0	70,0	1260	0,7-0,9	0,15	430	140
М134	30,0	152,2	1450	0,7-0,9	0,15	550	180
М136	50,0	175,0	1700	0,7-0,9	0,15	630	200
МА 136	50,0	175,0	1700	0,7-0,9	0,15	630	200
Штамповочные							
М211	10,0	-	1200	0,7-0,9	0,15	280	120
М212	20,0	-	1200	0,7-0,9	0,15	380	145
Листоштамповочные							
МЛ3	30,0	33,0	1200	0,4-0,6	0,1-0,15	450	115
МЛ5	50,0	136,0	1500	0,4-0,6	0,1-0,15	700	150

Энергия E , которая создаётся движущейся системой и поглощается предохранителем, составит:

$$E = \int_0^{L_x} P_x dL_x = \int_0^{L_x} S \cdot p_x \cdot dL_x.$$

Для создаваемого усилия P_x примем, в соответствии с данными таблицы 1, допущение, что рабочее давление p_0 энергоносителя, которое по проектной документации находится в диапазоне 0,7-0,9, для расчёта принято 0,8МПа для ковочных и штамповочных молотов. Для листоштамповочных прессов давление энергоносителя примем предельное 0,6МПа. Противодействие выхлопа p_v считаем одинаковым 0,2МПа для всех типов молотов. Противодействие несколько выше расчётного технологического приводимого в таблице 1. Это объясняется повышенной скоростью перемещения масс после разрушения штока по сравнению с нормальным рабочим процессом. Пропускная способность каналов воздухопровода и золотниковой коробки рассчитываются на нормальный рабочий процесс, для которого создаётся определённое проходное сечение паро- или воздухопровода. При возрастании скорости движения перемещающихся масс, возникнет увеличение скорости истечения энергоносителя (пара или сжатого воздуха), при котором, для прежнего проходного сечения, следует ожидать возрастающее сопротивление выхлопа.

Потери на трения при движении в направляющей втулке штока и поршня внутри цилиндра составляют [4] около 10% перемещающихся масс. Принято потери на трение в отношении к подводимому усилию равное 0,1, что соответствует коэффициенту полезного действия $\eta = 0,9$.

Рассматриваем вышеназванные варианты возможных разрушений штока. Для первого варианта, когда поломка штока произошло по сечению в месте крепления в бабе молота, усилие P_1 , действующее на подъём системы шток-поршень, определится:

$$P_1 = \frac{\pi}{4} [p_0 (D_{II}^2 - D_{III}^2) - p_B \cdot D_{II}^2] \cdot \eta.$$

Для второго варианта, когда разрушение штока возможно внутри цилиндра, усилие P_2 , действующее на разгон только массы поршня m_{II} , составит:

$$P_2 = \frac{\pi}{4} \cdot D_{II}^2 (p_0 - p_B) \cdot \eta.$$

Время равномерно ускоренного разгона массы, движущейся к предохранителю, определяем:

$$t_p = \sqrt{\frac{2 \cdot L \cdot m}{P}}, \quad (1)$$

где L – длина участка разгона (рисунок 1) от верхней точки поршня, находящегося в нижнем положении, до контакта со штоком предохранителя;

m – масса, движущаяся с разгоном;

P – усилие, действующее на разгон движущихся масс к предохранителю.

Для рассматриваемого первого варианта разрушения расчётная масса – это система шток-поршень. Для второго варианта – это только масса поршня.

Для рассматриваемого первого варианта усилие, действующее на разгон системы составит значение $P = P_1$, для второго $P = P_2$.

Скорость, которую движущаяся масса может иметь при встрече с предохранителем:

$$v = \frac{P}{m} \cdot t_p. \quad (2)$$

Кинетическая энергия удара подвижных масс о плунжер предохранителя составит:

$$E_K = \frac{m \cdot v^2}{2}. \quad (3)$$

Если в расчётное значение кинетической энергии (3) подставить выражение скорости (2), в которой время учесть через формулу (1) и выполнить преобразования, то получим выражение энергии как произведение усилия P , действующее на поршень, умноженное на расстояние его перемещения внутри цилиндра L . По своей сути, это потенциальная энергия E_{II} , движущихся масс:

$$E_{II} = P \cdot L. \quad (4)$$

Используя данные таблицы 1, проведём расчет ожидаемых величин энергий удара для крайних рассматриваемых вариантов. Результаты расчёта представлены в таблице 2.

Некоторое расхождение в итоговых расчётных значениях кинетической и потенциальной энергии для каждого молота объясняется округлением значащих цифр при расчётах кинетической энергии.

Таблица 2 – Расчётная энергия удара для рассматриваемых молотов

Модели молотов	Движение системы		Движение только поршня	
	Кинетическая энергия перед соударением системы, E_K , кДж	Потенциальная энергия перед соударением системы, E_{II} , кДж	Кинетическая энергия перед соударением поршня, E_K , кДж	Потенциальная энергия перед соударением поршня, E_{II} , кДж
Ковочные				
M132A	38,69	39,17	45,71	45,91
M133A	84,46	84,73	97,54	97,97
M134	158,28	158,35	184,02	184,78
M136	245,82	246,07	282,18	283,66
Штамповочные				
M211	29,47	29,71	39,25	39,42
M212	57,98	58,63	70,65	72,78
Листоштамповочные				
МЛ3	24,78	24,82	68,79	68,06
МЛ5	290,35	290,62	206,06	206,28

Из результатов полученных значений следует, что кинетическая энергия удара только массой поршня (по второму варианту) не всегда превышает такую же энергию удара для системы. Это проявилось на листоштамповочном молоте МЛ5. В этом молоте отношение массы поршня (626кг) к массе штока (205кг) составило 3-кратную величину. Для всех остальных молотов это отношение меняется от 0,38 до 1,76. Можно предположить, что существует некоторая граница соотношений масс, при которых влияние системы в целом, доминирует над влиянием кинетической энергии только поршня.

Можно принять во внимание, что расчёты потенциальной энергии удара движущихся масс о плунжер предохранителя, соответствуют максимальной, менее трудоёмкие и имеют более простую методику расчёта.

Список литературы

1. Воскресенский В.А. Расчёт предохранителя паровоздушного молота / В.А. Воскресенский, В.И. Афанасьев // Материалы пятнадцатой научно-практической конференции по проблемам

механики и машиностроения / Под ред. проф. Дворникова Л.Т. и проф. Живаго Э.Я. – Новокузнецк: СибГИУ, 2005. – 252 с.

2. Зимин А.И. Машины и автоматы кузнечно-штамповочного производства. Часть 1. Молоты. / А.И. Зимин – М.: Машгиз, 1953. – 495 с.
3. Живов Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование Молоты / Л.И. Живов, А.Г. Овчинников. – Киев: Вища школа, 1972 – 280 с.
4. Банкетов А.Н. Кузнечно-штамповочное оборудование / А.Н. Банкетов, Ю.А. Бочаров, Н.С. Добринский. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1982. – 576 с.

ENERGY OF BLOW OF THE BUCKET OF A STEAM HAMMER ABOUT A FUSE AT EMERGENCY COLLAPSE OF A ROD

Voskresensky V.A.

Keywords: hammer, bucket, energy of blow, emergency collapse.

In paper the problem of emergency destruction of a stock of the steam-air hammer is investigated, the problem about a finding of an impact energy of the piston in the circumstances dares.

УДК 621.926.22

К ПРОБЛЕМЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЩЕКОВЫХ ДРОБИЛЬНЫХ МАШИН

Дворников Л.Т., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования;

Макаров А.В., к.т.н., доцент кафедры графики и начертательной геометрии

Сибирский государственный индустриальный университет,

г. Новокузнецк

E-mail: tmmiok@yandex.ru

Ключевые слова: разрушение, дробление, щековые дробильные машины.

В статье излагаются результаты исследования разрушения горной породы в щековых дробильных машинах. Устанавливается математическая модель расположения камней в камере дробления. Разрабатывается метод синтеза кинематических схем щековых дробильных машин. Предлагаются способы кинематического и динамического исследования, а также уравнивания дробильных машин, включающих в свой состав замкнутый изменяемый контур.

Процессы дробления горных пород основываются на известных теориях дробимости, которые были разработаны в Л.В. Риттингера, В. Л. Кирпичева, Ф. Кика, Г.Г. Егорова, П.А. Ребиндера, Ф.С. Бонда, Р.Д. Чарльза, А.К. Рундквиста, С.Е. Андреева, Р. Т. Хукки, В.И. Кармазина и др. Все эти теории условно делятся на три группы:

- основополагающие, к которым относят классические гипотезы Риттингера и Кирпичева-Кика;
- законы и исследования, которые объединяют классические гипотезы;
- теории для конкретных условий разрушения.

Риттингер [1], занимаясь вопросами обогащения полезных ископаемых, в 1867 году выдвинул идею о том, что работа, затраченная при дроблении, пропорциональна вновь образованной поверхности.

В соответствии с гипотезой Кирпичева-Кика [2, 3], деформациям геометрически подобных и физически одинаковых тел соответствуют работы, пропорциональные объемам тел и весам этих тел.

Объединив идеи Риттингера и Кирпичева-Кика, П.А. Ребиндер [4] в 1941г. высказал идею о том, что общие затраты энергии при разрушении горных пород включают в себя как затраты на деформацию среды, так и затраты, связанные с образованием новых поверхностей.

Ф.С. Бонд [5] в своей теории предположил, что энергия при нагружении материала распределяется первоначально по его объему и, следовательно, пропорциональна объему куска, а с момента образования на поверхности трещины эта энергия концентрируется у краев трещины и далее работа становится пропорциональной площади трещины.

Кроме закона Бонда к объединяющим можно отнести также зависимости, полученные В.Н. Кармазиным [6], С.Е. Андреевым [7], Б.Р. Ракишевым и М.С. Кушпановым [8] для различных условий дробления.

Особо следует отметить исследования М.М. Протодьяконова-старшего. В 1926г. [9] им был найден не только весьма простой по технической реализации, но и исключительно глубокий по физической сущности способ интегральной оценки свойств горных пород через коэффициент крепости, который коррелирует с энергоемкостью разрушения пород

$$W \cong f .$$

В 1988г. на специальном стенде [10] в Киргизии были проведены широкие испытания по определению энергоемкости разрушения многих (тринадцать видов) горных пород. В результате была найдена обобщающая эмпирическая связь между энергоемкостью W , коэффициентом крепости f и размерами продуктов разрушения d . Она имеет вид

$$W = 4,5 + 0,3f - 0,35f + 0,16fd + 0,003f^2d + 0,006fd^2 + 0,04f^2 + 0,2d^2 .$$

Зависимости эти квазилинейны и могут быть представлены в виде

$$W = A + kf ,$$

где A и k есть эмпирические коэффициенты, достаточно легко определяемые.

При расчете усилий на разрушение горных пород принято представлять дробимые куски в щековых дробилках в виде тел сферической формы, имеющих две точки контакта с дробящими плитами.

Принятая модель воздействия усилий на куски горной породы весьма условна и не позволяет отображать истинного взаимодействия щек с дробимым твердым телом, так как куски горных пород, попадающие в пространство между щеками, могут иметь самые различные формы – от близких к шару до близких к параллелепипеду, при этом ни та, ни другая форма реально появиться не могут. Кроме этого, необходимо учитывать кинематику движения дробимых тел для того, чтобы определять направления сил трения, а значит и истинное движение тел в камере дробления.

Каким бы ни был кусок, он между щеками дробилки устойчиво может опереться тремя точками. Такие точки принципиально могут быть обнаружены у любого куска – это те точки, которые позволяют описать от некоторого центра куска сферу максимального радиуса.

Так как через найденные три точки можно провести единственную плоскость, то в этой плоскости можно найти окружность определенного радиуса r , в общем случае всегда меньшего, чем радиус сферы. Исходя из этого положения, имеет смысл ввести в рассмотрение модель куска породы в виде обобщенного тела дробления ограниченного тремя условными шарами с радиусами r_1 , r_2 , r_3 , представляющими единое целое (рисунок 1).

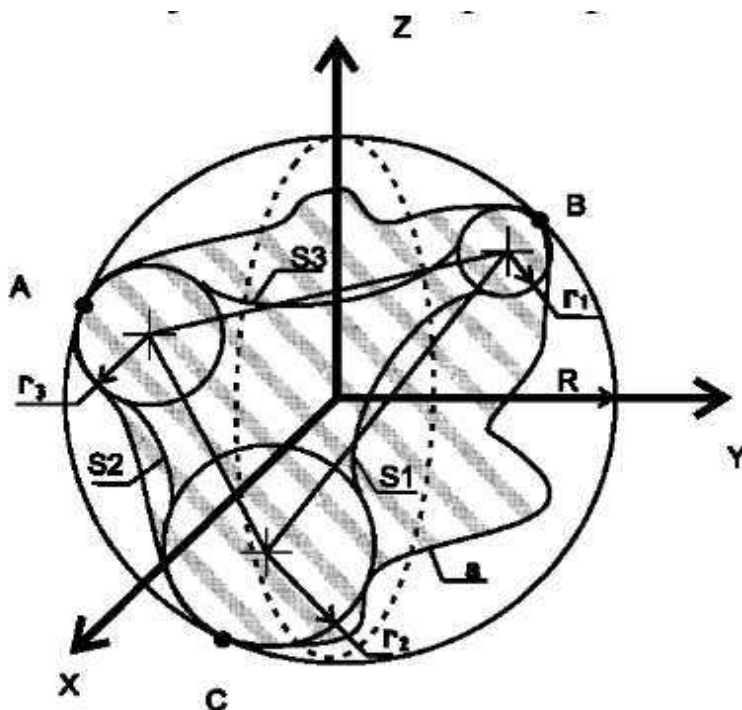


Рисунок 1 – Обобщенное тело дробления

Это такое тело, которое расположено внутри сферы радиуса R , а точки A, B, C касания тела о сферу расположены как угодно в пространстве.

