

Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования

«Сибирский государственный индустриальный университет»

Кузбасский научный центр Сибирского отделения
Международной академии наук высшей школы

**МАТЕРИАЛЫ ДВАДЦАТОЙ
НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ
ПО ПРОБЛЕМАМ МЕХАНИКИ
И МАШИНОСТРОЕНИЯ**

Под редакцией профессора Л.Т. Дворникова
и доцента И.А. Жукова

Новокузнецк
2010

УДК 621.01; 622.233
М34

М34 Материалы двадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения / под ред. Л.Т. Дворникова и И.А. Жукова; Сиб. гос. индустр. ун-т. – Новокузнецк, 2010. – 146 с.

Представлены сделанные на XIX 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 г. Новокузнецка. 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 и аспирантов машиностроительного и горного профиля.

ISBN 5-7806-0225-5

© Сибирский государственный
индустриальный университет, 2010

СОДЕРЖАНИЕ

Дворников Л.Т. Вырождаемость и альтернативное применение в технике плоских шарнирных групп Ассура.....	5
Дворников Л.Т., Жуковский Н.С. Адаптированный перевод с немецкого языка статьи: Martin Grübler «Allgemeine Eigenschaften der zwangläufigen ebenen kinematischen Ketten», изданной в Лейпциге в 1883г.....	14
Гудимова Л.Н. Анализ метода Л.Н. Решетова об исключении избыточных связей в плоских шарнирных механизмах	32
Федоров А.И., Дворников Л.Т. К вопросу о полном составе восьмизвенных плоских цепей Грюблера	45
Дворников Л.Т., Фомин А.С. Определение семейства механизмов по числу подвижных звеньев и кинематических пар	52
Желтухин Д.В., Дворников Л.Т. Метод структурного синтеза механизмов с подвижными гидроприводами	60
Стрыгин С.В. Структурный анализ торцевого кулачкового механизма вибродвигателя	66
Давыдов А.П., Стрыгин С.В. Торцевой кулачковый механизм вибродвигателя.....	74
Шапошников И.-И.Д. Некоторые задачи продольного соударения стержней	84
Жуков И.А. Численные модели продольных колебаний волновода и ударяющего тела	91
Сараханова Е.В., Жуков И.А. Алгоритм определения форм ударного импульса по зависимости «сила-внедрение» для крепких горных пород	93

Воскресенский В.А. К расчёту привода «неприводного» ленточного тормоза.....	99
Киринос А.М., Люленков В.И. Гидравлическая схема для поджатия при прокатке на обжимном стане	104
Киринос А.М., Люленков В.И., Ступаков М.И. Определение времени срабатывания гидропривода поджатия при прокатке на обжимном стане.....	108
Люленков В.И. Возможности многодвигательных гидравлических систем.....	115
Савельев А.Н., Суздальцев Е.Е. Преобразование усталостных кривых Велера в кривые работоспособности	119
Куклин С.А. Таблица нормальных электронных конфигураций – периодическая система элементов	129
Ермаченко М.В. Использование MS Power Point для создания презентаций с динамическими эффектами при подготовке к проведению лекций и практических занятий по теоретической механике	140

ВЫРОЖДАЕМОСТЬ И АЛЬТЕРНАТИВНОЕ ПРИМЕНЕНИЕ В ТЕХНИКЕ ПЛОСКИХ ШАРНИРНЫХ ГРУПП АССУРА

Дворников Л.Т.

Под группой Ассура будем понимать кинематическую цепь, обладающую нулевой подвижностью, т.е. не только так называемые нормальные по Ассуру группы, заканчивающиеся поводками, но и все неделимые группы, содержащие в своем составе изменяемые замкнутые контуры. На рисунке 1 показаны соответственно: а) простейшая нормальная группа – диада, в) четырехзвенная нормальная группа Грюблера и с) четырехзвенная неделимая группа с четырехугольным изменяемым замкнутым контуром.

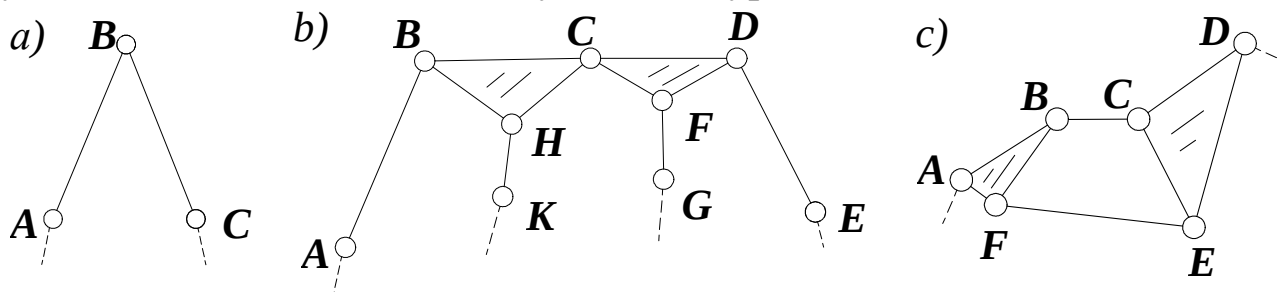


Рисунок 1 – Виды групп Ассура

Неделимой группа с) (рисунок 1) названа потому, что формально ее можно разделить на две диады – **ABC** и **DEF**, но такое деление ее неизбежно разрывает цепь так, что она не может быть разрешена кинематически и кинетостатически.

С точки зрения структуры механизмов, группа Ассура является элементарной кинематической цепью, которая, будучи введенной в соединение с ведущим звеном, образует механизм, обладающий определенностью движения.

Под альтернативным применением групп Ассура будем понимать их использование, исключаяющее сущность ее подвижности, т.е. в неподвижном состоянии.

Так, диада **BCD** (рисунок 2, а), присоединенная к ведущему звену 1, позволяет получить подвижный четырехзвенный механизм **ABCD**. И эта же группа, введенная ее шарнирами в соединение со стойкой, т.е. с неподвижным звеном (рисунок 2, в), становится неподвижной системой, которую в строительной механике называют двухопорной статически определимой балкой.

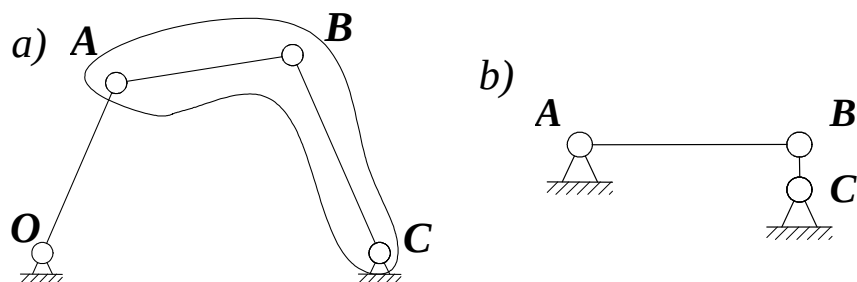


Рисунок 2 – Пример альтернативного использования диады

Вырождаемость групп Ассура может происходить в результате совмещения геометрических осей рядом расположенных шарниров. Так, если в диаде **ABC** (рисунок 1, *a*) совместить оси кинематических пар **A** и **B**, то диада выродится, с ее помощью нельзя будет создать четырехзвенный механизм.

Подвижность W всех плоских шарнирных цепей определяется формулой Чебышёва П.Л.

$$W = 3n - 2p_5,$$

где n – число подвижных звеньев,

p_5 – число шарниров или кинематических пар пятого класса.

Все группы Ассура, т.е. неподвижные по отношению к стойке группы звеньев, обладают подвижностью $W = 0$ и соотношение между числом звеньев n и числом шарниров p_5 для них удовлетворяется условием

$$p_5 = \frac{3n}{2}.$$

Начнем рассматривать поставленную задачу со значения $n = 2$, т.е. с диады. На рисунке 3, показаны все возможные ситуации, когда геометрические оси кинематических пар совмещаются (процесс совмещения геометрических осей сводится к изображению концентрических окружностей совмещаемых шарниров или пар).

Необходимо иметь в виду, что при совмещении геометрических осей пар не может происходить в цепи потери ни звеньев, ни пар. Чтобы это показать, необходимо дать изображение цепи в иной плоскости. На рисунках 3,а,б,с группы показаны в фас, а на рисунках 3,а',б',с' они же показаны в профильной плоскости, откуда легко воспринимаются их реальные конструкции. В особых случаях – при равенстве длин звеньев **AB** и **BC** возможно совмещение геометрических осей кинематических пар **A** и **C** (рисунок 3,д). При этом группа также вырождается и становится единым звеном – кривошипом (рисунок 3,д').

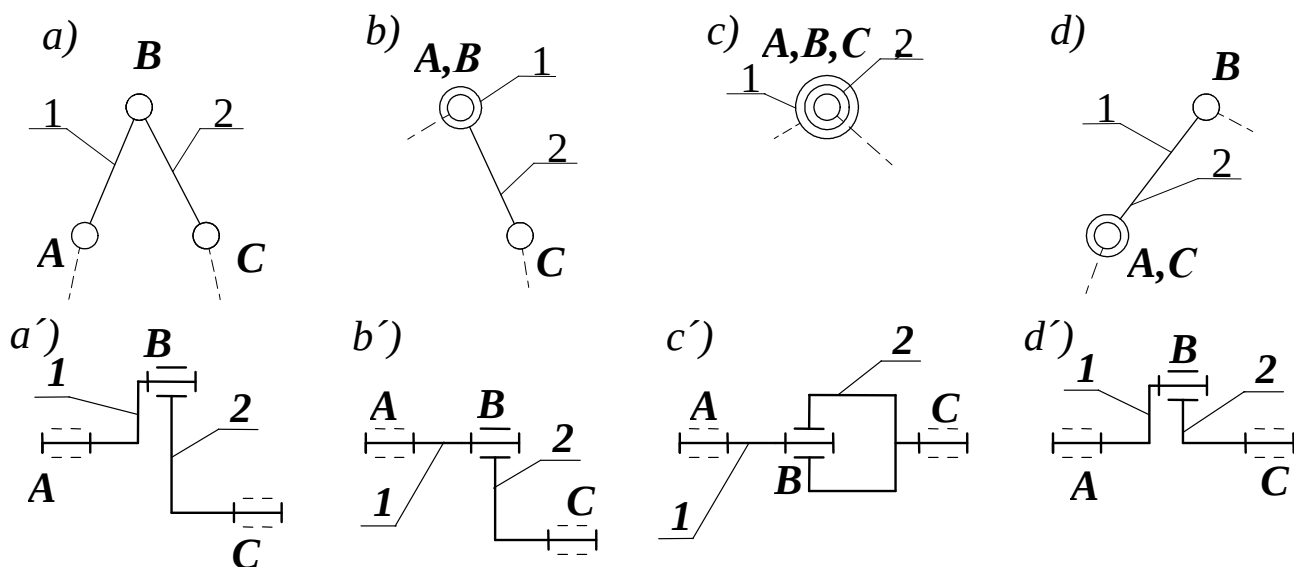


Рисунок 3 – Виды вырождаемости диады

Отметим, что подвижность W структур a, b, c и d (рисунок 3) оказывается различной – в схеме 3, a $W = 0$, в схеме 3, b $W = 1$, в схеме 3, c $W = 2$, а в схеме 3, d $W = 1$, это и означает вырождение групп. Часто эти ситуации недопонимаются.

Чтобы показать наглядно возможность появления ошибок в рассмотрении структур рычажных кинематических цепей, обратимся к статье [1], опубликованной в журнале ТММ №1 (7), 2006г. профессором Пожбелко В.И. В этой статье автор обращается к так называемым шестизвенным цепям Грюблера. Воспроизведем на рисунке 4 предпринятое автором [1] представление этих цепей при совмещении геометрических осей рядом расположенных шарниров.

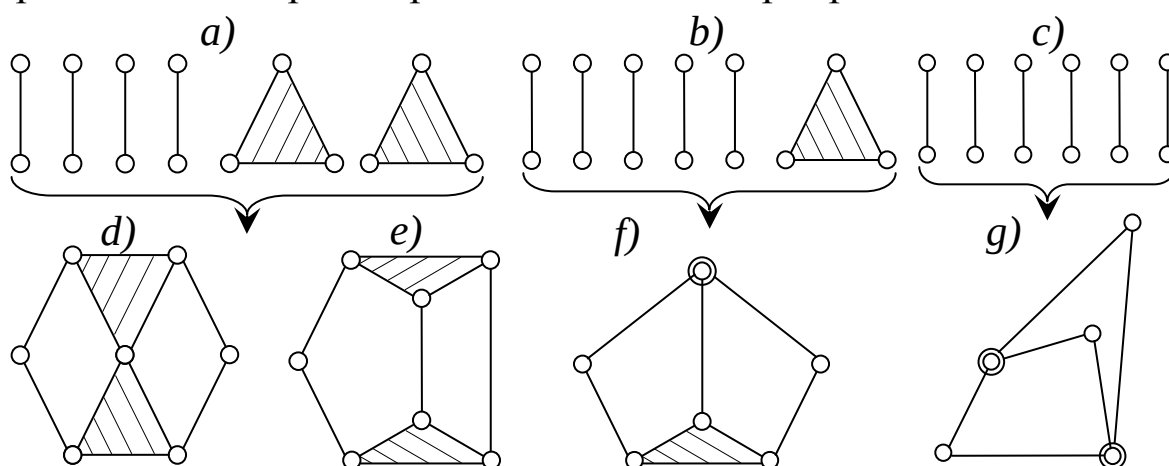


Рисунок 4 – Копия части рисунка 1 из статьи [1] Пожбелко В.И.

Автор находит, что при совмещении осей происходят существенные изменения в цепях. В исходном случае цепь собирается из двух трехпарных звеньев и четырех двухпарных (рисунок 4, a), во

втором случае показывается, что трехпарное звено одно, а двухпарных пять (рисунок 4, *b*), в последнем случае трехпарных звеньев нет и вся цепь представляется шестью двухпарными звеньями (рисунок 4, *c*). Это рассуждение ошибочно, оно противоречит здравому смыслу.

Поясним это. Рассматриваемые автором [1] (рисунок 4, *d, e*) цепи есть шестизвенные цепи Грюблера, а Грюблер в своей работе [2] показал, что подвижность таких цепей

$$3n - 2p_5 = 4 \quad (1)$$

и что для определения числа шарниров цепи следует пользоваться формулой

$$2p = \sum_z^k i n_i ,$$

где i – число кинематических пар k -го звена,

n_i – число таких звеньев.

Для шестизвенной цепи Грюблера, где $i = 3$ и 2 ,

$$2p = 3n_3 + 2n_2$$

или
$$p = \frac{3 \cdot n_3 + 2n_2}{2} = 7 .$$

В цитируемой работе Пожбелко В.И. необъяснимым образом происходит изменение числа кинематических пар. В первом случае, когда $n_3 = 2, n_2 = 4$ по (1) шарниров 7, во втором случае при $n_3 = 1$ и $n_2 = 5$ их 6, 5, а в третьем при $n_3 = 0, n_2 = 6$ их 6.

Дело в том, что если рассматривается шестизвенная цепь Грюблера, то в ней всегда $n_3 = 2, n_2 = 4$ и не может быть иначе.

Свои структуры автор [1] (см. рисунок 4, *f, g*) строит в фасной плоскости, а если их рассмотреть в профильной, то тотчас же выявятся оба трехпарных звена. Покажем лишь ту схему, что приведена Пожбелко В.И. на его рисунке 4 под индексом c и g , который он представляет как систему из шести двухпарных звеньев (рисунок 5).

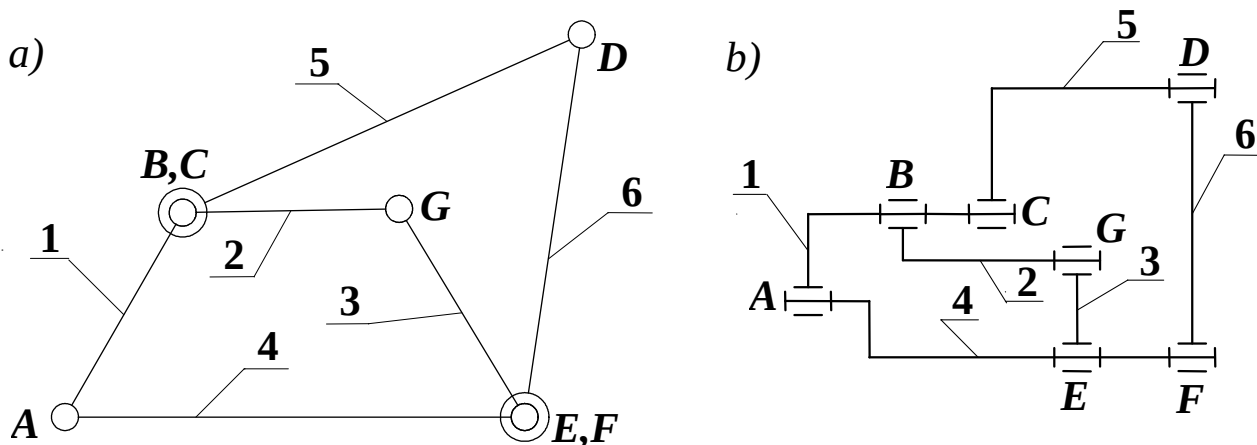


Рисунок 5 – Шестизвенная цепь Грюблера с совмещенными геометрическими осями соседних звеньев, в фасной и профильной плоскостях

При внимательном изучении рисунка 5, *b* можно увидеть, что из шести звеньев два остаются трехпарными, и иначе построить цепь невозможно.

Следует иметь в виду, что во всех структурных формулах под ***p*** понимается число кинематических пар, там нет места никакому «сложному шарниру», о чем пишет автор [1].

В дважды обведенных кружках (рисунок 5, *a*) всегда по две кинематические пары, т.е. цепь, приведенная на рисунке 5, сохраняет шесть звеньев (***n* = 6**) и семь кинематических пар (***p*₅ = 7**), и лишь тогда по (1) ***W* = 4**.

Если считать, что «сложный шарнир» (по Пожбелко) это всего лишь одна пара, а иначе рисунок 5, *a* понять нельзя, тогда будет ***W* = 8**.

А если каждый «сложный шарнир» есть просто две кинематические пары, то совершенно не понятно, с какой целью написана статья.

Что касается рассмотренной в [1] проблемы избыточности связей, то хорошо известно, что число избыточных связей находится по формуле

$$q = m(p - n),$$

где ***m*** – коэффициент Добровольского В.В., определяющий число общих связей, наложенных на механизм.

Так как в [1] рассматриваются плоские цепи, то для них ***m* = 3** и поэтому все кинематические цепи, приведенные на рисунке 1 в [1], имеют число избыточных связей ***q* = 6** и не иначе.

Продолжим рассмотрение вырождаемости групп Ассура. Покажем более сложную группу, а именно трехповодковое звено Бурместера, приведенное на рисунке 6. В этой группе четыре звена (1,2,3,4), одно из звеньев трехпарное (2), звенья соединены в шесть шарниров – кинематических пар (A, B, C, D, E, F), три пары A, D, E свободны, это выходы группы. Этими выходами образуются кинематические пары с последующими присоединяемыми звеньями. Совмещение геометрических осей кинематических пар в этой группе можно произвести по-разному (рисунок 7).

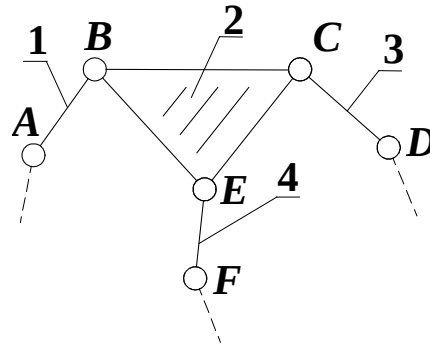


Рисунок 6 – Четырехзвенная группа Ассура или «трехповодковое звено» Бурместера

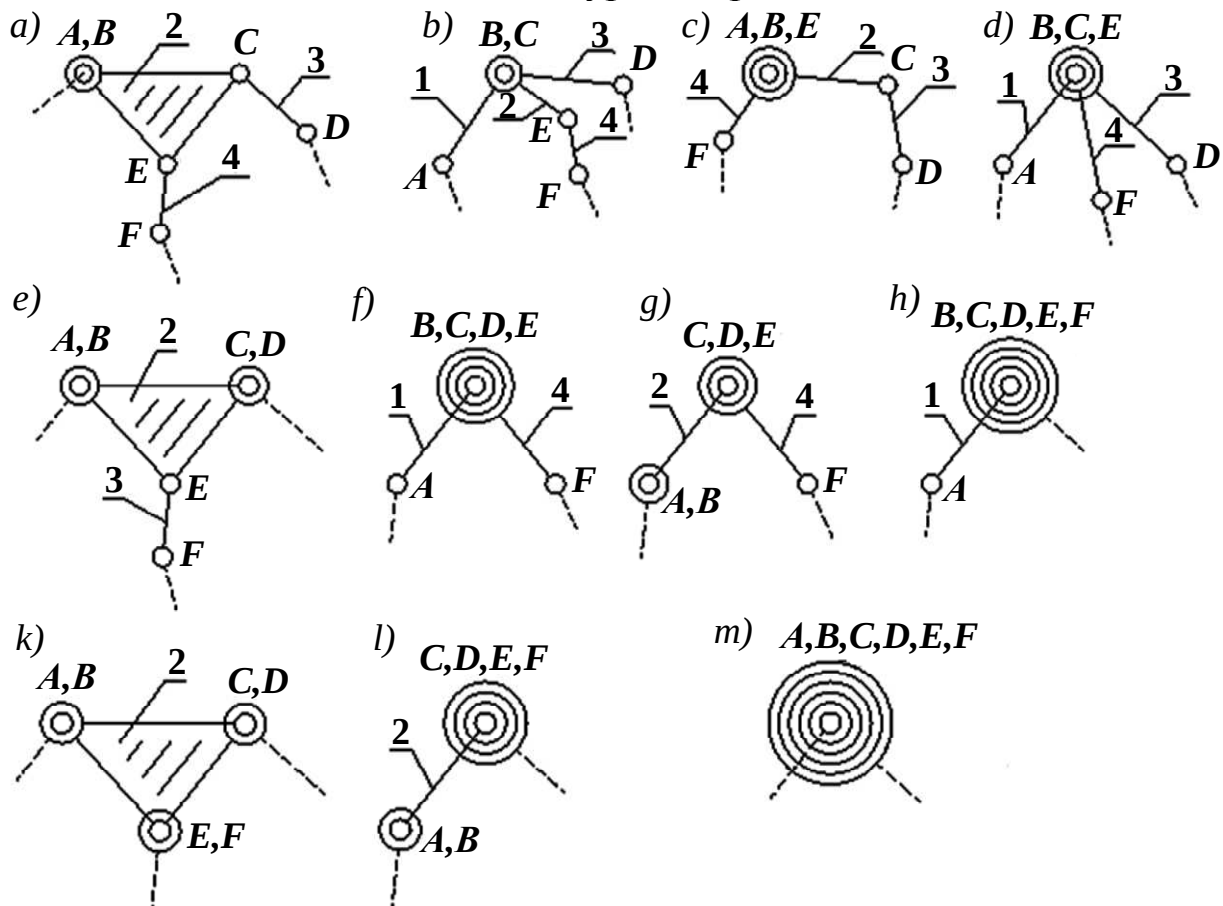


Рисунок 7 – Схемы вырождаемости четырехзвенной группы в фасной плоскости

Совмещая по два шарнира, получим цепи *a)* и *в)* (совмещение шарниров *E* и *F* или *C* и *D* повторяет цепи *a)*, совмещение шарниров *B* и *E* или *C* и *E* повторяет цепи *в)*). Совмещая геометрические оси трех шарниров получим две цепи *c)* и *d)*, в случае *d)* совмещены все три геометрических оси трехпарного звена. Совмещая геометрические оси четырех шарниров, получим отличающиеся цепи – *e)* и *f)*. Совмещения пяти осей дают схемы *g)* и *h)*, наконец, совмещая по шесть геометрических осей получим три схемы *k)*, *l)* и *m)*.

Показанные в фасной плоскости вырождающиеся четырехзвенные группы трудно воспринимаются, в них нельзя рассмотреть непосредственное соединение звеньев друг с другом. Покажем все эти схемы в профильной плоскости на рисунке 8.

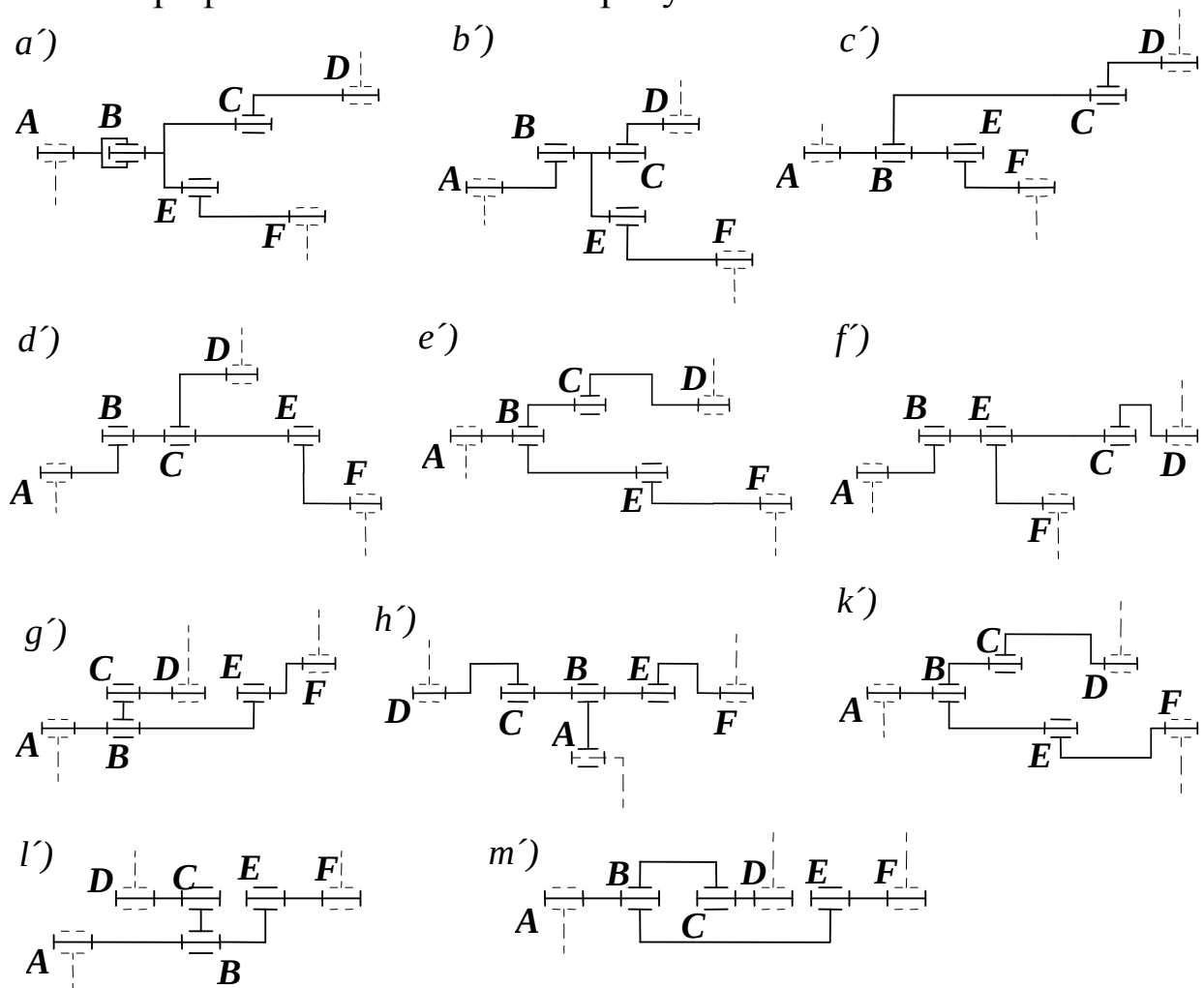


Рисунок 8 – Схемы вырождаемости четырехзвенной группы в профильной плоскости

Цепь $(a - a')$, будучи присоединенной к ведущему звену шарниром A, B , не будет иметь движения. Цепь $(b - b')$ вырождается в две диады BEF и $A(B, C)D$, цепь $(c - c')$ становится механизмом с подвижностью 1, хотя внутри ее звено ABE может дополнительно вращаться вокруг собственной оси. Цепь $(d - d')$ становится системой статически неопределимой и не может быть приведена в движение, статически неопределимой становится также цепь $(e - e')$, цепь $(f - f')$ превращается в диаду, при этом звенья BE и CD могут получать независимое движение вокруг собственных осей, в диаду преобразуется и цепь $(g - g')$, не может быть приведена в движение дополнительным звеном цепь $(h - h')$, статически неопределимыми становятся цепи $(k - k')$, $(l - l')$ и $(m - m')$.

Вопрос о совмещении осей соседних кинематических пар в группах нулевой подвижности становится весьма важным, когда эти группы преобразуются к статически определенным неподвижным конструкциям, в частности к строительным фермам. Так группа с изменяемым четырехугольным замкнутым контуром, показанная на рисунке 1, с после совмещения в ней осей шарниров A и F , а также C и E преобразуется в известную трехстержневую ферму (рисунок 9).

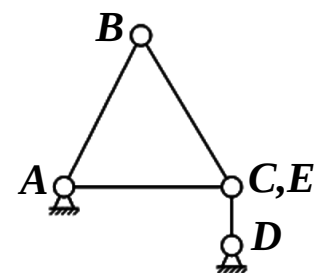


Рисунок 9 –
Трехстержневая
строительная ферма

Покажем и другие виды альтернативного использования групп нулевой подвижности. На рисунке 10, а приведены статически определенные стеновые кронштейны, выполненные в виде однозвенной группы нулевой подвижности с поступательными парами (рисунок 10, а), группы с однозвенной высшей (точечной) кинематической парой (рисунок 10, б), в виде однопролетных балок – диадной с поступательной парой (рисунок 10, в), в виде диады (рисунок 10, д). Показаны более мощные стеновые кронштейны с использованием четырехзвенной группы Ассур (рисунок 10, е) и четырехзвенной же группы с изменяемым контуром (рисунок 10, ф). Кроме того путем совмещения шарниров (связывания их в узлы) могут быть построены строительные фермы. На рисунке 10, г и h показаны пятистержневая и девятистержневая строительные фермы. Последняя носит название фермы Шухова по имени ученого, создавшего ее. Эти же цепи в виде групп Ассур с реальными соединениями звеньев в шарниры приведены на рисунке 11.

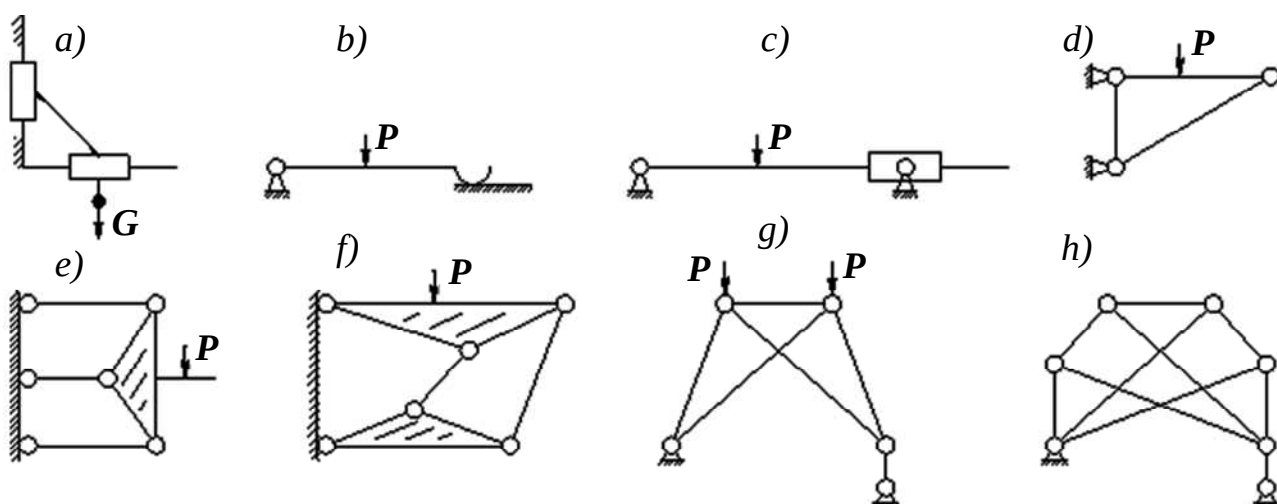


Рисунок 10 – Альтернативное использование групп Ассура в технике

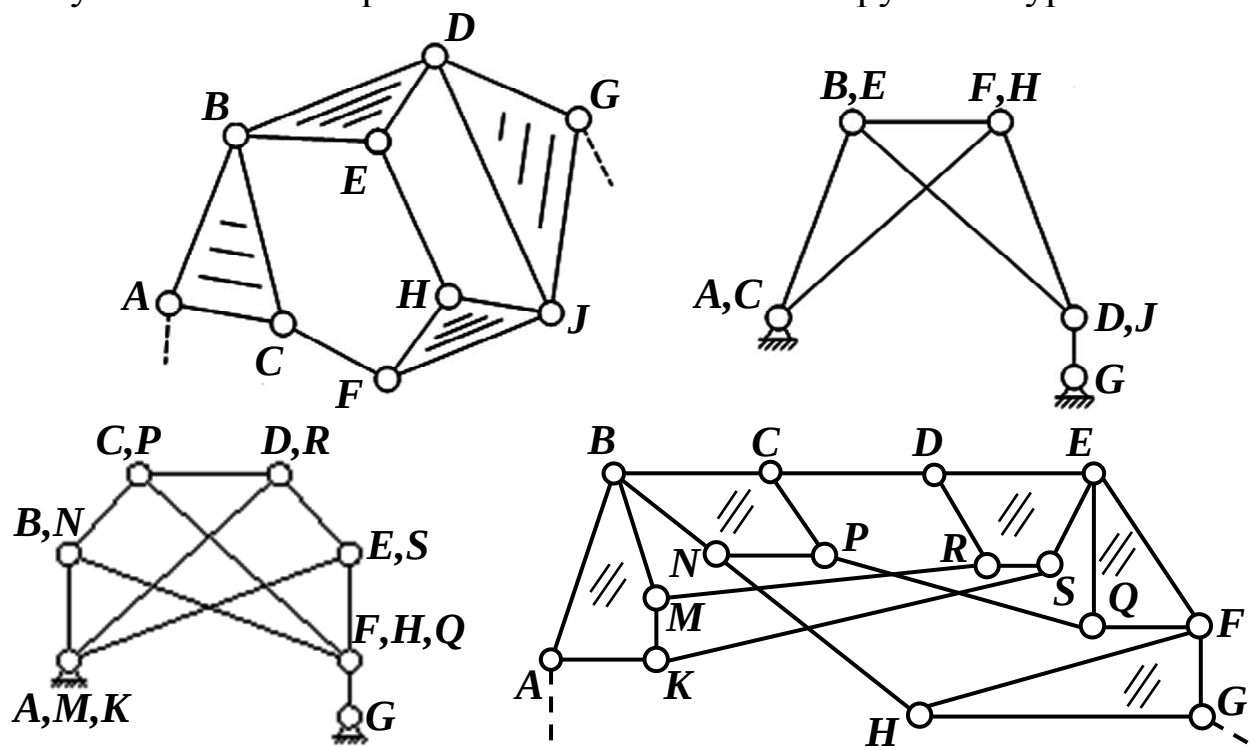


Рисунок 11 – Связывание кинематических пар групп Ассура в узлы

Таким образом, в настоящей статье рассмотрены два важных вопроса, касающиеся плоских групп нулевой подвижности – групп Ассура, а именно их вырождаемость и возможность связывания их кинематических пар в статически определимые строительные конструкции.

Литература

1. Пожбелко В.И. Некоторые вопросы структурного синтеза плоских рычажных механизмов с учетом применения сложных шарниров // Теория механизмов и машин. – 2006. – №1(7), том 4. – С. 27-37.

АДАПТИРОВАННЫЙ ПЕРЕВОД С НЕМЕЦКОГО ЯЗЫКА СТАТЬИ:

Martin Grübler

«Allgemeine Eigenschaften der zwangläufigen ebenen kinematischen Ketten», изданной в Лейпциге в 1883г.

Дворников Л.Т., Жуковский Н.С.

В Материалах девятнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения / Сиб. гос. индустр. ун-т. – Новокузнецк, 2009. – С. 73-95 авторами настоящего перевода была опубликована I часть вынесенной в заголовок статьи М.Р. Грюблера, куда вошли введение и пять глав текста.

В публикуемой ниже второй части перевода содержатся остальные две главы текста Грюблера. Авторы перевода надеются, что полное издание на русском языке известной статьи одного из крупных немецких ученых в области теории механизмов Мартина Грюблера послужит более глубокому пониманию тех проблем, которые и до настоящего времени остаются актуальными.

ОБЩИЕ СВОЙСТВА ЗАМКНУТЫХ ПЛОСКИХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Мартин Грюблер, приват-доцент г.Цюрих

Часть 2

VI.

Среди всех замкнутых плоских цепей с принудительным движением особый интерес представляют цепи, обобщающие цепи с заданным количеством звеньев, из которых можно выделить частные случаи всех других цепей группы. Это есть цепи, у которых количество шарниров имеет наибольшую величину. Для этих особых цепей уравнения от I до IV существенно упрощаются, а именно, приводят к общим соотношениям путем нижеследующего рассуждения.

Очевидно, что число шарниров p , соединяющих n звеньев цепи, достигает тем большее значение, чем меньше звеньев связываются посредством одного шарнира. Следовательно, p принимает возможно наибольшее значение, если каждый шарнир связывает наименьшее возможное количество звеньев, а именно два звена. Если представить

$p_3 = p_4 = \dots = p_n = 0$, то значение, вытекающее из уравнений I-IV для p , представляет собой наибольшее количество шарниров, которые связывают n звеньев в замкнутую цепь. Такой же результат можно получить непосредственно из формул (I) и (IV^a). Из IV^a следует

$$p + \frac{3}{2}n - 2 = \sum_{i=2}^{\frac{n}{2}} (ip_i) = 2p_2 + \sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (ip_i).$$

Далее из уравнения (I)

$$p_i = p - \sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (p_i),$$

и тогда

$$p + \frac{3}{2}n - 2 = 2p - 2 \sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (p_i) + \sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (ip_i),$$

откуда для p получается выражение

$$p = \frac{3}{2}n - 2 - \sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (i-2)p_i.$$

В этом выражении член суммы при всех обстоятельствах является положительной величиной, так как $i \geq 3$, а поэтому p достигает наибольшего значения, если

$$\sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (i-2)p_i = 0.$$

Так как эта сумма содержит только положительные члены, должно быть очевидным условием $p_3 = p_4 = \dots = p_{n/2} = 0$ с тем, чтобы она исчезла.

На основе предыдущего рассуждения значение для p оказывается равным

$$p = \frac{3}{2}n - 2, \tag{6}$$

а вместо уравнения (IV) можно записать более простое

$$2p - 3n + 4 = 0, \tag{6^a}$$

что и определяет отличие замкнутых цепей с принудительным движением от всех других замкнутых цепей¹.

Бурместер² для специального (особого) вида таких цепей доказал, что все моментные центры можно определить проведением прямых, если количество шарниров составляет $\frac{3}{2}n - 2$. Но, так как возможность определения моментных центров из имеющихся шарниров цепи можно рассматривать как доказательство замкнутости, то этим следует отметить совпадение результатов. Необходимо заметить, что для особого вида цепей, к которым относится вывод Бурместера, можно вывести отношение (6). Упомянутый специальный вид цепей получают, собственно, путем последовательного соединения пар звеньев с одним общим шарниром, а именно, так, чтобы оба звена каждой новой пары соединялись с двумя различными звеньями уже имеющейся цепи посредством одного шарнира. Таким образом, из двух таких пар путем указанного соединения получается шарнирный четырехугольник, из него и следующей пары получается шестизвенная цепь и т.д., а для всех полученных таким образом цепей очевидно, что они являются замкнутыми. При каждой добавленной паре звеньев количество шарниров в цепи увеличивается на 3. Обозначив через m число пар звеньев, получим, что число шарниров в цепи станет $p = 1 + 3(m - 1)$, и т.к. количество звеньев составляет $n = 2m$, то получим

$$p = 1 + 3\left(\frac{n}{2} - 1\right) = \frac{3}{2}n - 2.$$

Отношение (III) для рассмотренного случая, когда все шарниры цепи соединяют лишь по два звена

$$\sum_{i=2}^{i=\frac{n}{2}} (ip_i) = 2p_2 = 2p$$

переходит в более простое

¹ Зависимость (6^a), однако в несколько другой форме, показал Чебышёв (работа 2го съезда российских естествоиспытателей в Москве, 1869г.) В немецком переводе – совещание союза по развитию ремесел в Пруссии, 1870, с 174 и д. (Фамилия Чебышёва написана была как Tschebischeff – заметка переводчика).