Контуром a показана истинная форма тела.

Шары в трехшаровом теле могут иметь различные радиусы (r_1, r_2, r_3) и расстояния между центрами шаров (S_1, S_2, S_3) могут быть сколь угодно разными. Кусок горной породы, попадая в пространство между щеками и устанавливаясь под действием сил тяжести, будет касаться щек именно точками A, B и C .

При повороте щеки 1 трехшаровое тело 2 может двигаться только поступательно вдоль линии AB (рисунок 2). Механическая система, состоящая из звеньев 1 (подвижная щека) и 2 (разрушаемое тело), может быть исследована кинематически (смещения S_{c1}, S_{c2} и S_2), а затем статически. При этом направления сил трения определяются как противоположные относительным смещениям.

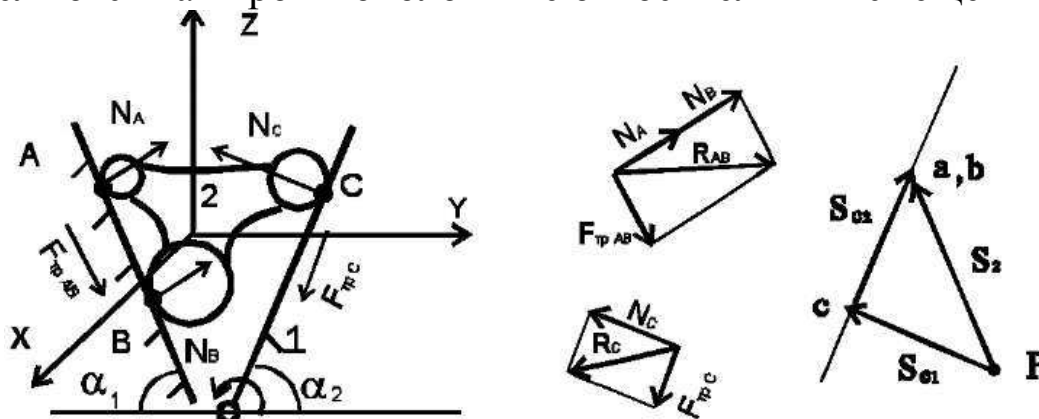


Рисунок 2 – Кинематика трехшарового тела

Общее взаиморасположение камней в камере дробления можно описать известной универсальной структурной системой [11], характеризующей взаимодействие кусков горной породы

$$\begin{cases} p_4 = \tau + (\tau + 1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1, \\ W = 3n - p_4. \end{cases} \quad (1)$$

В (1) обозначены p_4 – число точечных контактов камней между собой, уподобляемых кинематическим парам 4-го класса; τ – число контактов, которыми наиболее сложное звено соприкасается с другими звеньями; n_i – число камней-звеньев, добавляющих в общую цепь по i контактов- кинематических пар; n – общее количество звеньев-камней; W – подвижность механической системы.

Камни, находящиеся в камере дробления, если мысленно отделить их от подвижной и неподвижной щек, представляют собой (рисунок 3) механическую систему нулевой подвижности ($W=0$), т.е. систему неподвижную и статически определимую.

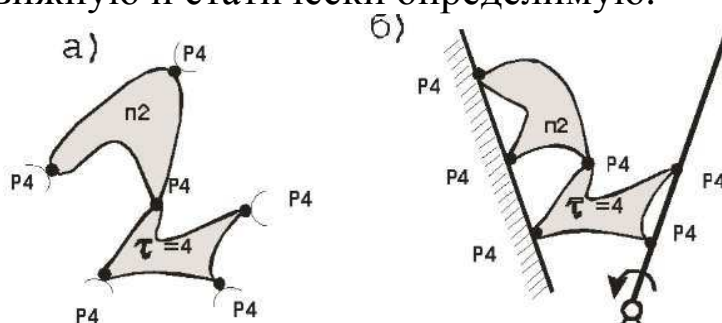


Рисунок 3 – Схема взаимодействия куска со щеками при $\tau = 4$, $n = 2$

На основании системы (1) появляется возможность определять реальное взаимодвижение камней в камере дробления, а вводя такую систему в контакт со щеками (рисунок 3,б) исследовать движение всей системы. В связи с тем, что реальные скорости движения щеки машины незначительны, возникающими в системе инерционными нагрузками в первом приближении можно пренебречь и процесс дробления рассматривать как квазистатический.

При движении щеки камни в камере дробления находят устойчивые положения, опираясь на другие камни в трех точках, через которые передаются усилия взаимодействия по весьма малым контактным площадям (рисунок 4,а).

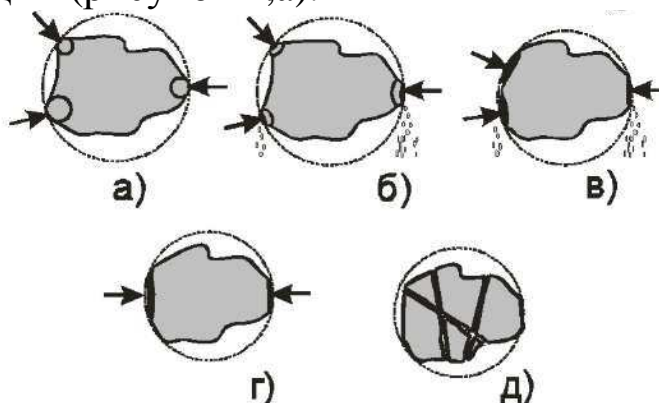


Рисунок 4 – Стадии нагружения камней в щековой дробильной машине

Известно, что взаимосвязи частиц внутри объекта намного сильнее, чем на поверхности и поэтому неизбежно появляются локальные разрушения в местах контактов (рисунок 4,б).

В процессе таких разрушений тело каким-то образом смещается, а точки контакта перерастают в пятна контакта (рисунок 4,в).

В конечном итоге тело занимает вполне устойчивое положение под действием двух сил (рисунок 4,г). Дальнейшее нарастание усилий приводит к разрушению кусков горной породы (рисунок 4,д).

При нахождении общих решений задачи о нагружении камней в щековой дробильной машине представляется допустимым принимать обобщенный камень в виде тела наиболее приближенного к шару. Последний вывод весьма корректно доказывается в работах Гладких С.Л. [12] и Ясницкого Л.Н [13], в которых обосновывается так называемый метод фиктивных канонических областей (ФКО), успешно применяемый для расчета напряженно – деформированного состояния упругих тел. Согласно этому методу, если по поверхности канонического тела создать такое нагружение, при котором на поверхности некоторого вписанного тела возникнут напряжения, совпадающие с известными условиями, то решение для канонического тела будет одновременно решением и для вписанного тела. В частности канонической формой является шар.

С учетом изложенного в первом приближении представляется реальным считать напряженное состояние куска породы, возникающее во время дробления в щековой дробилке, как шар с сосредоточенной нагрузкой, воздействующей в полюсах шара, соответствующего стадии показанной на рисунке 4,г. Решение такой задачи сводится к известному решению задачи теории упругости Г. Нейбера [14].

Напряженное состояние для таких тел (рисунок 5) рассматривается в сферической системе координат R, φ, α . Полное решение задачи находится путем разложения функций напряжений в ряды по полиномам Лежандра.

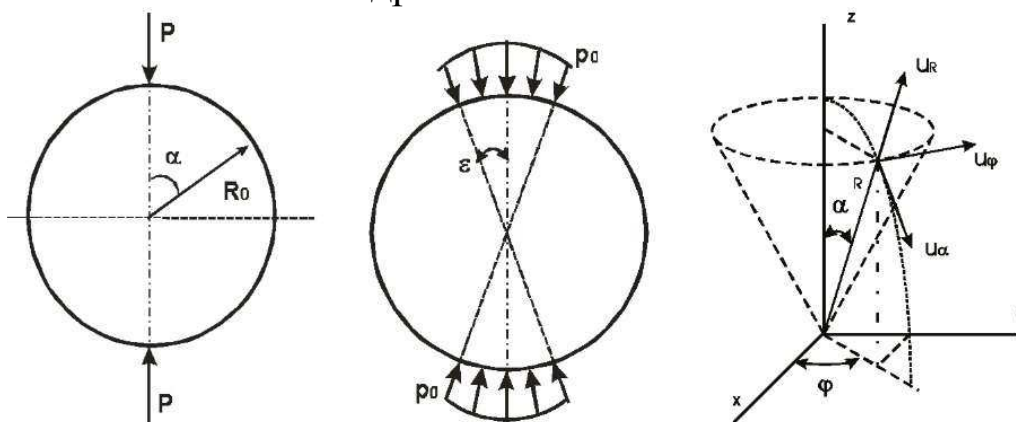


Рисунок 5 – Обобщенное дробимое тело в сферической системе координат

Закон изменения внешней нагрузки на поверхности $R = R_0$ представлен в виде

$$\sigma_R = \sigma(\alpha) = \sum_{n=0}^{\infty} \sigma_n P_n(\cos \alpha), \quad \tau_{R\alpha} = \tau(\alpha) = - \sum_{n=1}^{\infty} \tau_n \frac{dP_n}{d\alpha} \sin \alpha,$$

где σ_R и $\tau_{R\alpha}$ – нормальное и касательное напряжения в сферической системе координат,

σ_n и τ_n – коэффициенты разложения,

$P_n(\cos \alpha)$ – полином Лежандра n -ого порядка.

В результате решения поставленной задачи Г. Нейбер нашел, что напряжение в центре шара, т.е. при $R=0$, оказывается равным

$$\sigma_z = - \frac{P}{2\pi R_0^2} \left(\frac{42m + 15}{7m + 5} \right),$$

где m – число Пуассона ($m=1/\nu$, ν – коэффициент Пуассона), а сила, при которой наступает разрушения в центре куска

$$P_{разр} = \frac{2\pi R_0^2 (7m + 5)}{42m + 15} \sigma_{сж}.$$

Рассмотрим процесс одновременного разрушения кусков горной породы в камере дробления и определим количество точек контакта (рисунок б) с учетом размеров щеки, размера кусков материала до и после разрушения.

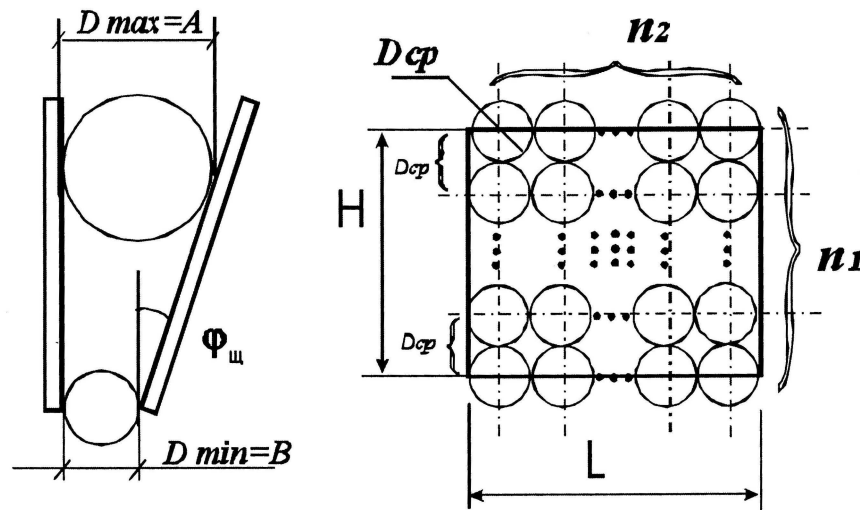


Рисунок б – Одновременное разрушение кусков породы в камере

Общее количество кусков, устанавливающихся по высоте щеки n_1 и по ширине щеки n_2 , при условии что

$$D_{cp} = \frac{D_{max} + D_{min}}{2},$$

$$a \quad n_1 = \frac{H}{D_{cp}} + 1, \quad n_2 = \frac{L}{D_{cp}}$$

оказывается равным

$$n = n_1 n_2.$$

В соответствии с решением задачи Нейбера, зависимости сил и моментов сил сопротивления, воздействующих на щеку дробилки, определяются как суммы усилий, действующих в каждой точке контакта

Общее усилие F и момент сопротивления разрушению могут быть найдены по зависимостям

$$F = \sum_{i=1}^{n_1} \sum_{j=1}^{n_2} f_{i,j}, \quad M = \sum_{i=1}^{n_1} \left(h_i \sum_{j=1}^{n_2} f_{i,j} \right),$$

где h_i – расстояние от мгновенного центра поворота щеки до линии действия точечного f_{ij} усилия, при этом значение f_{ij} определяется из решения задачи Нейбера при $R_0 = D_{cp}/2$.