² Civilingenieur, 1880, s.225.

$$\sum_{i=2}^{\frac{n}{2}} (in_i) = 3n - 4. \quad (7)$$

Если это уравнение сопоставить с отношением (II), то они в виде

$$n_2 + n_3 + \dots + n_{\frac{n}{2}} = n,$$

$$2n_2 + 3n_3 + \dots + \frac{n}{2} n_{\frac{n}{2}} = 3n - 4,$$

могут быть рассмотрены как диофантовы уравнения, которые можно использовать для расчета n_i . Из них очевидны зависимости

$$n_2 = 4 + \sum_{i=4}^{\frac{n}{2}} (i - 3)n_i, \quad (8)$$

$$n_3 = n - 4 - \sum_{i=4}^{\frac{n}{2}} (i - 2)n_i. \quad (9)$$

Выражение для n_2 показывает, что все цепи, в которых нет звеньев более чем с тремя шарнирами, имеют четыре двухпарных звена, каким бы большим не было n .

Если полученные отношения использовать для частных случаев, а именно, например, для восьмизвенной цепи, то получим

$$p = \frac{3}{2} \cdot 8 - 2 = 10,$$

$$n_2 = 4 + n_4,$$

$$n_3 = 4 - 2n_4.$$

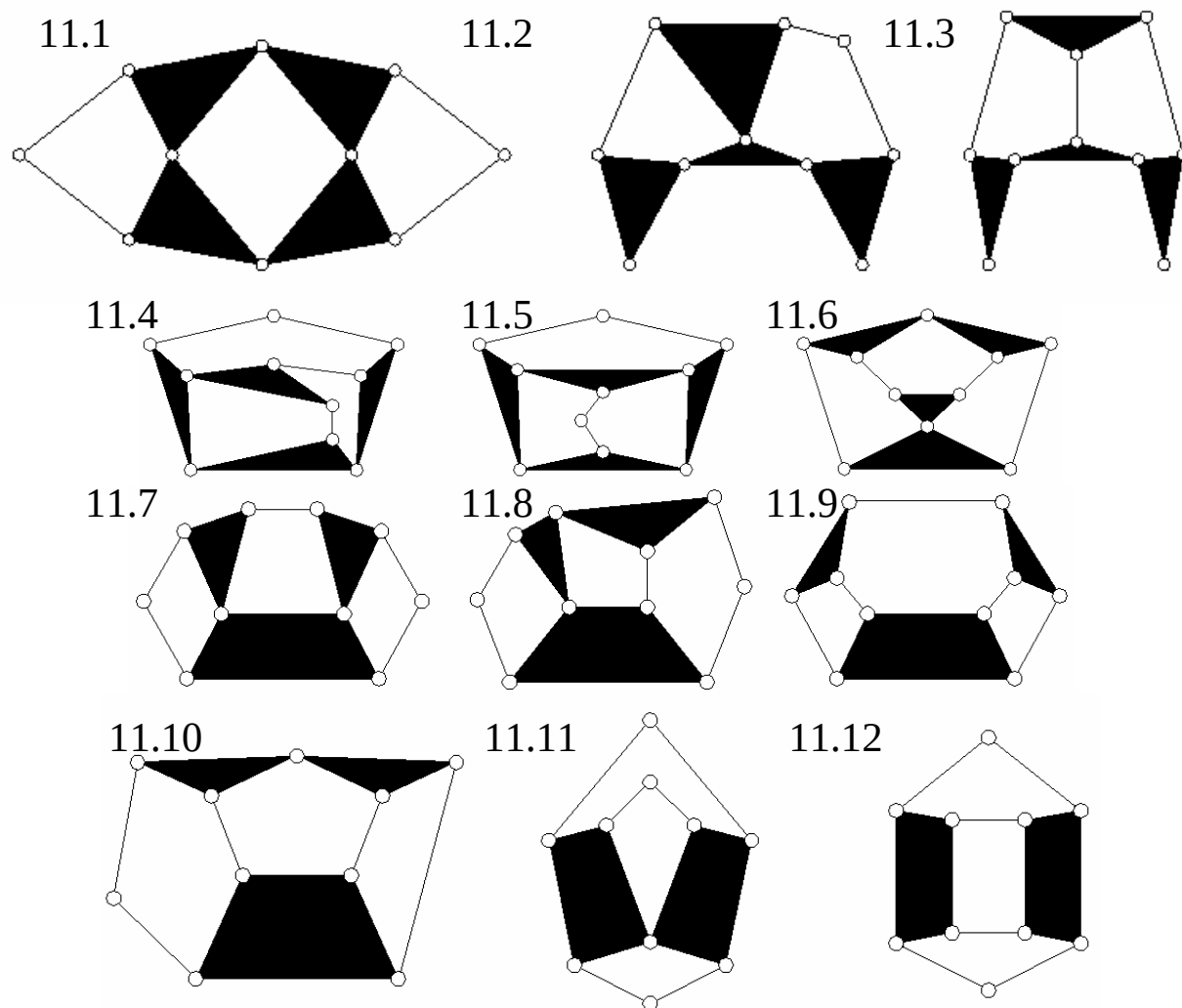
Так как из последнего выражения n_4 может иметь только три значения 0, 1 и 2, то можно найти три решения, которые приведены в нижеследующей таблице 1, как α , β и γ .

Таблица 1

	n_2	n_3	n_4
α	4	4	0
β	5	2	1
γ	6	0	2

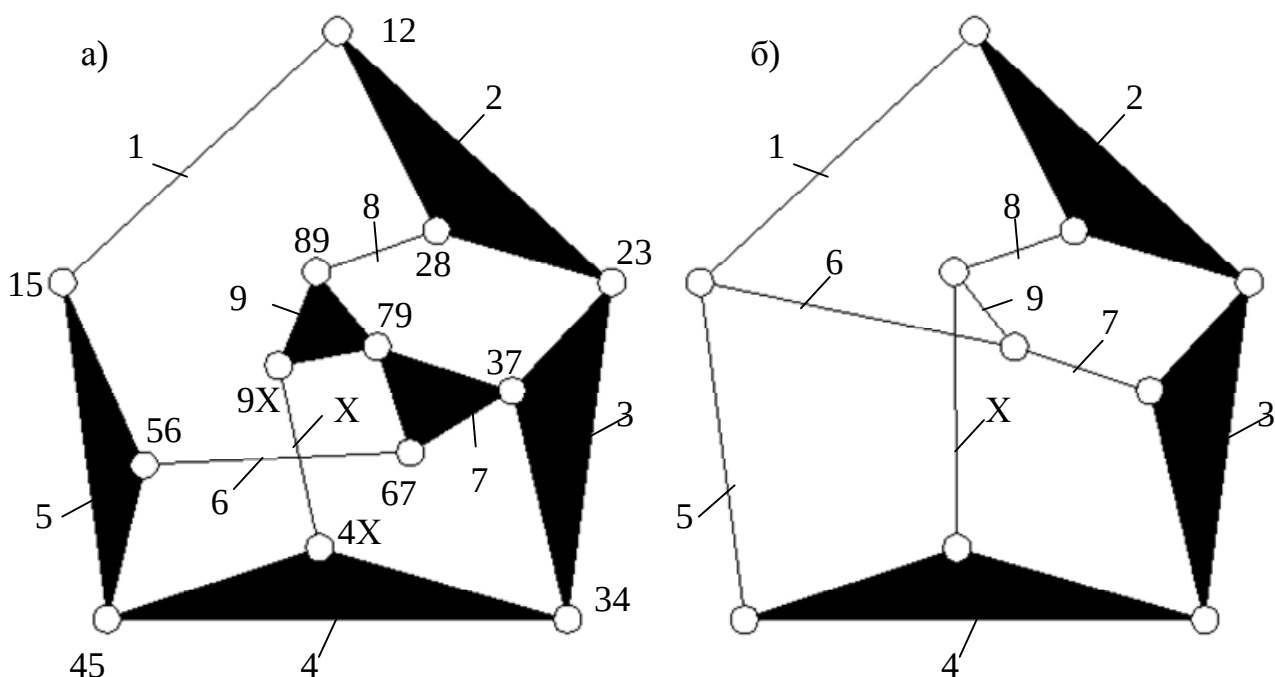
Этим трем решениям соответствуют все возможные цепи, при различных расположениях звеньев в них.

Эти цепи представлены на фигуре 11 (схемы от 11.1 до 11.12), откуда видно, что цепи, принадлежащие к решениям α , β и γ , отличаются друг от друга.



Фигура 11

Из цепей с наибольшим количеством шарниров можно легко получить все остальные цепи, так как узлы, содержащие более двух шарниров, могут возникать тогда, когда расстояния между отдельными шарнирами становятся равными нулю. Однако такие соединения шарниров не должны приводить к исчезновению звеньев, т.к. это привело бы к жесткому соединению нескольких звеньев цепи. Так, например, можно получить цепь, представленную на фигуре 12, в, из цепи, показанной на фигуре 12, а, путем уменьшения одной из сторон треугольных звеньев 5, 7 и 9 до нуля.



Фигура 12

То, что полученная таким образом цепь является замкнутой цепью с принудительным движением, вытекает из того обстоятельства, что вследствие исчезновения промежутка между некоторыми шарнирами, выражение $\sum (2i - 3)n_i$ уменьшается на 2, а величина p на 1, поэтому отношение (IV) сохранится.

Из соотношения

$$\sum_{i=2}^{\frac{n}{2}} (i-1)p_i = \frac{3}{2}n - 2, \quad (10)$$

легко вытекающего из (IV^a) и (I), можно показать, что отношение (6) сохранится также и для полученных цепей, если в нем вместо p подставить значение, которое получается, если каждый i -кратный шарнир считать как $(i - 1)$ -кратный.

Цепям с наибольшим количеством шарниров противостоят цепи с наименьшим количеством шарниров. Последние образуются из первых, если все i -шарниров каждого звена цепи совмещаются так, что цепь в этом случае становится состоящей лишь из двухпарных звеньев. Тот же результат можно получить из отношений (II) и (IV). Из IV следует

$$p = 2 + \sum_{i=2}^{\frac{n}{2}} (in_i) - \frac{3}{2} \sum_{i=2}^{\frac{n}{2}} (n_i) = 2 + \frac{1}{2}n_2 + \sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (in_i) - \frac{3}{2} \sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (n_i),$$

а, используя отношение (II), можно получить

$$p = 2 + \frac{1}{2} \left[n - \sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (n_i) \right] + \sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (in_i) - \frac{1}{2} \sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (n_i) = \frac{n}{2} + 2 + \sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (i-2)n_i .$$

Это выражение для p позволяет обнаружить, что p становится

минимальным, если сумма $\sum_{i=3}^{\frac{n}{2}} (i-2)n_i$, которая всегда является положительной величиной, исчезнет. Но так как эта сумма содержит только положительные члены, то она переходит в нуль, лишь при условии если $n_3 = n_4 = \dots n_{\frac{n}{2}} = 0$. Согласно этому, для цепей с наименьшим

количеством шарниров можно показать следующие более простые соотношения из (I) и (IV).

$$n = n_2, \quad (11)$$

$$p = \frac{n}{2} + 2, \quad (12)$$

$$\sum_{i=2}^{\frac{n}{2}} (p_i) = p = \frac{n}{2} + 2, \quad (13)$$

$$\sum_{i=2}^{\frac{n}{2}} (ip_i) = 2n_i = 2n. \quad (14)$$

Уравнение (12) показывает, что у этих цепей, за исключением случая $n=4$, число звеньев цепи больше числа, соединяющих их шарниров.

Из полученных соотношений следует, что у всех замкнутых принудительных плоских цепей количество p шарниров, которые соединяют n звеньев цепей, должно быть в пределах

$$\frac{n}{2} + 2 \leq p \leq \frac{3}{2}n - 2,$$

а число всех звеньев – в пределах

$$2n \leq \sum_{i=2}^{\frac{n}{2}} (in_i) \leq 3n - 4.$$

Уравнения (13) и (14) при известных n являются двумя диофантовыми уравнениями, решения которых описывают все возможные замкнутые принудительные цепи с наименьшим количеством шарни-

ров. Однако, не все эти решения могут быть реализованы. Приведем следующий пример. Пусть $n=8$, тогда на основании (13) и (14) получим

$$p_2 + p_3 + p_4 = 6,$$

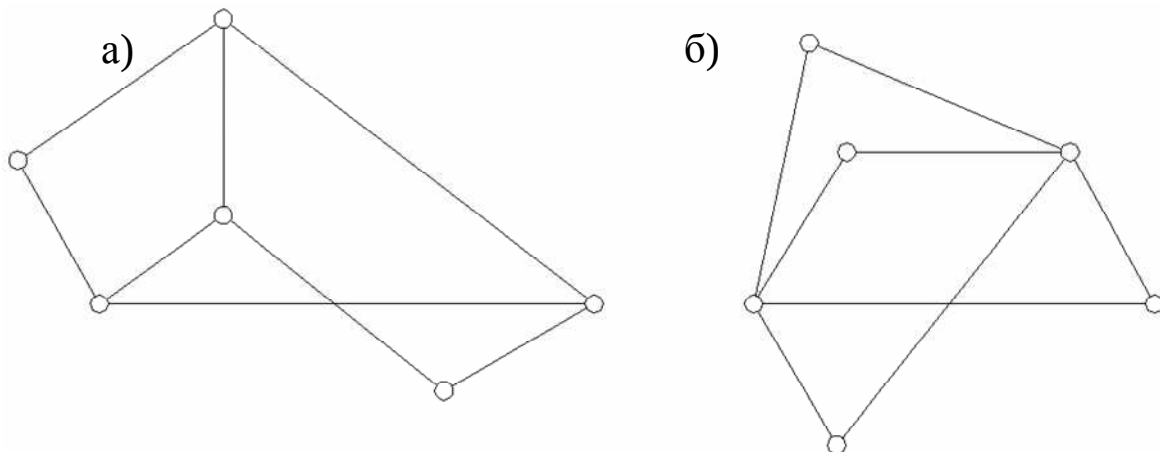
$$2p_2 + 3p_3 + 4p_4 = 16,$$

откуда следует, что p_4 может иметь лишь три значения 0, 1 и 2, и из них вытекают три решения, представленные в нижеследующей таблице 2.

Таблица 2

	p_2	p_3	p_4
α	2	4	0
β	3	2	1
γ	4	0	2

Решение α соответствует цепи, которая изображена на фигуре 13^а, решение γ соответствует цепи, показанной на фигуре 13^б, а что касается решения β , то легко убедиться, что найти такую цепь невозможно. Дело в том, что числа n_2 и p_2 независимы друг от друга.



Фигура 13

VII.

В настоящей главе предпримем попытку составить два новых соотношения для замкнутых принудительных плоских цепей. Эти соотношения представляют собой не только средство найти различные цепи с одинаковым числом звеньев, но и необходимы для вывода определенных общих утверждений, которые относятся к цепям с поступательными парами и позволяют ввести новое понятие. Речь пойдет о шарнирном многоугольнике или, если принять за i количество углов

и, соответственно, сторон простого многоугольника, то о шарнирном i -угольнике, который образуется i шарнирами, соединенными i сторонами различных звеньев цепи.

Необходимо доказать, что при определенном условии количество такого рода различных шарнирных многоугольников находится в определенной взаимосвязи с числом звеньев цепи, т.е., прежде всего, необходимо найти доказательство существования цепей с наибольшим количеством шарниров.

Представим себе цепь, находящуюся в неподвижной системе координат (x, y) , а также систему координат (ξ, η) , связанную с каждым звеном цепи так, что начало координат находится в шарнире с заданными координатами и ось абсцисс ее наклонена под углом $(i)_h$ Σ -оси звена Σ_h к неподвижной x . Тогда каждое звено можно представить с помощью уравнений следующей формы

$$\left. \begin{aligned} x_{hi} - x_{hk} &= \xi_h^{(i)} \cos \omega_h - \eta_h^{(i)} \sin \omega_h \\ y_{hi} - y_{hk} &= \xi_h^{(i)} \sin \omega_h - \eta_h^{(i)} \cos \omega_h \end{aligned} \right\}, \quad (15)$$

где x_{hk}, y_{hk} означают координаты того шарнира в звене Σ_h , в котором находится начало координат (ξ, η) , а x_{hi}, y_{hi} являются координатами остальных шарниров, принадлежащих звену Σ_h .

Если i – это количество всех шарниров в звене Σ_h , то количество независимых друг от друга пар уравнений (15) для звена Σ_h составит

$i - 1$, а следовательно для всей цепи $\sum_{i=2}^n (i - 1)n$ уравнений. Последнее выражение в соответствии с зависимостями 7 и (II) переходит в равенство

$$\sum_{i=2}^n (i - 1)n_i = \sum_{i=2}^n (in_i) - \sum_{i=2}^n (n_i) = 2(n - 2).$$

Количество независимых абсцисс – для разных ординат звена составляет $p - 1$. Если эти разности исключить из уравнений (15), то

получится $2(n - 2) - (p - 1) = \frac{n}{2} - 1$ пар уравнений, содержащих вели-

чины ξ, η и ω_h в виде

$$\left. \begin{aligned} \sum (X_h \cos \omega_h - H_h \sin \omega_h) &= 0, \\ \sum (X_h \sin \omega_h - H_h \cos \omega_h) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Можно заметить, что последние уравнения получаются как следствие утверждения о том, что сумма проекций сторон простого многоугольника на прямую равна нулю, из чего следует, что

$$\sum (x_{hi} - x_{hk}) = 0,$$

и
$$\sum (y_{hi} - y_{hk}) = 0.$$

Путем подстановки разностей (15) в вышеуказанные суммы можно получить $\frac{n}{2} - 1$ пар уравнений (16), откуда следует, что в замкнутой плоской цепи подвижных звеньев с наибольшим количеством шарниров существуют $\frac{n}{2} - 1$ различных шарнирных многоугольников¹, а именно, многоугольников особого свойства, так как они включают в себя все шарниры цепи, что доказывается тем, что в уравнениях содержатся все координаты (ξ , η). Количество шарнирных многоугольников в цепи, однако, оказывается, большим, чем приведенное число, и оно зависит в основном от расположения соединений между звеньями цепи. Это расположение у цепей с одинаковым количеством звеньев является определенным и колеблется только между двумя величинами, как только принимается во внимание ограничивающее условие, что каждый шарнир должен встречаться в двух, и только в двух шарнирных многоугольниках.

Отметим, что всегда в цепи можно найти число шарнирных многоугольников, которые удовлетворяют поставленному требованию о том, что каждый шарнир цепи относится к двум и не более двух таких многоугольников. При этом имеется в виду, что i шарниров каждого звена цепи соединяются посредством i прямых линий в простой многоугольник. В двухпарных звеньях линии соединения двух шарниров рассматриваются как две стороны многоугольника. Составляя для каждого звена цепи, для i его сторон уравнения (15) разностей абсцисс, относящихся к i сторонам, получим для звена $\sum_h$ следующие i уравнений

$$\left. \begin{aligned} x_{hk} - x_{hi} &= a_h^{(kl)} \cos \omega_h - b_h^{(kl)} \sin \omega_h, \\ x_{hl} - x_{hm} &= a_h^{(lm)} \cos \omega_h - b_h^{(lm)} \sin \omega_h, \\ &\dots\dots\dots \\ x_{hr} - x_{hk} &= a_h^{(rk)} \cos \omega_h - b_h^{(rk)} \sin \omega_h. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

¹ Речь идет о многоугольниках, которые образуются звеньями внутри цепей Грюблера, позже они получили название замкнутых подвижных контуров

Для всей цепи количество таких уравнений составит

$$\sum_{i=2}^{\frac{n}{2}} (in_i) = 2p.$$

При этом следует учитывать, что каждая абсцисса шарниров используется лишь в четырех уравнениях (17). Например, абсцисса x_{hk} шарнира, который связывает звенья $\sum_h$ и $\sum_k$, появляется в следующих четырех уравнениях¹

$$\left. \begin{aligned} x_{hk} - x_{he} &= a_h^{(kl)} \cos \omega_h - b_h^{(kl)} \sin \omega_h, \\ x_{hr} - x_{hk} &= a_h^{(rk)} \cos \omega_h - b_h^{(rk)} \sin \omega_h, \\ x_{kh} - x_{ks} &= a_k^{(hs)} \cos \omega_k - b_k^{(hs)} \sin \omega_k, \\ x_{k\omega} - x_{kh} &= a_k^{(\omega h)} \cos \omega_k - b_k^{(\omega h)} \sin \omega_k. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Так как $x_{hk} = x_{kh}$, то можно исключить из уравнений (18) два уравнения, которые относятся к тем же звеньям, путем сложения или вычитания имеющихся уравнений. Это обстоятельство делает очевидным, что $2p$ уравнений (17) можно перевести в число цепей, которые обладают свойствами: 1) что в каждой цепи может появляться абсцисса шарнира только в двух уравнениях, 2) что уравнением одной и той же цепи описываются многие другие звенья цепи, 3) что путем суммирования уравнений цепи их можно привести к форме (16), что приведет к исключению всех абсцисс шарниров этой цепи.

Отсюда следует вывод о том, что каждому уравнению такой цепи соответствует шарнирный многоугольник в цепи, и что все многоугольники ее, количество которых будем обозначать « α », отличаются друг от друга. Но если принять во внимание, что каждая абсцисса шарнира входит лишь в два из названных многоугольников (α), то становится ясным, что каждому шарниру цепи соответствует два и не более двух шарнирных многоугольников. Что и требовалось доказать.

Нетрудно увидеть, что α может иметь только два значения $\frac{n}{2} - 1$

и $\frac{n}{2}$. Так

как количество независимых друг от друга исключаемых уравнений не зависит от способа их исключения, т.е. не только должно

¹ Отметим, что в этих уравнениях могут быть использованы как $r = l$, так и $\omega = s$.

быть $\alpha \geq \frac{n}{2} - 1$, но и также, $\alpha > \frac{n}{2} - 1$, то среди α систем уравнений должны встречаться $\frac{n}{2} - 1$ уравнений, из которых вытекают независимые уравнения в форме (16). Как уже упоминалось, в последних уравнениях должны иметься все величины ξ, η , поэтому в группах уравнений $\frac{n}{2} - 1$ должны появляться все абсциссы шарниров, откуда следует, что шарнирные многоугольники, соответствующие группам уравнений, содержат в себе все шарниры.

Итак, если $\alpha > \frac{n}{2} - 1$, то в цепи можно обнаружить $\frac{n}{2} - 1$ шарнирных многоугольников, обладающих тем свойством, что часть шарниров является общей для двух из многоугольников, в то время как остальные шарниры относятся только к одному из этих многоугольников. Последние шарниры образуют, следовательно, один и только один из следующих многоугольников. Если каждый шарнир должен быть общим только для двух многоугольников, то α не может быть больше чем $\frac{n}{2}$.

Итак, следующий вывод можно сформулировать так: если у замкнутой плоской цепи принудительных подвижных звеньев с наибольшим количеством шарниров многоугольник выбирается так, что каждый шарнир цепи относится к двум и только к двум многоугольникам, то их количество составляет либо $\frac{n}{2} - 1$, либо $\frac{n}{2}$.

Следующим непосредственным выводом является фиксирование количества всех сторон многоугольников.

Для этого случая, если через α_i обозначить количество i -углов многоугольника, очевидно выражение $\sum_{i=4}^{i=n} (i\alpha_i)^1$. Так как число сторон многоугольника равно числу его углов, то очевидным также является выражение

$$\sum_{i=4}^{i=n} (i\alpha_i) = 2p. \quad (19)$$

¹ Согласно определению, один шарнирный многоугольник может иметь не менее 4 и не более n сторон, поэтому сумма может браться от $i = 4$ до $i = n$.

Если учесть, что для цепей с наибольшим числом шарниров $p = \frac{3}{2}n - 2$, и что согласно выбранного способа обозначения $\sum(\alpha_i) = \alpha$, то можно утверждать, что для рассматриваемых цепей существуют два соотношения – или в виде

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=4}^{i=n} (i\alpha_i) &= 3n - 4, \\ \sum_{i=4}^{i=n} (\alpha_i) &= \frac{n}{2} - 1, \end{aligned} \right\} \quad (V^a)$$

или в виде

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=4}^{i=n} (i\alpha_i) &= 3n - 4, \\ \sum_{i=4}^{i=n} (\alpha_i) &= \frac{n}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (VI^a)$$

Здесь следует подчеркнуть, что цепь допускает не только одно разложение на шарнирные многоугольники, но и на несколько, поэтому цепь может удовлетворять отношениям как (V^a) , так и (VI^a) .

Некоторые виды цепей допускают разложение лишь на $\frac{n}{2}$ многоугольников, таковыми являются цепи, в которых используются звенья с $\frac{n}{2}$ шарнирами. Так как каждое звено, содержащее i шарниров, согласно определению шарнирного многоугольника должно принадлежать к i различным многоугольникам, то для вышеупомянутой цепи нельзя получить $\frac{n}{2} - 1$ многоугольников. По этой причине является очевидным, что шестизвенные цепи могут разлагаться только на три многоугольника.

Но то, что существуют также цепи, которые не допускают разложения на $\frac{n}{2}$ шарнирных многоугольников, вытекает из следующего положения. Если из обоих соотношений (VI^a) исключить величину α_0 , то получим

$$2\alpha_4 + \alpha_5 = 4 + \sum_{i=7}^{i=n} (i - 6)\alpha_i.$$

Так как при всех условиях сумма

$$\sum_{i=7}^{i=n} (i-6)\alpha_i \geq 0,$$

то становится очевидным, что для цепей, которые допускают разложение на $\frac{n}{2}$ многоугольников, должно существовать выражение $2\alpha_4 + \alpha_5 \geq 4$. Цепь, которая не удовлетворяет этому условию, - это десятизвенная цепь, показанная на фигуре 12. В ней не может быть шарнирного четырехугольника, и тогда получаем $\alpha_5 \geq 4$. Действительно, в этой цепи имеются 4 шарнирных пятиугольника, а именно

12, 23, 34, 45, 15;
 23, 37, 79, 89, 28;
 34, 37, 79, 9X, 4X;
 34, 37, 67, 56, 45.

Однако, они не удовлетворяют поставленному условию потому, что шарнир 37 является общим для трех из многоугольников. Поэтому невозможно разложить цепь на $\frac{n}{2} = 5$ многоугольников (согласно

условию). Напротив, эта цепь допускает разложение на $\frac{n}{2} - 1 = 4$

шарнирных многоугольника, а именно удовлетворяет четырем из семи решений, которые в этом случае имеет соотношение (V^a). Так, например, решение $\alpha_5 = 2, \alpha_6 = 1, \alpha_7 = \alpha_8 = \alpha_9 = 0, \alpha_{10} = 1$ дает следующие четыре многоугольника

12, 23, 34, 45, 15;
 23, 37, 79, 89, 28;
 45, 56, 67, 79, 9X; 4X;
 12, 28, 89, 9X, 4X; 34, 37; 67; 56, 15

Чтобы доказать, что отношения (V^a) и (VI^a) можно использовать для поиска различных видов цепей с одинаковым числом звеньев, рассмотрим, как пример, восьмизвенные цепи. На основании соотношения (V^a) можно получить два уравнения

$$4\alpha_4 + 5\alpha_5 + 6\alpha_6 + 7\alpha_7 + 8\alpha_8 = 20,$$

$$\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_8 = 3,$$

по которым, с помощью известных методов, можно найти следующие четыре решения (таблица 3).

Таблица 3

α_4	α_5	α_6	α_7	α_8	фигура
1	0	0	0	2	11.1
0	0	1	2	0	11.2, 11.5
0	0	2	0	1	11.6
0	1	0	1	1	11.7

Цепи, соответствующие этим решениям, принадлежат к первому решению, потому что наличие четырехпарных звеньев исключает разложение на три шарнирных многоугольника. Эти цепи представлены на рисунке и соответствуют группам решений, номера рисунков которых содержит последний столбец вышеназванной таблицы. Из уравнений (VI^a) при $n=8$ по двум аналогичным соотношениям, можно найти следующие пять решений (таблица 4).

Таблица 4.

α_4	α_5	α_6	α_7	α_8	фигура
3	0	0	0	1	11.1, 11.7
2	0	2	0	0	11.1, 11.7, 11.9, 11.11
2	1	0	1	0	11.2, 11.8
1	2	1	0	0	11.3, 11.4, 11.8, 10.10,
0	4	0	0	0	11.12
					11.5, 11.6, 11.12

Связав их с группами решений, приведенных на странице 3, получим различающиеся цепи, показанные на фигуре 11.

Номера механизмов в таблице даны тем цепям, которым соответствуют указанные многоугольники.

Путем сравнения обеих таблиц можно увидеть, что все восьми-звенные цепи включают в себя по четыре шарнирных многоугольника, и только пять из них допускают разложение на три многоугольника. Далее, достойно внимания то, что цепи 11.2 и 11.3, которые относятся к той же группе в первой таблице, во второй относятся к различным группам, в то время как цепи 11.3 и 11.4, а также 11.5 и 11.6, которые относятся к той же группе решений во второй таблице, соответствуют различным группам первой таблицы. Цепи 11.7 и 11.9, а также 11.8 и 11.10 хотя и относятся к одной и той же группе, однако различного рода разложения становятся возможными благодаря тому,

что шарниры четырехпарых звеньев можно объединять трояким способом в однорядный четырехгранник. Путем выбора четырехгранника становится возможным разложение цепи на четыре многоугольника. Следовательно, все приведенные восьмизвенные цепи различаются тем, что они допускают различного рода разложения на три или четыре многоугольника¹.

То обстоятельство, что из цепей с наибольшим количеством шарниров все прочие можно получить за счет объединения шарниров отдельных звеньев без уменьшения числа звеньев, т.е. осуществлять тройные соединения между звеньями, дает основание использовать соотношения (V^a) и (VI^a) на все другие цепи.

Если расстояние между шарнирами в каком-либо звене с более чем двумя шарнирами переходит в нуль, то возможно, что 1) количество шарнирных многоугольников остается для полученной цепи таким же как и в первоначальной цепи; 2) количество сторон много-

угольника $\sum_{i=4}^{i=n} (i\alpha_i)$ уменьшается на такую же сумму (а именно на 1),

также как и количество звеньев $\sum_{i=2}^{i=\frac{n}{2}} (in_i)$, откуда следует, что соотно-

шение $\sum_{i=4}^{i=n} (i\alpha_i) = \sum_{i=2}^{i=\frac{n}{2}} (in_i)$ остается пригодным и для полученной цепи.

Отсюда следует, что вместо (V^a) и (VI^a) для полученных цепей можно использовать следующие, более общие соотношения

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=4}^{i=n} (i\alpha_i) &= \sum_{i=2}^{i=\frac{n}{2}} (in_i), \\ \sum_{i=4}^{i=n} (\alpha_i) &= \frac{n}{2} - 1, \end{aligned} \right\} \quad (V)$$

¹ Переводчики текста Грюблера считают необходимым отметить, что решение автора (М.Грюблера) по системе V^a и описание восьмизвенных цепей по этому решению не соответствует приведенным на рисунке. Ни одна из восьмизвенных групп не содержит в своем составе трех многоугольников, все они содержат по четыре многоугольника

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=4}^{i=n} (i\alpha_i) &= \sum_{i=2}^{i=\frac{n}{2}} (in_i), \\ \sum_{i=4}^{i=n} (\alpha_i) &= \frac{n}{2} \end{aligned} \right\} \quad (VI)$$

Они являются прямым следствием условия, что каждый i -рядный шарнир должен появляться в i и только в i (согласно определению) шарнирных многоугольников. Так как условие, которому соответствуют шарнирные многоугольники цепей с наибольшим числом шарниров, изменяется при создании иных цепей, потому что, как видно из способа вывода, в каждом i -рядном шарнире сходятся $2i$ шарнирных многоугольника, т.е. в них лежат i профильных углов.

Из этого условия следует что

$$\sum_{i=4}^{i=n} (i\alpha_i) = \sum_{i=2}^{i=\frac{n}{2}} (ip_i). \quad (20)$$

Из вышепоказанного соотношения видно, что на его основании у цепей, которые содержат $\frac{n}{2}$ рядный шарнир, невозможно получить $\frac{n}{2}-1$ многоугольников. Следует еще подчеркнуть, что у всех рассмотренных цепей невозможно разложение на $\frac{n}{2}$ и даже на $\frac{n}{2}-1$ многоугольников, если их не было у первоначальной цепи. Это потому, что количество шарнирных многоугольников из-за способа их соединения не может претерпевать изменений.

Наконец, следует еще указать, что для всех цепей, у которых $p < n$, сумма сторон многоугольников $\sum (i\alpha_i)$, а также число многоугольников $\sum (\alpha_i)$ составляет не от $i=4$ до $i=n$, а только до $i=p$, так как каждый шарнирный многоугольник становится замкнутым, как только в нем появляются все p углов.

Для цепей с наименьшим числом шарниров из вышепоказанных отношений, с использованием формул (13) и (14), выводятся следующие соотношения

$$\sum_{i=4}^{i=\frac{n}{2}+2} (i\alpha_i) = 2n,$$

$$\sum_{i=4}^{i=\frac{n}{2}+2} (i\alpha_i) = \begin{cases} \frac{n}{2} - 1 \\ \frac{n}{2} \end{cases}.$$

В случае $\alpha = \frac{n}{2}$, из приведенных уравнений после умножения второго уравнения на 4 и вычитания его из первого следует

$$\sum_{i=4}^{i=\frac{n}{2}+2} (i-4)\alpha_i = 0,$$

так что $\alpha_5 = \alpha_6 = \dots = \alpha_{\frac{n}{2}+2} = 0$, и тогда $\alpha_4 = \frac{n}{2}$.

Отсюда следует, что $\frac{n}{2}$ шарнирных многоугольников сводятся в этом случае до четырехугольников.

Если показанные соотношения применить к восьмизвенным цепям, то в случае $\alpha = \frac{n}{2} - 1 = 3$ получаются два уравнения

$$4\alpha_4 + 5\alpha_5 + 6\alpha_6 = 16,$$

$$\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 = 3,$$

из которых находятся два решения $\alpha_4 = 0, \alpha_5 = 2, \alpha_6 = 1$ и $\alpha_4 = 1, \alpha_5 = 0, \alpha_6 = 2$. Это соответствует, однако, только второму варианту возможного разложения цепи (фигуре 13^а), потому что в этом случае может появляться нечетное количество шарнирных многоугольников. То что обе цепи, представленные на фигуре 13^а и 13^в, допускают разложение на $\frac{n}{2} = 4$ четырехугольника, вполне очевидно.

Цюрих, март 1883г.

АНАЛИЗ МЕТОДА Л.Н. РЕШЕТОВА ОБ ИСКЛЮЧЕНИИ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ В ПЛОСКИХ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Гудимова Л.Н.

В 1960г. в сборнике статей «Анализ и синтез механизмов» института Машиноведения АН СССР была напечатана статья профессора Л.Н. Решетова [1]. Эта работа важна, по меньшей мере, исходя из двух соображений. Во-первых, в ней автор остро поставил вопрос о пассивных (избыточных) связях в механизмах и дал им следующее определение: «пассивные связи – это связи, неизбежно приводящие к принужденному движению звеньев с неизбежной разработкой кинематических пар и невозполнимым потерям мощности». Позднее, после того как была опубликована статья Н.И. Колчина [2], в которой её автор *впервые* назвал такие связи избыточными, Л.Н. Решетов и многие другие исследователи стали употреблять именно этот термин – *избыточные* связи.

Во-вторых, Л.Н. Решетов в [1], вероятно также впервые со ссылкой на А.П. Малышева записывает формулу, для определения числа избыточных (пассивных) связей

$$q = W - 6n + \sum_{i=1}^{i=5} ip_i, \quad (1)$$

и на протяжении 25 лет работает над вопросом исключения или уменьшения избыточных связей в различных действующих механизмах.

Видимо Л.Н. Решетов сам не был знаком с работами А.П. Малышева, т.к. формула (1), которую он записывает, А.П. Малышев не приводил. Эта формула имеет вид

$$6(n - 1) = 5m_5 + 5m_4 + 3m_3 + 2m_2 + m_1 - k - p + q, \quad (2)$$

где n – число твердых звеньев,

m_5, m_4, m_3, m_2, m_1 – числа кинематических пар соответственно пятого, четвертого, третьего, второго и первого классов,

k – число условий связи, которые выпадают вследствие частных случаев,

p – число условий связи, которое нужно ввести в изменяемые звенья, чтобы превратить их в твёрдые,

q – число степеней свободы.

Однако, принимая параметр q , как число избыточных связей, Л.Н. Решетов вводит существенные изменения в формулу Малышева, т.к. именно формула (2) при отсутствии избыточных связей является формулой подвижности пространственных механизмов, которые являются самоустанавливающимися, т.е. безыбыточными, и ссылка на неё при определении избыточных связей является не только ошибочной, но и принципиально не правильной.

Остановимся более подробно на методике исключения избыточных связей в механизмах по Л.Н. Решетову [3, 4]. Его методика основана на составлении структурной таблицы, в которой указываются подвижности каждой входящей в состав механизма кинематической пары, в зависимости от расположения системы координат XYZ , считая, при этом, что в каждой паре сумма подвижностей и связей, взаимно дополняющих друг друга, равна шести. Число связей, накладываемых кинематической парой, принимается за класс пары и обозначается римской цифрой.

Л.Н. Решетов считал, что при конструировании рациональных (безыбыточных) механизмов, прежде всего, необходимо уметь определять, где и какие имеются подвижности, используя формулу О.Г. Озола для нахождения общей подвижности, считая её более простой по сравнению с формулой А.П. Малышева, т.к. в ней для определения числа избыточных связей q необходимо учитывать только число контуров и общее число подвижностей f

$$f = 6k + W - q. \quad (3)$$

Приведем фрагмент таблицы, составленной Л.Н. Решетовым. В первой колонке показаны условные обозначения кинематических пар, им разработанные, во второй и третьей колонках приведены, соответствующие парам подвижности (таблица 1), которые используются для составления структурных таблиц при определении числа избыточных связей в механизмах.

Сумма подвижностей кинематических пар f , раскладываемая по осям координат, представляется арифметической суммой

$$f = f'_x + f'_y + f'_z + f''_x + f''_y + f''_z,$$

где f' – сумма линейных подвижностей кинематических пар по осям координат,

f'' – сумма угловых подвижностей кинематических пар вокруг осей координат.

Таблица 1 – Схематическое изображение кинематических пар и соответствующие им подвижности

Кинематическая пара	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
I 	1 + 0 + 1	1 + 1 + 1
	0 + 1 + 1	1 + 1 + 1
	1 + 1 + 1	1 + 1 + 0
II 	1 + 0 + 1	1 + 1 + 0
	1 + 0 + 1	0 + 1 + 1
	1 + 0 + 0	1 + 1 + 1
III' 	0 + 0 + 1	1 + 1 + 0
III'' 	1 + 0 + 0	0 + 1 + 1
IV 	1 + 0 + 0	1 + 0 + 0
	0 + 0 + 1	0 + 0 + 1
V 	0 + 0 + 0	1 + 0 + 0
	0 + 0 + 1	0 + 0 + 0
	1 + 0 + 0	0 + 0 + 0

Ссылаясь на метод Будыки Е.Ю. (Качаловой Е.Ю.) [5], по которому из имеющихся подвижностей f , необходимое число подвижностей $6k$ идет на замыкание контуров и на подвижность механизма W , а недостаточное число подвижностей определяется формулой

$$q = W + 6k - f, \quad (4)$$

откуда

$$q - W = 6k - f, \quad (5)$$

замечая при этом, что основным недостатком всех структурных формул является то, что они не могут определять отдельно параметры (q и W), а дают только их разность.

Вопрос об определении подвижности тоже требует своего пояснения, дело в том, что Л.Н. Решетов при определении числа избыточ-

ных связей в механизмах выделяет два вида подвижности: общую, в которой участвуют все звенья и местную (пассивную), создающуюся только несколькими звеньями. Местные подвижности, по его мнению, «могут быть вредными, нарушающими закономерность движения механизма [3], на наличие их и следует проверять механизм при проектировании». Но могут быть и такие местные подвижности, которые не влияют на подвижность механизма в целом. Такую подвижность имеют, например, ролики (вследствие возможного проскальзывания), блоки, шкивы и т.д. В работе [3] Л.Н. Решетов указывает также на то, что подвижность механизма легко установить и при внешнем его осмотре «...получается проще и надежнее, чем по структурным формулам» и, подставив значение подвижности в формулу (4), найти число избыточных связей. При этом, однако, обращает внимание на то, что ошибка в определении подвижности легко обнаружится по нелепому числу избыточных связей, т.е. если будет пропущена подвижность, то она обнаружится в виде отрицательной избыточной связи, а если будет записана не существующая подвижность, то это даст лишнюю избыточную связь. Тогда возникает вопрос, а как оценить, что лишняя избыточная связь получена именно при неверном определении подвижности механизма?

Вернемся к анализу рассматриваемого метода. Л.Н. Решетов для определения «вредных» местных подвижностей, связанных с избыточными связями предлагает механизм разделить на контуры (замкнутые цепи кинематических пар и звеньев, которые различаются между собой, по крайней мере, на одно звено или кинематическую пару). На замыкание контура (сборку) во входящих в него кинематических парах должно быть шесть подвижностей – по три линейных и три угловых, а также подвижности, идущие на общие и местные подвижности механизма. Линейная подвижность может быть заменена угловой, если она имеется в избытке и есть заменяющее (проворачиваемое) звено, причем все звенья при этом должны быть близки к взаимной перпендикулярности.

Методом контуров Л.Н. Решетов предлагает находить не только число избыточных связей, но определять характер и место их расположения. Для этого подвижность и связи он делит на плоские и неплюские. Плоскими для системы XYZ будут подвижности $f'_x + f'_y + f''_z$, обеспечивающие движение в этой плоскости, а не плоскими – $f''_x + f''_y + f'_z$, обеспечивающие движение вне плоскости.

Избыточные связи также рассматриваются как плоские q_n и неплатные – q_n . По мнению Л.Н. Решетова метод контуров выгоден еще тем, что при рассмотрении вариантов уменьшения избыточных связей число контуров сохраняется, а при использовании формулы Малышева А.П. при решении этого вопроса изменяются сразу два параметра – число звеньев и число кинематических пар. Приведем две таблицы, которые необходимо использовать при исследовании механизма на наличие избыточности.

В таблице 2 представлены структурные формулы и подвижности, обеспечивающие движение механизма относительно принятой системы координат.

Таблица 2 – Структурная таблица Решетова

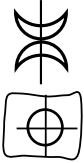
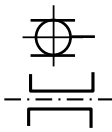
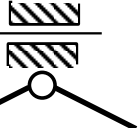
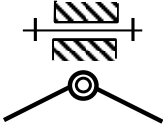
		$f = f_n + f_n$	$f'_x + f'_y + f''_z$	$f''_x + f''_y + f'_z$
W	W	$W = W_n + W_n$	$W'_x + W'_y + W''_z$	$W''_x + W''_y + W'_z$
k	$-6n$	$6k = 3k + 3k$	$k = k + k$	$k = k + k$
p_v	$5p_v$	$-p_v = -f_{vn} - f''_{vn}$	$-f'_{vx} - f'_{vy} - f''_{vz}$	$-f''_{vx} - f''_{vy} - f'_{vz}$
p_{IV}	$4p_{IV}$	$-2p_{IV} = -f_{IVn} - f''_{IVn}$	$-f'_{IVx} - f'_{IVy} - f''_{IVz}$	$-f''_{IVx} - f''_{IVy} - f'_{IVz}$
...	...			
n	q	$q = q_n + q_n$	$q'_x + q'_y + q''_z$	$q''_x + q''_y + q'_z$

Первые два столбца структурной таблицы представляют формулу подвижности: первый – О.Г. Озола, второй – А.П. Малышева. В каждом из трёх последующих столбцов записываются формулы в виде сумм подвижностей и связей для механизма в целом и сумм подвижностей, отдельно для каждой кинематической пары определенного класса. Сложение чисел полученных подвижностей по вертикали в каждом столбце позволяет найти избыточную связь определенного вида (плоскую или неплатную).

Ниже, в качестве примера, приведен фрагмент таблицы Л.Н. Решетова, устанавливающей зависимость между числом подвижностей и классом кинематической пары.

Для наглядного представления метода контуров этого вполне достаточно, т.к. в таблице 3 показаны подвижности и кинематические пары тех классов, которые широко используются в различных механизмах.

Таблица 3 – Подвижности в кинематических парах по Решетову

Обозначение пары	$f_n + f_h$	Обозначение пары	$f_n + f_h$
I 	2 + 3	II 	2 + 2
	3 + 2		1 + 3
III' 	1 + 2	III'' 	2 + 1
	1 + 2		
IV 	1 + 1	V 	0 + 1
	1 + 1		1 + 0

Рассмотрим пример исследования механизма методом уточненных структурных формул и подвижностей в контуре по Л.Н. Решетову. На рисунке 1 представлен кривошипно-ползунный механизм с условными обозначениями кинематических пар, приведенными в таблице 1.

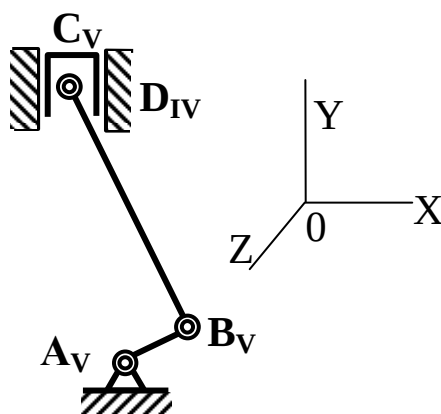


Рисунок 1 – Тронковый кривошипно-ползунный механизм

Механизм состоит из трёх подвижных звеньев, трёх кинематических пар пятого класса и одной пары четвертого класса. Для определения числа избыточных связей составим для этого механизма таблицу 4, основываясь на рекомендации учета параметров подвижностей и связей, приведенных в таблицах 2 и 3.

Рассматриваемая структура является механизмом (рисунок 1), подвижность которого равна единице и по формуле О.Г. Озола, и по формуле А.П. Малышева (первая строка таблицы 4).

Таблица 4 – Определение подвижностей для кривошипно-ползунного механизма

S		$f = f_n + f_n$	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$W = 1$	$W = 1$	$1 = 1 + 0$	$0 + 0 + 1$	$0 + 0 + 0$
$k = 1$	$-6 \cdot 3 = -18$	$6 = 3 + 3$	$1 + 1 + 1$	$1 + 1 + 1$
$p_V = 3$	$5 \cdot 3 = 15$	$-3 = -3 + 0$	$0 + 0 - 3$	$0 + 0 + 0$
$p_{IV} = 1$	$4 \cdot 1 = 4$	$-2 = -1 - 1$	$0 - 1 + 0$	$0 - 1 + 0$
$n = 3$	$q = 2$	$2 = 0 + 2$	$1 + 0 - 1$	$1 + 0 + 1$

$\boxed{1}$

Кривошипно-ползунный механизм плоский, поэтому общая подвижность, записанная в третьем столбце (первая строка) как $1 = 1 + 0$ говорит о том, что $f = f_n = 1$, а $f_n = 0$. В четвертом и пятом столбцах (первая строка) записаны подвижности с распределением по приведенным осям координат, имеющаяся одна подвижность механизма записана именно в четвертом столбце первой строки единицей, т.к. механизм плоский.

Во второй строке первого столбца записано количество контуров, во второй строке второго столбца – подвижность $6n$ по формуле Малышева. Третий, четвертый и пятый столбцы заполнены цифрами, согласно формулам, приведенным в этих строках в таблице 2.

Заполнение третьей, четвертой и пятой строк таблицы 4 ведется на основании данных таблицы 3 – (третий столбец) и таблицы 1, 2 – (четвертый, пятый). Сложение цифр по вертикали во втором столбце, определяет число избыточных связей, но без указаний, какие это связи.

Формула Е.Ю. Будыки (третий столбец) уточняет ответ, что обе избыточные связи неплоские q_n . Объяснение полученному результату дают решения двух последних столбцов. Одна плоская избыточная связь (четвертый столбец) получилась отрицательной при сложении приведенных подвижностей по вертикали, т.е. это свободная угловая подвижность, которая пойдет на замену линейной и устранил избыточную связь (в таблице это показано стрелкой).

В последнем столбце, у неплоских избыточных связей отрицательного числа не получилось, а это значит, что свободных подвижностей нет и производить замену нечем. Полученные две связи являются избыточными и к тому же неплоскими.

Для устранения избыточности в кривошипно-ползунном механизме Л.Н. Решетов, используя формулу (1), при подстановке в неё

$n = 3, W = 1, q = 0$, получает

$$1 - 6 \cdot 3 + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 = 0,$$

$$5p_5 + 4p_4 + 3p_3 = 17,$$

т.е. сумма классов кинематических пар (число наложенных условий связи) должна быть равна семнадцати.

Основываясь на этих условиях, Л.Н. Решетов подбирает кинематические пары для создания рационального (безызыточного) механизма. В работе [3] он приводит 23 варианта рационального кривошипно-ползунного механизма, 12 с цилиндрическим ползуном и 11 – с поступательным ползуном, получая при этом различную подвижность у механизмов. Покажем лишь некоторые из них на рисунке 2.

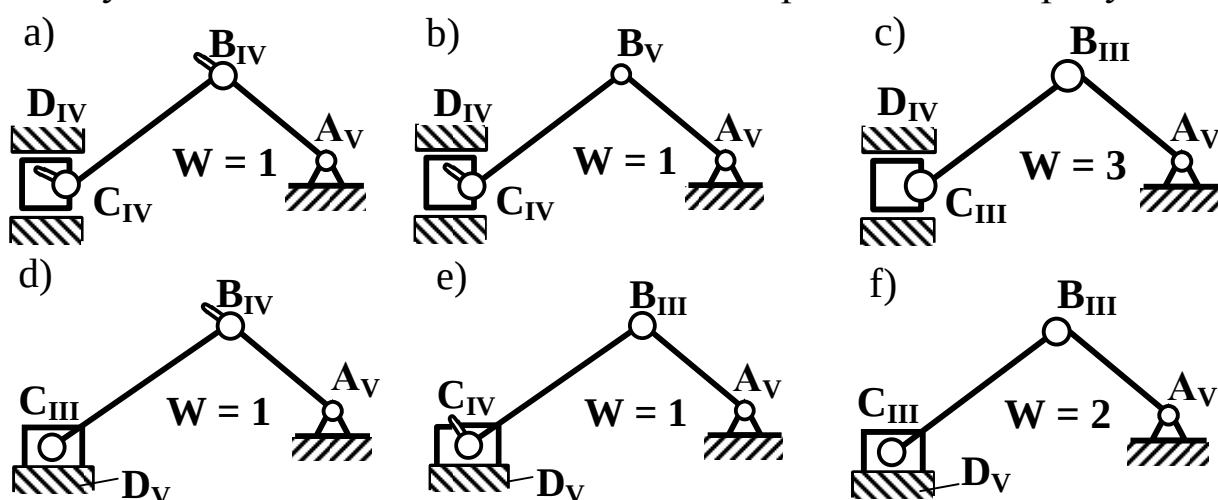


Рисунок 2 – Рациональные схемы кривошипно-ползунного механизма с цилиндрическим (а, b, c) и поступательным (d, e, f) ползунами

Позволим заметить, что подвижность тронкового кривошипно-ползунного механизма, определенная по признанной всеми исследователями формуле для плоского механизма, изображенного на рисунке 1

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2,$$

а это значит, что сложение значений второго столбца таблицы 4 дает $q = 3$, тогда возникает вопрос, как объяснить несоответствие между получаемыми результатами в двух последних столбцах этой таблицы.

Можно предположить, что такое несоответствие связано прежде с тем, что положенная в основу формула А.П. Малышева понята Л.Н. Решетовым не правильно. И если для определения числа избыточных связей воспользоваться формулой Колчина Н.И. [2] $q = m \cdot (p - n)$, то для механизма, изображенного на рисунке 1 $q = 3$.

Таким образом, по результатам проведенного анализа метода контуров, предложенного Л.Н. Решетовым, можно сделать следующие выводы.

Во-первых, формула А.П. Малышева для определения числа избыточных связей не может использоваться в том виде, в котором записана.

Во-вторых, для составления структурных таблиц необходимо уметь оценивать движение каждого звена и возможную подвижность применяемой кинематической пары, по крайней мере, так, как это делал Л.Н. Решетов.

Определение числа и класса кинематических пар, которыми необходимо заменить шарниры, производится простым подбором, основываясь только на удовлетворении равенства правой и левой частей формулы (1), при условии, что q равно нулю.

В-третьих, запись структурной формулы О.Г. Озола, приводимая в структурной таблице 2 в расчетах не участвует, и ссылка на неё не понятна.

И, наконец, применение метода контуров требует определенного навыка и четкого представления движений звеньев, что усложняет решение задачи, а для неопытного исследователя может оказаться невыполнимой или привести и к неверным результатам.

В 1994 году профессором Л.Т. Дворниковым опубликована работа «Начала теории структуры механизмов» [6], в которой обосновано и доказано, что устранить избыточные связи можно единственным путём, заменив используемые кинематические пары на пары других классов. Приведена система уравнений, позволяющая определить, сколько кинематических пар и на какие классы они должны быть заменены, для того, чтобы механизм, в котором m не равно нулю, не имел избыточных связей или число таких связей в нём было уменьшено

$$\begin{cases} 6n - W = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1, \\ (6 - m) \cdot n - W = \sum (k - m) \cdot p_k \cdot h(k - m), \\ p = p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1, \end{cases} \quad (6)$$

где n – число подвижных звеньев механизма,

W – подвижность механизма,

m – число общих связей, накладываемых на механизм в целом (по В.В. Добровольскому),

k – класс кинематических пар,

$p_k (p_5, p_4, p_3, p_2, p_1)$ – кинематические пары k – го класса (пятого, четвёртого, третьего, второго, первого),

$$h(k - m) = \begin{cases} 1, m \leq k, \\ 0, m \geq k. \end{cases} \text{ – единичная функция.}$$

Методика не требует никаких дополнительных таблиц или других условностей при решении таких задач.

Рассмотрим применение метода исключения избыточности, основанной на использовании структурных формул системы (6) на примере плоского четырехзвенного механизма (рисунок 3,а).

Согласно пояснению, изложенному в работе [6], касающееся тому, что если в кинематической системе используются только пары пятого класса, то второе и третье уравнения системы (6) могут быть преобразованы к виду

$$p = p_5 = \frac{(6 - m) \cdot n - W}{5 - m}. \quad (7)$$

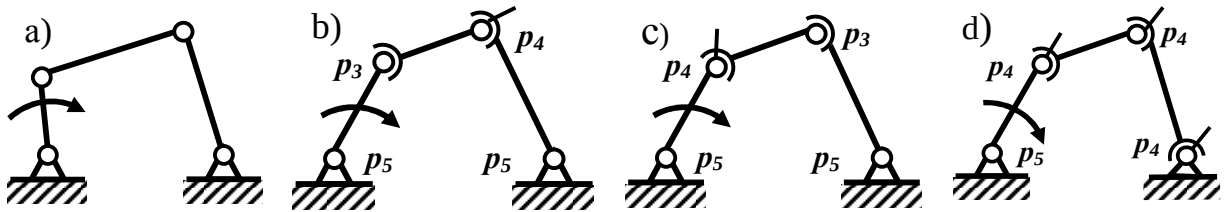


Рисунок 3 – Плоские шарнирные четырехзвенные механизмы, а – с избыточными связями; b, c, d – безизбыточные

Для создания плоского шарнирного механизма без избыточных связей, подставим значение $m = 3$ в уравнение (7) и воспользуемся следующей системой уравнений

$$\begin{cases} 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 = 6n - W, \\ p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1 = \frac{3n - W}{2}. \end{cases} \quad (8)$$

Продолжим решение поставленной задачи и создадим плоский безизбыточный ($n = 3$) четырёхзвенный механизм ($W = 1$). Для того, чтобы определить, какие именно пары (классы пар) должны использоваться в механизме без избыточных связей, решим систему уравнений (8)

$$\begin{cases} 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 = 17, \\ p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1 = 4. \end{cases} \quad (9)$$

Если исключить в кинематических цепях плоских механизмов кинематические пары первого и второго классов, т.е. принять, что

$p_1 = 0, p_2 = 0$ (по причине сложности их реализации в механизмах) и выразить числа кинематических пар p_3 и p_4 через число пар p_5 , то получим систему

$$\begin{cases} p_4 = 5 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 1. \end{cases}$$

Откуда может быть найдено всего два варианта целочисленных положительных решений

1. $p_5 = 2, p_4 = 1, p_3 = 1,$
2. $p_5 = 1, p_4 = 0, p_3 = 0.$

Оба эти решения могут быть реализованы и безызбыточные четырёхзвенные механизмы, соответствующие полученным решениям приведены на рисунке 3, b, c, d.

При построении, были использованы три вида пар: p_5 в виде обычно шарнира (рисунок 4, а), p_4 в виде сферического шарнира с пальцем (рисунок 4, b) и p_3 в виде обычного сферического шарнира (рисунок 4, c).

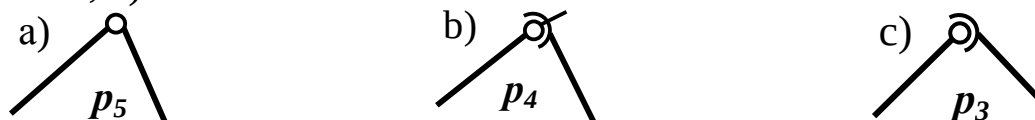


Рисунок 4 – Условные обозначения кинематических пар, обычный шарнир (a), сферический шарнир с пальцем (b), сферический шарнир (c)

Показанное решение одноконтурного четырёхзвенного механизма с тремя линейными подвижными звеньями, как видно из примера, простое, математически строго логичное и не требует определенных навыков в решении поставленной задачи при замене низших кинематических пар (пятого класса) на пары квазивысоких классов (четвёртого и третьего).

Сравнение приведенного решения по исключению избыточности в четырёхзвенном механизме с решением по методу Л.Н. Решетова позволяет сделать, по крайней мере, три вывода.

Во-первых, предлагаемый метод не сложен в решении и основан на применении общепринятых и широко применяемых структурных формулах.

Во-вторых, как видно из приведенного решения, механизмов без избыточных связей с подвижностью равной единице, с учётом того, что пара p_5 может быть не только вращательной, но и поступательной – семь (рисунок 1.18, b, c и d и рисунок 5). Л.Н. Решетов в [3] приводит пятнадцать безызбыточных механизмов с $W = 1$, в которых при-

меняются пары третьего, четвёртого и пятого классов, в сочетаниях, отличных от решений по системе уравнений (8).

В - третьих, из шести найденных решений Л.Н. Решетовым в [3] совпадают только два (для наглядности они выделены курсивом и подчеркнуты), остальные четыре вызывают сомнение

1. $p_5 = 2, p_4 = 1, p_3 = 1,$
2. $p_5 = 1, p_4 = 3, p_3 = 0,$
3. $p_5 = 3, p_4 = 1, p_3 = 0,$
4. $p_5 = 2, p_4 = 0, p_3 = 2,$
5. $p_5 = 3, p_4 = 0, p_3 = 1,$
6. $p_5 = 4, p_4 = 0, p_3 = 0.$

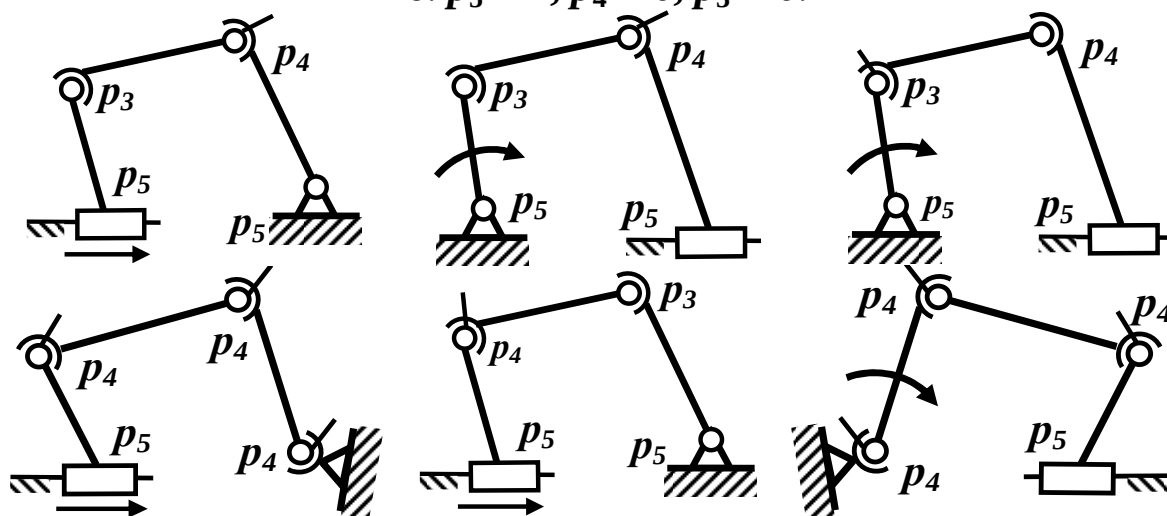


Рисунок 5 – Безызбыточные четырехзвенные механизмы

Определим подвижность механизмов по формуле А.П. Малышева с учетом полученных сочетаний чисел кинематических пар p_5 , p_4 и p_3 , всех приведенных вариантов решений, полученных Л.Н. Решетовым. Для первого варианта

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 1$$

для второго варианта

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 3 - 3 \cdot 0 = 1$$

Для сочетания кинематических пар третьего варианта

$$W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 1 = -1$$

подвижность механизма с кинематическими парами в четвёртом варианте

$$W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 3 \cdot 2 = 2$$

для пятого варианта

$$W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 3 - 3 \cdot 1 = 0$$

И, наконец, в последнем случае

$$W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 4 = -2$$

Проанализировав представленные решения Л.Н. Решетовым в [3] можно предположить, что обеспечение безызыточности во всех несовпадающих вариантах достигается созданием специальных сложных конструкций кинематических пар пятого, четвертого и третьего классов.

И, наконец, необходимо отметить, что после издания книг Л.Н. Решетова [3,7], О.Г. Озола [8], С.Н. Кожевникова [9], которые как бы подвели итоги в области исследования теории структуры механизмов, на протяжении 14 лет серьезных исследований в области структуры не проводилось. Хотя было очевидно, что для решения задач синтеза структур в том числе и структур без избыточных связей, нужны новые подходы и методики.

Литература

1. Решетов Л.Н. Применение механизмов без избыточных связей // Сборник статей «Анализ и синтез механизмов»; Ин-т Машиностроения АН СССР. – 1960.
2. Колчин Н.И. Опыт построения расширенной структурной классификации механизмов и основанной на ней структурной таблицы механизмов. Анализ и синтез механизмов // Труды Второго Всесоюзного совещания по основным проблемам теории машин и механизмов – М.: Машгиз, 1960. – С. 85-97.
3. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник, – 2 – е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
4. Машиностроение. Энциклопедия, в 30 томах., Т. 1-3. Книга 2. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин / Редактор акад. РАН Колесников К.С. – М.; Машиностроение, 1995. – С. 384-394.
5. Будыка Е.Ю. Вывод структурных формул механизмов логическим путем // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1976. – №8. – С. 71-73.
6. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов. СибГГМА. г. Новокузнецк. – 1994. – 102с.
7. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.
8. Озол О.Г. Основы конструирования и расчета механизмов. – Рига: Звайгзне, 1979. – 360 с.
9. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. Изд. 4-е испр. Учебник для машиностроительных вузов. – М.: Машиностроение. – 1973. – 592 с.

К ВОПРОСУ О ПОЛНОМ СОСТАВЕ ВОСЬМИЗВЕННЫХ ПЛОСКИХ ЦЕПЕЙ ГРЮБЛЕРА

Федоров А.И., Дворников Л.Т.

В 1883г. в работе [1] М. Грюблером был показан метод структурного синтеза плоских шарнирных кинематических цепей. Эти цепи отличались тем, что являлись замкнутыми, т.е. не имели выходов на стойку. Они обладали свободой движения в плоскости и имели относительную подвижность звеньев внутри цепи. Из таких цепей, которые позже получили название цепей Грюблера, путем остановки одного из звеньев (любого) могли образовываться одноподвижные механизмы. Этот метод создания работоспособных многозвенных механизмов получил (особенно в Европе) широкое использование в практике и до настоящего времени является весьма востребованным.

Образование цепей Грюблера основывается на использовании простого соотношения между числом звеньев n и числом шарниров p_5 (кинематических пар пятого класса), имеющего вид

$$3n - 2p_5 = 4. \quad (1)$$

При этом, числа разных звеньев (по количеству в них кинематических пар) двухпарных (n_2), трехпарных (n_3) и т.д. связываются с числом кинематических пар и между собой зависимостями

$$2p_5 = 2n_2 + 3n_3 + 4n_4 + \dots, \quad (2)$$

$$n = n_2 + n_3 + n_4 + \dots. \quad (3)$$

Авторами настоящей статьи ранее в [2] был подробно изложен метод образования плоских шарнирных кинематических цепей Грюблера и показан полный состав всех цепей, из которых могут создаваться восьмизвенные механизмы.

Следует отметить, что в рецензии на работу [2], написанной профессором Пейсахом Э.Е. [3], были высказаны сомнения в правильности названного в [2] числа таких цепей, но не было дано исчерпывающего доказательства их действительного количества и видов.

В работе [1] Грюблером не было показано какой-либо связи между числом звеньев n и наиболее сложным звеном n_i , которое может быть вписано в формулы (2) и (3) в виде

$$\begin{aligned} 2p_5 &= 2n_2 + 3n_3 + 4n_4 + \dots + in_i, \\ n &= n_2 + n_3 + n_4 + \dots + n_i, \end{aligned} \quad (4)$$

хотя это условие при анализе всех возможных цепей Грюблера имеет важное значение. Обратимся к решению такой задачи. Вместо обозначения шарниров как p_5 будем обозначать их просто p . Прежде всего, решим систему (4) совместно.

Выразим число звеньев n_2 из второго уравнения (4)

$$n_2 = n - n_3 - n_4 - \dots - n_i$$

и подставим его в первое уравнение

$$2p = 2(n - n_3 - n_4 - \dots - n_i) + 3n_3 + 4n_4 + \dots + in_i.$$

После преобразований получим

$$2p - 2n = n_3 + 2n_4 + \dots + (i - 2)n_i. \quad (5)$$

Подставив в (5) вместо $2p$ его значение из (1) и получим

$$n - 4 = n_3 + 2n_4 + \dots + (i - 2)n_i. \quad (6)$$

Введем далее понятие τ -угольника, т.е. наиболее сложного звена цепи n_i , которое может быть использовано при создании цепей Грюблера, состоящих из n звеньев.

Известно [4], что число ветвей любой кинематической цепи γ определяется зависимостью

$$\gamma = p - (n - 1), \quad (7)$$

где p – общее число кинематических пар.

В свою очередь число ветвей γ можно представить [4] в виде

$$\gamma = \alpha + \delta, \quad (8)$$

где α – число замкнутых изменяемых контуров в цепи,

δ – число выходов цепи.

Особенность цепей Грюблера заключается в том, что они не имеют выходов на стойку, т.е. в них $\delta = 0$. На этом основании можно из (7) и (8) вывести зависимость

$$\alpha = p - (n - 1), \quad (9)$$

имея в виду, что все пары в рассматриваемых цепях есть шарниры. Учтем, что цепи Грюблера подчиняются зависимости (1), и выразим из нее значение p в виде

$$p = \frac{3n - 4}{2},$$

тогда по (9) можно показать, что

$$\alpha = \frac{n - 2}{2}. \quad (10)$$

Здесь речь идет о контурах, находящихся внутри цепи Грюблера. Если учесть, что существует еще один контур – внешний, ограничивающий собственно цепь, то общее число контуров

$$\alpha_{ок} = \alpha + 1, \text{ или } \alpha_{ок} = \frac{n}{2}. \quad (11)$$

Т.к. число замкнутых контуров в цепях Грюблера однозначно определяется числом их звеньев, то и по числу замкнутых контуров в цепи можно определять числа звеньев цепи. Зависимость (10) относительно n запишется в виде

$$n = 2\alpha + 2, \text{ или } n = 2\alpha_{ок}. \quad (12)$$

Обратимся теперь к отысканию связи между числом звеньев цепи Грюблера и наиболее сложным ее звеном – $\tau_{\max}$. Если цепь Грюблера начать строить с τ -угольника, то далее ко всем свободным геометрическим элементам τ -угольника можно присоединить по одному поводку – т.е. двухпарному звену, и их число будет τ штук. При замыкании открытых пар присоединенных поводков дополнительными звеньями, будут появляться подвижные - изменяемые замкнутые контуры. Так как замыкающих звеньев при этом требуется α штук – по числу контуров в цепи, то общее число звеньев такой цепи окажется равным

$$n = 1 + \tau + \alpha,$$

где 1 – базисное звено τ -угольник,

τ – число поводков, отходящих от τ -угольника,

α – число звеньев, замыкающих все контуры.

Решим (13) относительно τ , т.е. относительно числа сторон базисного звена

$$\tau_{\max} = n - 1 - \alpha,$$

и, подставив сюда значение α из (8), в результате получим, что

$$\tau_{\max} = \frac{n}{2}. \quad (14)$$

Таким образом, по числу звеньев цепи Грюблера легко находится и число замкнутых изменяемых контуров, и наиболее сложное звено, которое в ней может быть использовано.

Так, при $n = 4, \alpha = 1, \tau_{\max} = 2 (n_2)$,

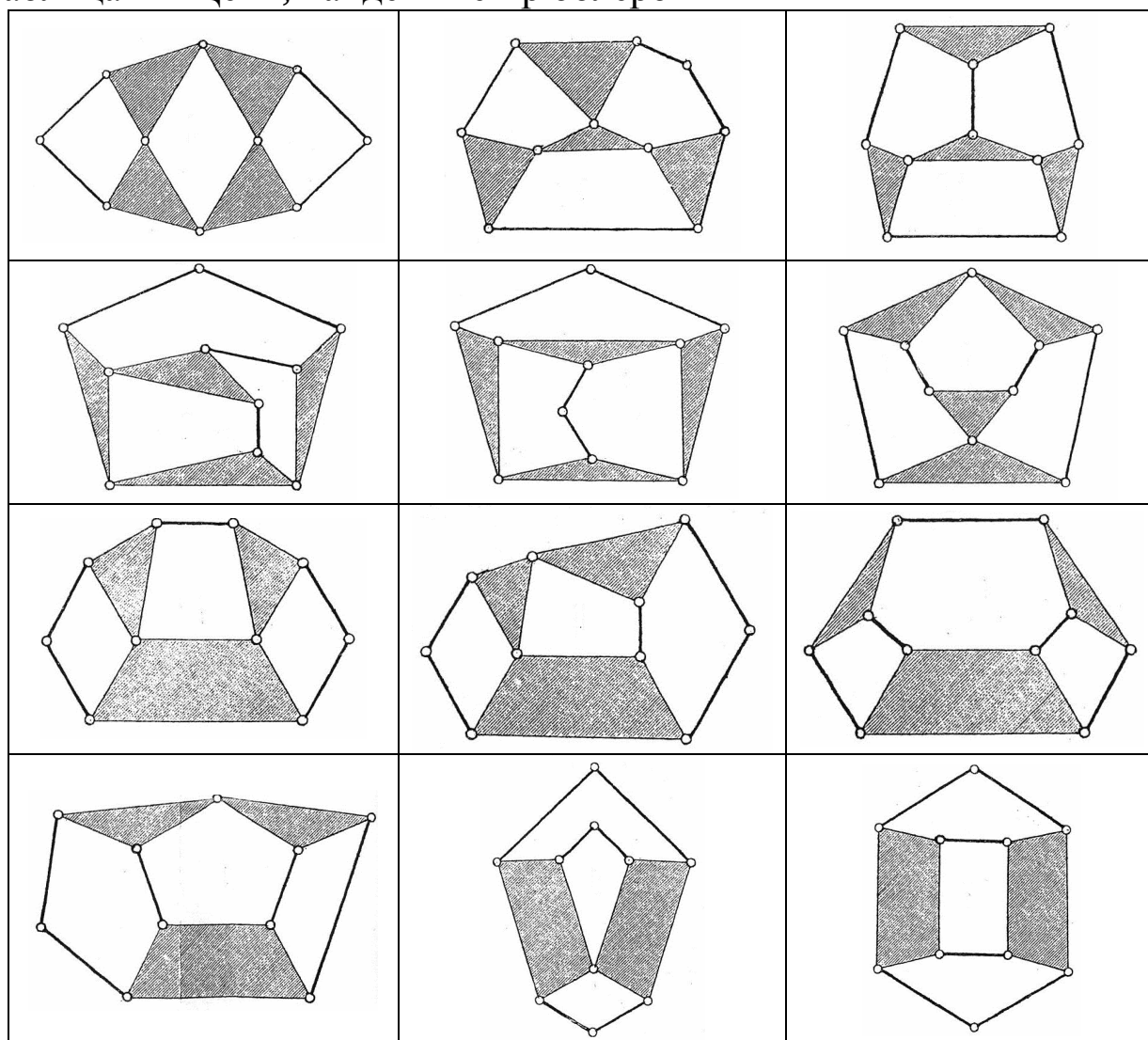
при $n = 6, \alpha = 2, \tau_{\max} = 3 (n_3)$,

при $n = 8, \alpha = 3, \tau_{\max} = 4 (n_4)$,

при $n = 10, \alpha = 4, \tau_{\max} = 5 (n_5)$ и т.д. (15)

Обратимся теперь к поиску и обоснованию многообразия восьмизвенных цепей Грюблера. Первым к этой задаче обратился сам Грюблер в 1883г в [1]. В этой работе Грюблер показал двенадцать восьмизвенных цепей (таблица 1). Покажем их в том виде, в котором показал их Грюблер.

Таблица 1 – Цепи, найденные Грюблером



Авторам настоящей статьи в работе [2] удалось показать свою таблицу восьмизвенных цепей Грюблера. В этой таблице приведено 20 отличающихся друг от друга цепей.

В таблицу 2 введем следующие обозначения: ЦГ – цепь Грюблера, цифры 8-3-1 означают – восьмизвенная цепь, трехпарное базисное звено – τ , номер цепи с заданным τ . Номера цепи по порядку – в левом верхнем углу. Цифрами сверху цепей обозначаются входящие в них контура: 4 – четырехпарный, 5 – пятипарный и т.д.

Однако, проанализировав таблицу 2, профессор Пейсах Э.Е. в работе [3] указал на изоморфизм – повторяемость некоторых из цепей. Им была приведена таблица, показанная ниже под номером 3. В ней приводятся четыре пары кинематических цепей из таблицы 2, которые по его мнению являются попарно одинаковыми по своей структуре.

Таблица 2 – Восьмизвенные цепи Грюблера по [2]

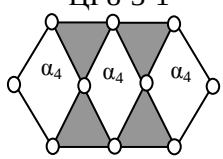
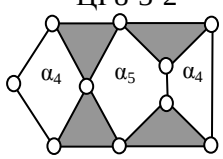
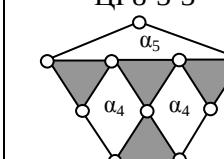
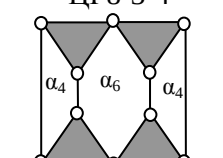
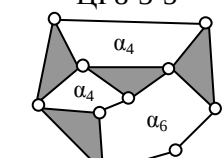
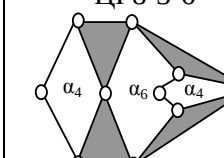
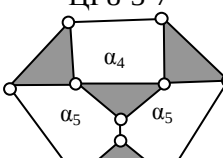
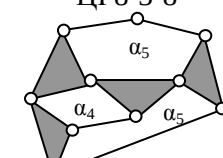
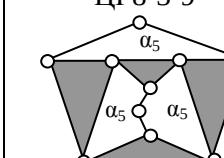
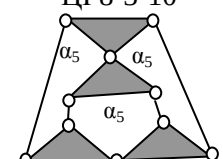
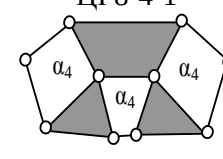
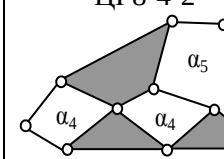
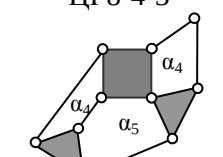
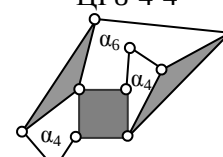
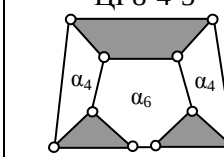
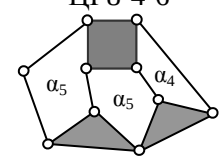
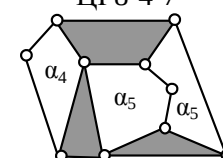
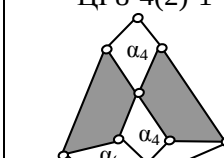
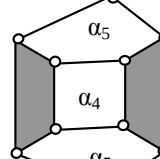
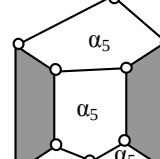
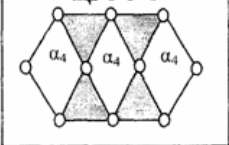
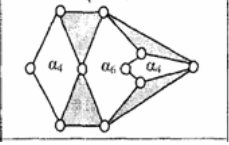
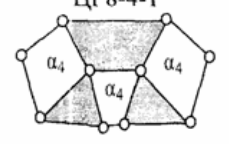
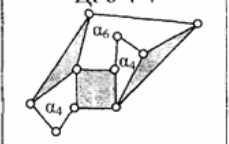
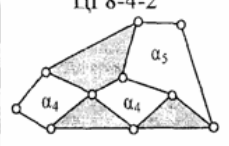
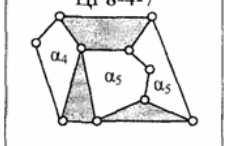
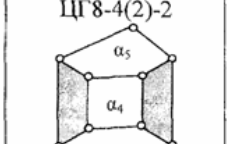
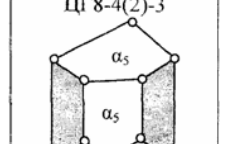
№1 4-4-4-8 ЦГ8-3-1 	№2 4-5-4-7 ЦГ8-3-2 	№3 4-4-5-7 ЦГ8-3-3 
№4 4-6-4-6 ЦГ8-3-4 	№5 4-4-6-6 ЦГ8-3-5 	№6 4-6-4-6 ЦГ8-3-6 
№7 4-5-5-6 ЦГ8-3-7 	№8 5-4-5-6 ЦГ8-3-8 	№9 5-5-5-5 ЦГ8-3-9 
№10 5-5-5-5 ЦГ8-3-10 	№11 4-4-4-8 ЦГ8-4-1 	№12 4-4-5-7 ЦГ8-4-2 
№13 4-5-4-7 ЦГ8-4-3 	№14 4-6-4-6 ЦГ8-4-4 	№15 4-6-4-6 ЦГ8-4-5 
№16 4-5-5-6 ЦГ8-4-6 	№17 4-5-5-6 ЦГ8-4-7 	№18 4-4-6-6 ЦГ8-4(2)-1 
№19 5-4-5-6 ЦГ8-4(2)-2 		
№20 5-5-5-5 ЦГ8-4(2)-3 		

Таблица 3 – Изоморфные цепи Грюблера по Пейсаху

№1 4-4-4-8 ЦГ 8-3-1 	№6 4-6-4-6 ЦГ 8-3-6 
№11 4-4-4-8 ЦГ 8-4-1 	№14 4-6-4-6 ЦГ 8-4-4 
№12 4-4-5-7 ЦГ 8-4-2 	№17 4-5-5-6 ЦГ 8-4-7 
№19 5-4-5-6 ЦГ 8-4(2)-2 	№20 5-5-5-5 ЦГ 8-4(2)-3 

Пейсах Э.Е. нашел, что цепи Грюблера из таблицы 2: №1 и №6, №11 и №14, №12 и №17, №19 и №20 повторяют друг друга. Хотя абсолютного их сходства визуально не прослеживается. Серьезных доказательств к своему выводу, автор не привел. Если судить по числу и сложности изменяемых замкнутых контуров в строках таблицы 3, то можно заметить, что все пары цепей безусловно отличаются друг от друга. Они соответствуют отличающимся замкнутым контурам: **4-4-4-8** и **4-6-4-6**, **4-4-4-8** и **4-6-4-6**, **4-4-5-7** и **4-5-5-6**, **5-4-5-6** и **5-5-5-5**.

Отметим, что одни и те же цепи Грюблера могут изображаться по разному в зависимости от того, какой контур для нее выбирается за наружный.

Так цепь №12 из таблицы 2 с наружным контуром в 7 сторон (она приведена и в таблице 1 Грюблером в третьей строке – вторая) может путем размыкания одного из шарниров и разворачивания цепи в плоскости с последующим связыванием шарнира превращаться дополнительно в две цепи – с наружным контуром в пять сторон (рисунок 1,а) и с наружным контуром в четыре стороны (рисунок 1,в).



Рисунок 1 – Виды цепи Грюблера при разных наружных контурах

Однако эти цепи и в таком виде состоят из контуров **4-4-5-7**, т.е. никаким разворачиванием цепи, нельзя изменить число и вид замкнутых контуров, а отсюда следует, что приведенные в таблице 3 пары цепей не могут быть идентифицированы, т.е. превращаться друг в друга.

Если в цепях №19 и №20 за неподвижное звено принять одно из четырехпарных, то получим два восьмизвенных механизма рисунок 2, а и в.



Рисунок 2 – Отличающиеся механизмы, полученные из цепей №19 и №20

Таким образом, авторы настоящей статьи не находят оснований для пересмотра полного состава восьмизвенных цепей Грюблера, приведенных в работе [2].