Предельные необходимые значения усилий воздействия могут определяться через коэффициенты крепости горных пород из зависимостей

$$f = \frac{\sigma_{сж}}{10},$$

$$P_{разр} = \frac{2\pi R_0^2 (7m + 5)}{42m + 15} 10f.$$

Мощность привода машины может быть определена исходя из потребных на разрушение кусков горных пород усилий, возникающих в каждой точке контакта, и перемещений щеки относительно мгновенного центра скоростей, который определяется как точка пересечения прямых, перпендикулярных векторам скоростей точек щеки,

$$P = M\omega = \sum_{i=1}^{n_1} \left(h_i \sum_{j=1}^{n_2} f_{i,j} \right) \omega,$$

где ω – угловая скорость щеки;

h – расстояние между точкой мгновенного центра вращения до линии действия силы сопротивления;

$f_{i,j}$ – силы сопротивления разрушению возникающие в точках контакта и определяемые из решения задачи Нейбера;

n_1 – количество кусков, расположенных по высоте щеки;

n_2 – количество кусков расположенных по ширине щеки.

Общий закон изменения момента сопротивления разрушению при статическом нагружении представляет собой зависимость, показанную на рисунке 7.

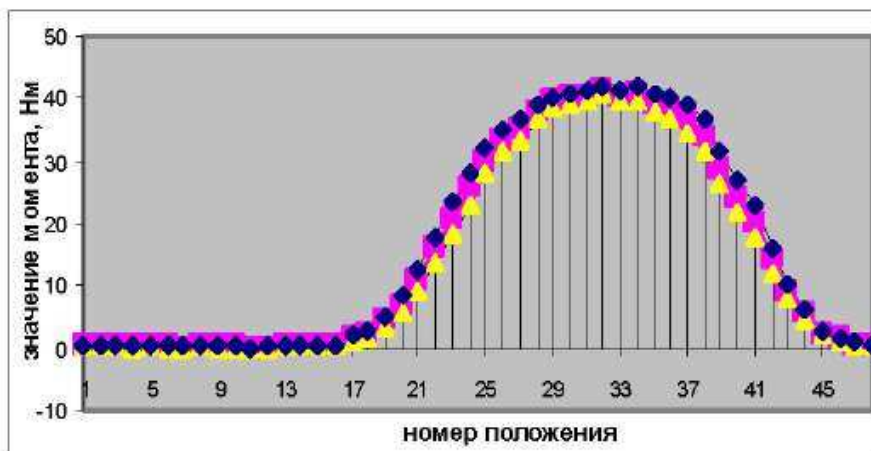
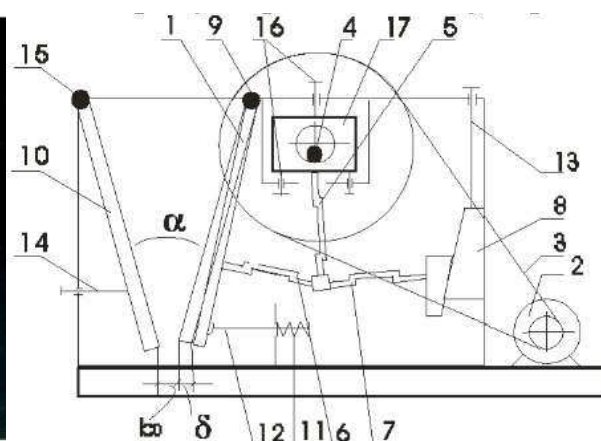


Рисунок 7 – Момент сил сопротивления, действующий на щеку дробилки при разрушении горных пород

Эта зависимость была подтверждена путем физического эксперимента, проведенного на модели щековой дробильной машины (рисунок 8)



а) Экспериментальный стенд

б) Схема установки

Рисунок 8 – Модель щековой дробилки

Экспериментальная установка представляла собой модель щековой дробилки с простым движением щеки 1. Электродвигатель постоянного тока 2 в ней через клиноременную передачу 3 приводит во вращение эксцентриковый вал 4, на котором насажен шатун 5. Шатун имеет специальные гнезда, в которые свободно входят концы передней 6 и задней 7 распорных плит. Противоположные концы плит вставлены в гнезда подвижной щеки и клинового регулировочного устройства 8.

Вращение эксцентрикового вала приводит в движение шатун. При смещении шатуна вверх концы распорных плит поднимаются, заставляя тем самым подвижную щеку поворачиваться вокруг оси подвеса 9, приближаясь к неподвижной щеке 10. При движении шатуна вниз подвижная щека перемещается в обратном направлении под действием собственного веса и пружины 11.

Во время проведения эксперимента в камеру дробления помещались камни, изготовленные из смеси цемента и песка. При вращении эксцентрикового вала с помощью специального ключа фиксировалось усилие сопротивления.

На каждом полученном графике можно выделить зоны: обратный ход, характеризующийся отсутствием момента сопротивления; начало рабочего хода, когда камни пытаются занять устойчивое положение; рост напряженного состояния, когда все больше и больше камней вовлекаются в процесс нагружения; участок стабильности, в котором возникающие усилия сопротивления разрушению не увеличивают общую величину момента сопротивления, а компенсируют снижение напряжения, возникающего за счет разрушения кусков, достигших предельного состояния, поэтому линия, характеризующая этот отрезок времени представляет собой линию, приближающуюся к горизонтальной; участок начала обратного хода, когда резко падает величина усилий.

Уменьшить энергоемкость (в т.ч. момент сопротивления разрушению) и увеличить производительность позволит усовершенствование конструкций дробильных машин.

По принятой классификации щековые дробилки делятся на машины с простым движением щеки и на машины со сложным движением щеки. При этом под простым понимается такое движение щеки, при котором траектории перемещения точек подвижной щеки представляют собой прямые линии или части дуг окружностей, а при сложном – щека приобретает плоско-параллельное движение.

Опыт показал, что многие из кинематических схем находились случайно и проверялись лишь практикой применения. Часто усложнение конструкций приводило к ухудшению основных технико-экономических показателей машин. Не использовалось таких подходов, которые бы давали возможность отыскивать для конкретных условий весь возможный ряд целесообразных кинематических схем.

Метод синтеза структур щековых дробильных машин возможен на основании универсальной структурной системы (1), приведенной выше.

Задаваясь начальными условиями, а именно сложностью базисного звена цепи и общим числом звеньев n , по(1) вполне алгоритмично могут быть найдены все виды и числа звеньев n_i . Так, для $\tau = 3$ и $n = 5$ можно получить всего 5 отличающихся кинематических схем механизмов (рисунок 9).

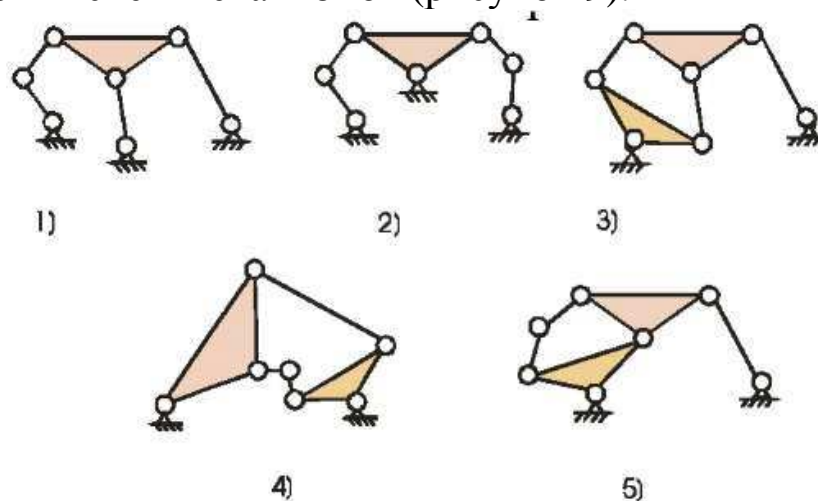


Рисунок 9 – Кинематические схемы механизмов при $\tau = 3$ и $n = 5$

Последовательное расположение подвижной щеки на каждом звене найденных схем позволяет найти весь возможный ряд кинематических схем щековых дробилок. Так, для механизмов, показанных на рисунке 9, исключая подобные друг другу схемы, можно построить 37 вариантов щековых дробильных машин. На рисунок 10 приведена часть таких схем, которые могут быть отнесены к новому поколению щековых дробилок, т.к. в состав их входит замкнутый изменяемый контур, образованный подвижными звеньями. Такие машины обладают повышенной жесткостью конструкции.

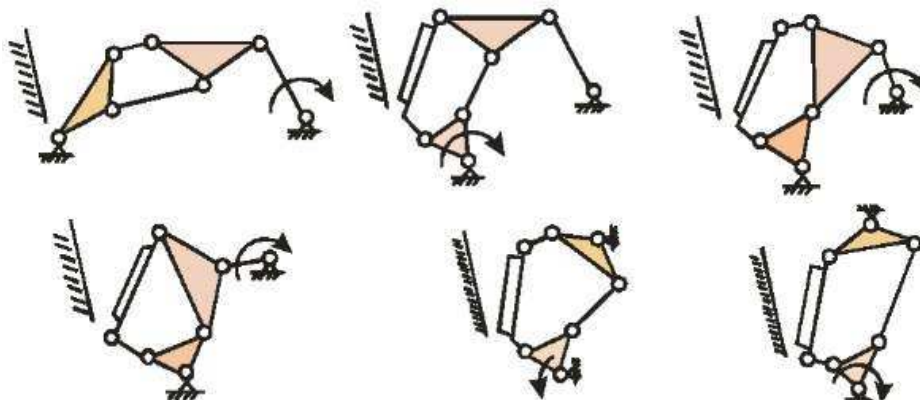


Рисунок 10 – Кинематические схемы щековых дробилок

Ряд кинематических схем щековых дробильных машин (рисунок 11) с замкнутым изменяемым контуром авторами настоящей статьи защищены патентами РФ.

Патент РФ №2142850

Патент РФ № 2232637

Патент РФ № 2235594

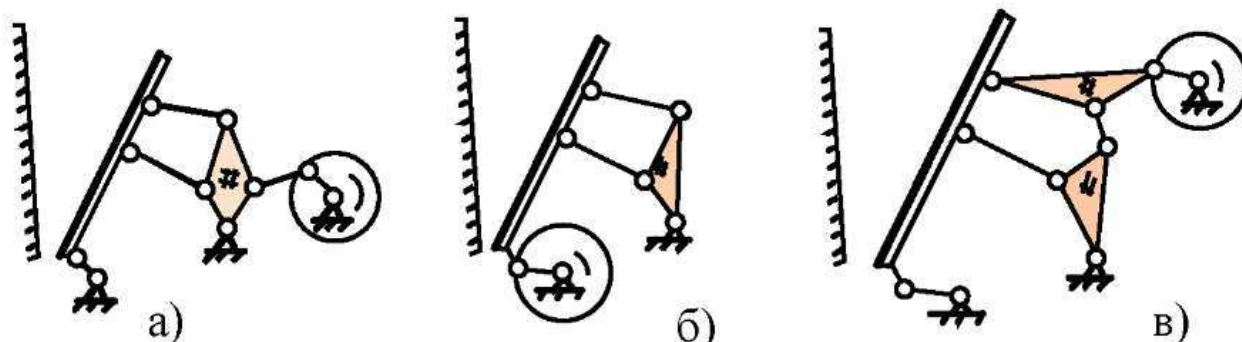


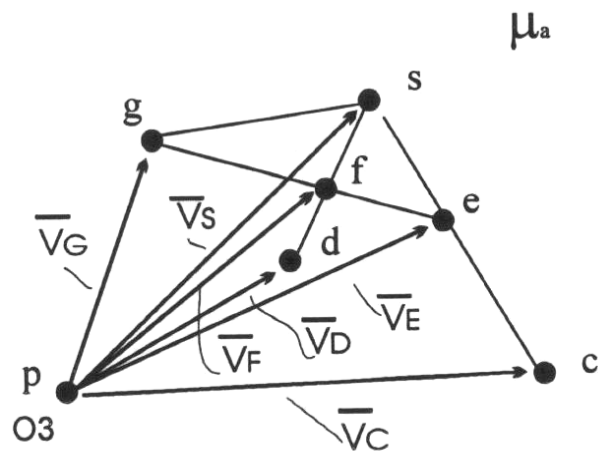
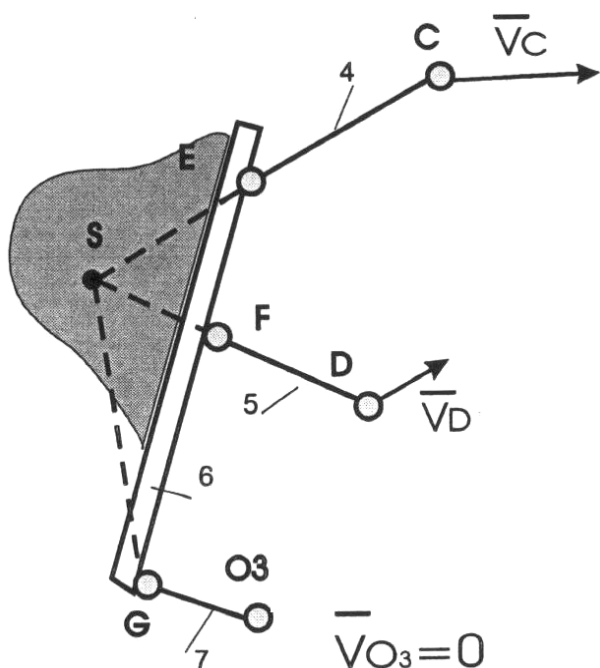
Рисунок 11 – Новые щековые дробильные машины

С целью определения скоростей звеньев дробилки с замкнутым изменяемым контуром выделяются из кинематической цепи простые группы: начальное звено со стойкой, закон движения которого задан, диада, трехповодковое звено Бурместера. В качестве метода кинематического анализа применяется известный в теории механизмов и машин метод построения планов скоростей. Определение скоростей и ускорений трехповодкового звена (подвижной щеки дробилки) вызывает определенную трудность, для решения задачи используется специальная точка – точка Асура (рисунок 12), которая фиксируется на пересечении линий двух поводков. Дальнейшее решение сводится к определению скоростей и ускорений специальной точки, а по ним скоростей и ускорений всех основных точек механизма.