Литература

1. Grübler M.F. Allgemeine Eigenschaften der Zwangsläufigen ebenen Kinematischen Ketten. – Civilingenieur, Berlin, 1883, №29. – S. 167-200.
2. Дворников Л.Т., Фёдоров А.И. О сущности и возможностях метода М. Грюблера применительно к синтезу структур плоских механизмов // Материалы шестнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения / Под ред. проф. Л.Т. Дворникова и проф. Э.Я. Живаго. – Новокузнецк: СибГИУ, 2006. – С. 82-94.
3. Пейсах Э.Е. О группах Ассура, фермах Баранова, цепях Грюблера, плоских шарнирных механизмах и об их структурном синтезе. – Наука и образование. 2007. <http://technomag.edu.ru/doc/65274.html>.
4. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: Учебное пособие/ Новокузнецк: СибГИУ, 1994 – 102 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СЕМЕЙСТВА МЕХАНИЗМОВ ПО ЧИСЛУ ПОДВИЖНЫХ ЗВЕНЬЕВ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР

Дворников Л.Т., Фомин А.С.

В 1936 году профессор Добровольский В.В. [1] вывел универсальную формулу подвижности механизмов, записываемую в виде

$$W_m = (6 - m)n - \sum_{k=5}^{k-m=1} (k - m)p_k, \quad (1)$$

где W_m – подвижность механизма, определяющая число его степеней свободы,

m – число общих связей, накладываемых на весь механизм,

p_k – класс кинематических пар.

Именно параметром m определяется универсальность формулы (1). Этот параметр может принимать целые положительные значения от 0 до 4. В зависимости от m по предложению Артоболевского И.И. все механизмы делят на пять семейств: нулевое ($m=0$), первое ($m=1$), второе ($m=2$), третье ($m=3$) и четвертое ($m=4$).

По формуле (1) принято определять подвижность механизмов или групп Ассура. При этом семейство механизма или группы Ассура уже известно. Покажем, что формула Добровольского В.В. может быть использована также для определения семейств, что при анализе кинематических цепей часто является важной задачей.

В развернутом виде формула (1) запишется как

$$\begin{aligned} W_m &= (6 - m)n - (5 - m)p_5 - (4 - m)p_4 - (3 - m)p_3 - (2 - m)p_2 - (1 - m)p_1 = \\ &= 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 + m(p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1 - n) = \\ &= W_0 + m(p - n), \end{aligned}$$

где W_0 – подвижность, определяемая по формуле Малышева

$$W_0 = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1.$$

Тогда m определим, как

$$m = \frac{W_m - W_0}{(p - n)} = \frac{1 - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1}{(p - n)}. \quad (2)$$

Для определения принадлежности любого механизма к одному из пяти семейств, в формулу (2) следует подставить число подвижных звеньев анализируемого механизма и число кинематических пар, определив предварительно их класс.

Применим формулу (2) с целью установления, к какому семейству относятся конкретные механизмы. Обратимся для этого к механизмам, приведенным академиком Артоболевским И.И. в его учебнике [2]. На рисунке 1 [2, стр. 86, рис. 149] показан пространственный семизвенный механизм, состоящий из 6 подвижных звеньев 2, 3, 4, 5, 6, 7 ($n=6$) и семи кинематических пар пятого класса 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6, 6-7, 7-1 ($p_5=7$). Подставив известные параметры в уравнение (2), получим

$$m = \frac{1 - 6 \times 6 + 5 \times 7}{7 - 6} = \frac{1 - 1}{1} = 0.$$

Это значит, что механизм, показанный на рисунке (1) является пространственным механизмом нулевого семейства.

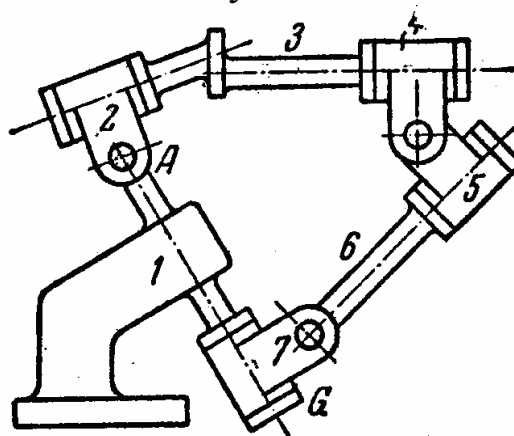


Рисунок 1– Модель семизвенного пространственного механизма нулевого семейства

Примером механизма первого семейства служит механизм двойного универсального шарнира, показанный на рисунке 2 [2, стр. 86, рис. 150]. Механизм состоит из 5 подвижных звеньев 2, 3, 4, 5, 6 ($n=5$), кинематических пар пятого класса ($p_5=6$) 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6, 6-1. При данных параметрах уравнение (2) запишется в виде

$$m = \frac{1 - 6 \times 5 + 5 \times 6}{6 - 5} = \frac{1 - 0}{1} = 1.$$

Следовательно, механизм, показанный на рисунке (2), есть механизм первого семейства, на движение звеньев которого наложена одна общая связь.

Вторым примером механизма первого семейства является механизм уголкового передаточного механизма (рисунок 3 [2, стр. 87, рис. 151]). Число подвижных звеньев механизма равно трем ($n=3$). Звенья 1 и 2, 4 и 1 образуют вращательные кинематические пары пятого класса. Звенья 2 и 3, 3 и 4 входят в цилиндрические кинематические пары четвертого класса.

Из уравнения (2) получаем

$$m = \frac{1 - 6 \times 3 + 5 \times 2 + 4 \times 2}{4 - 3} = \frac{1 + 0}{1} = 1.$$

Т.е. рассмотренный механизм является механизмом первого семейства.

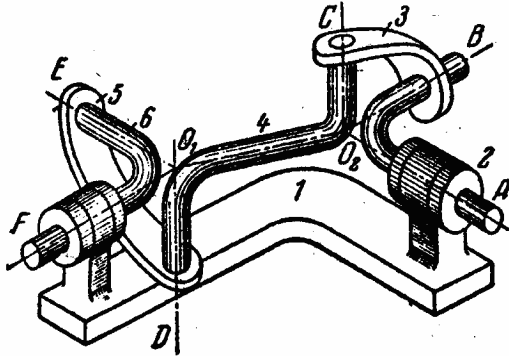


Рисунок 2 - Модель пространственного механизма двойного универсального шарнира

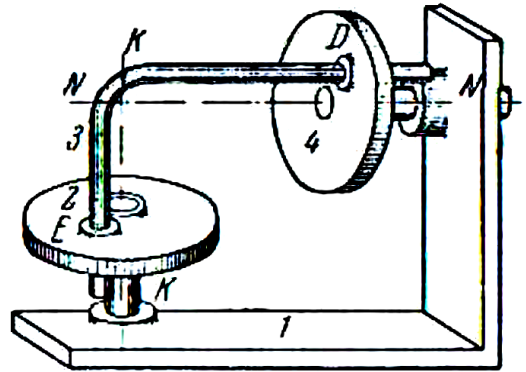


Рисунок 3 - Модель пространственного механизма уголкового передаточного механизма

Обратимся к механизмам второго семейства. Один из таких механизмов показан на рисунке 4 [2, стр. 111, рис. 204]. Механизм образован четырьмя подвижными звеньями 2, 3, 4, 5 ($n=4$), соединенными в пять кинематических пар пятого класса ($p_5=5$) 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-1. Уравнение (2) тогда запишется в виде

$$m = \frac{1 - 6 \times 4 + 5 \times 5}{5 - 4} = \frac{1 + 1}{1} = 2. \quad (3)$$

Это свидетельствует о том, что механизм, изображенный на рисунке 4, является механизмом второго семейства.

Вторым примером механизмов второго семейства является пространственный рычажно-винтовой механизм, показанный на рисунке 5 [2, стр. 87, рис. 152]. В этом механизме подвижных звеньев – четыре – звенья 2, 3, 4, 5, кинематических пар пятого класса пять ($p_5=5$): 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-1. Уравнение (2) при данных параметрах запишется как уравнение (3). Откуда определим, что $m=2$. Значит механизм, показанный на рисунке 5, есть механизм второго семейства.

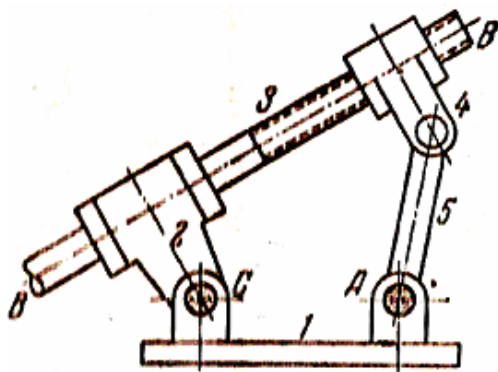


Рисунок 4 – Модель пространственного механизма с винтовой парой

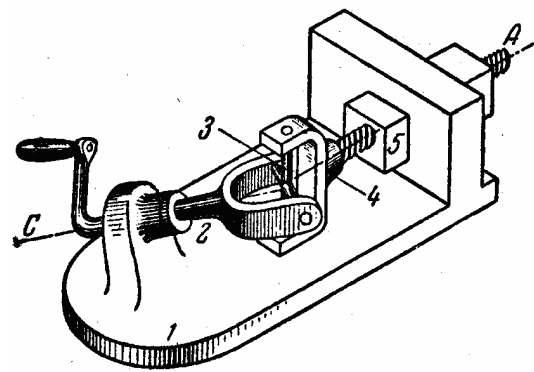


Рисунок 5 – Модель пространственного рычажно-винтового механизма

На рисунке 6 [2, стр. 88, рис. 154] показан еще один представитель механизмов второго семейства: пространственный рычажно-винтовой механизм. Механизм имеет четыре подвижных звена ($n=4$): 2, 3, 4, 5, соединенные в пять кинематических пар пятого класса ($p_5=5$): 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-1. Подставив число подвижных звеньев n и кинематических пар p_5 в уравнение (2), получим выражение (3), откуда определим, что $m=2$. Это означает то, что рассмотренный механизм классифицируется, как механизм второго семейства.

Пространственный четырехзвенный механизм с винтовой парой и роликом, движущимся в прорези, показан на рисунке 7 [2, стр. 111, рис. 205]. Три подвижных звена 2, 3, 4 соединены двумя вращательными кинематическими парами 1-2, 2-3, одной винтовой кинематической парой 3-4 и одной кинематической парой четвертого класса 4-1. Уравнение (2) в данном случае запишется в виде

$$m = \frac{1 - 6 \times 3 + 5 \times 3 + 4 \times 1}{4 - 3} = \frac{1 + 1}{1} = 2. \quad (4)$$

Значит, такой механизм относится к механизмам второго семейства.

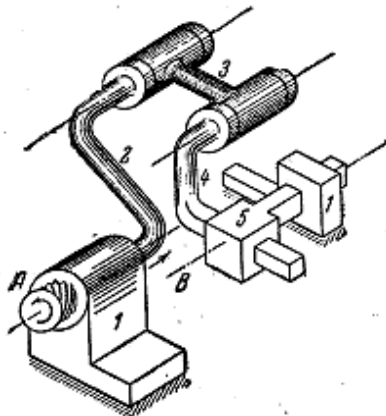


Рисунок 6 – Пространственный рычажно-винтовой механизм

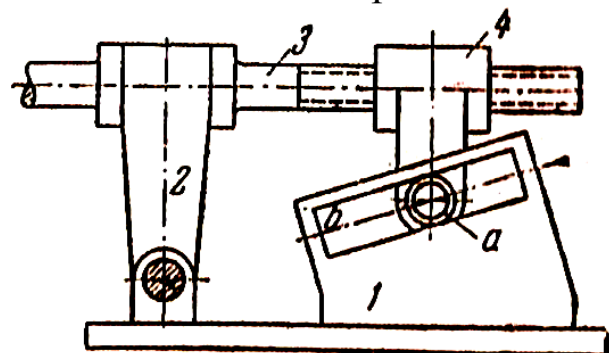


Рисунок 7 – Модель механизма с винтовой парой и роликом, движущимся в прорези

Обратимся к механизмам третьего семейства. Примером таких механизмов может быть пространственный сферический механизм, показанный на рисунке 8 [2, стр. 88, рис. 155]. Механизм состоит из трех подвижных звеньев ($n=3$): 2, 3 и 4, и четырех кинематических пар пятого класса ($p_5=4$) 1-2, 2-3, 3-4, 4-1. Уравнение (2) при данных параметрах запишется в виде

$$m = \frac{1 - 6 \times 3 + 5 \times 4}{4 - 3} = \frac{1 + 2}{1} = 3. \quad (5)$$

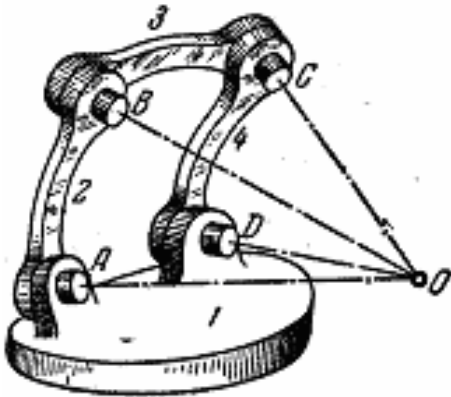


Рисунок 8 – Модель пространственного сферического механизма

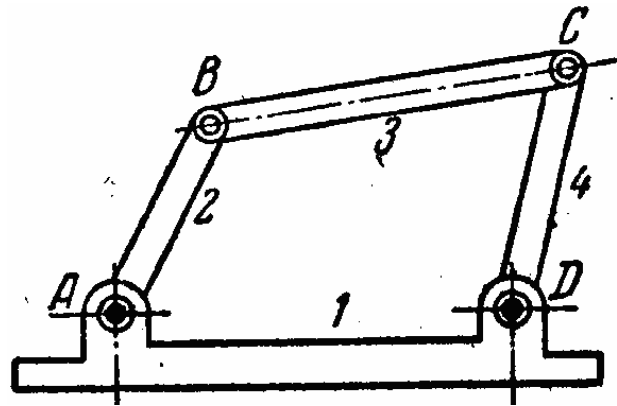


Рисунок 9 – Модель плоского четырехзвенного механизма третьего семейства

Это доказывает, что пространственный сферический механизм относится к механизмам третьего семейства.

Вторым примером механизмов третьего семейства может быть плоский четырехзвенник (рисунок 9 [2, стр. 88, рис. 156]), состоящий из трех подвижных звеньев ($n=3$): 2, 3, 4 и четырех вращательных кинематических пар пятого класса ($p_5=4$) 1-2, 2-3, 3-4, 4-1. Уравнение (2), при данных параметрах, приведем к виду (4), откуда определим, что $m=3$. Значит плоский четырехзвенник является механизмом третьего семейства.

Следующим примером механизмов третьего семейства является пространственный четырехзвенный механизм с одними поступательными парами, показанный на рисунке 10 [2, стр.89, рис.157]. Как и в предыдущем механизме (рисунок 9). Этот механизм состоит из трех подвижных звеньев ($n=3$) и четырех поступательных кинематических пар пятого класса ($p_5=4$). Уравнение (2) при известных параметрах запишется в виде (4), откуда определим, что $m=3$, что свидетельствует о принадлежности механизма к третьему семейству.

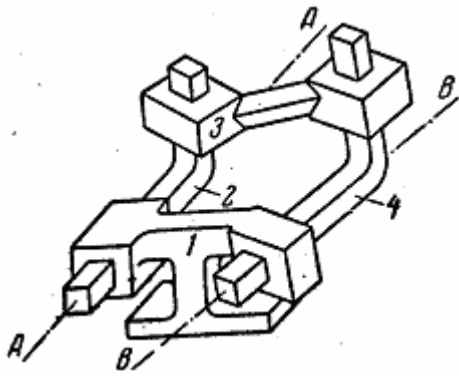


Рисунок 10 - Модель механизма с одними поступательными парами

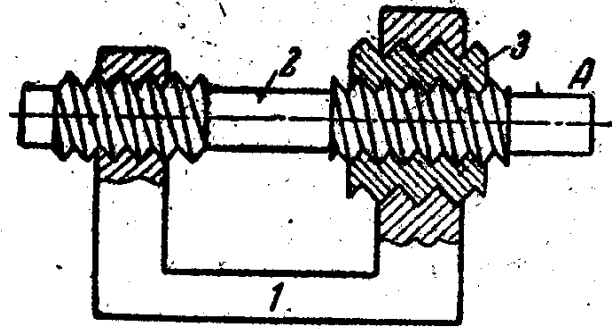


Рисунок 11 - Модель трехзвенного винтового механизма

В качестве примера механизма четвертого семейства рассмотрим трехзвенный винтовой механизм (рисунок 11 [2, стр. 89, рис. 158]). Подвижные звенья 2 и 3 соединены тремя кинематическими парами пятого класса ($p_5=3$) 1-2, 2-3 и 3-1. Уравнение (2) в этом случае запишем в виде

$$m = \frac{1 - 6 \times 2 + 5 \times 3}{3 - 2} = \frac{1 + 3}{1} = 4. \quad (5)$$

Т.е. трехзвенный винтовой механизм относится к механизмам четвертого семейства.

В качестве еще одного примера механизма четвертого семейства, рассмотрим трехзвенный клинчатый механизм, показанный на рисунке 12 [2, стр. 90, рис. 159]. Число подвижных звеньев механизма равно двум ($n=2$): звенья 2 и 3, число кинематических пар пятого класса – три ($p_5=3$): 1-2, 2-3 и 3-1. Уравнение (2) с учетом известных параметров запишем, как (5), откуда определим, что $m=4$. Т.е. трехзвенный клинчатый механизм является механизмом четвертого семейства.

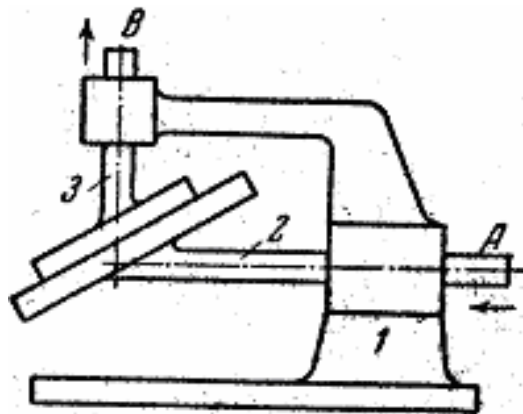


Рисунок 12 – Модель трехзвенного клинчатого механизма

Классификация механизмов различных семейств, приведенных выше, основанная на делении механизмов в зависимости от числа общих наложенных связей (m) и предложенная академиком Артоболовским И.И. полностью подтверждается.

Предлагаемый, в настоящей работе, метод определения семейства механизмов, является простым по применению, т.к. определение числа подвижных звеньев и кинематических пар даже самого сложного механизма, не вызывает особых трудностей. Таким образом, формула подвижности Добровольского В.В. может быть использована для определения семейства любого работоспособного механизма.

В завершении обратимся к вопросу о существовании, так называемых, неодносемейственных механизмов [3], т.е. механизмов, которые не могут быть отнесены только к одному семейству и параметр m для таких механизмов является дробной величиной. Рассмотрим один из таких механизмов, показанный на рисунке 13 [3, стр. 4, рис. 1], и определим для него параметр m . Механизм состоит из четырех подвижных звеньев ($n=4$) и шести кинематических пар пятого класса ($p_5=6$). Тогда уравнение (2) запишется в виде

$$m = \frac{1 - 6 \times 4 + 5 \times 6}{6 - 4} = \frac{1 + 6}{2} = 3,5.$$

Параметр m получился дробным, равным 3,5. Т.е. значение m находится в интервале от 3 до 4. При $m=3$ получаем плоские механизмы третьего семейства, а при $m=4$ – винтовые механизмы четвертого семейства. В этом механизме звенья 1, 2 и 3 образуют кривошипно-ползунный механизм (плоский механизм третьего семейства), а звенья 3 и 4 – клиновой механизм четвертого семейства. При этом подвижность данного механизма невозможно определить, используя формулу подвижности только механизмов третьего или только механизмов четвертого семейства. Поэтому данный механизм не может быть отнесен ни к механизмам третьего, ни к механизмам четвертого семейства.

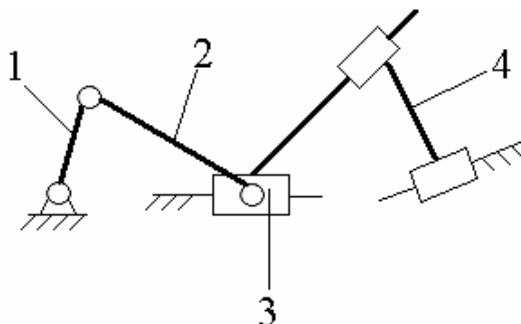


Рисунок 13 – Пятизвенный механизм

Таким образом, зная число подвижных звеньев механизма или число звеньев группы Ассура и число, и вид кинематических пар, можно определять принадлежность любого механизма или группы Ассура к одному из пяти семейств.

Литература

1. Добровольский В.В. Основные принципы рациональной классификации механизмов // В.В.Добровольский, И.И.Артоболевский. Структура и классификация механизмов / М.-Л. Издательство АН СССР, 1939. – С. 5-48.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – Изд-во «Наука», 1965.
3. Дворников Л.Т. Проблемы исследования неодносемейственных механизмов // Материалы шестой научно-практической конференции по проблемам машиностроения металлургических и горных машин» / Сибирская государственная горно-металлургическая академия.– Новокузнецк, 1997.

МЕТОД СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА МЕХАНИЗМОВ С ПОДВИЖНЫМИ ГИДРОПРИВОДАМИ

Желтухин Д.В., Дворников Л.Т.

Принципиальной особенностью плоских многозвенных механизмов с подвижными приводами является то обстоятельство, что количество используемых поступательных кинематических пар относящихся к пятому классу p_5 , определяет их подвижность. Если все пары пятого класса в таких механизмах представить как пары поступательные $p_{5П}$ и вращательные $p_{5В}$, то подвижность механизма W однозначно определится числом поступательных пар, т.е.

$$W = p_{5П}. \quad (1)$$

При этом имеется в виду, что в поступательные пары связываются между собой лишь подвижные звенья, т.е. такие пары не используются в механизме в качестве входных и выходных. Условие (1) необходимо использовать для решения задач структурного синтеза всего многообразия механизмов с подвижными приводами (МПП). Так как объектом исследования являются плоские механизмы, звенья которых соединяются между собой исключительно через кинематические пары пятого класса, то цифру 5 опустим, и будем обозначать эти пары как $p_{П}$ и $p_{В}$. Формула подвижности Чебышёва П.Л. тогда запишется в виде

$$W = 3n - 2(p_{В} + p_{П}). \quad (2)$$

Подставив в уравнение (2) условие (1), получим

$$W = 3n - 2(p_{В} + W),$$

откуда число вращательных кинематических пар механизма определится как

$$p_{В} = \frac{3}{2}(n - W). \quad (3)$$

Обратимся к задаче структурного синтеза МПП. Для этого воспользуемся универсальной структурной системой [1], записываемой в виде

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

где p – число кинематических пар цепи,

n – число звеньев цепи,

τ – наиболее сложное – базисное звено цепи, входящее в кинематические пары с другими звеньями,

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

Подставим в (4) p в виде $p = p_{II} + p_B$ и сведём (4), (3) и (1) в систему

$$\begin{cases} p_B + p_{II} = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + (\tau - 2)n_{\tau-2} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_{\tau-1} + n_{\tau-2} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1, \\ 2p_B = 3(n - W), \\ p_{II} = W. \end{cases} \quad (5)$$

Решим систему уравнений (5) в общем виде. Выразим из второго уравнения системы число звеньев n_1

$$n_1 = n - 1 - n_{\tau-1} - n_{\tau-2} - \dots - n_i - \dots - n_2. \quad (6)$$

Подставим (6), третье и четвертое уравнения системы (5) в первое и получим

$$\begin{aligned} \frac{3}{2}(n - W) + W &= n + \tau - 1 + (\tau - 2)n_{\tau-1} + \\ &+ (\tau - 3)n_{\tau-2} + \dots + (i - 1)n_i + \dots + 2n_3 + n_2. \end{aligned} \quad (7)$$

Обозначим через целое число N сумму членов правой части выражения (7), начиная с четвертого, т.е. запишем

$$N = (\tau - 2)n_{\tau-1} + (\tau - 3)n_{\tau-2} + \dots + (i - 1)n_i + \dots + 2n_3 + n_2, \quad (8)$$

тогда выражение (7) примет вид

$$\frac{3n - W}{2} = n + \tau - 1 + N. \quad (9)$$

Решим (9) относительно числа звеньев цепи n

$$n = 2\tau + W - 2 + 2N. \quad (10)$$

Число N учитывает использование в цепи звеньев, которые добавляют по $i > 1$ кинематических пар. Подставим (10) в (3) и после преобразования получим, что при всех возможных значениях τ и N число вращательных кинематических пар не будет зависеть от подвижности механизма W и в самом общем виде определится как

$$p_B = 3(\tau - 1 + N). \quad (11)$$

Сведем (1), (10) и (11) в систему

$$\begin{cases} n = 2(\tau + N - 1) + W, \\ p_B = 3(\tau - 1 + N), \\ p_{II} = W. \end{cases} \quad (12)$$

Полученная система позволяет синтезировать МПП по заданным параметрам τ , W и N .

Воспользуемся выведенной системой для рассмотрения частных случаев. Примем $\tau=2$. Параметр N в этом случае, согласно (8), равен нулю, т.к. в цепи механизма, где самым сложным (базисным) звеном является линейное звено с двумя кинематическими парами, не может быть звеньев, добавляющих больше одной кинематической пары.

Система (12) при $\tau=2$ и N примет вид

$$\begin{cases} n = 2 + W, \\ p_B = 3, \\ p_{II} = W. \end{cases} \quad (13)$$

Если задать подвижность $W=1$, то простейшим механизмом окажется трехзвенный с тремя вращательными и одной поступательной кинематическими парами. Такой механизм показан на рисунке 1.

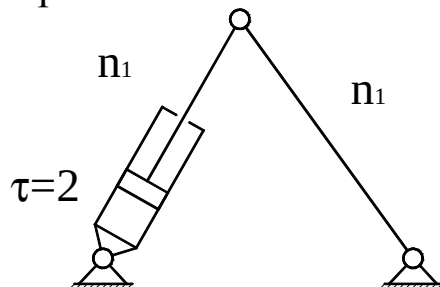


Рисунок 1 – Механизм подъема стрелы

Задавая далее значения подвижности механизма $W=2,3,\dots,j$ при $\tau=2$ и $N=0$, будем получать количества звеньев n , n_1 и пар p_{II} соответственно равное $n=4,5,\dots,j+2$, $n_1=3,4,\dots,j+1$ и $p_{II}=2,3,\dots,j$. При этом количество вращательных кинематических пар будет оставаться равным трем. Ниже показаны примеры схем таких механизмов, а именно с $W=2$ (Рисунок 2,а) и с $W=3$ (рисунок 2,б).

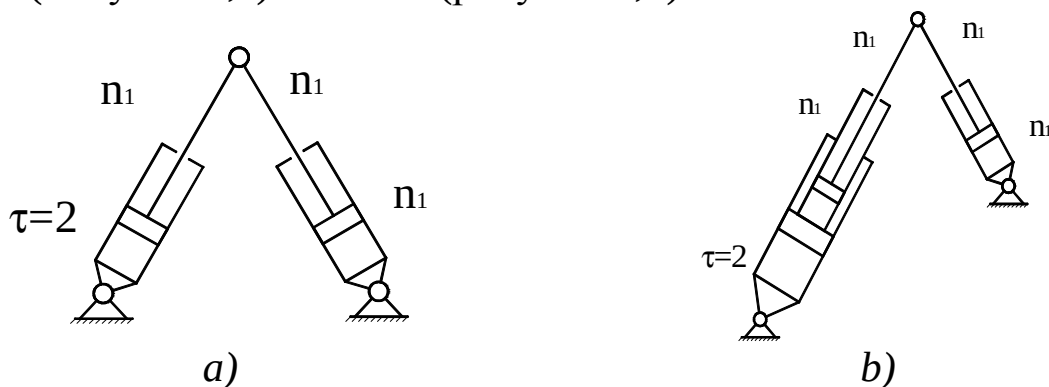


Рисунок 2 – Примеры схем механизмов с $W=2$ с $W=3$ при $\tau=2$

Отметим, что, начиная с подвижности $W=3$ и более, поршень предыдущего гидропривода жестко соединен с цилиндром следующего гидропривода. Такие системы можно создавать как телескопные.

При $\tau=3$ (базисным звеном принимают трехпарное) уравнение (8) примет вид

$$n_2 = N, \quad (14)$$

а уравнение (6)

$$n_1 = n - 1 - N. \quad (15)$$

Система (12) запишется как

$$\begin{cases} n = 4 + 2n_2 + W, \\ p_B = 6 + 3n_2, \\ p_{II} = W. \end{cases} \quad (16)$$

Приняв $n_2=0$, получим, что задавая значение подвижности механизма $W=1,2,3,\dots,j$, количество звеньев n , n_1 , вращательных p_B и поступательных p_{II} кинематических пар будет равно соответственно $n=5,6,7,\dots,j+4$, $n_1=4,5,6,\dots,j+3$, $p_B=6$ и $p_{II}=1,2,3,\dots,j$.

На рисунке 3 показаны примеры схем механизмов, соответствующие условиям $W=1$ (рисунок 3,а-с), $W=2$ (рисунок 3,д).

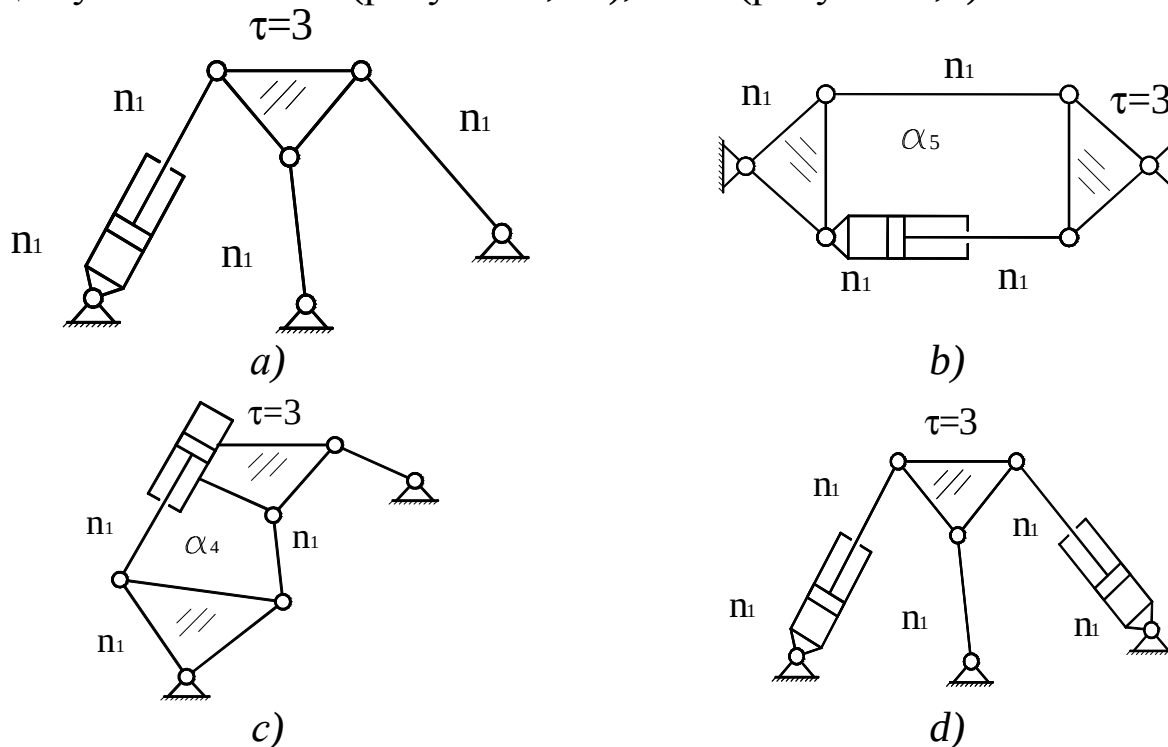


Рисунок 3 – Примеры схем механизмов с $W=2$ с $W=3$ при $\tau=3$

При $W=3$ и $n_2=1$ из (16) получим

$$\begin{cases} n = 9, \\ p_B = 9, \\ p_{II} = 3. \end{cases} \quad (17)$$

Из соотношения (17) могут быть построены, например, схемы механизмов, приведенные на рисунке 4.

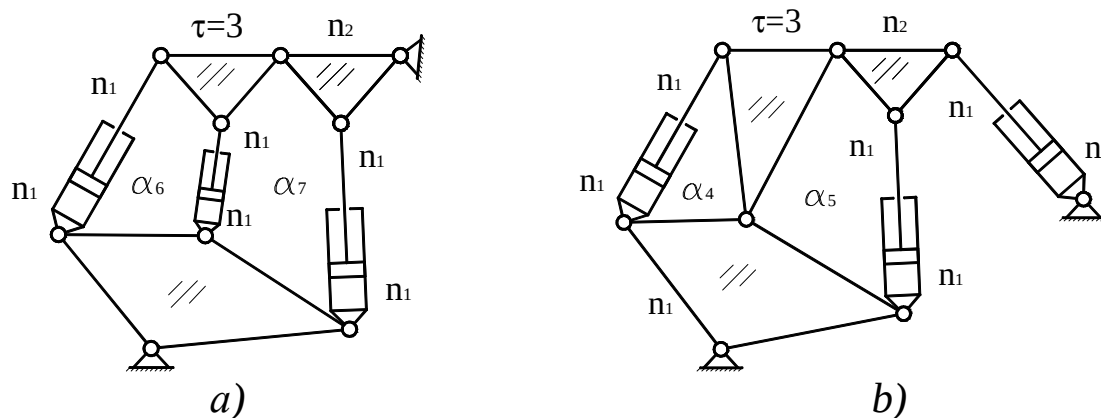


Рисунок 4 – Примеры схем механизмов с $W=3$

Ниже приведена таблица систем уравнений для поиска многообразия МПП по их видам, т.е. в зависимости от τ .

Таблица 1 – Системы уравнений для поиска многообразия МПП по τ

τ	Системы уравнений	Значения N
2	$\begin{cases} n = 2 + W, \\ p_B = 3, \\ p_{II} = W. \end{cases}$	$N = 0$
3	$\begin{cases} n = 4 + 2N + W, \\ p_B = 6 + 3N, \\ p_{II} = W. \end{cases}$	$N = n_2$
4	$\begin{cases} n = 6 + 2N + W, \\ p_B = 9 + 3N, \\ p_{II} = W. \end{cases}$	$N = 2n_3 + n_2$
5	$\begin{cases} n = 8 + 2N + W, \\ p_B = 12 + 3N, \\ p_{II} = W. \end{cases}$	$N = 3n_4 + 2n_3 + n_2$

Как видно из таблицы 1, при $\tau=4$, число $N = 2n_3 + n_2$. При $N=0,1,2,\dots,k$, появляется возможность использования звеньев n_2 и n_3

таким образом, чтобы выполнялось условие приведенного равенства, что позволяет рассматривать все возможные ситуации и без пропуска работоспособных схем МПП. Таблица 1 может быть продолжена при значениях $\tau > 5$.

Предложенный метод структурного синтеза позволяет исследовать как уже известные схемы механизмов с подвижными приводами, так и создавать принципиально новые.

Литература

1. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: Учебное пособие/ Новокузнецк, 1994 – 102 с.

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ТОРЦЕВОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА ВИБРОДВИЖИТЕЛЯ

Стрыгин С.В.

Развитие космонавтики, астрономии, мореплавания, металлургии и других отраслей науки, техники и производства, предполагающих использование транспортных машин при особых условиях эксплуатации, несомненно, потребует применения более эффективного по отношению к имеющимся источника движения, а также способа осуществления движения транспортных машин. Актуальность этой проблемы связана с ужесточающимися требованиями к экологической безопасности и энергосбережению, а также к живучести транспортных средств специального назначения: планетоходов, мобильных роботов для передвижения в жидкости и др. Одним из наиболее перспективных разрабатываемых движителей является вибродвижитель [1] с преобразованием вращательного движения в поступательное [2], [3].

Основная особенность таких движителей – вибротранспортирование груза асимметричными периодическими силами инерции при постоянной по величине реакции среды перемещения (например, сил трения).

Известны следующие конструктивные варианты этого движителя: механизм В.Н. Толчина с использованием синхронного неравномерного встречного вращения дебалансов [4]; виброударный механизм переменной структуры Н. Дина [5]; кулачково-рычажный механизм А.И. Михайлова [6]; рычажный механизм [7]. Основными недостатками перечисленных механизмов является сложность конструкции, отсутствие плавности хода и безударности работы механизма.

От указанных недостатков свободен торцевой кулачковый механизм вибродвижителя, предложенный И.Г. Панковым, В.Д. Плахтиным, А.П. Давыдовым и др. [8]. На основе данного механизма был синтезирован вибродвижитель с преобразованием вращательного движения в поступательное (рисунок 1).

Проект по разработке указанного вибродвижителя был поддержан в конкурсе на предоставление субсидий за счет средств областного бюджета на государственную поддержку научной и (или) научно-технической деятельности в Рязанской области, а также по про-

грамме «СТАРТ-07» Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере (г. Москва).

Механизм вибродвижителя с преобразованием вращательного движения в поступательное состоит из смонтированного на платформе 1 (рисунок 1) транспортного средства торцевого кулачкового механизма. Кулачковый механизм включает два вращающихся на кривошипе (приводном валу) 2 толкателя 3. Каждый из толкателей образует с помощью силового замыкания кинематические пары (КП) с неподвижным относительно платформы торцевым цилиндрическим кулачком 4.

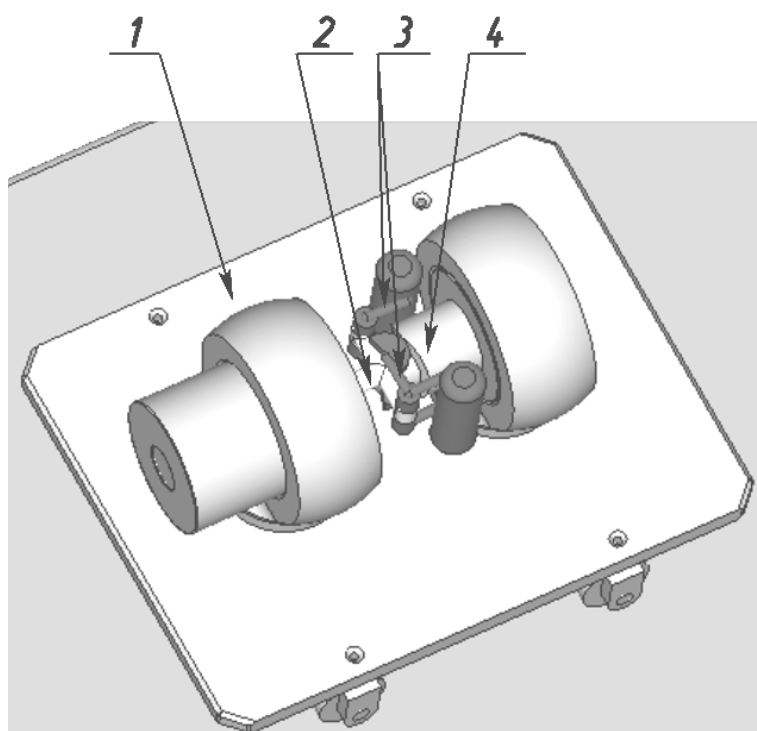


Рисунок 1 – Вибродвижитель с преобразованием вращательного движения в поступательное: 1 – платформа транспортного средства; 2 – приводной вал; 3 – толкатель; 4 – торцевой кулачок, жестко связанный с платформой транспортного средства

Движение центров масс толкателей, определяемое вращением кривошипа (приводного вала) и специфической формой кулачка, при рассмотрении относительно платформы, происходит по траекториям, представляющим собой сложные замкнутые пространственные кривые.

Торцевой кулачковый четырехзвенный механизм представляет собой сложную замкнутую пространственную кинематическую цепь. Механизм имеет одно входное звено: кривошип (приводной вал) и два выходных – толкатели. Из геометрических соображений следует,

что механизм имеет одну степень свободы, а именно – вращение кривошипа (приводного вала) относительно стойки. Определение структуры механизма, включая назначение числа звеньев и КП, а также видов КП при условии отсутствия избыточных связей в структурной схеме торцевого кулачкового механизма вибродвижителя (разработка рациональной схемы механизма [9]) является задачей его структурного анализа и синтеза.

В первом приближении рассмотрим торцевой кулачковый механизм вибродвижителя, считая платформу транспортного средства (корпус) условно неподвижным звеном – стойкой (рисунок 2).

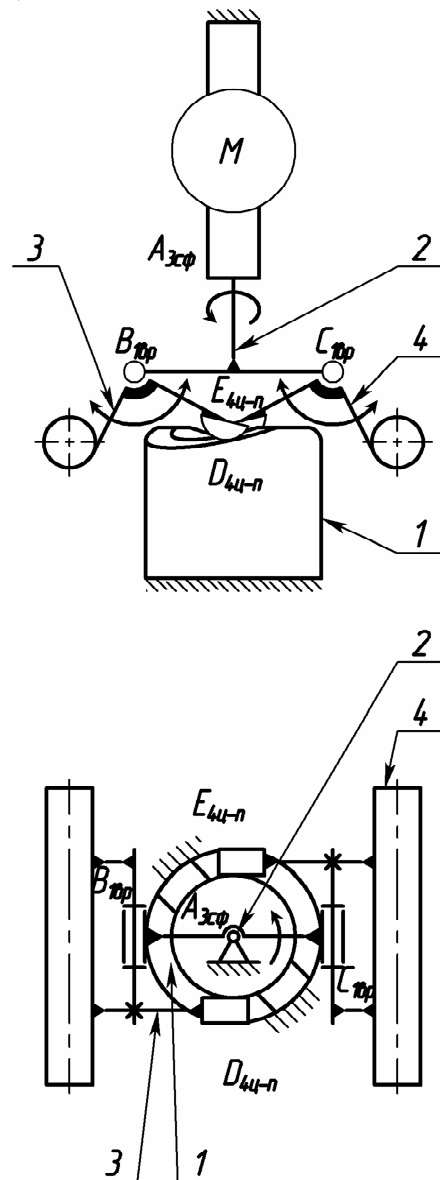


Рисунок 2 – Рациональная схема торцевого кулачкового механизма вибродвижителя

Рациональная схема кулачкового механизма вибродвижителя, показанная на рисунке 2 включает жестко связанный со стойкой кулачок 1 и три подвижных звена: приводной вал 2 и толкатели 3, 4.

Приводной вал образует сферическую трехподвижную КП A_{3CF} со стойкой и две одноподвижные вращательные КП B_{1BP} и C_{1BP} с толкателями. Каждый толкатель, кроме этого, образует высшую четырехподвижную КП D_{4CP} или E_{4CP} с кулачком, жестко связанным с платформой транспортного средства (корпусом), т.е. со стойкой. Кинематическая цепь пространственная, сложная, замкнутая.

Рассматриваемый кулачковый механизм вибродвижителя содержит дуговой толкатель. Для замены трения скольжения на трение качения возможно использование роликового толкателя. В этом случае каждый добавленный к описанной структуре ролик не изменяют подвижность основной схемы механизма, а увеличивает на единицу число W_m местных подвижностей.

Подвижность W_o основной кинематической схемы кулачкового механизма вибродвижителя равна единице.

Число избыточных связей составляет [10]:

$$q^{np} = W_o + W_m - W^{np}, \quad (1)$$

$$W^{np} = 6n - 5p_1 - 4 \cdot p_2 - 3 \cdot p_3 - 2 \cdot p_4 - p_5, \quad (2)$$

где n – количество подвижных звеньев механизма;

q^{np} – количество избыточных связей пространственного механизма;

W^{np} – степень подвижности пространственного механизма;

p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 – число одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижных КП.

По формулам (1) и (2) определяем подвижность и число избыточных связей в кулачковом механизме вибродвижителя:

$$W^{np} = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 0 - 3 \cdot 1 - 2 \cdot 2 - 0 = 1, \quad q^{np} = 1 + 0 - 1 = 0.$$

Принятое сочетание видов КП и числа звеньев механизма вибродвижителя обеспечивает отсутствие избыточных связей.

Результаты структурного анализа и синтеза кулачкового механизма вибродвижителя при рассмотрении различных структур механизма и использовании выражений (1) и (2) приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Структурный анализ и синтез торцевого кулачкового механизма

Структура Параметр	1				2				3				4				5				6			
Количество толкателей	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Количество подвижных звеньев, n	2	3	4	5	2	3	4	5	2	3	4	5	2	3	4	5	2	3	4	5	2	3	4	5
Количество одноподвижных КП, p_1	2	3	4	5	2	3	4	5	1	1	1	1	1	2	3	4	0	0	0	0	2	3	4	5
Количество двухподвижных КП, p_2	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	0	0	0	0	1	2	3	4	0	0	0	0
Количество трехподвижных КП, p_3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
Количество четырехподвижных КП, p_4	0	0	0	0	0	0	0	0	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Количество пятиподвижных КП, p_5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Результат*	О	О	О	О	Н	Н	Н	Н	О	О	О	О	Д	О	Н	Н	Д	Д	Д	Д	Н	Н	Н	Н
*: О – оптимальный; Н – нежелательный; Д – допустимый.																								

Наличие избыточных связей нежелательно, т.к. влечет за собой повышенные требования к точности изготовления деталей звеньев механизма для обеспечения его сборки. Отрицательные значения количества q избыточных связей характерно для механизма с лишними подвижностями, которые не требуются для обеспечения заданного закона движения звеньев механизма, но могут влиять на точность воспроизведения программных движений звеньев. Тем не менее, ис-

пользование механизма с лишними подвижностями в некоторых случаях вполне оправдано по технологическим и экономическим причинам.

На основании синтеза и структурного анализа изготовлен экспериментальный образец вибродвижителя с преобразованием вращательного движения в поступательное (рисунок 3). Проводятся экспериментальные исследования.

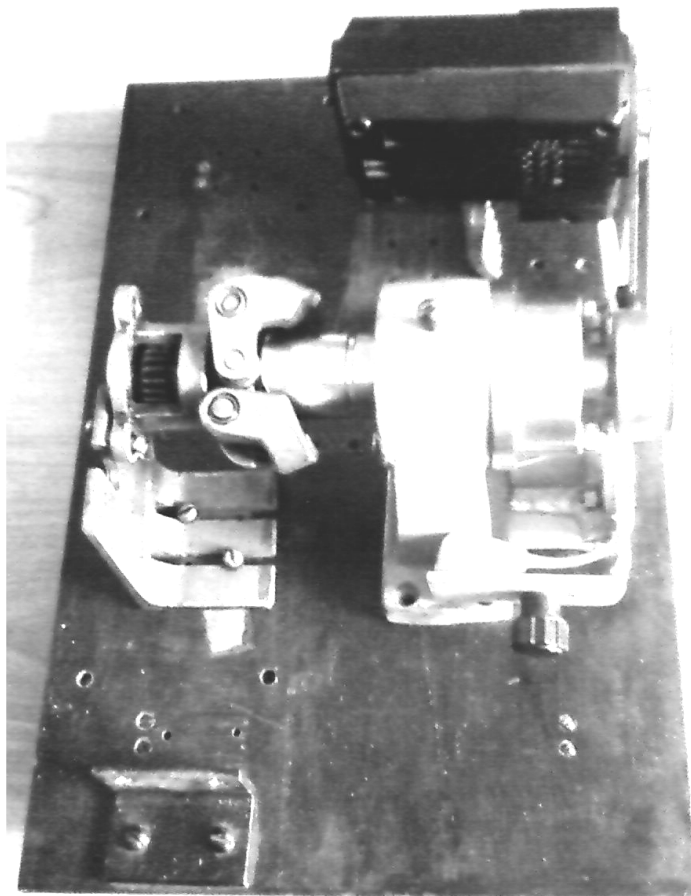


Рисунок 3 – Экспериментальный образец вибродвижителя с преобразованием вращательного движения в поступательное

Приведенные в настоящей статье результаты необходимы при решении задач кинематики, а также динамического и силового расчетов торцевого кулачкового механизма вибродвижителя. Структурная схема кулачкового механизма вибродвижителя, представленная в данной работе, положена в основу работ по созданию методики расчета и проектирования исполненного на базе вибродвижителя устройства, повышающего проходимость и управляемость транспортного средства [3]. Исследуемый торцевой кулачковый механизм вибродвижителя может найти применение для обеспечения движения транспортных машин при особых условиях эксплуатации: при совме-

стной работе с приводными колесами в условиях проскальзывания и/или пробуксовке колес относительно дорожного покрытия (рисунок 4); при обеспечении тягового усилия и/или управляющего воздействия мобильного робота для перемещения в жидкости; при тяжелых условиях эксплуатации технологического и подъемно-транспортного оборудования (работа в условиях высоких или низких температур, повышенной запыленности и т.п.), при этом механизмы вибродвижителя заключаются в герметичный корпус, внутрь которого подводится электроэнергия, что обеспечивает повышение надежности транспортного средства или технологического оборудования.

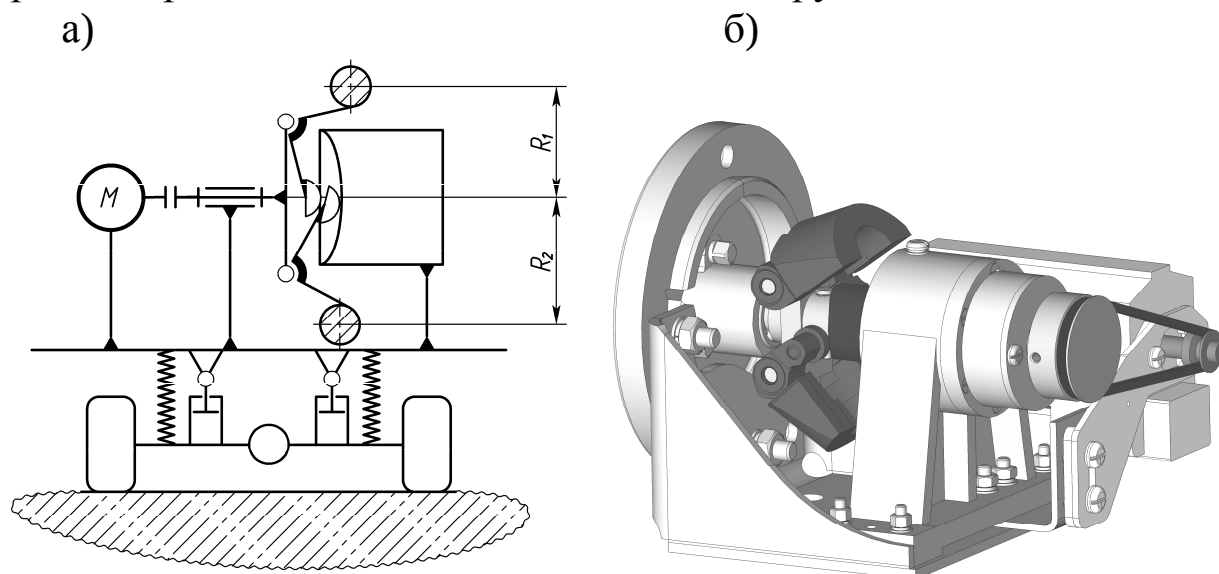


Рисунок 4 – Исполненное на базе вибродвижителя устройство, повышающее проходимость и управляемость транспортного средства: а) структурная схема; б) твердотельная компьютерная сборочная модель экспериментального образца

Литература

1. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1981.
2. Плахтин В.Д., Давыдов А.П., Стрыгин С.В. Опыт использования компонентов программного комплекса T-FLEX при кинематическом и динамическом анализе механизмов // САПР и графика. – 2007. – №7. – С. 91-96.
3. Панков И.Г., Плахтин В.Д., Давыдов А.П., Стрыгин С.В. Торцовый кулачковый механизм вибродвижителя // Сборник трудов XVI симпозиума «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем» («DYVIS-2009») под ред. В.К. Асташева, В.Л. Крупенина, Е.Б. Семеновой. – Москва-Звенигород, 2009. – С. 257–263.

4. Толчин В.Н. Инерцоид. Пермское книжное издательство, 1977.
5. Патент США №2886976, выданный на имя Нормана Дина, 1959г.
6. Патент РФ №2282054. Способ передвижения транспортного средства и устройство для его осуществления / Михайлов А.И. – Оpubл. 20.08.2006.
7. Патент РФ №2340790. Вибродвижитель с преобразованием вращательного движения в поступательное / Плахтин В.Д., Давыдов А.П., Стрыгин С.В. – Оpubл. 10.12.2008.
8. Заявка на изобретение № 2008148784. Вибродвижитель с преобразованием вращательного движения в поступательное / Плахтин В.Д., Панков И.Г., Давыдов А.П., Стрыгин С.В., Акиньшина М.А. – Приоритет от 10.12.2008.
9. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1991 – 228 с.
10. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов; под ред. К.В. Фролова. – 2-е изд., пер. и доп. – М.: Высш. шк., 1998.

ТОРЦЕВОЙ КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ ВИБРОДВИЖИТЕЛЯ

Давыдов А.П., Стрыгин С.В.

В настоящее время наиболее распространенным является движитель для приведения в движение колесного транспорта. При этом необходимым условием движения является надежное сцепление колес автомобиля с опорной поверхностью (например, дорожным покрытием). Это условие характеризуется силами трения между приводными колесами и опорной поверхностью. В ряде случаев необходимое условие осуществления движения при таком типе движителя не может выполняться полностью (из-за проскальзывания, пробуксовки колес). Кроме того, известна зависимость эффективности систем управления (тормозной системы, системы рулевого управления) транспортным средством от состояния опорной поверхности приводных колес. Таким образом, эффективность применения колесного движителя при некоторых условиях движения может быть недостаточной. При малом значении сил трения между приводными колесами и опорной поверхностью (объекта и среды перемещения) сила тяги существенно уменьшается, вплоть до нулевого значения, предоставляя движущемуся объекту в этом случае лишь возможность движения по инерции. Если при этом будет неэффективным и управляющее воздействие на объект, то существенно возрастает вероятность аварийной ситуации.

Одним из вариантов решения обозначенных задач может быть создание квазинезависимой от среды перемещения транспортной машины. В качестве дополнительного движителя такой машины предлагается вибродвижитель. Вибродвижителем называется устройство для передвижения транспортной машины за счет сил инерции подвижных звеньев устройства.

Рязанский институт (филиал) МГОУ на базе современных компьютерных технологий осуществляет разработку технических решений в сфере проблем вибротранспортирования грузов асимметричными периодическими силами инерции при постоянной по величине реакции среды перемещения (например, сил трения) с помощью вибродвижителей; исследование режимов работы вибродвижителей, в том числе при совместном их использовании с приводными колесами транспортных машин; разработку комплекса устройств и

систем, существенно расширяющих возможности транспортных машин, а также технологического и подъемно-транспортного оборудования.

Проект был поддержан в конкурсе на предоставление субсидий за счет средств областного бюджета на государственную поддержку научной и (или) научно-технической деятельности в Рязанской области, а также по программе «СТАРТ-07» Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере (г. Москва).

Развитие способов осуществления движения транспортных машин, к которым, в том числе, относится вибрационное перемещение, является актуальным направлением прикладных исследований. Об этом свидетельствует анализ академика Ф.Л. Черноузько [1]. При этом, в частности, отмечается, что «...Важным направлением выполненных фундаментальных исследований является развитие теории движения тел в сопротивляющейся среде при специальных колебательных движениях. ... Показано, что при определенных периодических движениях внутренних масс вся система как целое перемещается во внешней среде, и подсчитана средняя скорость такого движения в различных средах. Найдены оптимальные параметры внутренних периодических движений, при которых эта скорость максимальна. Таким образом, оценены предельные возможности исследуемого принципа перемещения тел, который представляет интерес для создания мобильных роботов, особенно минироботов, а также может быть полезен для создания роботов, способных перемещаться в жидкостях. Глубокий теоретический анализ подкреплен рядом экспериментов. Интересные особенности обнаружены в задачах динамики миниатюрных управляемых роботов, перемещающихся в замкнутых пространствах, таких как щели, узкие проходы, вентиляционные трубы. Для создания подобных роботов необходимо привлечение современных микро- и нанотехнологий».

При разнообразии типов и конструктивных исполнений вибродвигатели, имеют принцип действия, основанный на одном из общих способов вибрационного транспортирования [2]:

- вибротранспортирование груза симметричными периодическими силами инерции, которое обеспечивается за счет асимметрии реакции среды перемещения (например, сил трения);

- вибротранспортирование груза асимметричными периодическими силами инерции при постоянной по величине реакции среды перемещения (например, сил трения).

Причем в первом случае асимметрия сил трения обеспечивается либо сдвигом фаз между продольными и поперечными колебаниями груза, либо (в отсутствие колебаний) механизмом прерывистого движения, например, со звеньями свободного хода.

До настоящего времени расчет процессов в вибродвижителях при проектировании проводится с помощью систем дифференциальных уравнений и методик, приведенных в решениях соответствующих задач о вибрационном транспортировании (см. работы Р.Ф. Нагаева, Е.А. Тамм и К.С. Якимовой, а также С.А. Моласяна). В действующих методиках эффект виброперемещения объясняется несимметричностью вибрационной силы и нелинейного характера взаимодействия корпуса с окружающей средой [3]. Эта нелинейность проявляется при наличии сил сухого или аэродинамического трения, поэтому в динамическом плане задачи о движении таких аппаратов являются родственными задачам виброперемещения. Таким образом, достаточно описаны вибродвижители, основанные на вибротранспортировании груза симметричными периодическими силами инерции, которое обеспечивается за счет асимметрии реакции среды перемещения (например, сил трения).

Однако, известен американский патент Нормана Дина на "приспособление для превращения вращательного движения частей системы в прямолинейное движение самой системы". Это приспособление представляет собой вибродвижитель, обеспечивающий вибротранспортирование груза асимметричными периодическими силами инерции при постоянной по величине реакции среды перемещения (например, сил трения). Авторами обнаружено отсутствие методик проектирования вибродвижителей, обеспечивающих вибротранспортирование груза асимметричными периодическими силами инерции при постоянной по величине реакции среды перемещения (например, сил трения). Данная работа посвящена разработке методов кинематического анализа и динамического синтеза и созданию на их базе вибродвижителя новой конструкции для применения в квазине-зависимой от среды перемещения транспортной машине.

В ходе патентного поиска были выявлены недостатки существующих разработок по исследуемой теме и выбраны аналог и прототип предполагаемого изобретения «Вибродвижитель с преобразованием вращательного движения в поступательное» [4], которое относится к транспортным средствам, а именно к вибродвижителям их передвижения. Цель изобретения – создание вибродвижителя для поступательно-

го движения транспортного средства без остановок в одной плоскости движения с незначительным отклонением траектории движения транспортного средства от прямолинейной, обеспечивающего повышение управляемости движения транспортного средства, снижение динамических нагрузок на вибродвигатель и транспортное средство, улучшение динамических характеристик, повышение КПД вибродвигателя и надежности транспортного средства. Предложенный вибродвигатель с преобразованием вращательного движения в поступательное установлен на подвижной платформе транспортного средства и включает два основных устройства – инерционно-импульсный преобразователь и механизм возвратно-качательного движения толкателей. Инерционно-импульсный преобразователь включает инерционные вращающиеся массы в количестве, равном двум или большему четному числу и механизм изменения радиуса их вращения. Механизм изменения радиуса вращения инерционных масс инерционно-импульсного преобразователя состоит из пары (или большего четного числа, равного числу вращающихся инерционных масс) рычагов, на одном из концов каждого из которых жестко закреплена одна инерционная масса, а на другом – дуговой или роликовый (для уменьшения силы трения) толкатель. Рычаги шарнирно соединены с валом с возможностью углового перемещения рычагов относительно оси перпендикулярной оси вращения вала, смонтированного на подшипниковой опоре, установленной на платформе и соединенным с приводным электродвигателем. Механизм возвратно-качательного перемещения толкателей выполнен кулачковым торцовым с силовым замыканием и включает жестко связанный с платформой и расположенный концентрически относительно оси вала в плоскости, параллельной плоскости вращения инерционных масс торцовый кулачок и толкатели, совершающие сложное движение. Профиль торцового кулачка определяет траектории движения центров масс рычагов.

Для обоснования технико-экономических показателей конструкции механизма вибродвигателя с преобразованием вращательного движения в поступательное проведен его структурный анализ и синтез. Назначенное сочетание видов кинематических пар и числа звеньев механизма вибродвигателя обеспечивает отсутствие избыточных связей в замкнутой кинематической цепи механизма вибродвигателя.

Внедрение компьютерных технологий в инженерную практику позволяет существенно повысить эффективность применения графоаналитических методов анализа и синтеза различных механизмов за счет использования современных программных средств, предназначенных для работы с графической информацией. Применение по-

следних позволяет с заданной точностью реализовывать известные графоаналитические методики при малом объеме однотипных графических построений, выполняемых пользователем (проектировщиком). Точность вычислений при графоаналитических расчетах, как правило, зависит от размера массива данных, отдельный элемент которого получается в результате одного цикла графических построений и связанных с ними вычислениями. Выполнение графических построений и связанных с ними вычислений при обеспечении заданной точности вычислений может представлять весьма трудоемкую задачу из-за большого числа циклов однотипных графических построений. Средствами современных систем автоматизированного проектирования (САПР) возможна компьютерная реализация графоаналитической методики, позволяющая исключить многократно повторяющиеся однотипные графические построения и необходимые вычисления. При этом пользователем задается последовательность графических построений для одного цикла, а также необходимое для обеспечения заданной точности вычислений количество циклов. Остальные графические построения и соответствующие вычисления выполняются в автоматизированном режиме. Таким образом, с помощью САПР многократное выполнение однотипных графических построений и связанных с ними вычислений (рутинных операции) становится задачей, успешно решаемой персональной электронно-вычислительной машиной (ПЭВМ) при управлении ей пользователем с ограниченными навыками программирования.

При анализе и синтезе торцового кулачкового механизма вибродвигателя с преобразованием вращательного движения в поступательное в первом приближении движение звеньев механизма рассматривается относительно подвижной платформы транспортного средства (рисунок 1). При этом вибрационную силу воздействия привода на корпус определяем так, как если бы последний был неподвижен.

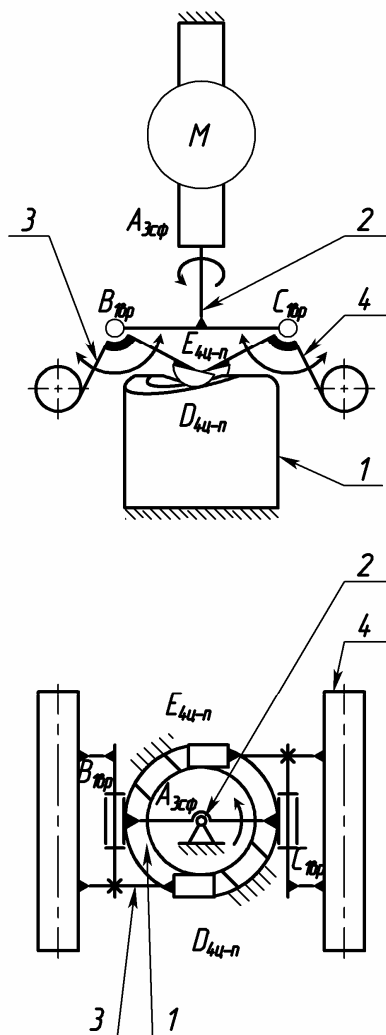


Рисунок 1 – Рациональная схема кулачкового механизма вибродвижителя: $A_{3сф}$ – трехподвижная сферическая кинематическая пара; $B_{1вр}$, $C_{1вр}$ – одноподвижные вращательные кинематические пары; $D_{4ц-п}$, $E_{4ц-п}$ – четырехподвижные кинематические пары «Цилиндр - плоскость»; M – приводной электродвигатель, жестко связанный с платформой транспортного средства; 1 – неподвижный кулачок, жестко связанный с платформой транспортного средства; 2 – приводной вал; 3, 4 – двуплечие рычаги с инерционной массой на одном плече и дуговым или роликовым (для уменьшения силы трения) толкателем на другом

Кинематический анализ механизмов выполняют как графическими, так и аналитическими методами, причем с развитием вычислительной техники точность результатов расчетов этими методами дает практически одинаково точный результат. При использовании графо-аналитических методов исследования на ПЭВМ сохраняется их простота, доступность и наглядность, что особенно важно при разработке новой техники. Разработка и совершенствование предлагаемой методики кинематического анализа механизмов графоаналитическим способом проводится с использованием российской системы трехмерного моделирования и параметрического проектирования «Т-Flex Parametric CAD», входящей в программный комплекс «Т-FLEX» (www.tfex.ru) фирмы «Топ Системы» (www.topsystems.ru).

При кинематическом анализе кулачкового механизма вибродвижителя достаточно рассматривать кулачковый механизм вибродвижителя с одним толкателем, т.к. движение второго толкателя происходит аналогично движению первого при смещении по фазе на 180° .

Для кинематического анализа механизма вибродвижителя была разработана методика [5, 6], основанная на совместном использовании метода планов положений, скоростей и ускорений и кинематических диаграмм, реализуемая с использованием САПР «Т-Flex CAD». Предложенная методика позволяет выполнять кинематический анализ механизмов с двумя и более степенями свободы графоаналитическими методами с применением ПЭВМ. При этом обеспечивается передача расчетных данных между параметрическими моделями как для кинематического анализа, так и для динамических расчетов на основе других параметрических моделей. Кроме того, параметризация графоаналитических параметрических моделей позволяет средствами «Т-Flex CAD» выполнять кинематический и динамический синтез механизма вибродвижителя, не прибегая к использованию дополнительных программных средств. Это повышает точность вычислений и гибкость расчетных методов.

На начальной стадии проектирования машины используются простейшие динамические модели [7]. Такие модели составляются на основании ряда допущений, к которым относятся:

- двигатели, входящие в рассматриваемый машинный агрегат, имеют идеальные кинематические и силовые характеристики – обобщенная движущая сила (сила или момент) не зависит от скорости выходного звена и определяется только величиной входного воздействия;

- все звенья механической системы машинного агрегата являются жесткими – все звенья механизмов вибродвижителя, являющиеся твердыми телами, являются абсолютно твердыми; кинематические пары идеально реализуют те уравнения связей, которыми они описываются;

- силы трения, действующие в кинематических парах, считаем малыми по сравнению с реакциями идеальных кинематических пар и в динамическом исследовании их не учитываем, что позволяет использовать традиционный аппарат аналитической механики.

Движение квазинезависимой от среды перемещения транспортной машины с предлагаемым вибродвижителем с преобразованием вращательного движения в поступательное осуществляется за счет динамического воздействия механизма вибродвижителя с приводным электродвигателем на подвижную платформу транспортного средства. При этом определение усилий в кинематических парах, связанных с подвижной платформой, позволяет определить тяговое усилие

транспортной машины. Тяговое усилие $\bar{F}_{тяг}$ определяется главным вектором $\sum \bar{F}_{ин}$ сил инерции всех подвижных звеньев механизма вибродвигателя:

$$\bar{F}_{тяг} = -m_{\Sigma} \bar{a}_{\Sigma}, \quad (1)$$

где m_{Σ} – суммарная масса подвижных звеньев;

$\bar{a}_{\Sigma}$ – ускорение центра масс механизма.

Условием устойчивого однонаправленного движения такой транспортной машины является моментное уравновешивание вибропривода, включающего механизм вибродвигателя и приводной электродвигатель:

$$\sum M_{ин} = -J_{\Sigma} \bar{\epsilon}_{\Sigma} = 0, \quad (2)$$

где $\sum M_{ин}$ – главный момент сил инерции всех подвижных звеньев механизма вибродвигателя;

J_{Σ} – суммарный (приведенный) момент инерции всех подвижных звеньев механизма вибродвигателя;

$\bar{\epsilon}_{\Sigma}$ – угловое ускорение звена приведения (приводного вала) механизма.

Для выполнения этого условия механизм вибродвигателя включает четное число рычагов (инерционных масс), что обеспечивает компенсацию направленных взаимно противоположно моментов кориолисовых сил инерции, возникающих при соответственно смещенных по фазе, но однотипных законах движения рычагов (инерционных масс): на 180° – при двух рычагах (инерционных массах), на 90° – при четырех и т. д. Уравновешивание реактивного момента относительно оси приводного вала возможна за счет последовательного расположения четного числа виброприводов с попарно взаимно противоположным по направлению синхронным вращением приводных валов.

Осевое направление тягового усилия, развиваемого вибродвигателем с преобразованием вращательного движения в поступательное, также обеспечивается взаимным уравновешиванием радиальных составляющих тягового усилия при аналогично смещенных по фазе, но однотипных законах движения каждого из рычагов (инерционных масс).

Если добавить ко всем силам, действующим на механизм вибродвигателя, центробежные (направленные по радиусу осевого вращения центров масс толкателей – перпендикулярно продольной оси ме-

ханизма вибродвижителя), нормальные (направленные вдоль рычагов от их центров масс к оси их качания), тангенсальные (направленные перпендикулярно радиусам качания рычагов от их центров масс в сторону относительного вращения – качания) и кориолисовы силы инерции (направленные в плоскости, перпендикулярной плоскости качания в соответствии с направлением переносного вращения осей рычагов вместе с приводным валом), возникающие при вращении приводного вала с числом n оборотов в минуту, то приводной вал можно рассматривать как невращающийся. При этом механизм вибродвижителя можно считать плоским механизмом, звенья которого могут двигаться в плоскости качания рычагов.

Разработанный способ определения тягового усилия транспортной машины с вибродвижителем основан на использовании известных методов кинестатики и предлагаемой программной реализации соответствующих графоаналитических решений известных задач кинематики и динамики.

При синтезе профиля торцового кулачка механизма вибродвижителя использовался «безударный» синусоидальный закон движения коромыслового толкателя в виде функциональной зависимости углового ускорения толкателя от времени. Значения ускорения толкателя в течении цикла (половина оборота приводного вала при двух рычагах с инерционными массами) выбирались из условий обеспечения силового замыкания кинематической пары между кулачком и толкателем и обеспечения тягового усилия при фиксированном значении частоты вращения приводного вала. Частота вращения приводного вала определяется допустимой по массе и габариту мощности приводного электродвигателя.

Определенные с помощью двойного интегрирования по обобщенной координате передаточной функции углового ускорения коромыслового толкателя (рычага с инерционной массой) с последующими преобразованиями, учитывающим фиксированные размеры звеньев кулачкового механизма координаты профиля цилиндрического торцового кулачка использовались для генерации поверхности профиля средствами 3D моделирования «T-Flex CAD». Способ аналогичен известному плоскостному профилированию кулачков, но расширен с двух до трех координат за счет функциональных возможностей программного 3D моделирования.

В качестве проверки предложенной методики динамического синтеза торцового кулачкового механизма вибродвижителя применя-

ется вычислительный эксперимент на базе использования «T-Flex CAD» совместно с программным модулем «T-Flex Динамика», позволяющим моделировать динамику любых механических систем и работу механизмов и машин в частности. Также разработан экспериментальный образец вибродвижителя с преобразованием вращательного движения в поступательное и проведены его испытания. Результаты вычислительного эксперимента сопоставимы с результатами физического эксперимента.

Продолжением исследования является создание опытного образца устройства, исполненного на базе вибродвижителя, повышающего проходимость и управляемость транспортного средства.

Литература

1. Черноусько Ф.Л. Механика – фундаментальная основа инженерного дела и рационального природопользования // Вестник Российской академии наук, 2007. – Том 77, № 5. – С. 452-459.
2. Гончаревич И.Ф. На гребне волны: Способы перемещения в природе и технике. – М.: Наука, 1989. – 225 с.
3. Тамм Е.А. Динамика самоходных вибрационных аппаратов: Дис. ... канд. физ. – мат. наук. Л., 1988. – 145 с.
4. Плахтин В.Д., Панков И.Г., Давыдов А.П., Стрыгин С.В., Акиншина М.А. Вибродвижитель с преобразованием вращательного движения в поступательное – Заявка на изобретение № 2008148784 от 10.12.2008 г.
5. Плахтин В.Д., Давыдов А.П., Стрыгин С.В. Кинематический анализ механизмов с применением САПР «T-Flex Parametric CAD» (тезисы доклада) // Сборник докладов международной конференции по теории механизмов и механике машин, - Краснодар: Кубан. гос. технолог. ун-т, 2006. – С.68-69.
6. Плахтин В.Д., Давыдов А.П., Стрыгин С.В. Опыт использования компонентов программного комплекса T-FLEX при кинематическом и динамическом анализе механизмов // «САПР и графика», 2007. – №7. – С.91-96.
7. Динамика машин и управление машинами. Справочник под ред. д-ра техн. наук Г.В. Крейнина, М.: Машиностроение, 1988.

НЕКОТОРЫЕ ЗАДАЧИ ПРОДОЛЬНОГО СОУДАРЕНИЯ СТЕРЖНЕЙ

Шапошников И.-И.Д.

1. ДВИЖЕНИЕ ВОЛНЫ ДЕФОРМАЦИЙ ПО ДЛИННОЙ ШТАНГЕ

Известны исследования, посвящённые вопросу потери энергии волны деформаций при её движении по длинной штанге, (без соединений), например – [1], Тем не менее, автор имеет свои гипотезу и аналитическое решение.

Гипотеза: «Потеря энергии в связи с внутренним трением происходит при передаче количества движения от предшествующего участка штанги следующему».

Эту потерю выражаем в волновом уравнении в виде силы сопротивления $\gamma dm W_t = \gamma \rho A \cdot dx \cdot W_t(t, x)$, пропорциональной количеству движения участка штанги dx , дополнительно к силе инерции.

Согласно схеме (рисунок 1) $\frac{\partial N}{\partial x} dx - \gamma dm W_t - dm W_{tt} = 0$, учитывая, что $N = EA W_x$, получаем

$$EA W_{xx}(t, x) - \gamma \rho A \cdot dx \cdot W_t(t, x) - \rho A \cdot dx \cdot W_{tt}(t, x) = 0;$$

$$\text{или } W_{xx}(t, x) - \gamma \frac{1}{a^2} W_t(t, x) - \frac{1}{a^2} W_{tt}(t, x) = 0,$$

$$\text{или } W_{xx}(\tau, x) = 2 f_i W_\tau(\tau, x) - W_{\tau\tau}(\tau, x) = 0; \tau = at; \quad (1)$$

$$(a^2 = E/\rho; W_t(t, x) = a W_\tau(\tau, x); W_{tt}(t, x) = a^2 W_{\tau\tau}(\tau, x); f_i = \gamma/2a) \\ f_i = \gamma/2a. \quad (2)$$

Эта величина – здесь в качестве коэффициента внутреннего трения.

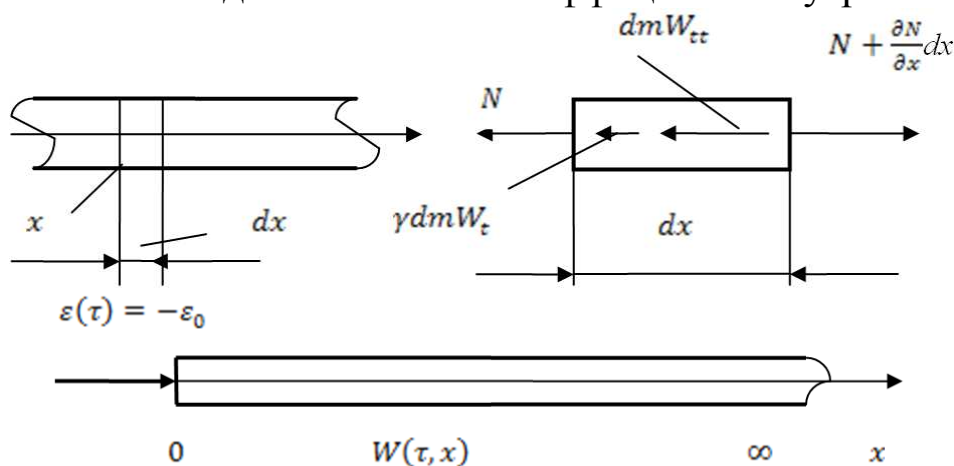


Рисунок 1 – Схема движения волны деформации по длинной штанге

Производим «Удар» полубесконечным прямоугольным импульсом деформации.

$$W_{xx}(\tau, x) - 2f_i W_\tau(\tau, x) - W_{\tau\tau}(\tau, x) = 0; W(0, x) = 0; W_\tau(0, x) = 0;$$

$$1) W_x(\tau, 0) = -\varepsilon_0; 2) W_x(\tau, \infty) = 0;$$

$$W_{xx}(p, x) - p^2 f_i W(p, x) - p^2 W(p, x) = 0; \rightarrow r^2 - p^2 f_i - p^2 = 0; \rightarrow$$

$$r_1 = -(p^2 f_i + p^2)^{0,5}; \quad r^2 = +(p^2 f_i + p^2)^{0,5}; \quad \rightarrow$$

$$W(p, x) = C_1 e^{r_1 x} + C_2 e^{r_2 x}; \rightarrow W_x(p, x) = r_1 C_1 e^{r_1 x} + r_2 C_2 e^{r_2 x};$$

$$1) r_1 C_1 + r_2 C_2 = -\varepsilon_0; 2) r_1 C_1 e^{r_1 \infty} + r_2 C_2 e^{r_2 \infty} = 0;$$

$$r_2 > 0; \rightarrow C_2 = 0; \rightarrow C_1 = -\varepsilon_0 / r_1;$$

$$W(p, x) = \varepsilon_0 \exp\left(-x(p^2 f_i + p^2)^{0,5}\right) / (p^2 f_i + p^2)^{0,5};$$

В справочнике [2] есть оригинал для $pW(p, x)$. Получим $W_\tau(\tau, x)$. Известно, что при аргументе « τ » деформация и скорость в прямой волне различаются только знаками.

$$W_x(\tau, x) = \varepsilon_0 (-1 \cdot 1(\tau - x)) \text{ и } W_\tau(\tau, x) = \varepsilon_0 (1 \cdot 1(\tau - x)).$$

С учетом этого можно получить искомую волну деформаций.

$$W_x(\tau, x) = \left(-\varepsilon_0 e^{-f_i(\tau-x)} \cdot J_0\left(f_i(\tau^2 - x^2)^{0,5}\right) \cdot 1(\tau - x) \right).$$

Приняв $x = 0$, получим формулу, отражающую изменение амплитуды волны деформации при прохождении ею длины штанги $\tau = at$.

$$W_x(\tau) = -\varepsilon_0 e^{-f_i \tau} \cdot J_0(f_i \tau) \quad (3)$$

Для получения «рабочей» формулы воспользуемся разложением функции Бесселя в ряд, (он весьма быстро сходится).

$$J_0(x) = \sum_{k=0}^{\infty} \left(\frac{(-1)^k x^{2k}}{2^{2k} k^2} \right) = 1 - \frac{x^2}{4} + \frac{x^4}{64} - \frac{x^6}{2304} + \frac{x^8}{147456} - \dots,$$

$$W_x(\tau) = -\varepsilon_0 e^{-f_i \tau} \left(1 - \frac{(f_i \tau)^2}{4} + \frac{(f_i \tau)^4}{64} - \frac{(f_i \tau)^6}{2304} + \frac{(f_i \tau)^8}{147456} - \dots \right). \quad (4)$$

ПРИМЕР

1. Как определить коэффициент f_i по эксперименту?

Предположим, что после удара по штанге длиной **3м**, волна деформаций «пробежала» туда-обратно **20 раз, (120м)**, и уменьшилась в амплитуде до **0,2 ϵ_0** . Тогда, решив уравнение (4) $0,2 - e^{-f_i 120} \left(1 - (f_i 120)^2 / 4 + (f_i 120)^4 / 64 - (f_i 120)^6 / 2304 + \dots = 0 \right)$; простым ребром $f_i = 0,001; 0,002; \dots 0,01; 0,02 \dots$ находим $f_i \sim 0,01 \text{ 1/м}$

2. Влияние длины штанги, пройденной волной $\tau = at$, на амплитуду ϵ и энергию.

$f_i = 0,01 \text{ 1/м}$; $A_{y0} = EA2L\epsilon_0^2 \rightarrow$ пропорционально ϵ_0^2 .

$\tau, \text{м}$	10	20	30	40	50	60	70.....120
ϵ	0,90	0,81	0,72	0,64	0,57	0,50	0,44.....0,20
ϵ_0^2	0,81	0,66	0,52	0,41	0,32	0,25	0,19.....0,04

$f_i = 0,005 \text{ 1/м}$

$\tau, \text{м}$	10	20	30	40	50	60	70.....120
ϵ	0,95	0,90	0,86	0,81	0,77	0,72	0,68.....0,50
ϵ_0^2	0,90	0,81	0,73	0,66	0,59	0,52	0,47.....0,25

3. Влияние величины коэффициента f_i на амплитуду ϵ и энергию.

$\tau = 120\text{м}$

$f_i, \text{1/м}$	0	0,001	0,003	0,005	0,007	0,009	0,011	0,013
ϵ	1	0,88	0,68	0,50	0,36	0,25	0,16	0,10
ϵ_0^2	1	0,78	0,46	0,25	0,13	0,06	0,03	0,01

Судя по последним достижениям металлургов, можно ставить перед ними задачу создания буровой стали, для бурения скважин, с существенно более низким коэффициентом внутреннего трения, чем у существующей.