На рисунке 12,а показана выделенная особо кинематическая схема трехповодковой группы нулевой подвижностью, на рисунке 12,б – план скоростей группы, который построен при определении скорости точки Асура S по условиям

$$\begin{cases} \vec{V}_S = \vec{V}_D + \vec{V}_{FD} + \vec{V}_{SF}, \\ \vec{V}_S = \vec{V}_C + \vec{V}_{EC} + \vec{V}_{SE}. \end{cases}$$

Определить скорости точки S становится возможным при известных скоростях точки C (\vec{V}_C), D (\vec{V}_D), и на том основании, что \vec{V}_{FD} и \vec{V}_{SF} , а также \vec{V}_{EC} и \vec{V}_{SE} имеют одинаковые направления, перпендикулярные EC и FD.



б) План скоростей

а) Кинематическая схема

Рисунок 12 – Определение скоростей точек группы с нулевой подвижностью

При определении ускорений точек подвижной щеки и построения плана ускорений (рисунок 13) используются следующие зависимости

- Ускорение точки Асура

$$\begin{cases} \overline{a}_S = \overline{a}_C + \overline{a_{EC}^n} + \overline{a_{SE}^n} + \overline{a_{EC}^\tau} + \overline{a_{SE}^\tau}, \\ \overline{a}_S = \overline{a}_D + \overline{a_{FD}^n} + \overline{a_{SF}^n} + \overline{a_{FD}^\tau} + \overline{a_{SF}^\tau}. \end{cases}$$

$$\overline{a_{EC}^n} + \overline{a_{SE}^n} \parallel SE, \quad \overline{a_{EC}^n} + \overline{a_{SE}^n} \perp SE,$$

$$\overline{a_{FD}^n} + \overline{a_{SF}^n} \parallel SD, \quad \overline{a_{FD}^n} + \overline{a_{SF}^n} \perp SD,$$

$$a_{EC}^n = \frac{V_{EC}^2}{l_{EC}}, \quad a_{SE}^n = \frac{V_{SE}^2}{l_{SE}}, \quad a_{FD}^n = \frac{V_{FD}^2}{l_{FD}}, \quad a_{SF}^n = \frac{V_{SF}^2}{l_{SF}},$$

- Ускорение точки G

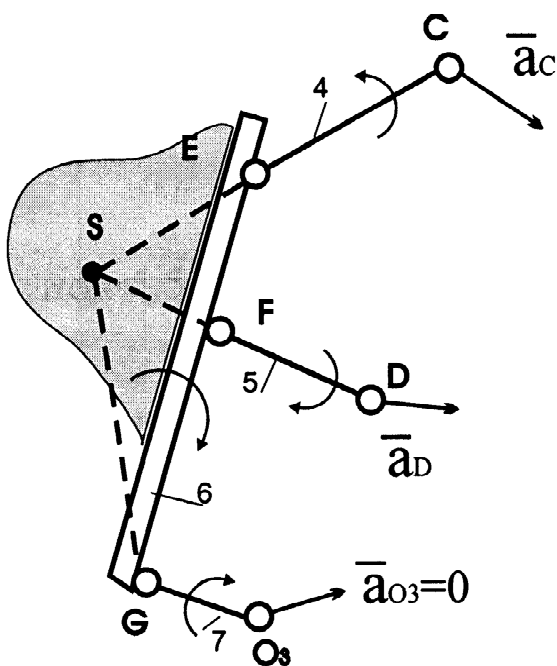
$$\begin{cases} \overline{a}_G = \overline{a}_S + \overline{a_{GS}^n} + \overline{a_{GS}^\tau}, \\ \overline{a}_G = \overline{a_{GO3}^n} + \overline{a_{GO3}^\tau}. \end{cases}$$

- Ускорение точки E

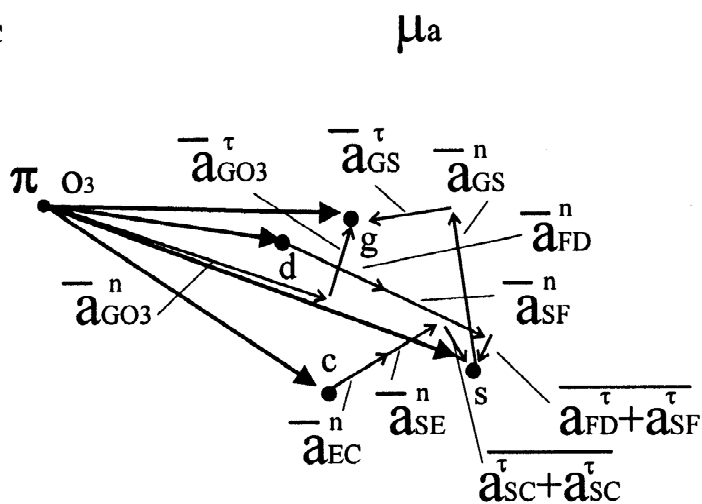
$$\begin{cases} \overline{a_E} = \overline{a_C} + \overline{a_{EC}^n} + \overline{a_{EC}^\tau}, \\ \overline{a_E} = \overline{a_G} + \overline{a_{EG}^n} + \overline{a_{EG}^\tau}. \end{cases}$$

- Ускорение точки F

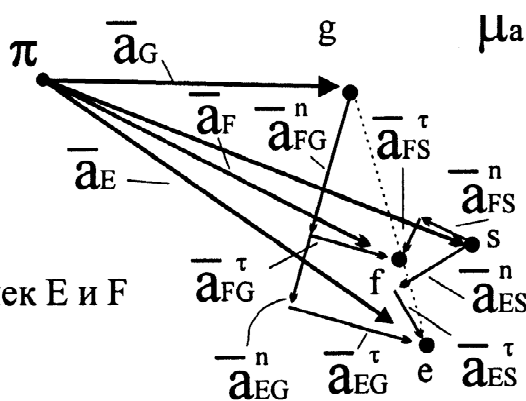
$$\begin{cases} \overline{a_F} = \overline{a_D} + \overline{a_{FD}^n} + \overline{a_{FD}^\tau}, \\ \overline{a_F} = \overline{a_G} + \overline{a_{FG}^n} + \overline{a_{FG}^\tau}. \end{cases}$$



а) Кинематическая схема



б) Ускорение точек S и G



в) Ускорение точек E и F

Рисунок 13 – Определение ускорений точек группы с нулевой подвижностью

Динамический анализ дробилки с замкнутым изменяемым контуром возможен для двух вариантов

- момент на двигателе постоянный и не зависит от момента сопротивления,
- момент на валу есть функция от момента сопротивления.

Для определения закона движения ведущего звена для первого случая используется известный в теории машин метод построения диаграммы энергомасс, для второго случая – решение, предложенное Зиновьевым В. А. и Бессоновым А.П. [15].

Уменьшение инерционных воздействий особенно важно в щековых дробильных машинах, так как некоторые звенья (щека, шатун) обладают большой массой. Появление даже небольшого ускорения центра масс приводит к большим динамическим воздействиям. Уравновешивание сводит такое влияние до минимума, тем самым, улучшая работу машины и ее технологических показателей.

Задача уравновешивания сил инерции, действующих на фундамент дробильной машины с замкнутым изменяемым контуром решается методом подобия. Чтобы получить функциональную цепь достаточно некоторые звенья преобразовать в невесомые, а затем отделить их от механизма (рисунок 14,а).

Механизм является уравновешенным, если его центр масс остается неизменным при любом положении его звеньев. Это достигается тогда, когда векторы главных точек \bar{h}_i подобны звеньям функциональной цепи (рисунок 14,б). При соблюдении данного условия центр масс цепи O_3GECO_2 определяется положением точки S . Центр масс уравновешенного звена 1 находится в точке O_1 . Полностью схема уравновешенной щековой дробильной машины показана на рисунке 14,в.

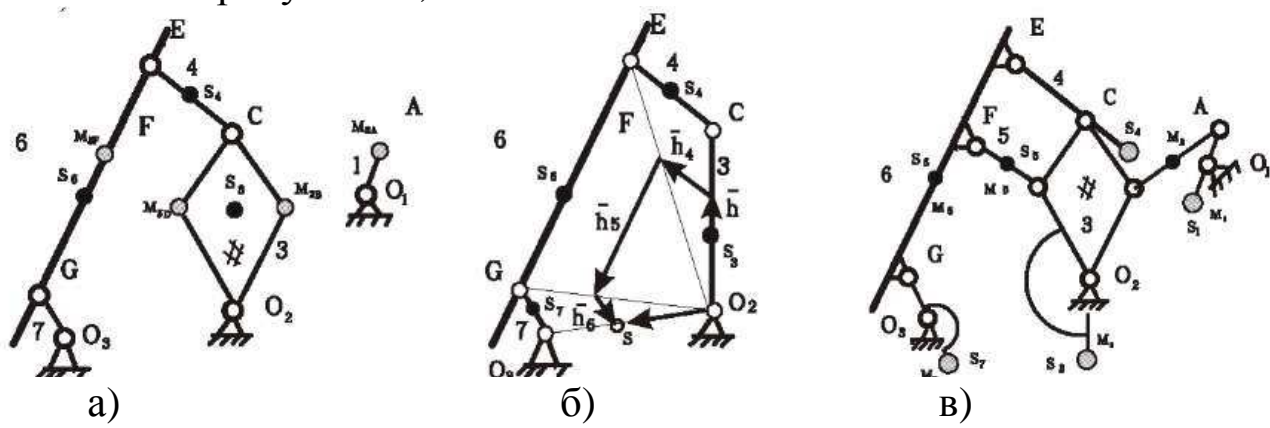


Рисунок 14 – Уравновешивание механизма

В настоящее время проблема уменьшение энергетических затрат на разрушение материала и повышение производительности является весьма актуальной. При крупном и среднем дроблении коэффициент полезного действия очень мал. Основным оборудованием для этих

целей являются щековые и конусные дробилки. Стремление решить сложившуюся проблему приводит к постоянному поиску, разработке и усовершенствованию менее энергоемкого способа дробления горных пород. Это касается также проектирования и исследования новых щековых дробильных машин.

Список литературы

1. Rittinger, P.R. Lehrbuch der Aufbereitskunde, 1867.
2. Кирпичев В.Л. О подобии при упругих явлениях // Журнал русского химического общества и физического общества. Том 6. Часть физическая. – 1874. – Выпуск 9. – С. 152-155
3. Kick F. Das Gesetz der proportional en Widerstande und seine Anwendung. – Leipzig, 1885.
4. Ребиндер П.А. Понижители твердости в бурении / П.А. Ребиндер, Л.А. Шрейнер, К.Ф. Жигач. – М.: Изд-во АН СССР, 1944. – 276 с.
5. Бонд Ф.С. Законы дробления // Труды европейского совещания по измельчению. – М.: Недра, 1966. – С. 195-208.
6. Тангаев И.А. Энергоёмкость процессов добычи и переработки полезных ископаемых. – М.: Недра, 1986. – 231 с.
7. Андреев С.Е. Законы дробления // Горный журнал. –1952. – №7. – С. 36-38.
8. Ракишев Б.Р. Общая закономерность энергоемкости дробления горных пород / Б.Р. Ракишев, М.С. Кушпанов // Вестник АН Каз.ССР, 1987. – С.48-53.
9. Протождяконов М.М. Материалы для урочного положения горных пород. Часть I, Горные работы. – М.: Изд. ЦК горнорабочих СССР, 1926. – С. 274.
10. Дворников Л.Т. Энергоемкость разрушения как фундаментальная характеристика горных пород / Л.Т. Дворников, Н.И. Наумкин // Известия АН Кирг. ССР, 1988. – №2. – С. 75-80.
11. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: учебное пособие. – Новокузнецк: Изд-во СибГМА, 1994. –102 с.
12. Гладкий С.Л. Об оценке погрешности метода фиктивных канонических областей / С.Л. Гладкий, Л.Н. Ясницкий // Известия Академии наук. Механика твердого тела. Москва. – 2002. – №6. – С. 69-75.
13. Ясницкий Л.Н. Метод фиктивных канонических областей в механике сплошных сред. – М.: Наука, 1992. – 128 с.

14. Рекач В.Г. Руководство к решению задач по теории упругости: учебное пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк., 1977. – 216 с.
15. Зиновьев В. А. Основы динамики машинных агрегатов: научное издание / В.А. Зиновьев, А.П. Бессонов. – М.: Машиностроение, 1964. – 239 с.

TO THE PROBLEM OF PERFECTION OF JAW CRUSHING GARS

Dvornikov L.T., Makarov A.V

Keywords: destruction, fragmentation, jaw crushing machines.

In article results of research of destruction of rock in jaw crusher are stated, the mathematical model of an arrangement of stones in the chamber of crushing is established. The method of synthesis of kinematic schemes crushing equipment is developed. Ways of kinematic and dynamic research, and also an equilibration of the crushing machine including in the structure the closed changeable contour are offered.