2. ПЕРЕХОД ВОЛНЫ ДЕФОРМАЦИЙ ЧЕРЕЗ КОРОТКИЙ УЧАСТОК

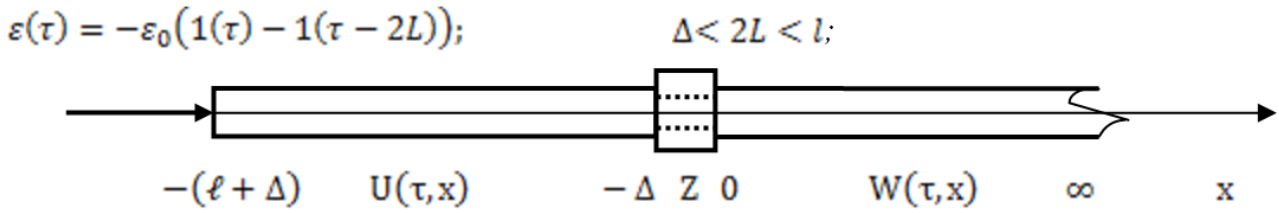


Рисунок 3 – Переход волны деформации через короткий участок

Волновые уравнения, начальные и граничные условия:

$$\begin{aligned} U_{xx}(\tau, x) - U_{\tau\tau}(\tau, x) &= 0; & Z_{xx}(\tau, x) - Z_{\tau\tau}(\tau, x) &= 0; \\ W_{xx}(\tau, x) - W_{\tau\tau}(\tau, x) &= 0; & U(0, x) &= 0; & U_\tau(0, x) &= 0; & Z(0, x) &= 0; \\ Z_\tau(0, x) &= 0; & W(0, x) &= 0; & W_\tau(0, x) &= 0; & 1) U_x(\tau, -(l + \Delta)) &= \varepsilon(\tau); \\ 2) U(\tau, -\Delta) &= Z(\tau, -\Delta); & 3) U_x(\tau, -\Delta) &= rZ_x(\tau, -\Delta); & 4) Z(\tau, 0) &= W(\tau, 0); \\ 5) rZ_x(\tau, 0) &= W_x(\tau, 0); & 6) W_x(\tau, \infty) &= 0; & (r = A_z / A_u = A_z / A_w). \end{aligned}$$

Уравнение решалось с помощью преобразования Лапласа-Карсона, [2]. Нас интересует только волна деформаций $W_x(\tau, x)$, прошедшая через участок.

Для укорочения записей принимаем $x = 0$ и, условно, $l = 0$. Также для удобства исследования вводим обозначение $\Delta = \beta 2L$.

$$\begin{aligned} W_x(\tau) &= \frac{4r}{(r+1)^2} \varepsilon_0 (-1 \cdot 1(\tau - \beta L) - \frac{(r-1)^2}{(r+1)^2} \cdot 1(\tau - 3\beta L) - \frac{(r-1)^4}{(r+1)^4} \cdot 1(\tau - 5\beta L) - \\ &- \frac{(r-1)^6}{(r+1)^6} \cdot 1(\tau - 7\beta L) - \frac{(r-1)^8}{(r+1)^8} \cdot 1(\tau - 9\beta L) - \frac{(r-1)^{10}}{(r+1)^{10}} \cdot 1(\tau - 11\beta L) - \dots + 1 \cdot 1(\tau - \beta L - 2L) + \\ &+ \frac{(r-1)^2}{(r+1)^2} \cdot 1(\tau - 3\beta L - 2L) + \frac{(r-1)^4}{(r+1)^4} \cdot 1(\tau - 5\beta L - 2L) + \frac{(r-1)^6}{(r+1)^6} \cdot 1(\tau - 7\beta L - 2L) + \\ &+ \frac{(r-1)^8}{(r+1)^8} \cdot 1(\tau - 9\beta L - 2L) + \frac{(r-1)^{10}}{(r+1)^{10}} \cdot 1(\tau - 11\beta L - 2L) + \dots) \\ ! \frac{4r}{(r+1)^2} &= \frac{4/r}{(1/r + 1)^2}; \text{ также } \frac{(r-1)^{2n}}{(r+1)^{2n}} = \frac{(1/r - 1)^{2n}}{(1/r + 1)^{2n}}. \end{aligned}$$

Следовательно, после участка с большим или меньшим, чем штанга поперечным сечением, движутся одинаковые волны деформаций, (r , или $1/r$).

$$(4 \cdot 5 / (5 + 1)^2 = 0,5555..., 4 \cdot 0,2 / (0,2 + 1)^2 = 0,5555....).$$

! После каждой новой вставки конкретных значений β и L необходимо заново группировать и объединять слагаемые с одинаковыми единичными функциями $1(\tau - \dots)$, и выстраивать их в новую очередь.

Вторая часть суммы, содержащая " $-2L$ " начинает уменьшать амплитуду и образует «хвостик» волны деформации, прошедший через участок. После многих участков волна растянется и уменьшится в амплитуде.

Следом, на расстоянии $2l, 4l, \dots$, будут двигаться «мелкие» волны, которые отразились от концов " $-(l + \Delta) \gg 2L$ ", но не влияющие на бурение.

ПРИМЕР

1) Участок $\emptyset 45 - 0,1м$, секция штанги $\emptyset 32 - 4м$, боек $\emptyset 32 - 0,5м$, $\rightarrow \kappa = 2, \beta = 0,2, \Delta = \beta L = 0,1м$. (Или участок $\emptyset 23 - 0,1м$).

$$W_x(\tau) = \frac{8}{9} \varepsilon_0 (-1 \cdot 1(\tau - 0,1) - \frac{1}{3^2} \cdot 1(\tau - 0,3) - \frac{1}{3^4} \cdot 1(\tau - 0,5) - \frac{1}{3^6} \cdot 1(\tau - 0,7) - \\ - \frac{1}{3^8} \cdot 1(\tau - 0,9) - \frac{1}{3^{10}} \cdot 1(\tau - 1,1) - \dots + 1 \cdot 1(\tau - 1,1) + \frac{1}{3^2} \cdot 1(\tau - 1,3) + \frac{1}{3^4} \cdot 1(\tau - 1,5) + \\ + \frac{1}{3^6} \cdot 1(\tau - 1,7) + \frac{1}{3^8} \cdot 1(\tau - 1,9) + \frac{1}{3^{10}} \cdot 1(\tau - 2,1) + \dots).$$

Частные результаты, (десять знаков), записывались в ячейки памяти «А», «В», «С», «D», ... Окончательны, ниже с округлением.

Ступени волны: Δ – половинная ступень, здесь 1-я и 6-я. 2Δ – целая ступень.

	1A	2B	3C	4D	5E	6F	7G	8I	9J	10K
ε_0	(-0,89...	-0,98...	-0,99...	-0,99...	-0,99...	-0,99...	-0,98...	-0,01...	-0,001...	-0,001...
$\Sigma = 0,1A^2 + 0,2B^2 + 0,2C^2 + 0,2D^2 + 0,2E^2 + 0,1F^2 + 0,2G^2 + 0,2I^2 + 0,2J^2 + 0,2K^2 = 0,973\varepsilon_0$										
Потеря энергии на участке: $1 - 0,973 = 0,027 = 2,7\%$.										

2) Участок: $\emptyset 45 - 0,2м$, секция штанги $\emptyset 32 - 4м$, боек $\emptyset 32 - 0,5м$, $\rightarrow r = 2, \beta = 0,4, \Delta = \beta L = 0,2м$. (Также, или участок $\emptyset 23 - 0,2м$).

$$W_x(\tau) = \frac{8}{9}\varepsilon_0(-1 \cdot 1(\tau - 0,2) - \frac{1}{3^2} \cdot 1(\tau - 0,6) - \frac{1}{3^4} \cdot 1(\tau - 1,0) - \frac{1}{3^6} \cdot 1(\tau - 1,4) + \\ + 1 \cdot 1(\tau - 1,2) + \frac{1}{3^2} \cdot 1(\tau - 1,6) + \frac{1}{3^4} \cdot 1(\tau - 2,0) + \dots).$$

	1A	2B	3C	4D	5E	6F	7G
ε_0	(-0,89...	-0,98...	-0,99...	-0,99...	-0,11...	-0,01...	-0,001...)

$$\Sigma = 0,2A^2 + 0,4B^2 + 0,4C^2 + 0,4D^2 + 0,4F^2 + 0,2G^2 = 0,957\varepsilon_0^2.$$

Потеря энергии на участке: $1 - 0,957 = 0,043 = 4,3\%$.

Кроме соединительных муфт в качестве участков с большим, или меньшим, поперечным сечением, чем штанга, могут оказаться ее резьбовые концы, когда резьбы выполнена на сильно утолщенном высаженном конце, или на теле самой штанги. Во всех случаях изменений сечения происходит отражение части волны деформаций с потерей энергии.

3. ДВИЖЕНИЕ ВОЛНЫ ДЕФОРМАЦИЙ ЧЕРЕЗ МИКРОУПРУГОСТЬ

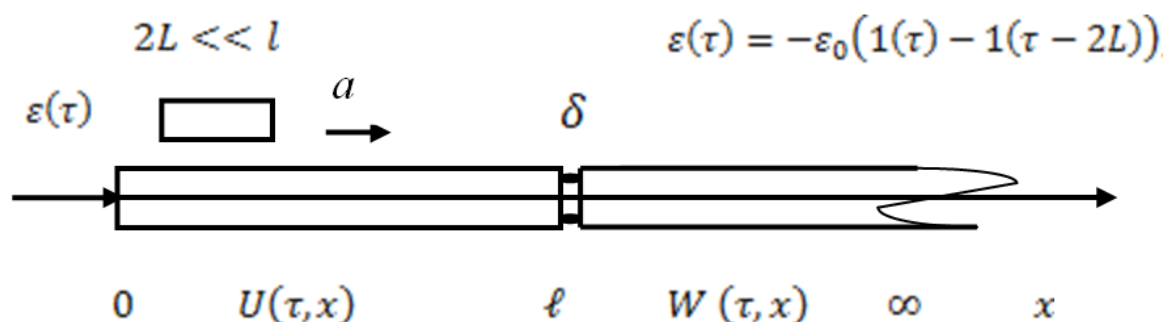


Рисунок 3 – Движение волны деформаций через микроупругость

На рисунке обозначено: δ – «зазор» от неровностей стыка штанг; $b = \varepsilon_0/\delta$ - коэффициент жесткости.

Волновые уравнения, начальные и граничные условия:

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

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

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

$$3) U_x(\tau, l) = W_x(\tau, l); 4) W_x(\tau, \infty) = 0.$$

Уравнение решалось с помощью преобразования Лапласа-Карсона, [2]. Нас интересует только волна, прошедшая через стык.

Волна смещений:

$$W(\tau, x) = \varepsilon_0 [(\tau - x - (1 - e^{-2b(\tau-x)})/2b) \cdot 1(\tau - x) - (\tau - x - 2L - (1 - e^{-2b(\tau-x-2L)})/2b) \cdot 1(\tau - x - 2L)].$$

Волна деформаций:

$$W_x(\tau, x) = -\varepsilon_0 [(1 - e^{-2b(\tau-x)}) \cdot 1(\tau - x) - (1 - e^{-2b(\tau-x-2L)}) \cdot 1(\tau - x - 2L)].$$

Волна деформаций, полностью прошедшая стык $\tau = l + 2L$:

$$W_x(l + 2L, l) = -\varepsilon_0 (1 - e^{2b2L}).$$

Энергия этой волны

$$A_{y0} = EA\varepsilon_0^2 \int_0^{2L} (1 - e^{-2b\tau})^2 d\tau = EA\varepsilon_0^2 (2L - (1 - e^{2b2L})/b + (1 - e^{4b2L})/4b).$$

ПРИМЕР

«Зазор» $\delta = 0,1 \text{ мм} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; $L = 0,5 \text{ м}$; $\varepsilon_0 = 6,7 \cdot 10^{-4}$;

($A_{y0} = 70 \text{ Дж}$; $V = 7 \text{ м/с}$) $\rightarrow b = \varepsilon_0 / \delta = 6,7 \text{ 1/м}$;

$$A_{y0} / A_{y0}(0) = \varepsilon^2 / \varepsilon_0^2 = 0,888 (= -11,2\%).$$

Из-за малости e^{-2b2L} : $\varepsilon^2 / \varepsilon_0^2 \sim 1 - 3/(4b)$;

$\delta = 0,05 \text{ мм} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м} \rightarrow b = \varepsilon_0 / \delta = 13,4 \text{ 1/м}$; $\rightarrow$

$$A_{y0} / A_{y0}(0) = 0,944 (= -5,6\%);$$

$\delta = 0,01 \text{ мм} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м} \rightarrow b = \varepsilon_0 / \delta = 67 \text{ 1/м}$; $\rightarrow$

$$A_{y0} / A_{y0}(0) = 0,989 (= -1,1\%).$$

Полагаю, что для бурения скважин торцы штанг должны быть обработаны максимально тщательно: плоскость торца – шлифованной и перпендикулярной оси штанги (и очищенной от ржавчины и грязи).

Литература

1. Адищев В.В., Кардаков В.Б. Точное решение задачи об ударе по стержню с учетом дисперсии // Известия вузов. Строительство. – 1992. – №4. – С. 46-48.
2. Диткин В.А., Прудников А.П. Справочник по операционному исчислению. – М.: Высшая школа. – 1965. – 467 с.

ЧИСЛЕННЫЕ МОДЕЛИ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВОЛНОВОДА И УДАРЯЮЩЕГО ТЕЛА

Жуков И.А.

Решение проблемы эффективности работы ударных машин требует управления полезной энергией в течение всего процесса ее преобразования от разгона бойка до непосредственного разрушения среды. Наиболее широкое применение при исследовании ударных систем получила волновая теория удара. Автором уточнена одномерная теория Сен-Венана с учетом поправки Релея. В результате получено модифицированное уравнение продольных колебаний стержня переменного поперечного сечения, которое записывается в следующей форме

$$E \frac{\partial}{\partial x} \left(S(x) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right) - \rho S(x) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + \rho \mu^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(J_{\rho}(x) \frac{\partial^3 u(x,t)}{\partial x \partial t^2} \right) = 0, (1)$$

где $u(x,t)$ – функция смещения сечений стержня вдоль оси x в момент времени t ;

$S(x)$ – площадь поперечного сечения стержня;

$J_{\rho}(x)$ – полярный момент инерции поперечного сечения стержня;

E – модуль упругости материала стержня;

ρ – плотность материала стержня;

μ – коэффициент Пуассона.

Приведенная модификация свидетельствует о том, что поправка Релея приводит к появлению члена более высокого порядка малости. Поскольку появляется зависимость от коэффициента Пуассона μ и полярного момента инерции $J_{\rho}(x)$, можно сделать вывод, что решение зависит от большего числа механических констант материала и особенностей геометрии стержней, чем по одномерной теории Сен-Венана.

Если механические характеристики материала: ρ, μ, E не зависят от координаты x и времени t , площадь поперечного сечения $S(x)$ и полярный момент инерции $J_{\rho}(x)$ не зависят от времени, то уравнение (1) преобразуется к виду

$$E \frac{\partial}{\partial x} \left(S(x) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right) - \rho S(x) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + \rho \mu^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(J_{\rho}(x) \frac{\partial^3 u(x,t)}{\partial x \partial t^2} \right) = 0. (2)$$

Если пренебречь деформацией в радиальном направлении, например, приняв $\mu=0$, то получается уравнение

$$a^2 \cdot \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + a^2 \cdot \frac{1}{S(x)} \cdot \frac{dS(x)}{dx} \cdot \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} - \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = 0, \quad (3)$$

где $a = \sqrt{E/\rho}$ – скорость распространения упругих волн продольной деформации в стержне,

которое применяется при решении частных задач о соударении бойка сложной геометрической формы с волноводом для описания движения сечений в бойке.

В случае стержня постоянного поперечного сечения ($S(x) = \text{const}$) уравнение (1) принимает вид

$$E \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - \rho \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + \rho \mu^2 \frac{J_\rho(x)}{S(x)} \frac{\partial^4 u(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} = 0. \quad (4)$$

Если пренебречь деформацией в радиальном направлении, приняв $\mu=0$, то уравнение (4) преобразуется к уравнению

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2}, \quad (5)$$

которое используется при решении частных задач о соударении бойка сложной геометрической формы с волноводом для описания движения сечений волновода.

Таким образом, изложенная модификация может стать фундаментальной основой при решении проблем, связанных с продольным ударом.

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ФОРМ УДАРНОГО ИМПУЛЬСА ПО ЗАВИСИМОСТИ «СИЛА-ВНЕДРЕНИЕ» ДЛЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД

Сараханова Е.В., Жуков И.А.

Наиболее важным фактором, определяющим конструкцию и параметры машин, построенных на принципе ударного воздействия на горную породу, является характеристика объекта разрушения. Рациональное проектирование ударных систем невозможно без знания механизма разрушения среды и зависимостей, связывающих силу сопротивления горной породы и величину внедрения в неё инструмента, т.е. характеристик «сила – внедрение».

Для эффективного использования энергии удара необходимо обеспечение формирования бойком в волноводе импульса такой формы, при которой его амплитуда начинается с некоторого определенного значения и возрастает с интенсивностью, соответствующей интенсивности роста сопротивляемости обрабатываемой среды внедрению. Форма падающего ударного импульса определяется из предположения, что отраженного импульса не возникает.

Процесс внедрения инструмента в породу под действием падающего импульса описывается системой уравнений:

$$P = S \cdot (\sigma_i + \sigma_r), \quad (1)$$

$$\frac{dh}{dt} = \frac{a}{E} \cdot (\sigma_i - \sigma_r), \quad (2)$$

где P – усилие, вызываемое взаимодействием падающей и отраженной волн продольных колебаний,

S – площадь поперечного сечения инструмента, моделируемого стержнем постоянного поперечного сечения,

σ_i – амплитудное значение напряжения на торце инструмента, вызываемое действием падающей волны,

σ_r – амплитудное значение напряжения на торце инструмента, вызываемое действием отраженной волны,

h – внедрение инструмента в породу,

a – скорость распространения звука в материале стержня,

E – модуль упругости материала инструмента.

Согласно предположению, что отраженного импульса не возникает, напряжение, соответствующее действию отраженного импульса, принимается равным нулю $\sigma_r = 0$.

Тогда уравнения (1) и (2) преобразуются к виду:

$$P = S \cdot \sigma_i, \quad \frac{dh}{dt} = \frac{a}{E} \cdot \sigma_i.$$

Из системы исключается значение напряжения σ_i :

$$P = \frac{SE}{a} \cdot \frac{dh}{dt}. \quad (3)$$

Зависимость «сила-внедрение» представляет собой функциональную зависимость $P = P(h)$, из которой выражается внедрение

$$h = h(P). \quad (4)$$

Дифференцируется равенство (4) по времени t :

$$\frac{dh}{dt} = \frac{dh(P)}{dP} \cdot \frac{dP}{dt}. \quad (5)$$

В результате подстановки (5) в уравнение (3) получается обыкновенное дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными:

$$P = \frac{S \cdot E}{a} \cdot \frac{dh(P)}{dP} \cdot \frac{dP}{dt}. \quad (6)$$

Разделяются переменные

$$\frac{a}{S \cdot E} \cdot dt = \frac{dh(P)}{dP} \cdot \frac{dP}{P},$$

и равенство интегрируется

$$\int_{t_0}^t \frac{a}{S \cdot E} \cdot dt = \int_{P_0}^P \frac{dh(P)}{dP} \cdot \frac{dP}{P}, \quad (7)$$

где t_0 – начальное время,

P_0 – начальное значение прикладываемой силы.

Из равенства (7) определяется зависимость усилий от времени $P(t)$, развиваемых ударным импульсом.

С целью определения зависимости «сила – внедрение» при ударном способе разрушения хрупких сред ранее проводилось экспериментальное исследование [1]. В результате анализа различных функциональных зависимостей и диаграмм зависимости глубины внедрения коронки в гранит от величины нагружения выявлено, что наиболее близкими к действительным являются:

- гиперболическая: $P(h) = k_1 + k_2 \cdot \sqrt{k_3^2 + h^2}$, (8)

- степенная: $P(h) = b_1 \cdot (1 + (b_2 \cdot h)^{b_3})$, (9)

где $k_1, k_2, k_3, b_1, b_2, b_3$ – коэффициенты, определяемые экспериментально, характеризующие объект разрушения.

Рассмотрим случай гиперболической зависимости «сила-внедрение» (рисунок 1). Выражаем величину внедрения из равенства (8)

$$h = \sqrt{\left(\frac{P - k_1}{k_2}\right)^2 - k_3^2}. \quad (10)$$

Дифференцируется равенство (10) по времени t :

$$\frac{dh}{dt} = \frac{P - k_1}{\sqrt{\left(\frac{P - k_1}{k_2}\right)^2 - k_3^2} \cdot k_2} \cdot \frac{dP}{dt}. \quad (11)$$

В результате подстановки (11) в уравнение (3) получается обыкновенное дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными:

$$P = \frac{S \cdot E}{a} \cdot \frac{P - k_1}{\sqrt{\left(\frac{P - k_1}{k_2}\right)^2 - k_3^2} \cdot k_2} \cdot \frac{dP}{dt}. \quad (12)$$

Разделяются переменные в (12) и равенство интегрируется

$$\int_{t_0}^t \frac{a}{S \cdot E} \cdot dt = \int_{P_0}^P \frac{P - k_1}{\sqrt{\left(\frac{P - k_1}{k_2}\right)^2 - k_3^2} \cdot k_2} \cdot \frac{dP}{P}. \quad (13)$$

Интеграл в правой части равенства (13) не берется в элементарных функциях, поэтому результат можно записать в виде

$$\frac{S \cdot E}{a} \cdot t = F_1(P), \quad (14)$$

где $F_1(P) = \int_{P_0}^P \frac{P - k_1}{\sqrt{\left(\frac{P - k_1}{k_2}\right)^2 - k_3^2} \cdot k_2} \cdot \frac{dP}{P}$ – функция, значения которой

можно найти с помощью численного интегрирования.

Равенство (14) позволяет построить график функции $P(t)$ для случая гиперболической зависимостей «сила-внедрение» (рисунок 2).

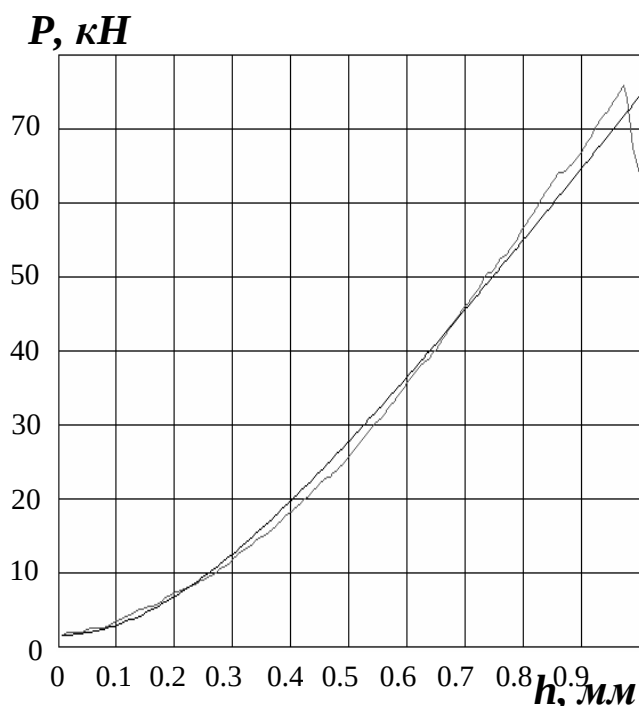


Рисунок 1 – Гиперболическая и экспериментально полученная зависимости «сила-внедрение»

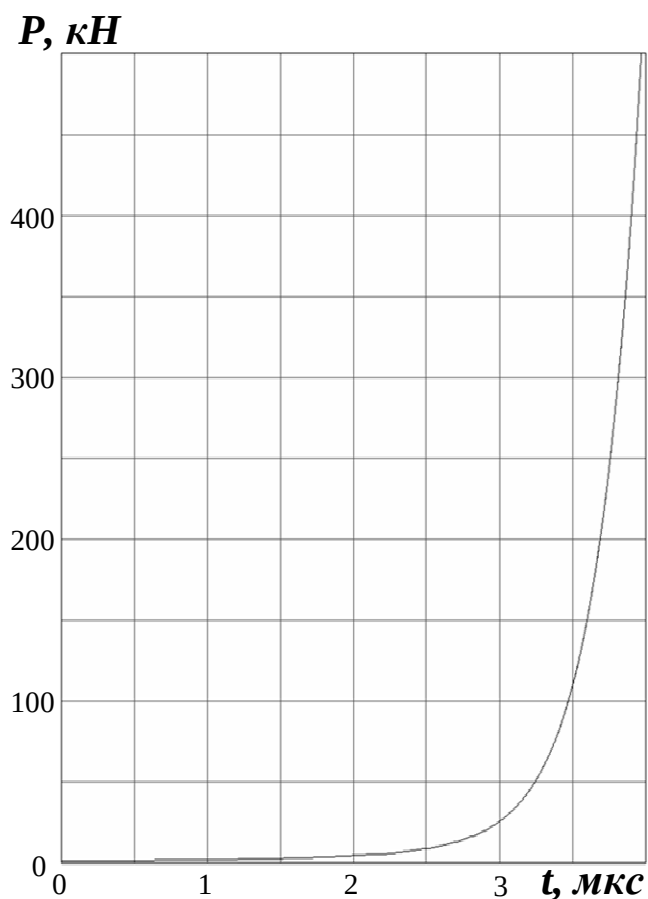


Рисунок 2 – Зависимость усилий от времени для гиперболической зависимости «сила-внедрение»

Рассмотрим случай степенной зависимости «сила-внедрение» (рисунок 3). Выражается внедрение из равенства (9)

$$h = \frac{1}{b_2} \cdot \left(\frac{P}{b_1} - 1 \right)^{\frac{1}{b_3}}. \quad (15)$$

Дифференцируется равенство (15) по времени t :

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3} \cdot \left(\frac{P}{b_1} - 1 \right)^{\frac{1}{b_3} - 1} \cdot \frac{dP}{dt}. \quad (16)$$

В результате подстановки (16) в уравнение (3) получается обыкновенное дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными:

$$P = \frac{S \cdot E}{a} \cdot \frac{1}{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3} \cdot \left(\frac{P}{b_1} - 1 \right)^{\frac{1}{b_3} - 1} \cdot \frac{dP}{dt}. \quad (17)$$

Разделяются переменные в уравнении (17) и равенство интегрируется

$$\int_{t_0}^t \frac{a}{S \cdot E} \cdot dt = \int_{P_0}^P \frac{1}{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot P} \cdot \left(\frac{P}{b_1} - 1 \right)^{\frac{1}{b_3} - 1} \cdot dP. \quad (18)$$

Интеграл в правой части равенства (18) не берется в элементарных функциях, поэтому результат можно записать в виде

$$\frac{S \cdot E}{a} \cdot t = F_2(P), \quad (19)$$

где $F_2(P) = \int_{P_0}^P \frac{1}{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot P} \cdot \left(\frac{P}{b_1} - 1 \right)^{\frac{1}{b_3} - 1} \cdot dP$ – функция, значения которой можно найти с помощью численного интегрирования.

Равенство (19) позволяют построить график функции $P(t)$ для случая степенной зависимостей «сила-внедрение» (рисунок 4).

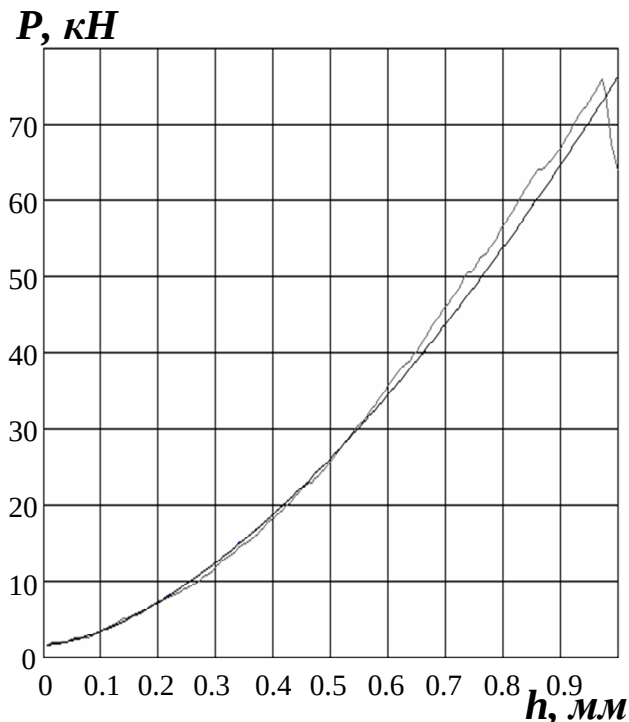


Рисунок 3 – Степенная и экспериментально полученная зависимости «сила-внедрение»

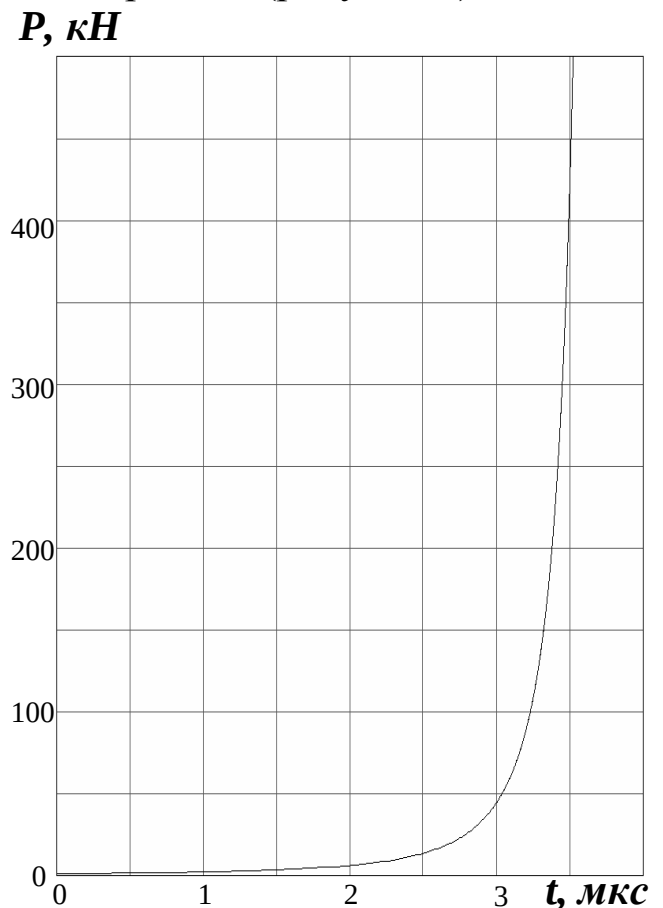


Рисунок 4 – Зависимость усилий от времени для степенной зависимости «сила-внедрение»

По форме первой волны падающего ударного импульса в дальнейшем осуществляется синтезирование геометрии бойков ударных механизмов. Представленный алгоритм определения формы первой волны ударного импульса по известной зависимости глубины внедрения инструмента в горную породу является одним из решений проблемы совершенствования машин ударного действия.

Литература

1. Жуков И.А. О результатах экспериментального исследования разрушения горной породы ударными воздействиями / И.А. Жуков, В.Н. Цвигун // Материалы девятнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения / Под ред. Л.Т. Дворникова и И.А. Жукова; Сиб. гос. индустр. ун-т. – Новокузнецк, 2009. – С. 125-137.

К РАСЧЁТУ ПРИВОДА «НЕПРИВОДНОГО» ЛЕНТОЧНОГО ТОРМОЗА

Воскресенский В.А.

Тормоз предназначен обеспечивать остановку вращения рабочего вала технологической машины. При этом процесс торможения не зависит от угла положения в повороте вала. В случае аварийного отключения энергии у главного привода кривошипного пресса, тормоз должен немедленно остановить исполнительный механизм. Это диктуется обеспечением надёжности по безопасности работы. Назначение привода в работе тормозов – выполнять растормаживающее действие и обеспечивать работу основного механизма. Если применяется устройство, которое, после управляющей команды, обеспечивает растормаживание затянутого подпружиненной лентой тормозного шкива, то такой тормоз принято называть приводным.

Неприводной ленточный тормоз не имеет устройства или механизма растормаживания. Торможение (рисунок 1) достигается за счёт эксцентриковой установки e тормозного шкива радиуса R на главном валу O механизма. Подпружиненная тормозная лента охватывает шкив и за счёт вращения эксцентрика обеспечивает своё натяжение. Наибольшее натяжение ленты происходит в момент максимального удаления эксцентриситета от точек закрепления концов ленты. Это удаление ρ составляет сумму радиусов тормозного шкива и величины эксцентриситета $\rho = R + e$.

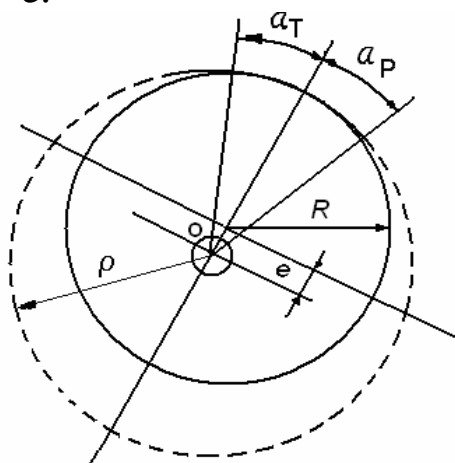


Рисунок 1 – Схема эксцентрика и траектория его движения

На кривошипных прессах один из концов тормозной ленты жестко соединён со станиной машины, а второй соединён с ней через пружину. Натяжение ленты вызывает деформацию пружины, которая

растущим усилием создаёт необходимый тормозной момент. В зависимости от конструктивного исполнения тормоза, пружина может растягиваться или сжиматься.

Эксцентрик при каждом своём обороте создаёт торможение вала. Для кривошипного пресса с неприводным тормозом процесс торможения проектируют так, чтобы остановка кривошипного вала, а, следовательно, остановка ползуна, совпадала с его верхней «мёртвой» точкой. В этот момент выполняется смена детали на заготовку в штампе или работа, связанная с обслуживанием штампа. Конструктивно не обязательно, чтобы наибольшее удаление эксцентриситета тормозного шкива находилось в одной плоскости с плоскостью верхней мёртвой точки главного вала. Желательно, чтобы они совпадали по времени при торможении. Неприводной тормоз, в случае отключения энергоносителя, питающего привод пресса, останавливает вращение вала только в определённом положении – это верхняя точка ползуна.

В литературе [1-4] информация о неприводных тормозах отсутствует, нет сведений и о рабочей деформации его пружины.

Сопоставляя «приводной» и «неприводной» ленточные тормоза можно выделить некоторые различия, как в конструкции, так и в расчёте этих двух внешне очень схожих тормозов.

Различия между ними в следующем.

1. «Неприводной» ленточный тормоз останавливает механизм только в верхней «мёртвой» точке эксцентрика. Промежуточное торможение для этого типа тормоза исключается.

2. Торможение наступает при каждом обороте главного вала, независимо от того, в каком режиме работает пресс – одиночных или непрерывных ходов. При непрерывных ходах неизбежное сопротивление от тормозного момента на каждом обороте главного вала преодолевает привод за счёт энергии маховика.

3. Для «неприводного» тормоза отсутствует понятие «начальный зазор между лентой и тормозным шкивом», т.к. после растормаживания зазор между лентой и шкивом из-за вращения эксцентрика непрерывно меняется.

4. Для «неприводного» тормоза соединены понятия «угла охвата лентой тормоза» и «угла торможения». Начало контакта тормозного шкива с лентой проходится на начало угла торможения α_T , и при прохождении вершиной эксцентрика этого угла, охват лентой шкива составит двойной угол торможения. Углы торможения α_T и растор-

маживания α_p для неприводного эксцентрикового тормоза между собой равны.

5. Рабочая пружина тормоза находится в свободном состоянии и лишь с началом угла торможения деформируется и достигает максимума при завершении угла торможения. Завершается деформация пружины с прохождением угла растормаживания, и она вновь переходит в свободное состояние.

У неприводного тормоза эксцентриситет e тормозного шкива радиуса R позволяет достигать максимального перемещения ленты Δ , а значит, деформации пружины, с учётом неподвижного одного из концов ленты, будет 2Δ . Это соответствует мгновенному центру вращения эксцентрика ρ при наибольшем удалении от оси вращения вала. Из-за особенностей эксцентрика натяжение тормозной ленты, следовательно, деформация пружины тормоза, нарастает постепенно, достигает максимальной величины, при которой происходит остановка вала. Именно в этом положении тормоз должен удерживать главный вал от самопроизвольного проворачивания, а ползун прессы от произвольного опускания. При растормаживании наступает обратный процесс. От максимального усилия на пружине, а, следовательно, от максимального тормозного момента, при дальнейшем повороте эксцентрика, натяжение постепенно уменьшается до полного исчезновения. Участок растормаживания преодолевает своей инерцией маховик привода кривошипно-ползунного механизма.

Возникает вопрос, как связана величина эксцентриситета e с перемещением концов тормозной ленты и деформацией пружины h_{II} ?

На рисунке 2 представлена схема, соответствующая начальному контакту тормозной ленты с эксцентриком на участке торможения.

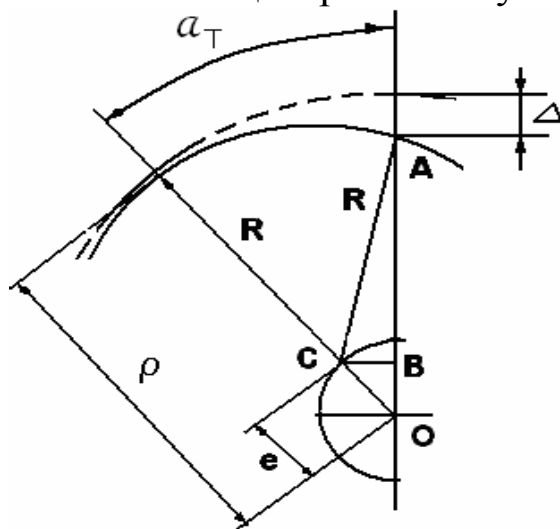


Рисунок 2 – К расчёту участка торможения

Величину перемещения Δ обоих концов стальной тормозной ленты, которая произойдёт от её вытягивания эксцентриком, является разностью между радиусами максимальной описываемой окружности ρ и мгновенным значением радиуса эксцентрика OA на дуге α_m равной углу торможения (рисунок 2).

$$\Delta = \rho - OA.$$

Из рисунка 2 видно, что $OA = OB + AB$. Проведём из центра C , образующей окружности радиуса R тормозного шкива, перпендикуляр CB на сторону OA . Сформировались два прямоугольных треугольника OCB и ACB . У треугольника OCB $BO = CO \cdot \cos \alpha_T = e \cdot \cos \alpha_T$. Смежная сторона CB определится как: $CB = e \cdot \sin \alpha_T$.

Из прямоугольного треугольника ACB найдём сторону AB :

$$AB = \sqrt{R^2 - CB^2} = \sqrt{R^2 - e^2 \cdot \sin^2 \alpha_T}.$$

С учётом полученных значений, мгновенный радиус OA равен:

$$OA = e \cdot \cos \alpha_T + \sqrt{R^2 - e^2 \cdot \sin^2 \alpha_T}.$$

Величина максимального перемещения концов тормозной ленты на вытяжке Δ составит:

$$\Delta = (R + e) - [e \cdot \cos \alpha_T + \sqrt{R^2 - e^2 \cdot \sin^2 \alpha_T}]. \quad (1)$$

С учётом, что набегаящая ветвь ленточного тормоза жёстко закреплена на станине и в линейном направлении не перемещается, то её перемещение выбирает сбегаящая ветвь, с которой соединена пружина. Следовательно, деформация пружины h_{II} при выполнении торможения равна удвоенному значению максимального перемещения ленты от натяжения эксцентриком:

$$h_{II} = 2 \Delta.$$

Если допустить, что величина $e^2 \cdot \sin^2 \alpha_T$ мала по сравнению с R^2 , то вторым членом подкоренного выражения допустимо пренебречь. В этом случае, значение величины перемещения Δ будет составлять:

$$\Delta \approx e \cdot (1 - \cos \alpha_T). \quad (2)$$

Для проверки результатов полученных выводов и оценки погрешности расчёта, создана экспериментальная установка неприводного тормоза. Расхождение между данными эксперимента и значениями, рассчитанными по формуле (1), составили менее одного процента.

Погрешность в значениях величины Δ полученной по формуле (2) и экспериментом для угла торможения до 60° не превысила 10%.

Из-за того, что вершина эксцентрика описывает траекторию большую чем радиус тормозного шкива, то концы набегавшей и сбегающей ветвей тормозной ленты должны иметь шарнирное крепление к станине, для возможности самоустановки тормозной ленты при вращении эксцентрика и снижения величины износа трущихся поверхностей.

Литература

1. Ланской Е.Н. Элементы расчёта деталей и узлов кривошипных прессов / Е.Н. Ланской, А.Н. Банкетов. – М.; Машиностроение, 1966. – 376 с.
2. Банкетов А.И. Кузнечно-штамповочное оборудование.: учеб. для вузов / А.И. Банкетов, Ю.А. Бочаров, Н.С. Добринский [и др.] – М.: Машиностроение, 1982. – 574 с.
3. Кривошипные кузнечно-прессовые машины. Теория и проектирование /Под ред. В.И.Власова - М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
4. Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебник для студ. высш. учеб. заведений / Ю.А. Бочаров. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА ДЛЯ ПОДЖАТИЯ ПРИ ПРОКАТКЕ НА ОБЖИМНОМ СТАНЕ

Кирносов А.М., Люленков В.И.

При реконструкции обжимных прокатных станов рабочие цилиндры поджатия могут располагаться в расточках нижних поперечин существующих станин. Учитывая возможность попадания окалина между подушками валка и направляющими станин, необходимо предусмотреть возможность принудительного возврата валка в исходное положение. Поэтому в качестве рабочих цилиндров принимаются поршневые цилиндры.

Ввиду ограниченности диаметров рабочих цилиндров и значительных усилий прокатки, давление жидкости в системе будет превышать давление, развиваемое существующими насосами. Поэтому в системе должен быть предусмотрен мультипликатор. Так как имеет место несимметричное приложение нагрузок на цилиндры, то, с целью плоскопараллельного движения валка, необходима установка делителя потока жидкости.