УДК 531.8

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЗОНЕ КОНТАКТА ВКЛАДЫШ-ВИЛКА ШПИНДЕЛЯ

Савельев А.Н., к.т.н., доцент, заведующий кафедрой механического
оборудования металлургических заводов;

Савельев Н.В., ст. преп. кафедры механического оборудования
металлургических заводов;

Гульняшкин В.Н., к.т.н., доцент

*Сибирский государственный индустриальный университет,
г. Новокузнецк*

Ключевые слова: прокатный стан, шпиндель, вкладыш, динамика.

Излагаются результаты оценки динамических процессов, возникающих при контактировании вкладыша с вилкой шпинделя прокатного стана.

Во всех современных машинах механическая энергия, подводимая к рабочему органу, передается от двигателя через механопровод. Не исключение и современный прокатный стан. В нем механопровод является сложным механизмом, в котором процесс передачи энергии сопровождается динамическими процессами и в некоторых местах сопряжения деталей этого механопровода, эти процессы протекают очень интенсивно. Особенно интенсивно эти процессы протекают в месте контакта вкладыш лопасть шпинделя. Шпиндель состоит из двух шпиндельных головок, расположенных с обеих сторон шпинделя.

Механическая энергия, подходящая с одной стороны, происходит через лопасть-вкладыш-вилку шпинделя, с другой стороны через вилку шпинделя-вкладыш-лопасть. Поэтому передача энергии и нагружение элементов головок шпинделя происходит по-разному.

В работах [1, 2] на основе промышленного эксперимента показано, что в зоне контакта вкладыш головка универсального шпинделя прокатного стана возникают динамические локальные нагрузки, превышающие на порядок статическую, создающие условия для интенсивного износа элементов этого узла. В данной

работе экспериментальным способом оценивается характер динамики взаимодействия вкладыша с вилкой шпинделя.

Используемый поляризационно-оптический метод (метод динамической фотоупругости) [3] позволяет оценить визуально и в относительных величинах динамику процесса, проходящую на поверхностях контакта вкладыш-вилка.

Модель состоящая из нескольких элементов, таких как вкладыш шпинделя 2, вилка шпинделя 1 (рисунок 1), выполнены из органического стекла марки ОНС толщиной 10мм. Для снятия остаточных напряжений в моделях, после механической обработки, они подвергались отжигу.

Имитация динамического нагружения модели осуществлялось импульсной нагрузкой, с помощью плоского заряда ТЭНа весом 170-180мГм, расположенного равномерно на поверхности волновода. Продолжительность импульса составила 65-75мкс во время которых волна, представляющая собой разовую волну упругой энергии, прошла через волновод подведенного к зоне контакта. Запись волновой картины велась со скоростью один миллион кадров в секунду скоростной кинокамеры СФР-1М.

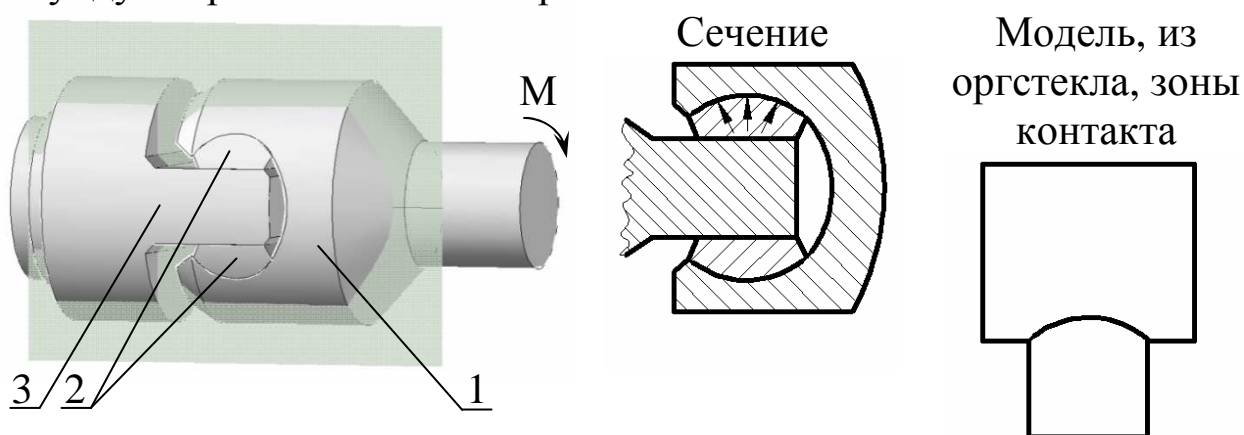


Рисунок 1 – Модель головки шпинделя, схема нагружения и модель из органического стекла

Установка, состоящая из кругового полярископа (рисунок 2,а) и системы синхронизации взрыва ТЭНа и запуска кинокамеры (рисунок 2,б), управляется с пульта управления. При включении запускается кинокамера СФР-1М и разгоняется до рабочей скорости, одновременно схема заряжает, с помощью автотрансформатора АТ и выпрямителя В, конденсаторы С1, С6, С7. Процесс зарядки конденсаторов контролируется киловольтметрами Кв1 и Кв2. Достигнув рабочей скорости кинокамеры дается высоковольтный

импульс, на осуществление нагружения образца, он пробивает разрядник Р и конденсатор С1 включает в работу осветительную лампу – импульсного стоботрона ИСШ 100-3м и разряжается на проволоку, вставленную в заряд ТЭНа, которая нагреваясь и плавясь инициирует взрыв.

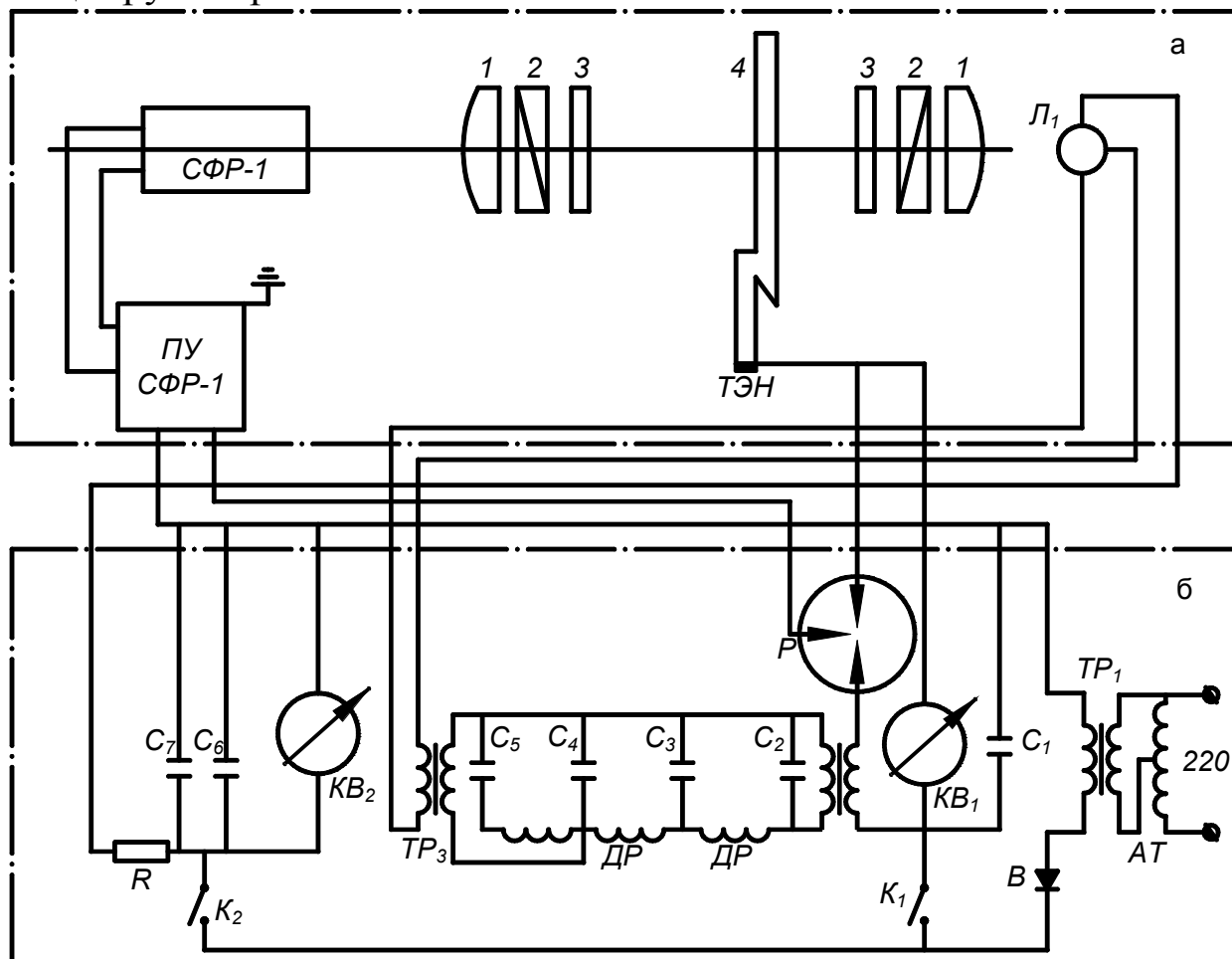


Рисунок 2 – Схема установки на которой проводился эксперимент поляризационно-оптическим методом

Пучек света от лампы L_1 с помощью линзы 1 формируется в параллельный луч света диаметром 140мм. Этот луч проходит через поляриды кругового полярископа 2, четвертьволновые пластины 3 и объект исследования 4. Поле съемки при этом получается в виде квадрата 50x50мм. Примеры кинограмм приведены на рисунке 3. Опыт данного эксперимента повторялся по пять раз. Повторяемость результатов замеров контролировалась по максимальному значению величины нагружения образца. В обработанных опытах разброс максимального значения нагрузки не превышает 6%

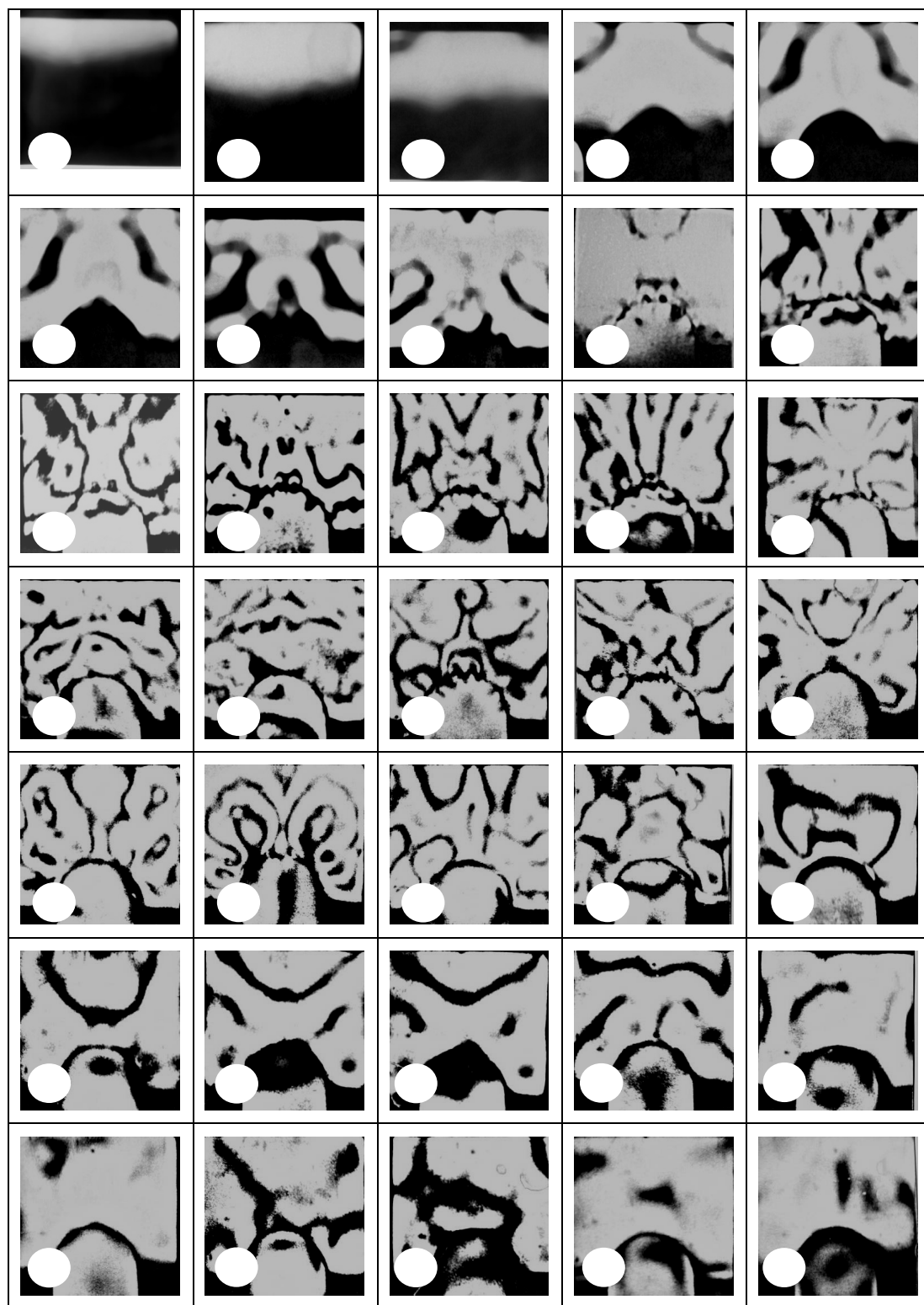


Рисунок 3 – Пример одной из полученных кинограмм

При расшифровке кинограмм в данной работе оценивался характер изменения максимального давления на поверхности контакта исследуемых элементов шпинделя – m_{\max} , локализация зоны максимального давления по длине зоны контакта элементов в относительной величине S и его концентрация, т.е. величина перепада

максимального и минимального давления в зоне контакта взаимодействующих поверхностей – α_σ . Максимальная нагрузка определялась путем подсчета порядка темных полос m , получаемых на фотоснимке, который в свою очередь связан с разностью главных напряжений. При просвечивании плоской модели из органического стекла на круговом полярископе можно оценить только разность возникающих в ней главных напряжений $\sigma_1 - \sigma_2$ и их направление. Эта разность напряжений связана с оптической разностью хода световой волны полярископа следующей зависимостью

$$\Delta = Cd(\sigma_1 - \sigma_2),$$

где C – относительный оптический коэффициент напряжений в материале;

d – толщина пластины оргстекла модели.

Погашение света интерференционного изображения происходит при

$$\Delta = m\lambda,$$

где m – порядковый номер черной полосы;

λ – длина волны света.

Тогда $m = \frac{Cd}{\lambda}(\sigma_1 - \sigma_2)$ – величина, характеризующая в нашем

случае значение разности напряжений на поверхности контакта двух деталей головки шпинделя, одним из которых является давление в зоне контакта поверхностей. Локализация давления в зоне контакта S находилась как отношение длины зоны с максимальной нагрузкой к общей длине контактируемой поверхности. Перепад нагрузок в зоне контакта рассматриваемых поверхностей высчитывался как отношение максимального и минимального в этой зоне давлений $\alpha_\sigma = m_{\max}/m_{\min}$.

Движение упругой волны через контакт вогнутых поверхностей создает еще более сложную картину распределения давления на его поверхности (рисунок 4), чем это было на плоской и выгнутой плоскостях [2, 4]. В этом случае постоянно возникает несколько центров высокого давления. Количество этих центров меняется, периодически то увеличиваясь, то уменьшаясь. Это свидетельствует о том, что возникает несколько зон локальных на поверхности контакта колебаний. Что касается локализации и концентрации давлений в зоне контакта (рисунок 4), то эти характеристики меняются следующим образом. В течение первых 30-35 мкс резко возрастает и концентрация, и локализация нагрузки. Локализация нагрузки при

этом возрастает, достигая своей максимальной величины. При дальнейшем росте общей нагрузки концентрация ее снижается, а локализация остается высокой вплоть до прекращения возрастания нагрузки. Далее, нагрузка начинает падать, концентрация уже к этому моменту близка единице и локализация со значительными колебаниями тоже движется к единице.

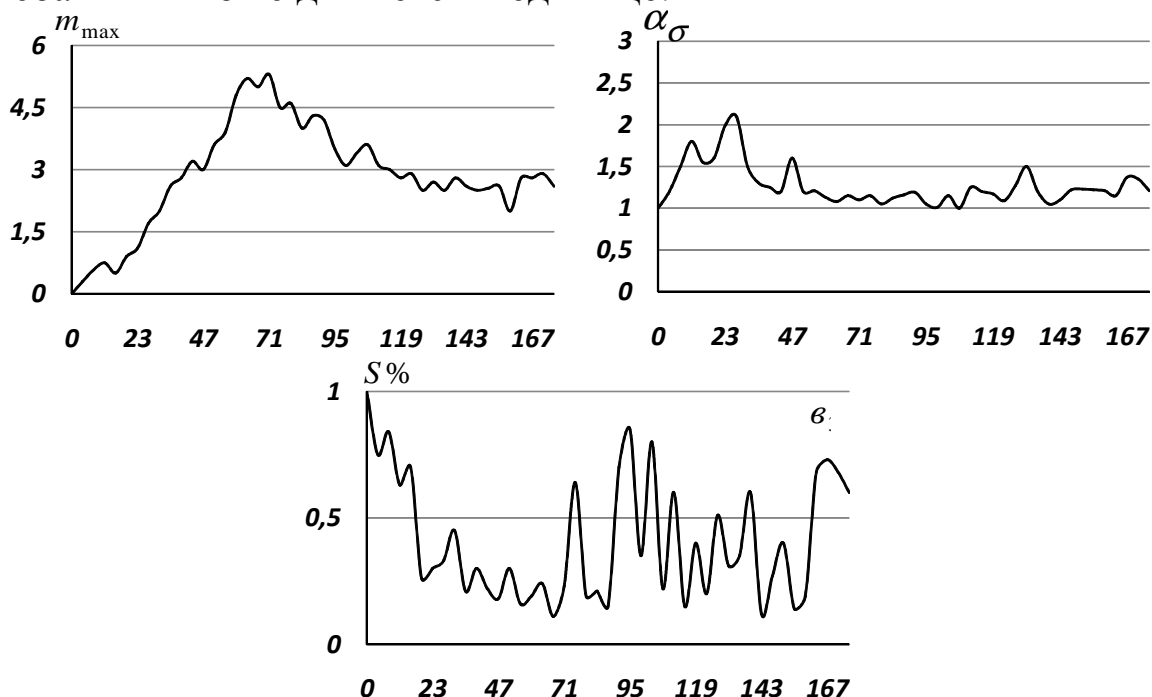


Рисунок 4 – Графики максимального давления на поверхности контакта m_{max} , локализация зоны максимального давления по длине зоны контакта элементов в относительной величине S и его концентрация α_σ

Таким образом, используемый в данном лабораторном эксперименте метод динамической фотоупругости, позволил качественно оценить характер изменения нагрузки, возникающей в сечении контакта элементов головных частей универсального шарнира при динамическом его нагружении. Анализ полученных кинограмм нагружения зоны контакта показал, что поверхность контакта сопряженных частей головки универсального шпинделя испытывает переменные нагрузки с высокой степенью их периодической концентрации и локализации. Полученная сложная картина давления в зоне контакта соответствует только одному импульсу нагружения. Это, с учетом результатов работы [4] позволяет предположить, что в реальном случае непрерывного процесса передачи через контакты головных частей шпинделя механической энергии в местах концентрации нагрузки могут

происходить значительные перенапряжения материала, приводящие к последующему его разрушению, что требует учета при проектировании приводов прокатных станов.

Список литературы

1. Савельев А.Н., Савельев Н.В. Анализ нагрузок во вкладыше универсального шпинделя привода прокатной клетки // Известия вузов. Черная металлургия. – 2007. – №10. – С. 57-59.
2. Савельев А.Н., Савельев Н.В. Оценка величины нагружения пары трения универсального шпинделя клеток непрерывно-заготовочного стана // Материалы двенадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. – Новокузнецк: СибГИУ, 2002. – 220 с.
3. Фрохт М.М. Фотоупругость. Т. 1. – М.-Л., 1984. – 432 с.
4. Савельев А.Н., Гульняшкин В.Н., Савельев Н.В. Оценка процесса взаимодействия контактирующих поверхностей вкладыша головки шпинделя методом фотоупругости // Материалы десятой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. – Новокузнецк: СибГИУ, 2000.

ESTIMATION OF DYNAMIC PROCESSES IN A ZONE OF CONTACT THE SPINDLE LINER-PLUG

Savelev A.N., Savelev N.V., Gulnyashkin V.N.

Keywords: rolling mill, spindle, liner, dynamics.

Results of an estimation of the dynamic processes arising at contact of the liner with a fork of a spindle of the rolling mill are stated.

УДК 622.23.054.54

К ВОПРОСУ О ПОВЫШЕНИИ ПРОЧНОСТИ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ ПОВОРОТНЫХ РЕЗЦОВ ГОРНЫХ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Дворников Л.Т., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования;

*Сибирский государственный индустриальный университет,
г. Новокузнецк*

E-mail: tmmiok@yandex.ru

Крестовоздвиженский П.Д., к.т.н., менеджер по продажам

ООО «Горный инструмент», г. Новокузнецк

E-mail: krepash@yandex.ru

Ключевые слова: очистной комбайн, проходческий комбайн, исполнительный орган, тангенциальный поворотный резец.

В статье представлены результаты исследований в области повышения прочности тангенциальных поворотных резцов очистных комбайнов.

Индустриальным способом добычи угля в мировой практике является механический способ с применением высокопроизводительных шнековых очистных комбайнов, вооруженных тангенциальными поворотными резцами.

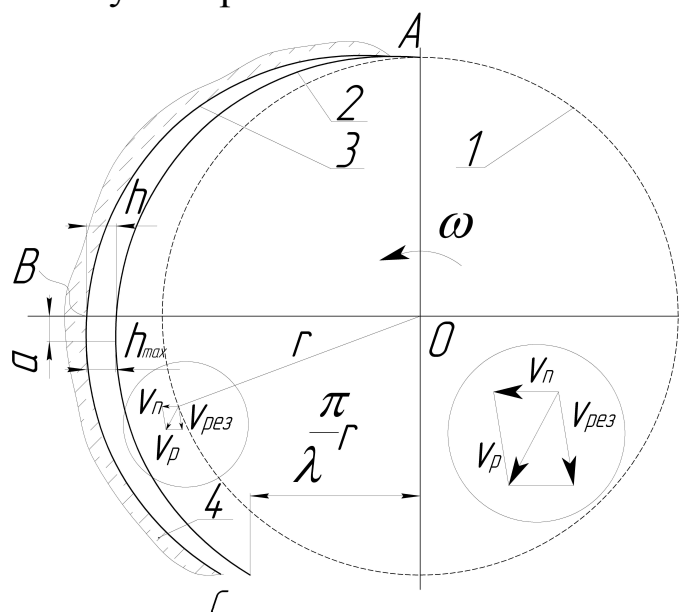
Несмотря на достаточно большую номенклатуру используемых в горном деле типов очистных комбайнов – не менее трех десятков конструкций, выпускаемых заводами различных государств, принципиально они отличаются незначительно. Основная часть установленной на комбайнах мощности приводов передается на разрушение углей через инструмент. В силу того, что одновременное непосредственное воздействие на забой от шнеков осуществляется через ограниченное количество резцов, последние оказываются высоконагруженными.

В связи с этим задача повышения прочности и износостойкости резцов, очистных шнековых комбайнов оказывается не просто актуальной, а одной из важнейших для угледобывающей отрасли.

Промышленное применение тангенциальных поворотных резцов (ТПР) в очистных комбайнах началось не ранее 1970 года.

Первые конструкции ТПР были заявлены в 1962 (А. Snipe) и 1965 (С. Krekeler) годах. К настоящему времени известны десятки конструкций таких резцов различной геометрии обусловленной условиями их применения, в частности прочностью разрушаемых углей.

На современном этапе угледобычи использованию шнековых исполнительных органов и тангенциальных поворотных резцов альтернативы не просматривается. Не менее 95% действующих очистных забоев оснащены именно шнековыми комбайнами, при этом условия нагружения ТПР постоянно усложняются, вследствие явно просматривающейся тенденции увеличения установленной мощности двигателей узлов резания комбайнов.



1 – траектория движения резцов при $V_n = 0$; 2,3 – траектории движения вершин резцов; 4 – угольный массив; h – толщина стружки; V_n – скорость подачи; $V_{рез}$ – скорость резания; V_p – результирующая скорость; ω – угловая скорость; a – ордината точки с наибольшей толщиной стружки; r – радиус шнека

Рисунок 1 – Схема движения резца в пространстве забоя:

На некоторых последних (2010г.) модификациях очистных комбайнов использован привод мощностью до 2150 кВт.

Очевидно, что при росте мощности узлов резания существенно возрастают нагрузки на резцы комбайнов и задачи повышения

прочности и поиска рациональных конструкций тангенциальных поворотных резцов становятся принципиально важными.

В результате поступательного движения комбайна вдоль забоя со скоростью V_n и вращения шнекового исполнительного органа со скоростью $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ резцы комбайна движутся по кривым (рисунок 1), описываемым системой уравнений (1)

$$\begin{cases} x = a\varphi - r\text{Sin}(\varphi), \\ y = -r\text{Cos}(\varphi). \end{cases} \quad (1)$$

При этом срезаемая стружка угля изменяется по толщине от нуля до максимального значения (h_{max}), угол воздействия на забой относительно естественной слоистости угля меняется, что приводит к существенному изменению нагрузок на резец во времени.

Величина h_{max} определяется выражением

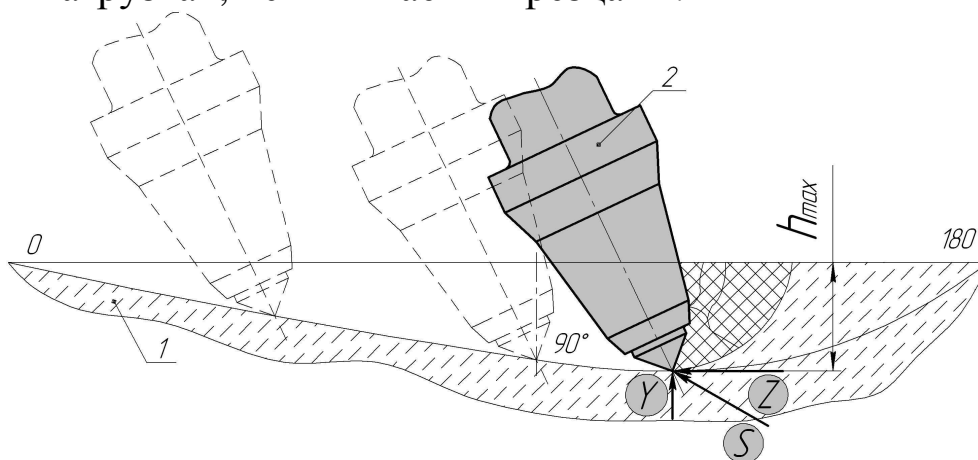
$$h_{max} = \frac{V_n}{60mn}, \quad (2)$$

где m – количество резцов в линии резания,

$n = 9,5\omega$ – частота вращения шнека, мин^{-1} .