Технология прокатки с поджатием предусматривает после каждого пропуска возврат нижнего валка в исходное положение и подготовку мультипликатора (т.е. возврат вспомогательного цилиндра мультипликатора) к поджатию в следующем пропуске. Для этого в гидросхеме должна быть предусмотрена отдельная насосно-аккумуляторная станция низкого давления.

Так как обжимные реверсивные станы работают в повторно-кратковременном режиме, то для уменьшения мощности насосов, необходимо использовать аккумуляторный привод.

Тяжелые условия работы гидроприводов прокатных станов (повышенная температура, загрязненность и запыленность окружающего пространства), высокие требования к надежности и долговечности требуют тщательной подготовки рабочей жидкости - фильтрации, охлаждения, подогрева в зимних условиях после длительного простоя стана.

Гидросхема (рисунок 1) состоит из трех участков У1, У2, У3 и трех гидростанций ГС1, ГС2 и ГС3.

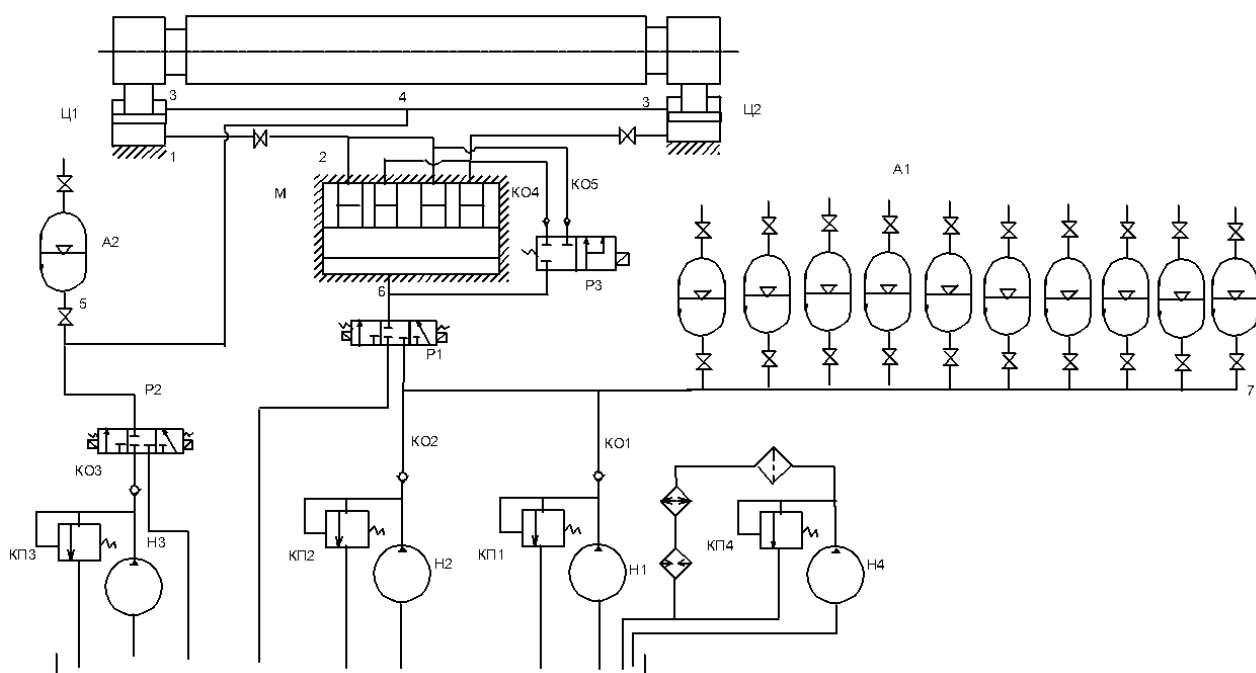


Рисунок 1 – Принципиальная гидросхема поджатия

Участок гидросхемы У1 состоит из двух отдельных независимых контуров, работающих по замкнутой системе. Каждый контур включает по два рабочих гидроцилиндра мультипликатора М и рабочему гидроцилиндру поджатия Ц1 или Ц2. Плунжеры всех рабочих цилиндров мультипликатора располагаются на поршне его вспомогательного цилиндра. Причем, для предупреждения перекоса подвижных частей мультипликатора из-за неравенства усилий (давлений) на гидроцилиндры поджатия, его рабочие цилиндры попарно размещены на противоположных сторонах плунжера вспомогательного цилиндра. Каждый контур заполнен определенным объемом гидравлической жидкости, перемещающейся из рабочих цилиндров мультипликатора в рабочие цилиндры поджатия и обратно под действием вспомогательного цилиндра мультипликатора и усилием возврата штоковых полостей цилиндров поджатия. Представленная конструкция мультипликатора обеспечивает не только повышение давления, но и выполняет функцию делителя потока жидкости.

Заполнение контуров и пополнение утечек производят включением распределителя Р3. Для предупреждения утечек из контуров через распределитель Р3 используют обратные клапаны КО3 и КО4. При ремонте гидроцилиндров Ц1 и Ц2 они отсекаются кранами КР1 и КР2.

Участок гидросхемы У2 от гидростанции до вспомогательного цилиндра мультипликатора обеспечивает силовую и динамическую

составляющую работы гидропривода. Он включает распределитель Р1, гидроаккумуляторы А1 и вспомогательный цилиндр мультипликатора М.

Насосная гидростанция ГС1 состоит из двух насосов Н1 и Н2 низкого давления, один из которых является рабочим, а второй резервным. В металлургическом машиностроении широко распространено дублирование приводов ответственных механизмов и в механизмах отвечающих за непрерывные технологические процессы. Во время работы насосы для равного износа работают попеременно. Для отсечения неработающего насоса предусмотрены обратные клапаны КО1 и КО2. Предохранительные клапаны КП1 и КП2 предохраняют элементы гидропривода от повышенного давления.

Гидростанция ГС2 состоит из насоса Н3, обратного клапана КО3 и предохранительного клапана КП3. Она служит для заполнения участка У3 рабочей жидкостью и пополнения его при утечках.

Гидростанция ГС3 состоит из насоса Н4, предохранительного клапана КП4, фильтра, охладителя и подогревателя рабочей жидкости. Она служит для очистки и подготовки рабочей жидкости при различных температурных условиях эксплуатации.

Участок гидросхемы У3 обеспечивают возврат рабочих цилиндров гидроцилиндров поджатия и вспомогательного цилиндра мультипликатора в исходное положение. Теоретически возврат вышеуказанных цилиндров должен происходить под действием веса вала и веса цилиндров мультипликатора. Однако, учитывая возможность попадания окалина в зазор между подушками вала и направляющими станины, схемой предусмотрена установка насоса Н3 и аккумулятора А2. Причем насос работает только на зарядку аккумулятора при включении распределителя Р2. Штоковая полость гидроцилиндров поджатия и вспомогательного цилиндра мультипликатора постоянно соединены с аккумулятором, поэтому возврат их в исходное положение осуществляется автоматически по окончании процесса прокатки.

При монтаже системы, а также после ремонтных работ, насосом Н3 при включении распределителя Р2 заполняются возвратные полости гидроцилиндров поджатия, мультипликатора и аккумулятора А2. По достижении рабочего давления в линии возврата и зарядке аккумулятора, производят отключение распределителя и насоса. Затем насосом Н1 производят заполнение контуров У1. При включении распределителя Р1 происходит перемещение гидроцилиндров мультипликатора вверх. По окончании перемещения вышеуказанных гидроцилиндров

включается распределитель РЗ, происходит наполнение контуров жидкостью из бака и подъем прокатного вала. При достижении верхнего положения цилиндров поджатия распределитель РЗ отключается.

Подготовка системы к работе завершается зарядкой аккумуляторов А1 гидростанцией ГС1 при отключенном распределителе Р1.

Поджатие металла производится включением распределителя Р1 и подачей рабочей жидкости от насоса Н1 и из аккумулятора А1 во вспомогательный цилиндр мультипликатора М. По окончании прокатки распределитель Р1 переключается на сброс жидкости, валок и цилиндры мультипликатора опускаются, гидростанция ГС1 пополняет аккумуляторы А1 для подготовка системы для очередного поджатия.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ СРАБАТЫВАНИЯ ГИДРОПРИВОДА ПОДЖАТИЯ ПРИ ПРОКАТКЕ НА ОБЖИМНОМ СТАНЕ

Кирносов А.М., Люленков В.И., Ступаков М.И.

В работах Воскресенского В.А., Кирносова А.М. [1-3] разработаны основы процесса прокатки для поджатия раската нажимными механизмами с целью интенсификации скоростных режимов и режимов обжатий.

В литературе известны гидравлические нажимные механизмы на обжимных станах [4], однако их применение ограничивается такими недостатками, как деформация столба жидкости и связанная с ней отдача валка, перекосы его ввиду неравномерности нагрузок на подшипники валка. Это требует в схеме гидравлического управления применять специальные следящие элементы, что резко снижает надежность нажимного устройства. С учетом этих недостатков разработано оборудование [5-6] для выполнения поджатия применительно к блюмингу «1100». Поджатие (подпрессовку) раската в период заполнения очага деформации или выброса выполняют гидравлические цилиндры, установленные в расточках нижних поперечин станин. Ход цилиндров определяется величиной поджатия, зависящей от углов захвата при входе металла в валки и в установившемся периоде прокатки. Поджатие можно производить как по всей длине раската, так и на определенном расстоянии от торца слитка при выбросе, т.е. на зоне спада давления прокатки. В первом случае, за счет дополнительного обжатия будет происходить рост статического момента прокатки, а вместе с тем и рост нагрузок на детали главной линии стана. Такая работа возможна для станов, имеющих значительный прочностной резерв и резерв мощности главного привода, или для вновь проектируемого стана. Во втором случае поджатие производится на участке зоны неустановившегося давления, где дополнительное обжатие не вызовет увеличения усилия прокатки выше установившегося. При этом быстрое действие механизма поджатия должно быть приведено в соответствие с замедлением главного привода и скоростью выброса, от которых зависит время прохождения длины зоны неустановившегося давления. Такая работа приемлема для всех обжимных реверсивных станов. Если первый вариант поджатия потребовал бы реконструкции главного привода и рабочей клетки, то при втором

лишь размещения механизма поджатия. В данной работе рассмотрена работа гидравлического привода при поджатии заднего конца раската.

Рассмотрим участки гидросхемы поджатия отвечающие за движение рабочих цилиндров прокатных валков (рисунок 1). В данной системе движение поршня вспомогательного цилиндра мультипликатора задается положением валка прокатного стана и движением жидкости в аккумуляторе без учета работы насоса, переходных процессов в замкнутых системах возврата рабочих цилиндров и рабочих цилиндров мультипликатора и валка. Поэтому, изучение движения системы можно свести к исследованию движения поршня в зависимости от изменяющегося усилия прокатки и характера и величины давления разрядки аккумуляторов.

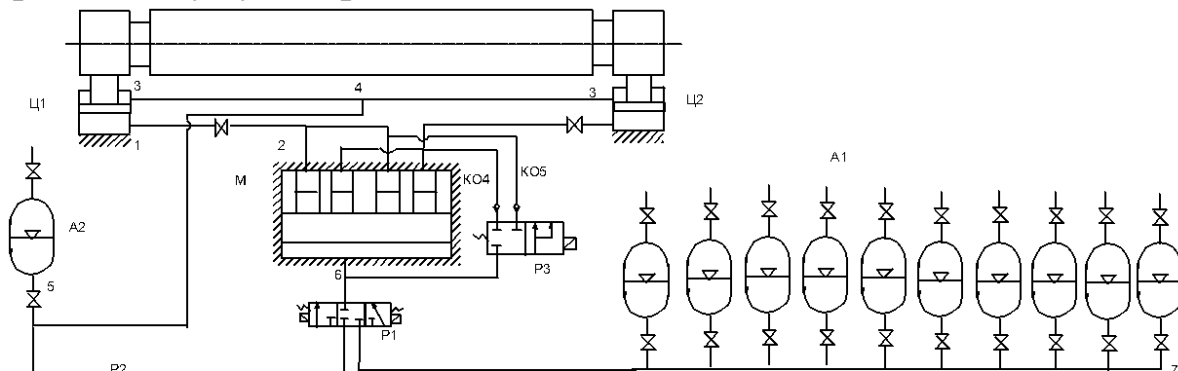


Рисунок 1 – Участок гидросхемы поджатия и возврата

Приведем систему прокатный валок-гидроаккумуляторы к двухмассовой динамической модели (рисунок 2):

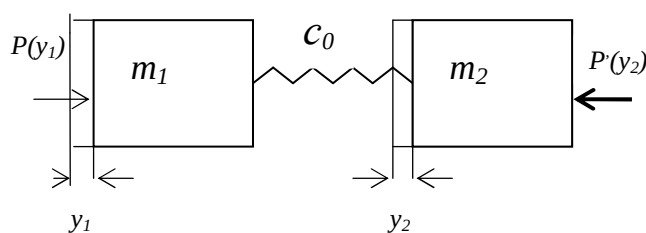


Рисунок 2 – Приведенная двухмассовая система

За точку приведения масс принимаем вспомогательный цилиндр мультипликатора.

Усилие прокатки при выходе металла из валков снижается от максимального до нулевого на действующих станах за **0,3-0,6с**. Поэтому в первом приближении принимаем линейный закон изменения усилия вспомогательного цилиндра мультипликатора :

$$P'(y_2) = -Q_2 + C_2 y_2. \quad (1)$$

Усилие на массу m_1 со стороны аккумуляторов определяется положением уровня жидкости от исходного значения давления зарядки и рабочим давлением аккумулятора. Принимаем линейный закон разрядки аккумуляторов:

$$P(y_1) = (Q_1 - C_1 y_1). \quad (2)$$

Уравнения вынужденных колебаний двухмассовой системы имеет вид:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 - C_0(y_2 - y_1) &= P(y_1) = (Q_1 - C_1 y_1), \\ m_2 \ddot{y}_2 + C_0(y_2 - y_1) &= P'(y_2) = -Q_2 + C_2 y_2. \end{aligned} \quad (3)$$

Решение уравнений (1) имеет вид:

$$\begin{aligned} y_1 &= A_1^* - \frac{A_2^* - \chi_2 A_1^*}{\chi_1 - \chi_2} \cos \omega_1 t + \frac{A_2^* - \chi_1 A_1^*}{\chi_1 - \chi_2} \cos \omega_2 t, \\ y_2 &= A_2^* - \frac{A_2^* - \chi_2 A_1^*}{\chi_1 - \chi_2} \chi_1 \cos \omega_1 t + \frac{A_2^* - \chi_1 A_1^*}{\chi_1 - \chi_2} \chi_2 \cos \omega_2 t, \end{aligned} \quad (4)$$

где:

$$A_1^* = \frac{1}{\Delta^*} \left(\frac{Q_2}{m_2} \alpha_1 - \frac{Q_1}{m_1} \nu_2^2 \right); \quad A_2^* = \frac{1}{\Delta^*} \left(\frac{Q_2}{m_2} \nu_1^2 - \frac{Q_1}{m_1} \alpha_2 \right), \quad (5)$$

$$\Delta^* = \alpha_1 \alpha_2 - \nu_1^2 \nu_2^2; \quad \nu_1^2 = \frac{C_0 + C_1}{m_1}; \quad \nu_2^2 = \frac{C_0 - C_2}{m_2};$$

$$\alpha_1 = \frac{C_0}{m_1}; \quad \alpha_2 = \frac{C_0}{m_2}, \quad (6)$$

$$\chi_1 = \frac{\nu_1^2 - \omega_1^2}{\alpha_1}, \quad \chi_2 = \frac{\nu_1^2 - \omega_2^2}{\alpha_1}, \quad (7)$$

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[\nu_1^2 + \nu_2^2 \mp \sqrt{(\nu_1^2 - \nu_2^2)^2 + 4\alpha_1 \alpha_2} \right]. \quad (8)$$

Произведем расчет движения вспомогательного поршня мультипликатора с учетом параметров, характеризующих реальный процесс прокатки на блюминге «1100» и спроектированного гидропривода поджатия к данному стану.

При перемещении валка на величину поджатия равную **100мм**, вспомогательный плунжер мультипликатора должен переместиться на **200мм**, а усилия прокатки уменьшиться с **900т** до нуля. Тогда текущее изменение приведенного усилия прокатки составит (рисунок 3):

$$P'(y_2) = P \frac{V_{n3}}{V_6} (1 - ay_2) H. \quad (9)$$

$$P'(y_2) = 9 * 10^6 \frac{0,333}{0,667} (1 - 2,25 y_1) = 4,5 * 10^6 - 2,25 * 10^7 y_2. \quad (10)$$

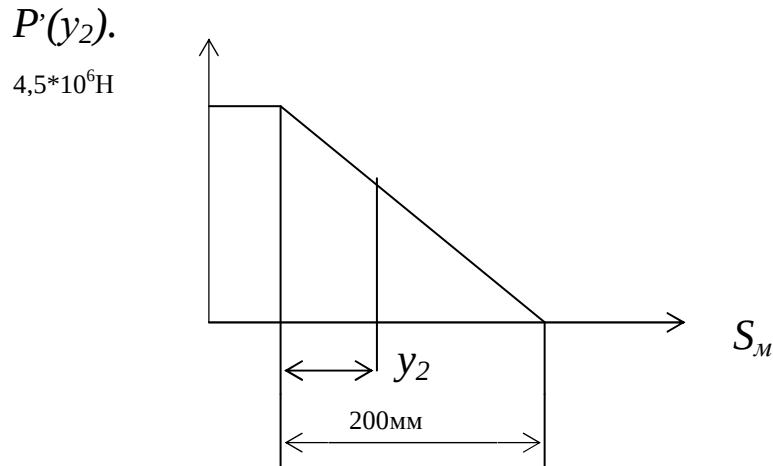


Рисунок 3 – Усилие на вспомогательный цилиндр мультипликатора при поджатии

Усилие на массу m_1 со стороны аккумуляторов определяется текущим давлением жидкости в аккумуляторе и площадью плунжера вспомогательного цилиндра мультипликатора:

$$P(y_1) = p_{акк}(y_1) * f_{мвс}. \quad (11)$$

В диапазоне давлений 8-10мПа при $p_3=5\text{мПа}$ *мПа* изменение емкости одного аккумулятора составляет 11дм^3 (для аккумуляторов типа АР емкостью 100дм^3), а изменение уровня жидкости в нем - 0,11м. Объем жидкости, вытесняемый десятью аккумуляторами, обеспечит полный ход вспомогательного цилиндра мультипликатора. Тогда изменение приведенного усилия аккумуляторов на вспомогательный цилиндр можно представить в виде:

$$P(y_1) = 10 * 10^6 (1 - y_2) * 0,636 = 6,36 * 10^6 - 6,36 * 10^6 y_2, \text{ Н.} \quad (12)$$

Подставим в уравнения (4) значения расчетных величин:

$Q_1 = 6,36 * 10^6 \text{ кН}$ – начальное приведенное усилие на вспомогательный цилиндр мультипликатора;

$Q_2 = 4,5 * 10^6 \text{ кН}$ – постоянная часть приведенного усилия прокатки; $C_1 = 2,25 * 10^7$;

$$C_2 = 6,36 * 10^6;$$

$$C_0 = 1,8 * 10^{10};$$

$$m_1 = 50630 \text{ кг};$$

$$m_2 = 55930 \text{ кг}.$$

В результате подстановки в уравнения 5-8 имеем:

$$A_1^* = 0,103 м; ; x_1=1; x_2=-0,9; A_2^* = 0,103 м; ; \omega_1 = 12,08 \frac{1}{с}; \omega_2 = 823 \frac{1}{с}.$$

Подстановка значений амплитуд $A_{1,2}^*$ и коэффициентов $x_{1,2}$ в уравнения движения масс приводит к тому, что значения амплитуд при второй частоте равны нулю. Имеет место низкочастотное движение масс. При заданной точности вышеприведенных расчетов движение второй массы повторяет движение первой массы:

$$y_{1,2} = 0,103 - 0,103 \cos \omega_1 t. \quad (13)$$

Период колебаний системы:

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1} = \frac{2\pi}{12,08} = 0,52 с.$$

Графическое представление уравнений (12) приведено на рисунке 4, из которого видно, что полное перемещение вспомогательного цилиндра мультипликатора на **200мм** произойдет при $\omega_1 t = 3,05$ рад, что соответствует времени поджатия **0,25с**. В заданном интервале зарядки газового аккумулятора (**10-8мПа**) полученное время меньше запланированного времени поджатия равного **0,3с**.

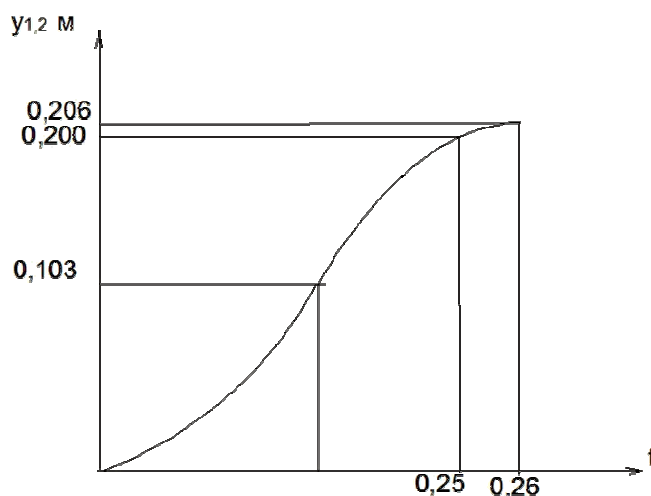


Рисунок 4 – Перемещение вспомогательного цилиндра мультипликатора и приведенной массы жидкости аккумулятора

Рассмотрим случай поджатия на участке зоны неустановившегося давления, когда дополнительное обжатие вызовет увеличения усилия прокатки до величины установившегося (рисунок 5).

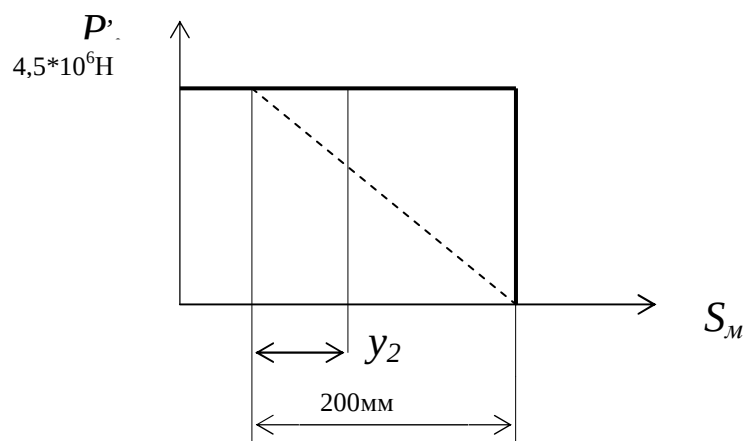


Рисунок 5 – Усилие вспомогательного цилиндра мультипликатора, обеспечивающее поджатие, при котором усилие прокатки в зоне не установившегося давления не превышает величины установившегося

Для этого случая можно использовать вышеприведенные формулы при условии, что составляющая, учитывающая уменьшение усилия прокатки, равна нулю, т.е. $C_2=0$.

В результате подстановки исходных параметров в уравнения (4) практически получаем те же результаты, что и для первого случая:

$$A_1^* = 0,102м; x_1=1; x_2=-2,81; A_1^* = 0,102м ; \omega_1 = 14,3 \frac{1}{с}.$$

Тогда уравнения движения масс приобретут вид:

$$y_{1,2} = 0,102 - 0,102 \cos \omega_1 t. \quad (14)$$

Период колебаний системы:

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1} = \frac{2\pi}{14,3} = 0,44с.$$

Полное перемещение вспомогательного цилиндра мультипликатора на **200мм** произойдет при $\omega_1 t = 3,08$ рад, что соответствует времени поджатия **0,22с**.

Таким образом, при поджатии заднего конца раската на выбросе металла из валков представленный гидропривод обеспечит необходимое время срабатывания на зоне не установившегося давления.

Литература

1. Воскресенский В.А., Кирнос А.М., Чалков В.С. Расчет нажимного механизма для поджатия раската // Кузнецкие металлурги в борьбе за технический прогресс и повышение эффективности производства. – Кемеровское книжное из-во, 1974.

2. Воскресенский В.А. и др. Работа деформации для создания клинового раската // Машины и технология обработки металлов давлением и некоторые вопросы получения машиностроительных материалов. – Омск, 1973. – С. 172-174.
3. Воскресенский В.А., Кирносов А.М., Чалков В.С. Статическая мощность привода нажимного механизма для поджатия им раската // Пути повышения надежности и эффективности основного оборудования прокатных цехов». – Свердловск, 1972. – С. 88-90.
4. Иванченко Ф.К. и др. Динамика и прочность прокатного оборудования. – М. Металлургия, 1970. – С. 131.
5. Кирносов А.М., Люленков В.И. Комбинированное устройство для мультипликации и деления потока жидкости // Материалы шестнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. – Новокузнецк, СибГИУ, 2006. – С. 168.
6. Люленков В.И., Кирносов А.М. Гидравлическое устройство для предварительной установки прокатных валков и поджатия после захвата заготовки // Материалы семнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. – Новокузнецк, СибГИУ, 2007. – С. 103.

ВОЗМОЖНОСТИ МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Люленков В.И.

Ранее [1] была показана возможность синхронного перемещения двух рабочих органов гидродвигателей, находящихся под разной нагрузкой и питающихся от общей сети при отсутствии делителей потока. Дальнейшие разработки позволили создать многодвигательные системы (состоящие из 4-6-8-10 и т.д. гидродвигателей), обеспечивающие синхронное перемещение их рабочих органов, независимо от величины нагрузок P_1, P_2, P_3, P_4 (рисунок 1), расположенных не только в линию, но и образующих замкнутые «рабочие поля», в пределах которых все рабочие органы многодвигательной системы перемещаются синхронно, независимо от места приложения нагрузки в пределах «поля».

На рисунке 1 показано формирование многодвигательной системы. Гидродвигатели **А-Б** и **В-Г** имеют компенсационные цилиндры **а-б** и **в-г**, соединенные крест-накрест, что и обеспечивает их синхронную работу. Снабжая каждую пару гидродвигателей **А-Б** и **В-Г** дополнительными компенсационными цилиндрами **д-е** и **ж-з**, соединенными крест-накрест, обеспечивают синхронную работу всех четырех гидродвигателей. Дополнительные (верхние) компенсационные цилиндры крайних гидродвигателей **А** и **Г** с выходами **и, к** позволяют, соединив их между собой, получить замкнутую систему, в пределах которой положение нагрузки не вызывает перекосов рабочих органов всех четырех гидродвигателей. Количество рабочих цилиндров создаваемой системы кратно двум.

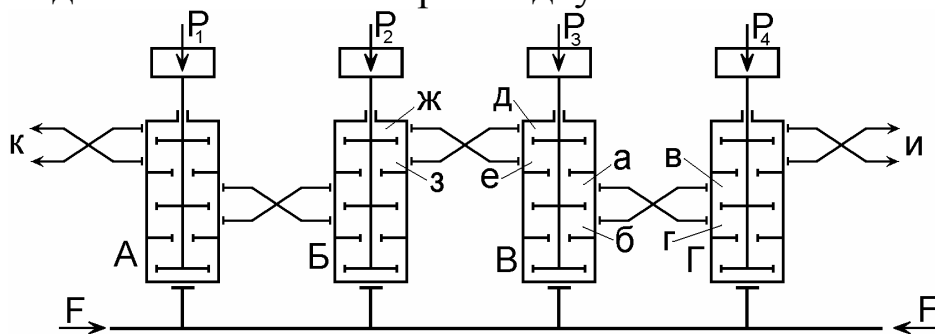


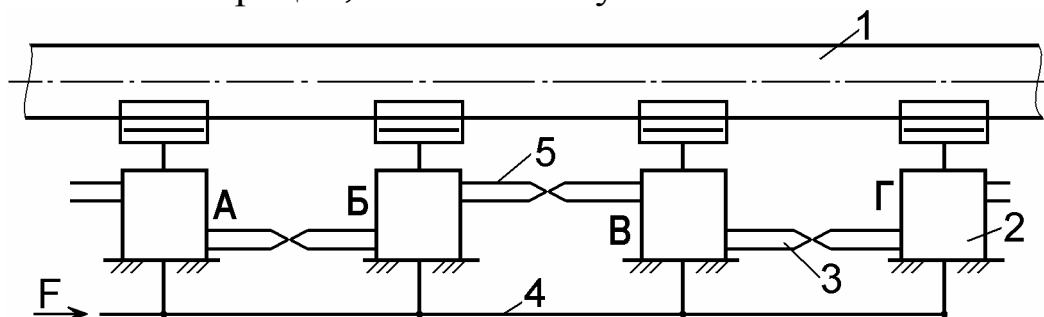
Рисунок 1 – Схема многодвигательной системы

На кафедре МОМЗ СибГИУ разработано значительное количество машин и агрегатов, использующих многодвигательные синхронные гидросистемы.

1. Основной причиной, снижающей точность изготовления деталей на прессах, является перекосящий верхний штамп относительно нижнего из-за несовпадения центра давления при штамповке с осью прессы. Все создаваемые в последнее время прессы силой **300МН** и более оснащаются системами, обеспечивающими бесперекосное движение подвижной поперечины. «Одна из таких систем состоит из 4-х синхронизирующих цилиндров, установленных на столе прессы. Полости цилиндров, расположенных по диагонали, связаны между собой крест-накрест; верхняя полость одного соединена с нижней полостью другого. Все четыре собранные таким образом гидросистемы герметично замкнуты. При возникновении энергетической нагрузки сжатие жидкости в замкнутых полостях этих систем будет препятствовать перекосящему движению подвижной поперечины» [2, с. 89].

Используя гидросистему, состоящую из 8 двигателей, расположенных между поперечинами прессы и образующих «рабочее поле», можно обеспечить меньший перекосящий архаизма при более простой технологии изготовления цилиндров (значительно меньший их диаметр). Малые диаметры компенсационных цилиндров обеспечивают меньшую массу рабочей жидкости и, соответственно, меньший перекосящий штоков при той же нагрузке.

2. При монтаже крупных трубопроводов ($d=500-1500\text{мм}$), а также их реконструкции, часто возникает вопрос о изменении высоты прохождения трубы над тоннелями, переходами, мостами, дамбами и т.д. Требуется ее параллельный самой себе подъем (или опускание) на значительной длине (до нескольких сотен метров). Использование синхронно работающих двигателей (рисунок 2) позволяет, применив от 4-х до 12-14 гидроцилиндров, осуществить процесс, не считая подготовительных операций, за 10-15 минут.



1 – перемещаемый трубопровод, 2 – гидродвигатели, 3 – трубопроводы нижних компенсационных цилиндров, 4 – силовой рабочий трубопровод, 5 – трубопроводы верхних компенсационных цилиндров; F – подача рабочей жидкости

Рисунок 2 – Монтаж трубопровода

3. Современные высокопроводные методические нагревательные печи имеют механизм перемещения заготовок в печи в виде двух комплектов зубчатых реек. На рисунке 3 показана схема перемещения металла с помощью синхронных гидродвигателей. Заготовки 5 располагаются на подвижных рейках 2, могущих скользить по направляющим 6. перемещение заготовок осуществляется подъемом реек 1 синхронными гидродвигателями 3, за счет чего заготовки перекладываются на рейки 1, после чего освободившиеся рейки 2 перемещаются по направляющим 6 гидродвигателями 4 влево на один шаг и весь плот заготовок гидродвигателями 3 опускается на рейки 2, которые гидродвигателями 4 передвигаются вправо на один шаг. Цикл подачи заканчивается. Далее процесс повторяется, осуществляя циклическое перемещение плота заготовок в печи.

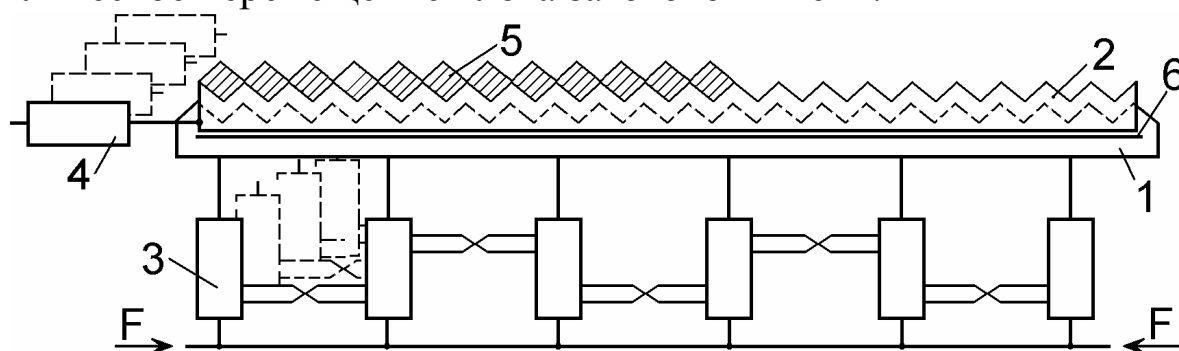


Рисунок 3 – Механизм продвижения заготовок в печи

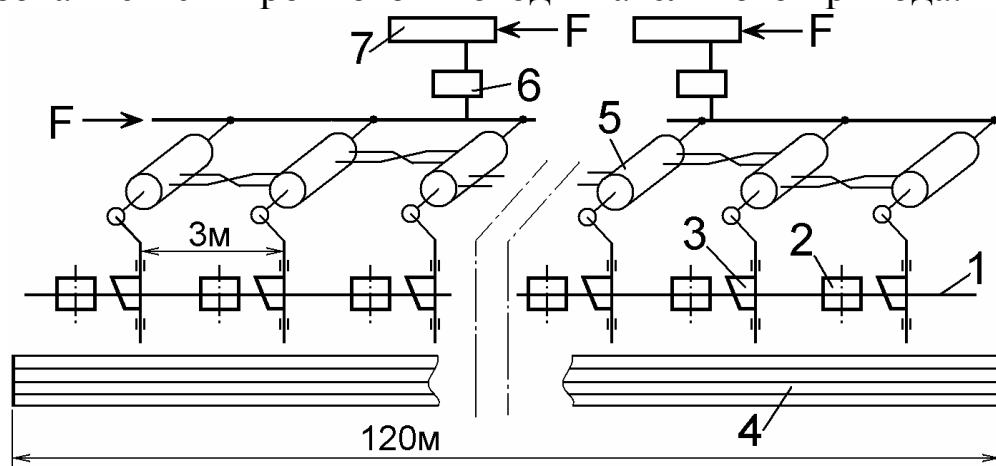
4. В связи с предстоящим переходом железнодорожного транспорта на использование длинномерных рельсов (длиной **100м**) возникла необходимость, при их производстве, использовать несколько (до 10шт.) кантователей, устанавливаемых на расстоянии друг от друга от 7 до 9м. Механическая связь кантователей между собой, для синхронной работы, сложна и ненадежна. Многодвигательный гидропривод полностью решает все вопросы перемещения и кантовки заготовок длинномерных рельсов при их прокатке.

5. Манипуляторы листопрокатных станов призваны центровать заготовки строго по оси прокатки. Существующая конструкция имеет для этой цели синхронизирующие шестерни и рейки. Открытые зубчатые зацепления в условиях сильной запыленности окалиной работают ненадежно. Используя синхронизирующую четырехдвигательную систему удалось получить герметичную надежную конструкцию манипулятора.

6. Холодильники мелкосортных станов, для предотвращения искривления заготовок во время их сбрасывания на рихтовочные плиты,

должны иметь малые расстояния между сбрасывающими флажками, обычно составляющими около **3м**. При общей длине холодильника в **120м** число сбрасывающих флажков и их приводов достигает 40. ведущий трансмиссионный вал на большом количестве опорных подшипников со значительным количеством соединительных муфт имеет малую жесткость и нуждается в частых корректировках углов поворота соседних частей вала.

На рисунке 4 показана схема привода сбрасывающих флажков с использованием синхронного многодвигательного привода.



1 – прокатная заготовка, 2 – ролики рольганга, 3 – сбрасывающие флажки, 4 – рихтовочная плита, 5 – гидродвигатели, 6 – распределители, 7 – аккумуляторы

Рисунок 4 – Холодильник мелкосортного стана

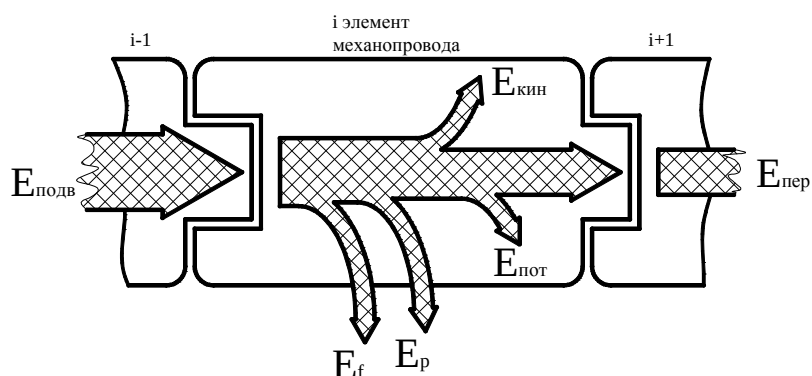
Литература

1. Люленков В.И., Кирносков А.М. Обеспечение равных рабочих усилий двух гидродвигателей, преодолевающих разные нагрузки, и синхронного перемещения их исполнительных органов // Материалы восемнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения / Под ред. профессора Л.Т. Дворникова и профессора Э.Я. Живаго: СибГИУ, Новокузнецк, 2008. – С. 129-133.
2. Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебник для студентов высших учебных заведений / Ю.А. Бочаров – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ УСТАЛОСТНЫХ КРИВЫХ ВЕЛЕРА В КРИВЫЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Савельев А.Н., Суздальцев Е.Е.

Современные технологические агрегаты тяжелой промышленности представляют собой систему, в каждой машине которой, подводимая к ней энергия, преобразуется в полезную работу. Машина осуществляет при этом одну из технологических операций производства полезной продукции, а ее элементы выполняют функцию энергопровода механической энергии, передаваемой от источника энергии к инструменту. При этой передаче часть энергии, а именно энергия E_p (рисунок 1), идет на формирование повреждений в материале элементов энергопровода, что приводит, в конечном итоге, к выходу их из строя.



$E_{подв}$ – механическая энергия подводимая к звену машины, $E_{кин}$ – кинетическая энергия звена машины, $E_{пот}$ – потенциальная энергия звена машины, E_f – потери энергии обусловленные трением в кинематических парах, E_p – потери энергии вызванные внутренним трением в материале элемента машины, $E_{пер}$ – энергия переданная следующему элементу механопровода

Рисунок 1 – Диаграмма передачи энергии по механопроводу

Долговечность элементов механической части машины при таком подходе будет определяться количеством энергии, которую эти элементы способны передать через себя в процессе работы машины, или работоспособностью этих элементов [1]. В свою очередь, общий объем передаваемой через материал энергии связан с работой мятая материала, то есть той энергией, которая идет на изменение степени деформации энергопровода и по результатам работы [2] определяет степень нанесенного материалу повреждения. В связи с этим, при рассмотрении усталостной прочности элементов машины с позиции переданной каждым из этих элементов энергии необходимо иметь за-

зависимость между силовой составляющей мощности передаваемой энергии и объемом работы мятя материала до момента его разрушения, то есть нужно знать кривые работоспособности используемых в машине материалов [3].

При преобразовании кривых Велера в кривые работоспособности необходимо пересчитать их оси абсцисс и ординат. Существующие на сегодняшний день кривые Велера получены при разных частотах нагружения испытываемого материала. Эксперименты [4] показывают, что полученные при испытании одного и того же материала, но с разными частотами нагружения кривые не совпадают между собой. Это связано с тем, что процесс накопления повреждений определяется характером внешнего на материал воздействия и последующей интенсивностью движения в деформируемом материале дислокаций. Если принять, что в идеальном случае при каждом акте нагружения на дислокации действует удельный импульс нагружения $\sigma \cdot t$, где $T = 1/f$ – продолжительность действия импульса, то при различных частотах нагружения результаты повреждаемости материала будут близкими при близких значениях импульсов. Тогда отношение равнозначных по созданию повреждений в материале напряжений зависит от отношения частот колебаний, прикладываемых к материалу нагрузок $\frac{\sigma_1}{\sigma_2} \sim \frac{f_1}{f_2}$. Введем в зависимости пересчета кривых Велера поправочный коэффициент $\beta = \sigma_\omega / \sigma_{-1}$, который характеризует влияние частоты нагружения на предел выносливости материала. Опираясь на эмпирический материал, найдем зависимость $\beta = F(f)$. Экспериментальные кривые влияния частоты нагружения на усталость материала, полученные различными авторами, представлены на рисунке 2.

При аппроксимировании экспериментальных данных, изображенных на рисунке 2, получена зависимость

$$\beta(f) = 0,005 \cdot \sqrt{f - 0,4} + 0,96.$$

Данная зависимость позволяет определять напряжение, вызывающее при различных частотах близкие по величине повреждения, которые равны

$$\sigma_\omega = \frac{\sigma}{\beta},$$

где σ_ω – напряжение эквивалентное напряжению σ , действующему в материале, при частоте **50 Гц**.