При существующих параметрах очистных комбайнов толщина стружки при резании изменяется в интервале $h = 0,03-0,06\text{м}$.

Непосредственно одновременно на забой воздействуют не более половины резцов, установленных на шнеке, то есть вся мощность двигателей резания передается на разрушение угля через вполне конкретное число резцов – от 15 до 30, что позволяет судить о реальных нагрузках, испытываемых резцами.



1 – разрушаемая среда, 2 – ТПР, Z - сопротивление резанию, Y – сопротивление подаче резца, S – результирующая сила

Рисунок 2 – Схема взаимодействия ТПР с забоем

На рисунке 2 показана схема сил, действующих на резец. Основными составляющими являются сила сопротивления резанию Z , сила сопротивления подаче резца Y и боковое усилие.

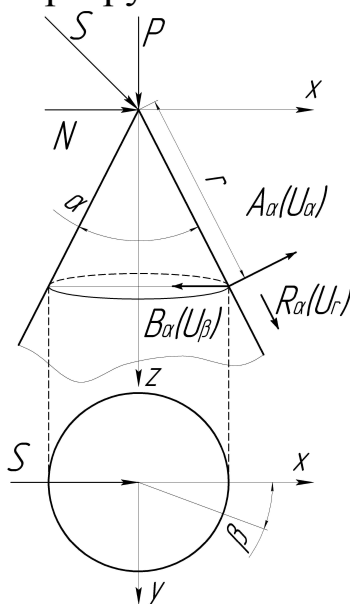
Известно, что углы Кузнецкого угольного бассейна в зависимости от сопротивляемости резанию подразделяются на три категории ($A = 110; 220; 330$ кН/м), откуда следует, что максимальные значения сил $S = Ah_{\max}$, действующих на резец при резании углей, находятся в диапазоне значений от 2 до 15 кН.

Результаты испытаний резцов, проведенных на угледобывающих предприятиях Кузбасса, Хакасии, Ростовской области, позволили сформулировать причины выхода резцов из строя, связанных с недостаточной прочностью тех или иных их элементов.

Основными причинами выхода из строя резцов являются:

- скол корпуса ТПР в зоне закрепления твердосплавной вставки;
- продольный или поперечный скол рабочей части твердосплавной вставки;
- односторонний износ корпуса резца;
- излом корпуса ТПР в области перехода головной части в хвостовую;
- равномерный износ корпуса резца.

Все причины поломок резцов свидетельствуют об их перегруженности и недостаточной прочности отдельных элементов.



N – изгибающая сила, P – сжимающая сила, S – результирующая сил, α – угол конусности, β – угол, определяющий положение рассматриваемой точки по отношению к действующей силе,

R – радиальная составляющая тензора напряжений, B – окружная составляющая, A – нормальная составляющая, r – радиус сферы, описывающей расстояние от вершины до рассматриваемой точки

Рисунок 3 – Модель нагружения бесконечного конуса поперечной силой

В основу исследования [1] были положены известные задачи теории упругости, поставленные и решенные Дж. Митчеллом. Речь в них шла о распределении напряжений в бесконечном конусе с углом конусности α , нагруженном сжимающей и изгибающей силами, приложенными к вершине конуса.

В первом приближении, то есть без учета конструктивных элементов (переходов, выточек), тангенциальный поворотный резец может быть представлен в виде конуса (рисунок 3), с углом при вершине α , нагруженного результирующей силой S , приложенной к его вершине.

Решение, найденное Митчеллом, было сведено к получению коэффициентов, определяющих напряженное состояние в общем виде.

В деформациях это решение имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} u_r = \frac{F}{4\pi G} \frac{\sin(\alpha)\cos(\beta)}{r}, \\ u_\beta = -\frac{\lambda+3G}{2(\lambda+2G)} \frac{F}{4\pi G} \frac{\sin(\beta)}{r}, \\ u_\alpha = \frac{\lambda+3G}{2(\lambda+2G)} \frac{F}{4\pi G} \frac{\cos(\alpha)\cos(\beta)}{r}, \end{array} \right. \quad (3)$$

где u_r, u_β, u_α - радиальное, окружное и нормальное смещения;

G и λ - коэффициенты Лямэ.

Применительно к поворотным резцам в наиболее опасном сечении ($\beta = 0$) компоненты напряжений выражаются зависимостью

$$\left\{ \begin{array}{l} R_r = -1,2 \times 10^{-4} \frac{\sin(\alpha)}{r^2} S, \\ A_\alpha = B_\beta = 17,37 \frac{\sin(\alpha)}{r^2} S, \\ A_\beta = B_r = 0, \\ A_r = -17,37 \frac{\cos(\alpha)}{r^2} S. \end{array} \right. \quad (4)$$

Частное решение задачи Митчелла, применительно к тангенциальным поворотным резцам, позволило найти взаимосвязь предельной по упругости силы S от угла конусности α (рисунок 4).

Из полученной зависимости следует, что в интервале значений угла $\alpha/2$ от 15 до 30 градусов (угол между образующей конуса и осью конуса) величина предельного значения силы сопротивления может быть описана уравнением

$$S = k(\alpha - \alpha_0), \quad (5)$$

где $k = \operatorname{tg} \gamma$ – коэффициент пропорциональности,
 α_0 – минимальный угол конусности (15 градусов),
 α – угол конусности рассчитываемого резца.

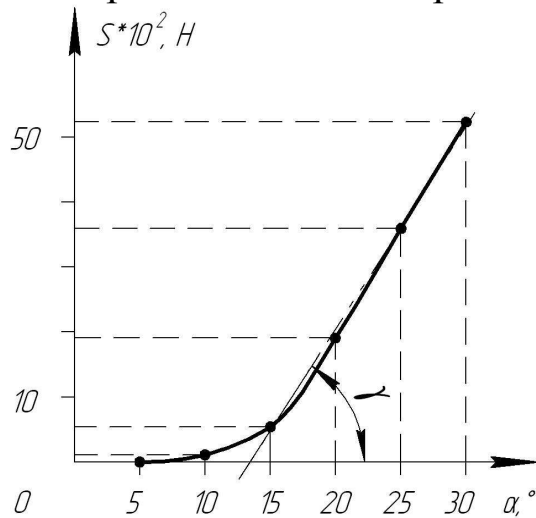


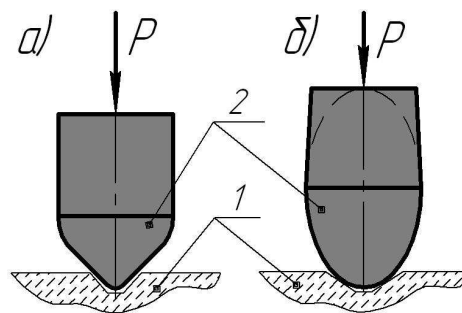
Рисунок 4 – График зависимости предельной силы S от угла конусности α

При превышении величины предельного значения силы S , определенной по (5), в конструкции резца могут возникать необратимые деформации, приводящие к его разрушению, так при угле $\alpha=25^\circ$ действующая на резец сила S не должна превышать значения 3,5-4,0кН. Данные результаты подтверждаются структурой поломок корпуса тангенциальных поворотных резцов при проведении испытаний на угледобывающих предприятиях.

Решая задачу о гарантированной прочности ТПР от действующих на него нагрузок со стороны массива, необходимо одновременно обеспечить условия наименее энергоемкого разрушения забоя. Одним из решений, в этом направлении рассматривается идея устранения на резцах участков с концентрацией напряжений, приводящих к их локальным разрушениям. Целесообразно воздействующие на забой инденторы выполнять в виде гладких поверхностей. Эта идея ранее была использована при создании бурового инструмента ударного действия (J. Kelli, 1965).

Процесс взаимодействия индентора в виде жесткого штампа с разрушаемой средой может быть рассмотрен с точки зрения контактной задачи теории упругости, которая применительно к упругим телам, ограниченными поверхностями второго порядка, была решена Г. Герцем.

Применяемые в настоящее время в серийных конструкциях поворотных резцов твердосплавные вставки выполняются заостренными (лезвийными), то есть с концентратором напряжений в их вершине. Использование в качестве твердосплавных вставок безлезвийных инденторов, выполненных в частности, в форме полуэллипсоида вращения (рисунок 5,б) с отношением полуосей рабочей ступени эллипсоида 1,8-2,2, существенно меняет картину распределения напряжений под индентором. Такой индентор, не имея собственно лезвия, обеспечивает квазипостоянную удельную нагрузку на среду. «Острота» такого индентора является величиной обратной скорости изменения контактной площадки по мере внедрения индентора.



P – действующая нагрузка, 1 – разрушаемая среда, 2 – инденторы: конус (а) и полуэллипсоид (б)

Рисунок 5 – Схема воздействия на массив инденторами

Удельное давление $p(\rho)$ под индентором зависит от геометрии индентора и определяется зависимостью

$$p(\rho) = -\frac{4EC}{\pi(1-\nu^2)} \sqrt{a^2 - \rho^2} . \quad (6)$$

В формуле (6) обозначены: E – модуль упругости, ν – коэффициент Пуассона среды, C – коэффициент продольного растяжения поверхности, a – радиус площадки контакта, ρ – полярный радиус рассматриваемой точки.

Сравнение инденторов – конуса (рисунок 5,а) и полуэллипсоида по напряжениям, возникающим в среде при их воздействии на разрушаемую среду ($E=5000\text{МПа}$, $\nu=0,3$), приведено на рисунке 6.

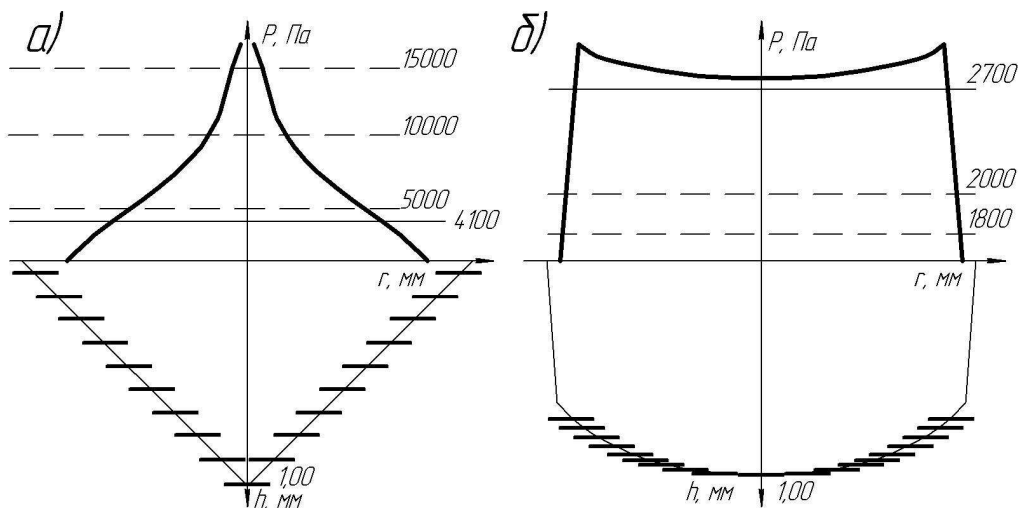


Рисунок 6 – Распределение давления под инденторами (а – конус, б – полуэллипсоид)

Изучение найденных закономерностей показывает, что давление под индентором-эллипсоидом близко к равномерному и существенно – в разы меньше максимального давления под индентором-конусом, откуда следует, что при «остром» инденторе в нагружаемой среде происходят локальные разрушения малых объемов и добиться возникновения высоких напряжений в больших объемах среды невозможно.

Иная ситуация возникает при воздействии на среду «тупым» индентором. В этом случае напряжения накапливаются без локальных разрушений среды и лишь при достижении ими предельных значений происходят разрушения значительно больших объемов массива крупным сколом и с меньшими затратами энергии.

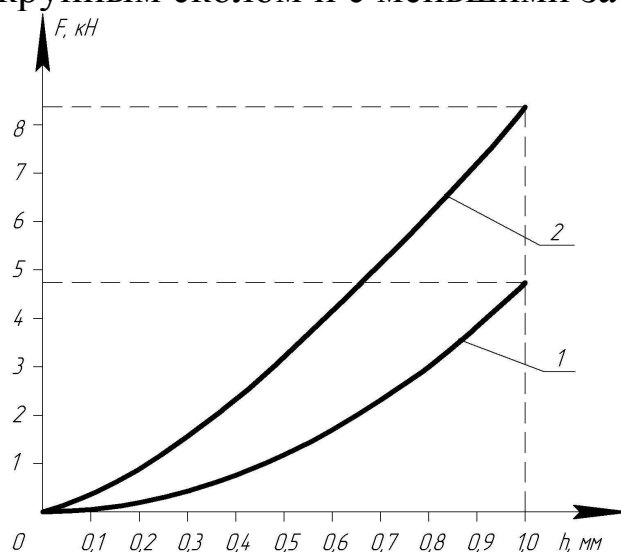


Рисунок 7 – График зависимости усилия внедрения F от глубины внедрения h инденторов в форме «конуса» (1) и эллипсоида (2)

На рисунке 7 показаны зависимости нарастания усилий, прикладываемых к инденторам в форме «конуса» и «эллипсоида» по мере их внедрения в массив, из которых следует, что более затратным по усилиям является процесс внедрения «эллипсоида», однако энергоемкость разрушения массива при этом может существенно уменьшаться за счет откалывания крупных фрагментов.

Исходя из приведенных соображений авторами настоящего исследования, был предложен к применению в практике добычи угля шнековыми очистными комбайнами новый тангенциальный поворотный резец с твердосплавной вставкой в виде двухосного эллипсоида (Патент №2212535).

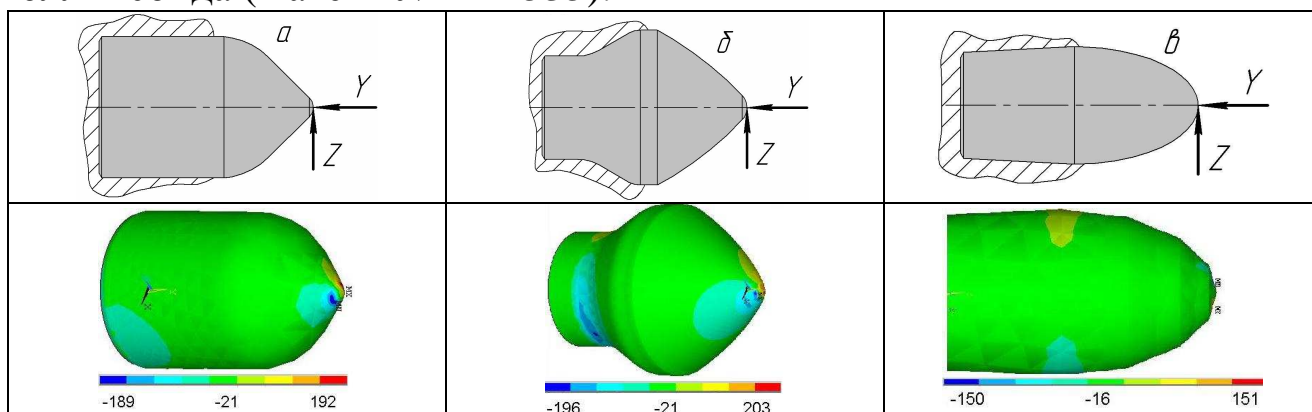


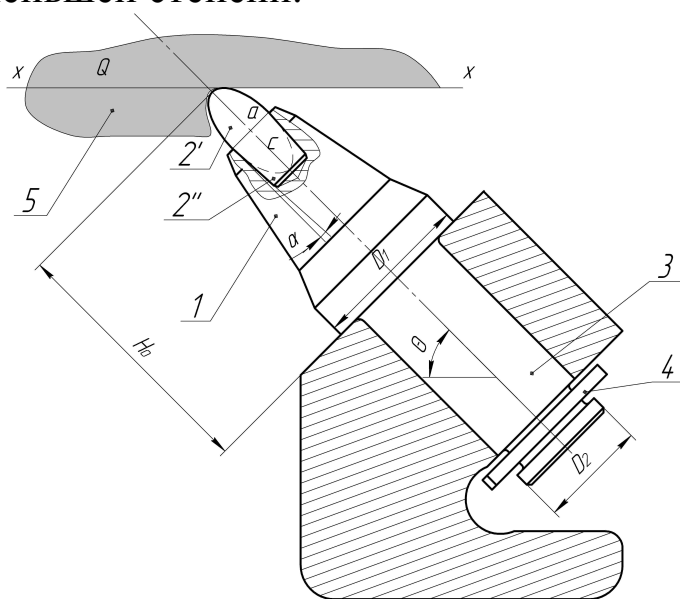
Рисунок 8 – Напряженное состояние цилиндрической, грибовой и в виде эллипсоида вращения вставок (S_1)

При исследовании напряженного состояния головных частей ТПР, отличающихся видом образующей их боковой поверхности: линейной, вогнутой и выпуклой (рисунок 8), были использованы численные приемы, основанные на методе конечных элементов.

Приведенные данные свидетельствуют о том, что значения напряжений в теле твердосплавных вставок цилиндрической и «грибовой» форм от действия изгибающей силы отличаются мало, в то время как напряжения, возникающие в теле вставки-эллипсоида, имеют существенно меньшие значения, ввиду меньшего значения гауссовой кривизны лезвия.

Результаты исследований, позволили разработать новую конструкцию тангенциального поворотного резца, приведенную на рисунке 9. Тело индентора в нем изготавливается в виде вытянутого полуэллипсоида вращения, при этом посадочная часть вставки выполняется в виде усеченного конуса с углом конусности в диапазоне значений от 0 до 3 градусов, что обеспечивает упругое самоторможение вставки в корпусе при запрессовке [2].

В связи с тем, что рабочая поверхность вставки выполняется гладкой, то есть не содержит конических точек, она подвержена разрушению в меньшей степени.



α - угол конусности посадочной части вставки, D_1 – диаметр опорной части ТПР, θ - угол установки ТПР, H_0 – конструктивный вылет, D_2 – диаметр хвостовой части ТПР, 1 – головная часть ТПР, 2 – твердосплавная вставка, 3 – хвостовая часть, 4 – стопор, 5 – разрушаемая среда, xx – линия резания

Рисунок 9 – Тангенциальный поворотный резец с твердосплавной вставкой в форме эллипсоида вращения

Изучение особенностей применяемых в практике конструкций ТПР различных производителей, показало, что, при сохранении конструктивного вылета, головные части резцов, обладающие индивидуальными конфигурациями и размерами, отличаются друг от друга незначительно.

Переменный поперечный размер резцов может быть рассчитан исходя из закона изменения сечений его головных частей, обеспечивающего равнопрочность конструкций при поперечном изгибе и записываемого в виде

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{32F \cdot x}{\pi \cdot \sigma_x}}, \quad (7)$$

где x – переменный конструктивный вылет,

F – изгибающая сила,

σ_x – предельные нормальные напряжения материала резца.

Основываясь на зависимости (7) вполне возможно решить задачу об унификации размерного ряда разрушающего инструмента очистных комбайнов.

На рисунке 10 приведена конструкция унифицированного тангенциального поворотного резца, сущность которого заключается в том, что отношение длины головной части к длине хвостовой части выбирается в интервале значений $l_{Г}/l_{Х}=0,8...1,2$, а радиус поперечного сечения головной части увеличивается от твердосплавной вставки к хвостовику с квазилинейной интенсивностью [3].

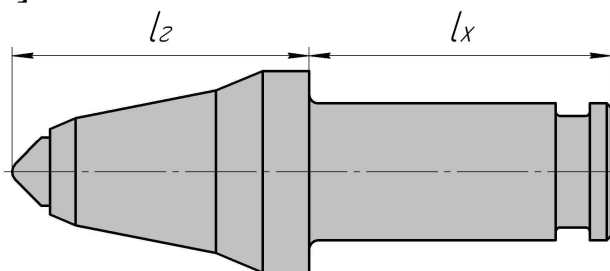


Рисунок 10 – Унифицированный тангенциальный поворотный резец

Анализ причин выхода резцов из строя при работе по углю с твердыми включениями показал, что основным видом поломки является скол твердосплавной вставки. Было предложено использовать в качестве материала режущей вставки – инструментальную сталь Х12МФ [4], что позволило бы избежать как сколов режущей вставки, так и достигнуть пропорционального износа по конструктивному вылету головной части резца.

Результаты выполненного исследования, по мнению авторов статьи, могут быть использованы в практике совершенствования резцов очистных шнековых комбайнов и при изучении процессов взаимодействия тангенциальных поворотных резцов с разрушаемым забоем.

Список литературы

1. Крестовоздвиженский П.Д. Повышение прочности тангенциальных поворотных резцов горных очистных комбайнов: автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Крестовоздвиженский Павел Дмитриевич. – Кемерово, 2011. – 22 с.
2. Пат. 2212535 РФ, МПК E21C35/18. Тангенциальный поворотный резец / Л.Т. Дворников, С.И. Прокушенко, П.Д.

- Крестовоздвиженский, Н.А. Полинцев; – №2001134315/03; приоритет 17.12.2001; опубл. 20.09.2003.
3. Пат. 44744 РФ, МПК E21C35/18. Тангенциальный поворотный резец / Л.Т. Дворников, С.И. Прокушенко, П.Д. Крестовоздвиженский; – №2004123541/22; приоритет 04.08.2004; опубл. 27.03.2005, Бюл. №9.
4. Пат. 54628 РФ, МПК E21C35/18. Резец добычного комбайна / Л.Т. Дворников, С.И. Прокушенко, П.Д. Крестовоздвиженский; – №2006100399/22; приоритет 10.01.2006; опубл.10.07.2006, Бюл. №19.

REGARDING DURABILITY INCREASE OF SHEARER PICK ATTACK CUTTER

Dvornikov L.T., Krestovozdvizhenskiy P.D.

Keywords: shearer, road heading machine, cutting drum, pick attack cutter.

The article presents the results of research in the field of increasing the strength of horizontal rotary cutters treatment combines.

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ СТАТЕЙ
в журнал «МашиноСтроение», издаваемый
по материалам научно-практических конференций
по проблемам механики и машиностроения

Текст статьи должен быть представлен в редакцию в виде файла с расширением .DOC – документа **Microsoft Word 2003**, и распечатки на стандартных листах формата А4 (210×297мм) по 2 страницы на листе. Также авторы могут представлять указанные материалы по электронной почте: **tmmiok@yandex.ru**.

Параметры страницы: поля – 2,0см; ориентация – книжная (допустима, но нежелательна альбомная ориентация для отдельных страниц).

Шрифт текста статьи: Times New Roman, размер – 16, межстрочный интервал – одинарный, отступ первой строки – 1,25см.

В заголовке статьи указывается УДК. Через строку прописными буквами полужирным шрифтом без абзаца по центру – название статьи. Через строку полужирным шрифтом без абзаца по центру – фамилии и инициалы авторов с указанием ученой степени, ученого звания, должности. На следующей строке без абзаца по центру курсивом – место работы и город. На следующей строке – контактный e-mail. Через строку шрифтом №14 – ключевые слова через запятую (не более 10). Через строку шрифтом №14 – краткая аннотация. Через строку – текст статьи шрифтом № 16. Пример приведен ниже.

УДК 622.233

**К РАЗРАБОТКЕ БЕЗЛЕЗВИЙНОГО БУРОВОГО
ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД
ВЫСОКОЙ КРЕПОСТИ**

Дворников Л.Т., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования;

Жуков И.А., к.т.н., доцент кафедры теории механизмов и машин и основ конструирования

Сибирский государственный индустриальный университет, г.

Новокузнецк

E-mail: tmmiok@yandex.ru

Ключевые слова: разрушение, удар, буровой инструмент, безлезвийность.

В статье излагаются результаты экспериментального исследования разрушения горной породы высокой крепости безлезвийным инструментом. Обосновываются рациональные схемы размещения инденторов в ударной части породоразрушающего инструмента. Показываются новые конструктивные решения армирования безлезвийных буровых коронок.

При вставке формул использовать только встроенный редактор формул. Размер символов: обычный – 16, крупный индекс – 11, мелкий индекс – 8, крупный индекс – 18, мелкий индекс – 12. Нумеровать рекомендуется лишь формулы, на которые имеются ссылки. Например,

$$R_s = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \times \int_0^{\infty} \frac{\text{Sin}(x)}{x} e^{-x^2 \sum_{k=1}^{\infty} k^{-2}} dx. \quad (1)$$

Рисунки, вставленные в документ, должны допускать перемещение в тексте и возможность уменьшения размеров. Допустимо представление рисунков отдельными файлами формата .jpg. Необходимо учитывать последующее их преобразование в черно-белую палитру. Толщины линий и размеры обозначений должны обеспечивать четкость и распознаваемость при возможном уменьшении размеров рисунка в процессе редактирования текста статьи. Нумерация – подрисовочная по центру в тексте (в рисунок не включать):

Рисунок 5 – Механизм Уатта

Таблицы нумеруются, если их число более одной, с выравниванием по ширине:

Таблица 1 – Результаты кинематического анализа механизма

Ссылки на цитированную литературу приводятся в квадратных скобках, например, [13, 17] или [6-9]. В конце статьи размещается библиографический список, оформленный в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5-2008.

В завершение статьи приводятся на английском языке название статьи, фамилии и инициалы авторов, ключевые слова и аннотация.

Спасибо за понимание!

Научное издание

МашиноСтроение:

Материалы двадцать первой
научно-практической конференции
по проблемам механики
и машиностроения

№21

Верстка и корректура: Жуков И.А.
Разметка и обработка форматов: Андреева Я.А.

Подписано в печать 07.03.12г.
Формат бумаги 60x84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 8,9. Уч.-изд. л. 9,53. Тираж 300 экз. Заказ №182.

Сибирский государственный индустриальный университет
654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42.
Издательский центр СибГИУ