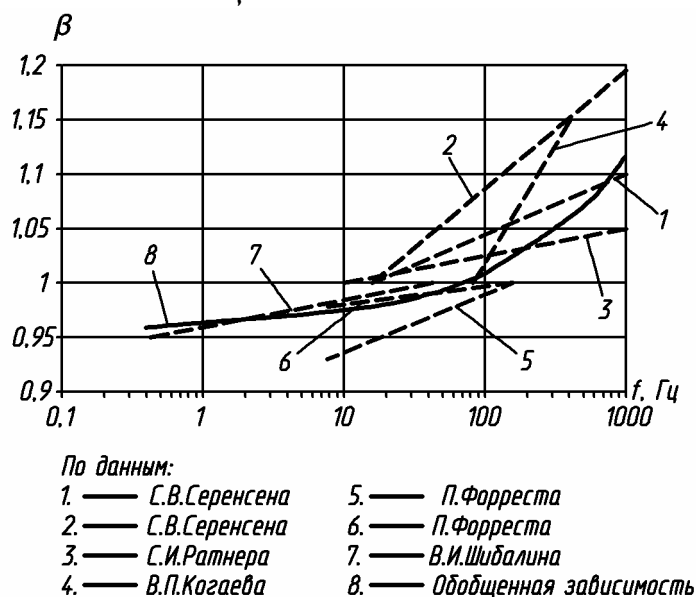


Рисунок 2 – Характер влияния частоты нагружения на предел выносливости материалов [5]

Данная зависимость позволяет перейти к пересчету значений количества циклов нагружения оси абсцисс кривой Велера в значения работы мятя.

Работа мятя, совершаемая над материалом в процессе его нагружения, в общем виде определяется как

$$A_M = \int_t \frac{\sigma(t) \cdot d\sigma(t)}{E} \cdot dt,$$

где E – модуль упругости исследуемого материала.

Если кривые Велера построены на основе синусоидального симметричного цикла нагружения, то можно определить работу мятя одного цикла нагружения материала следующим образом:

$$A_{M_{\text{цикл}}} = \frac{2 \cdot \sigma_{\text{max}}^2}{\beta^2 \cdot E},$$

где σ_{max} – максимальное действующее напряжение с учетом частоты синусоидального нагружения материала f .

Затем, умножив работу мятя в одном цикле нагружения на количество циклов до разрушения материала, получим ось абсцисс у кривых Велера в виде оси работы мятя материала.

$$A_M = N \cdot A_{M_{\text{цикл}}},$$

где N – число циклов нагружения до разрушения образца.

В конечном итоге, выполнение выше описанных манипуляций приводит к построению кривых работоспособности материала.

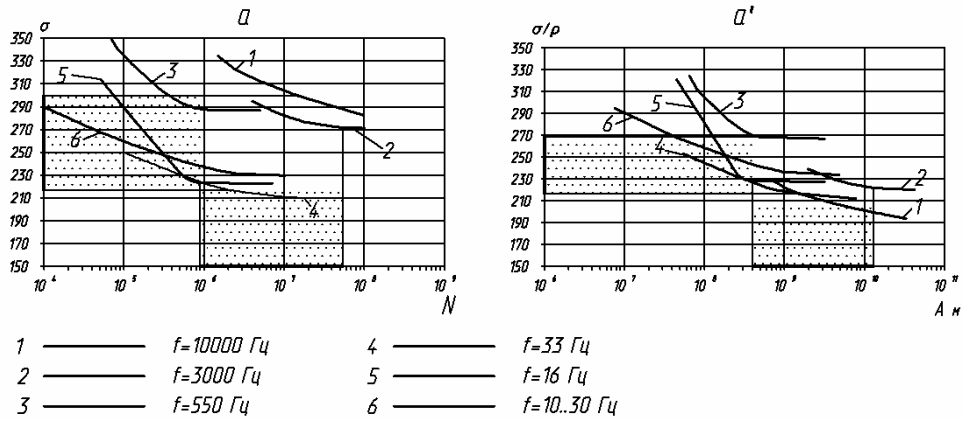
При построении кривых работоспособности в данной работе использованы усталостные характеристики различных материалов, полученные за период, начиная с 1960 года и по сегодняшний день. В результате, из литературных источников отобран экспериментальный материал по 9 сталям и сплавам [4,6-13]. Усталостные характеристики этих материалов, полученные при различных частотах синусоидального симметричного цикла нагружения, приведены на рис.3. Из графиков видно, что разброс данных в кривых Велера для различных условий их получения достаточно большой. Статистическая оценка степени разброса кривых Велера приведена в таблице 1 и характеризуется следующими величинами: по оси абсцисс $G(N)=0,90816>[G=0,5380]$ и по оси ординат $G(\sigma)=0,57363>[G=0,5380]$.

Далее в работе собраный по девяти сталям и сплавам экспериментальный материал используется для получения кривых работоспособности. Полученные путем пересчета кривых Велера кривые работоспособности материалов приведены на рисунке 3. Статистические показатели степени разброса кривых работоспособности по отношению к аналогичным показателям кривых Велера улучшились.

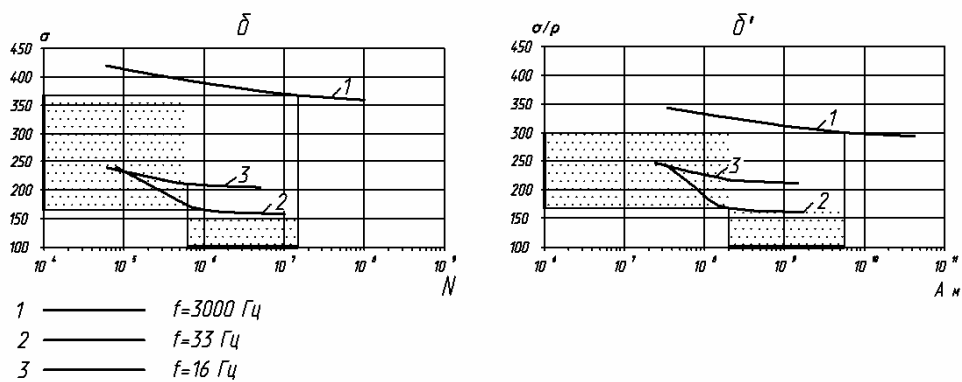
Кривые работы мятая, по значению предельно допустимой работы мятая, имеют степень разброса, которая соответствует значению критерия Кохрена $G(Am)=0,47283$ (Таблица 1), что меньше допустимого для 5% уровня значимости $[G]=0,5380$ [14]. При оценке сходимости кривых работ мятая, по значению нагрузки, оценивается величиной критерия Кохрена $G(\sigma/\beta)=0,053712<[G=0,5380]$. Из анализа данных значений дисперсий (S_n^2) и критериев Кохрена (G) видно что при переходе от кривых Велера к кривым работоспособности происходит концентрация их значений имеющая тенденцию к образованию обобщенной кривой работоспособности для каждого материала.

Таким образом, полученная путем анализа движений в материале кривая работоспособности в координатах $\sigma/\beta - Am$ значительным образом обобщает усталостные оценки материала. Это позволяет в дальнейшем использовать в расчетах единую для различных частотных условий работы материала зависимость, которая автоматически учитывала бы характер нагружения. Эта кривая сделает процесс расчета более простым и одновременно более доступным.

Сталь 45



12X18H10T



Д16Т

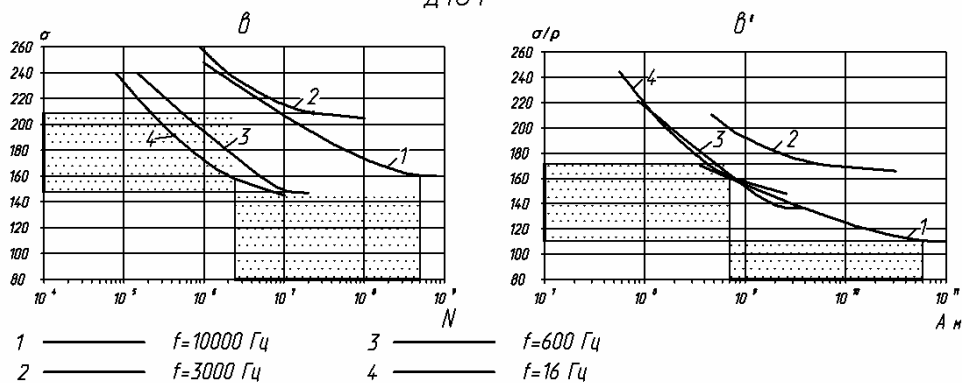
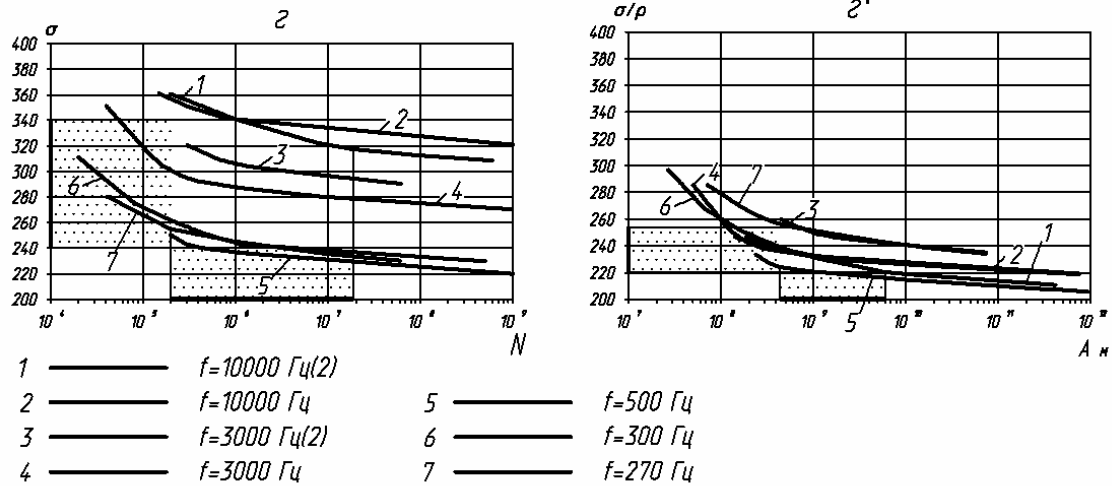
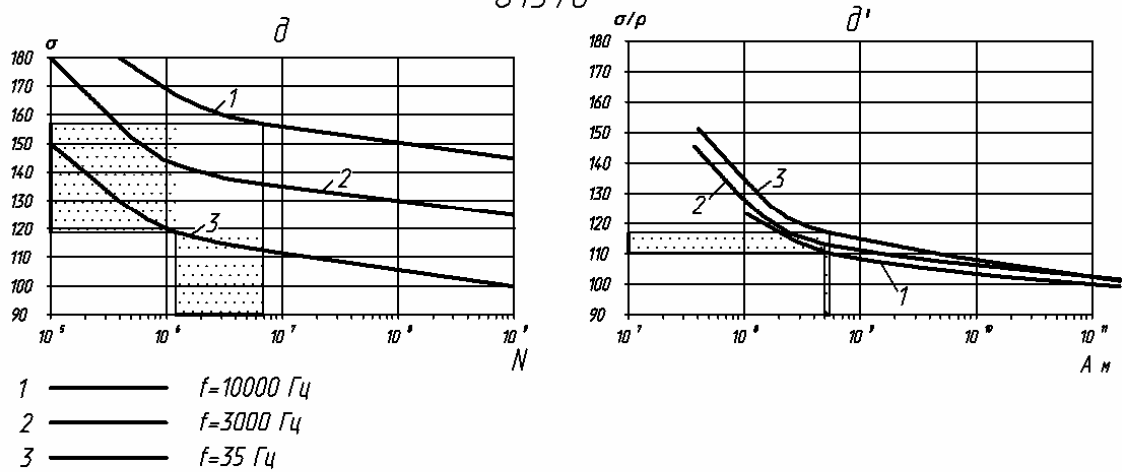


Рисунок 3 – Преобразование Веллеровских кривых в энергетические координаты σ/ρ - Ам; а – Сталь 45, б – Сталь 12X18H10T, в – Д16Т

ПТ-7М



01570



ЭП 202

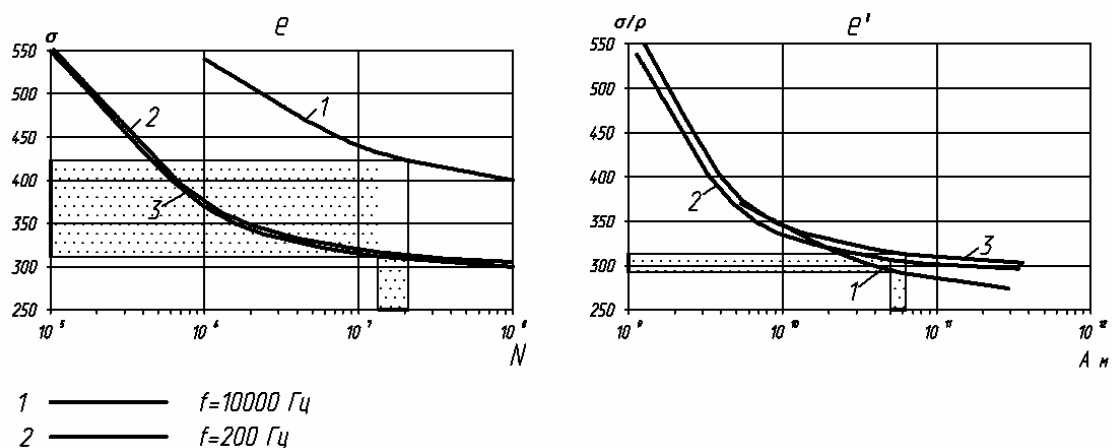
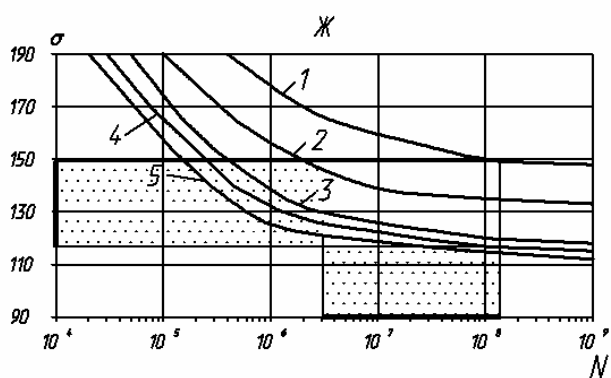


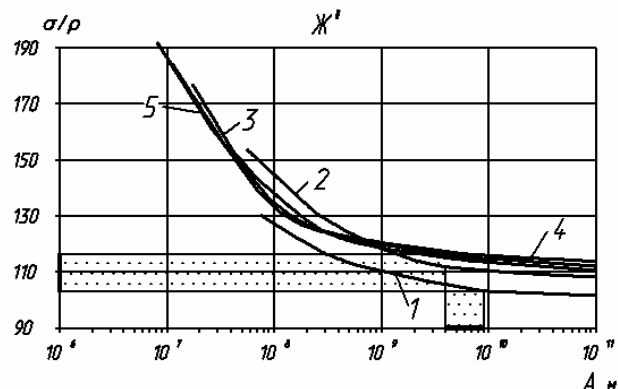
Рисунок 3 – Преобразование Веллеровских кривых в энергетические координаты σ/ρ - A_H ; г – ПТ-7М, д – 01570, е – ЭП 202

АМг6Н



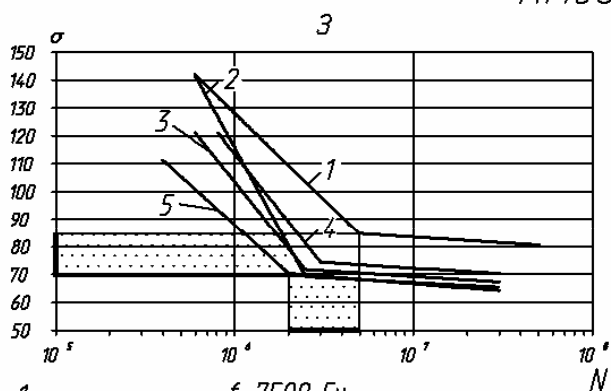
1 ————— $f=10000 \Gamma\text{ц}$
2 ————— $f=3000 \Gamma\text{ц}$

3 ————— $f=500 \Gamma\text{ц}$
4 ————— $f=200 \Gamma\text{ц}$



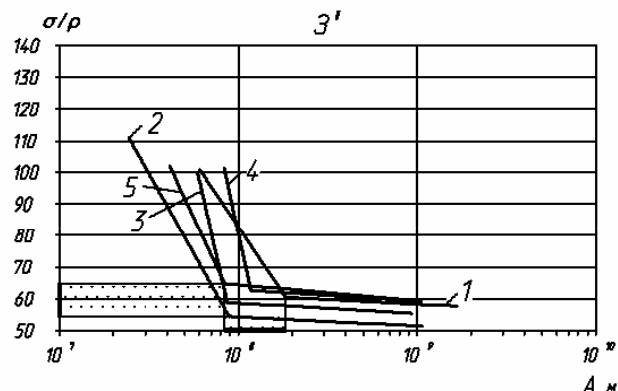
5 ————— $f=35 \Gamma\text{ц}$

АМг6БМ

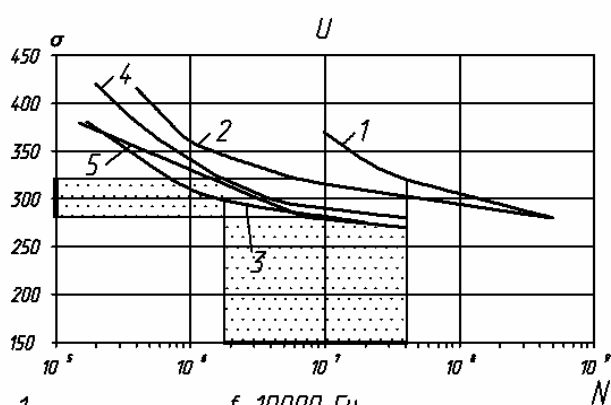


1 ————— $f=7500 \Gamma\text{ц}$
2 ————— $f=3800 \Gamma\text{ц}$
3 ————— $f=2500 \Gamma\text{ц}$

4 ————— $f=2000 \Gamma\text{ц}$
5 ————— $f=600 \Gamma\text{ц}$



ВНС-25



1 ————— $f=10000 \Gamma\text{ц}$
2 ————— $f=3000 \Gamma\text{ц}$
3 ————— $f=600 \Gamma\text{ц}$

4 ————— $f=200 \Gamma\text{ц}$
5 ————— $f=35 \Gamma\text{ц}$

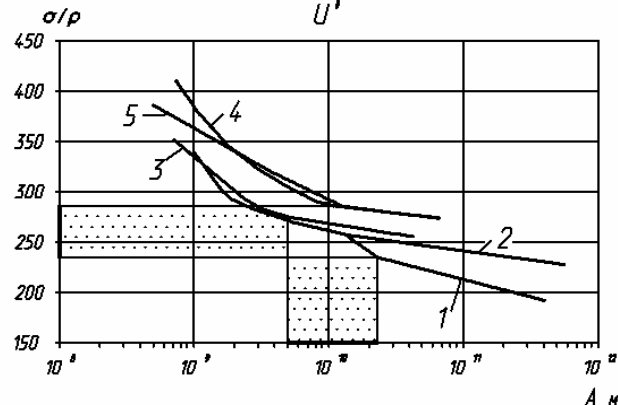


Рисунок 3 – Преобразование Веллеровских кривых в энергетические координаты σ/ρ - Ам; ж – АМг6Н, з – АМг6БМ, и – ВНС-25

Таблица 1 – Оценка сходимости усталостных кривых

N	$S_n^2(N)$	$G(N)$	σ	$S_n^2(\sigma)$	$G(\sigma)$	A_M	$S_n^2(A_M)$	$G(A_M)$	$\frac{\sigma}{\beta}$	$S_n^2(\frac{\sigma}{\beta})$	$G(\frac{\sigma}{\beta})$
Сталь45		0.908157			0.573626			0.47283			0.537127
900000	4.57E+14		291	1171.1		400000000	2.09E+19		217	357.36	
1000000			277			500000000			220		
2000000			292			800000000			223		
2500000			215			1000000000			228		
15000000			229			1600000000			237		
55000000			234			12000000000			268		
12X18H10T											
10000000	2.85E+13		385	12658.3		5800000000	1.04E+19		175	2775	
900000			170			2100000000			220		
600000			220			2000000000			280		
Д16Т											
2400000	4.47E+16		149	29111.5		7000000000	4.55E+18		111	551.18	
11000000			158			27000000000			137		
22000000			160			54000000000			161		
500000000			209			60000000000			172		
ПТ-7М											
200000	5.32E+13		228	2276.9		4400000000	3.65E+18		221	160.28	
400000			360			6000000000			224		
400000			314			11000000000			231		
1000000			297			12000000000			233		
1100000			243			15000000000			234		
1200000			244			16000000000			250		
20000000			258			60000000000			255		
01570											
1100000	8.94E+12		165	417		5000000000	1E+14		110	12.33	
3200000			156			5100000000			113		
7000000			126			5200000000			117		
ЭП 202											
14000000	1.2E+13		423	3864.3		50000000000	3.1E+19		290	189	
14000000			319			57000000000			308		
20000000			312			61000000000			317		
AMr6H											
3000000	3.46E+15		170	272.5		4000000000	3.32E+18		105	25	
18000000			144			5600000000			112		
100000000			132			5900000000			114		
100000000			133			6600000000			116		
140000000			131			9000000000			118		
AMr6БМ											
2000000	1.37E+12		85	24.7		8300000000	2.13E+17		54	21.2	
2500000			74			8500000000			58		
2500000			74			8800000000			60		
3000000			78			13000000000			63		
5000000			73			19000000000			66		
ВНС-25											
1800000	4.95E+14		270	953.6		5000000000	6.64E+19		237	1075	
5500000			290			11000000000			258		
6000000			295			13000000000			279		
7100000			320			14000000000			290		
40000000			322			21000000000			291		

Литература

1. Савельев А.Н. Виды движений в материалах и невеллеровские кривые усталостной их оценки. // Известия вузов черная металлургия. – 1992. – №2. – с.78-81.
2. Савельев А.Н. Процесс передачи движения и интенсивность накопления повреждений в деталях и технологических машинах. // Известия вузов черная металлургия. – 1997. – №2. – с.63-66.
3. Савельев А.Н. Использование критерия работоспособности деталей в расчетах на долговечность. // Известия вузов черная металлургия. – 1991. – №10. – с.84-86.
4. Писаренко Г.С. Влияние частоты циклического растяжения-сжатия на выносливость сплава Д16Т. // Проблемы прочности. – 1972. – №12. – с.20-24.
5. Савельев А.Н. Теория работоспособности технологических машин / А.Н.Савельев. – Кемерово : Кузбассвуиздат, 2008. – 225 с.
6. Кульбашный П.Ф. Характеристики выносливости листового сплава АМг6БМ с концентрацией напряжений в диапазоне частот колебаний 600-7500 Гц. / П.Ф.Кульбашный, Г.С.Пиаренко // Проблемы прочности. – 1974. – №11. – с.42-43.
7. Ситиянский Н.А. К вопросу о прогнозировании усталостной прочности в широком диапазоне частот. / Н.А.Ситиянский, И.М.Васинюк, А.Д.Шевчук // Проблемы прочности. – 1976. – №2. – с.93-97.
8. Кузьменко В.А. Влияние частоты нагружения, температуры и асимметрии цикла на выносливость сталей 1Х2М и 12Х18Н10Т. // Проблемы прочности. – 1981. – №2. – с.30-35.
9. Петров Ю.Н. Образование межфазных прослоек в титановых сплавах при циклических нагружениях. // Проблемы прочности. – 1984. – №4. – с.68-70.
10. Кузьменко В.А. Применение методов высокочастотного нагружения для ускоренного определения влияния технологических, конструктивных и эксплуатационных факторов на сопротивление усталости. // Проблемы прочности. – 1986. – №3. – с.30-35.
11. Матохнюк Л.Е. Применение методов высокочастотного нагружения для ускоренного определения эффективных коэффициентов концентрации напряжений. // Проблемы прочности. – 1988. – №8. – с.51-54.
12. Войналович А.В. Влияние асимметрии цикла нагружения на сопротивление усталости сплавов ЭП202 и ВНС-25 при различных

частотах нагружения. / А.В.Войналович, Д.Г.Кофто, Л.Е.Матохнюк // Проблемы прочности. – 1990. – №8. – с.84-89.

13. Яковлева Т.Ю. Прогнозирование характеристик сопротивления усталости металлов при различных частотах нагружения. / Т.Ю.Яковлева, Л.Е.Матохнюк // Проблемы прочности. – 2004. – №4. – с.145-154.

14. Зажигает Л.С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л.С.Зажигает, А.А.Кишьян, Ю.И.Романиков. – М. : Атомиздат, 1978. – 232 с.

ТАБЛИЦА НОРМАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОННЫХ КОНФИГУРАЦИЙ – ПЕРИОДИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ЭЛЕМЕНТОВ¹

Куклин С.А.

Описание таблицы

Всем известна современная форма таблицы Менделеева: таблица делится на 8 групп и 7 периодов.... Построена она в порядке возрастания заряда атомного ядра и опубликована в 1869 году, когда автор и понятия не имел² об электронных оболочках, квантах и т.п. В настоящее время известно [1-4], что химические и физические свойства больше зависят от конфигурации электронных оболочек, чем от самого заряда, современная же форма таблицы лишь частично отражает строение электронных оболочек. Конечно, это строение напрямую зависит от заряда, но подчиняется более сложным зависимостям, чем простое упорядочивание в порядке возрастания заряда.

Атом характеризуется так называемой нормальной электронной конфигурацией, соответствующей наиболее прочной связи всех его электронов [1, с.38].

Состояние электрона описывается четырьмя квантовыми числами [4]:

$n=1, 2, 3, \dots$ – главное квантовое число соответствует порядковому номеру круговой орбиты;

$l=0, 1, 2, 3, \dots(n-1)$ – орбитальное квантовое число, характеризует форму орбиты, обычно обозначается буквами (s, p, d, f, g, h, i, k, l, m, n);

$m_l = 0, \pm 1, \pm 2, \pm l$ – магнитное квантовое число, характеризует ориентацию плоскости орбиты;

$m_s = +\frac{1}{2}, -\frac{1}{2}$ – спиновое квантовое число, характеризует собственный момент количества движения электрона.

Заполняются оболочки согласно следующим правилам:

принцип Паули: в атоме не может быть электронов с одинаковым значением всех четырех квантовых чисел;

правило Хунда: электроны располагаются на одинаковых орбиталях таким образом, чтобы суммарный спин был максимален;

правило Клечковского: порядок заполнения энергетических состоя-

¹ В связи с большим объемом информации статья имеет конспективный характер.

² Электрон был обнаружен в 1897г. Дж. Томсоном.

ний определяется стремлением атома к минимальному значению суммы главного и побочного квантовых чисел, причем в пределах фиксированного значения $n+l$ в первую очередь заполняются состояния, отвечающие минимальным значениям n .

Графически электронные конфигурации принято отображать квантовыми ячейками: клеткой обозначается орбиталь, стрелкой – электрон (направление стрелки указывает ориентацию спина электрона), пустая клетка соответствует свободной орбитали.

При построении таблицы нормальных электронных конфигураций (сокращенно ТНЭК) воспользуемся выше изложенными правилами, однако изменим слегка традиционное представление квантовых ячеек:

1) для каждого электрона отведем свою квантовую ячейку (рисунок 1);

2) будем считать что большей энергией обладают ячейки находящиеся выше и правее.

Собственно говоря, этих двух нововведений достаточно для всех дальнейших построений.

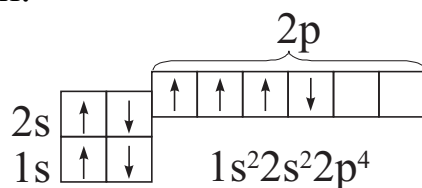


Рисунок 1. – Квантовые ячейки атома кислорода (одна ячейка на электрон)

В табличном варианте показанную схему можно представить следующим образом (таблица 1).

Таблица 1 – Структура ТНЭК (на примере атома кислорода)

n	2	3↑	4↓	5↑	6↑	7↑	8↓		
	1	1↑	2↓						
n_{en}		1	2	3	4	5	6	7	8
n_{el}		1	2	1	2	3	4	5	6
m_l		0	0	1	0	-1	1	0	-1
m_s		+1/2	-1/2	+1/2			-1/2		
l		s		p					

Табличные квантовые ячейки в соответствии с квантовыми числами будем называть: "главные", "орбитальные", "магнитные", "спиновые".

Главные квантовые ячейки представляют собой электронные слои, расположены построчно и включают в себя орбитальные ячейки. Различаются квантовыми числами n . Число унарных квантовых ячеек в главной квантовой ячейке n равно $2 \cdot n^2$.

Орбитальные квантовые ячейки представляют собой различные орбитали и включают в себя спиновые ячейки. Различаются набором квантовых чисел n, l . Число унарных ячеек в орбитальной ячейке l равно $2 \cdot (2 \cdot l + 1)$.

Спиновые квантовые ячейки представляют собой различную ориентацию собственного магнитного момента электронов и включают в себя магнитные ячейки. Различаются набором квантовых чисел n, l, m_s . Число унарных ячеек в спиновой ячейке m_s равно $2 \cdot l + 1$.

Магнитные квантовые ячейки представляют собой различную ориентацию орбиталей, включают в себя спиновые ячейки. Различаются набором квантовых чисел n, l, m_s, m_l . Число унарных ячеек в магнитной ячейке m_l равно 1. В одной орбитальной ячейке по две магнитных ячейки с разными m_s .

Каждую унарную ячейку можно охарактеризовать также наборами чисел n, n_{en} , где n_{en} – порядковый номер электрона на электронном слое, или n, l, n_{el} , где n_{el} – порядковый номер электрона на орбитали l .

В таблице 1 рядом с изображением электрона в виде стрелки стоит его порядковый номер, по мере заполнения. В пределах заданной орбитальной ячейки заполнение идет по правилу Хунда: сначала заполняются все квантовые ячейки, со спиновым числом $m_s = +\frac{1}{2}$, затем все ячейки со спиновым числом $m_s = -\frac{1}{2}$. Согласно принципу Паули электрон не может попасть в ячейку уже содержащую электрон.

Построим таблицу, подобную таблице изображенной выше, вплоть до номера №118. Мы получим модель гипотетического атома с зарядом $Z=118$ ¹.

При заполнении таблицы с номерами электронов $Z \geq 19$, при переходе из одной орбитальной ячейки в другую, учитывается правило Клечковского. Например, электрон под №19, с учетом правила Клеч-

¹ В настоящее время получен элемент №117. В последующем таблицу можно продолжать по вышеуказанным правилам. В статье при построении использовалась таблица Р.С.Сайфуллин, А.Р.Сайфуллин, 2004г.

ковского, будет находиться не в правой ячейке ($n=3$; $l=2$; $m_s=+1/2$; $m_l=2$), а перейдет в верхнюю строчку (4 ; 0 ; $+1/2$; 0).

Сделаем еще один шаг – присвоим каждой ячейке название, соответствующее номеру элемента в таблице Менделеева. Получилась ТНЭК – таблица с (см. табл. 2).

С одной стороны, ТНЭК показывает порядок заполнения электронами энергетических уровней, а с другой стороны, является периодической системой элементов, в которой атомы упорядочены по их физическим и химическим свойствам (см. табл. 3, табл. 4).

Из сходства структуры атома и структуры периодической системы элементов следует, что к вышеприведенным правилам (принципу Паули, правилу Хунда и правилу Клечковского) необходимо добавить еще одно правило¹: *"При нормальных конфигурациях электроны на орбиталях упорядочены по магнитному квантовому числу таким образом, чтобы суммарное магнитное число было максимально"*.

Здесь важно, что *при нормальных конфигурациях*, поскольку при возбужденных состояниях порядок по m_l несколько изменяется. Для электронов более выгодными становятся состояния с $m_l=0$. Кроме того многие уровни становятся энергетически равноценными – уровни вырождаются, поле вокруг атомного остова становится симметричным. С возрастанием сложности структуры атома вырождение проявляется меньше: для водорода практически² вырожденными являются уровни с одинаковым главным квантовым числом [2, с.23]; у лития [2, с.48] вырождение идет по орбитальным ячейкам; у натрия [2, с.64] снимается вырождение по орбитальным ячейкам с $l=1$ (различаются термы $^2P_{1/2}$ и $^2P_{3/2}$) и т.д.

¹ Это правило можно объединить с правилом Хунда.

² По формуле Дирака [2, с.126] и опытам Лэмба и Ризерфорда [2, с.129], это вырождение частично снимается

Таблица 3 – Группы химических элементов в ТНЭК

<i>n</i>	7	Щелочные металлы	Щелочноземельные металлы	<i>Unt</i>	<i>Uuq</i>					Переходные металлы	Актиноиды Лантаноиды	
	6			<i>Tl</i>	<i>Pb</i>	<i>Bi</i>	<i>Po</i>	Халькогены	Галогены			Инертные газы
	5			<i>In</i>	<i>Sn</i>	<i>Sb</i>						
	4			<i>Ga</i>	<i>Ge</i>	<i>As</i>						
	3			<i>Al</i>	<i>Si</i>	<i>P</i>						
	2			<i>B</i>	<i>C</i>	<i>N</i>						
	1	<i>H</i>	<i>He</i>									
<i>n_{en}</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9...18	19...32		
<i>l</i>	<i>s</i>		<i>p</i>						<i>d</i>	<i>f</i>		

Таблица 4 – Расположение *p* – металлов в ТНЭК

Tl	Pb	Bi	Po	халькогены	галогены	инертные газы
In	Sn	Sb				
Ga	Ge	As				
Al	Si	P				
B	C	N				

Электроны, в пределах спиновой ячейки, упорядочены в порядке убывания квантового числа m_l , так как иначе их термы (см. табл. 2) не будут соответствовать экспериментально полученным значениям [2, с.234].

Значения термов в ТНЭК получены для *LS*-типа связи по следующим формулам [2, с.181]:

$$S = \left| \sum_i m_{s_i} \right|; \quad L = \left| \sum_i m_{l_i} \right|; \quad J = \begin{cases} |L - S| & \text{при } m_{s_{i\max}} > 0 \\ L + S & \text{при } m_{s_{i\max}} < 0 \end{cases}.$$

В последней формуле $m_{s_{i\max}}$ – спин последнего электрона¹. В словесном пояснении она формулируется следующим образом: если на орбитали находится меньше половины числа электронов, то $J=|L-S|$, иначе $J=L+S$ [5, с.322]. Суммирование необходимо проводить только для незамкнутой оболочки, так как вклад замкнутых оболочек нулевой.

¹ Учитываем правило Хунда

Существует ряд элементов (в ТНЭК эти элементы выделены серым цветом), порядок заполнения оболочек для которых несколько отличается от вышеизложенного, их термы не соответствуют указанным в таблице. Например, у атома хрома электрон из *s*-ячейки №20 "спускается" в *d*-ячейку №25 и соответственно имеет конфигурацию $3d^5 4s^1$ с термом 7S_3 . Аналогично происходит с другими выделенными *d*-элементами. У выделенных *f*-элементов электрон "поднимается" с *f*-оболочки на *d*-оболочку.

В этом случае нарушается так называемый *LS* – тип связи¹ – энергией взаимодействия своих собственных спинowego и орбитального момента электрона пренебречь нельзя [2, с.212]. По Л.Д. Ландау [5, с.323], у этих атомов релятивистские эффекты преобладают над электростатическими эффектами. Поскольку спектры этих элементов чрезвычайно сложны (порядка 10 тыс. линий у *f*-элементов), в разных источниках (например [2] и [5]) по *f*-элементам приводятся разные данные. В данной работе электронная конфигурация оболочек приведена по источнику [1].

Другой порядок заполнения ячеек несколько сказывается на физических и химических свойствах атомов.

По сути ТНЭК и все другие периодические системы описывают именно *LS* – тип связи.

Применение таблицы

При описании свойств атома из таблицы надо взять выборку, включающую в себя все его электроны, число незаполненных орбиталей, с учетом возможности возбуждения атома неограничено².

С физической точки зрения выборку можно рассматривать как схему атома. Ядро атома мысленно помещается внизу таблицы, естественно, чем больше номер последнего электрона, тем больше заряд и размер ядра. Строчки – это оболочки (электронные слои).

Каждой магнитной ячейке, различающейся набором квантовых чисел *n*, *l*, *|m_l|*, соответствует своя форма электронного облака [1, с.38].

Чем дальше находится оболочка (читай выше строчка), тем больше размер атома, слабее удерживается электрон. Чем больше электронов на оболочке (читай правее колонка), тем больше заряд яд-

¹ Нарушается также правило Клечковского

² В этом случае таблицу можно неограниченно достраивать в соответствии с выше изложенными правилами

ра, выше электронная плотность, меньше размер атома. Резко меняется размер атома при смене орбитальных ячеек. Для атомов, в которых заполняются внутренние **d**, **f** – оболочки с ростом числа электронов радиусы сначала уменьшаются, затем увеличиваются.

Из таблицы 3 видно, что группу элементов можно однозначно характеризовать местом, которое занимает последний электрон атома, например, у всех щелочных металлов последний электрон имеет на электронном слое порядковый номер $n_{en}=1$, у галогенов $n_{en}=7$ и т.д. Особое место занимают водород и гелий.

Выполнив табличку в виде дощечки с электронами-гвоздиками, можно даже в начальной школе объяснить строение атома и периодической системы.

Для объяснения химических связей от табличного представления атома, спроектировав таблицу, удобно перейти к сферическому отображению (см. рис.2). В сферическом отображении, в отличие от табличного, для объяснения химических связей, удобно спаривать электроны с противоположными спинами. Здесь в отличие от традиционного изображения показаны не электроны, а ячейки.

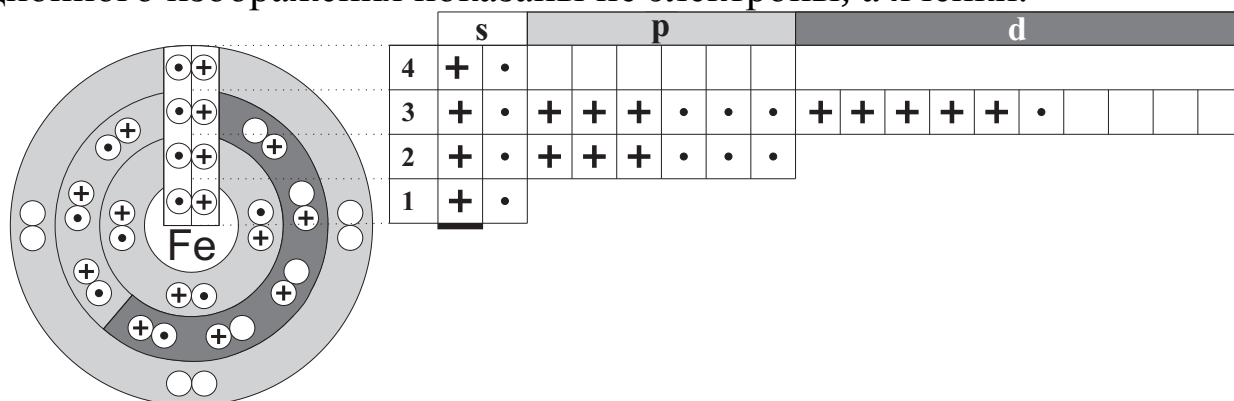


Рисунок 2 – Атом железа: сферическое и табличное представление

Если построить подобные модели для всех атомов, то можно заметить, что верхний электронный слой будет всегда иметь четыре пары ячеек (переход электрона с **s**-орбитали на **p**-орбиталь не требует большой энергии, поэтому их удобно рассматривать как единое целое). Отсюда легко перейти к объяснению понятия валентности (для самодостаточности атома необходимо, чтобы все четыре пары электронных ячеек были заполнены). Для дальнейшего объяснения химических соединений можно воспользоваться учебниками по химии [3, 4], например, на моделях соединив два атома **Cl**, можно показать, что

ковалентная связь прочнее ионной¹, строго направлена в пространстве, кристаллы из ковалентно - связанных атомов имеют более высокие, чем у ионных соединений, твердость, температуры плавления и кипения, непластичны.

Объяснить некоторые особенности спектров также можно на примере ТНЭК. Возьмем, например, выборку спектра натрия (см. рис.3) [2, с.64]. В табличном варианте (см. табл. 4) в каждой свободной ячейке дана энергия, которую будет иметь электрон, имея заданные квантовые числа. Здесь видно, что множество ячеек вырождено, т.е. имеют равную энергию. Это происходит из-за того, что для удаленных от атомного остова электронов поле сферически симметрично, и ориентация орбиталей не существенна – мы получаем так называемые эквивалентные электроны. Однако число унарных ячеек с заданным орбитальным числом важно – оно сказывается на интенсивности излучения. Энергетическая разность между эквивалентными ячейками будет заметна только при наложении внешнего магнитного поля, эффекте Зеемана [1, с.199].

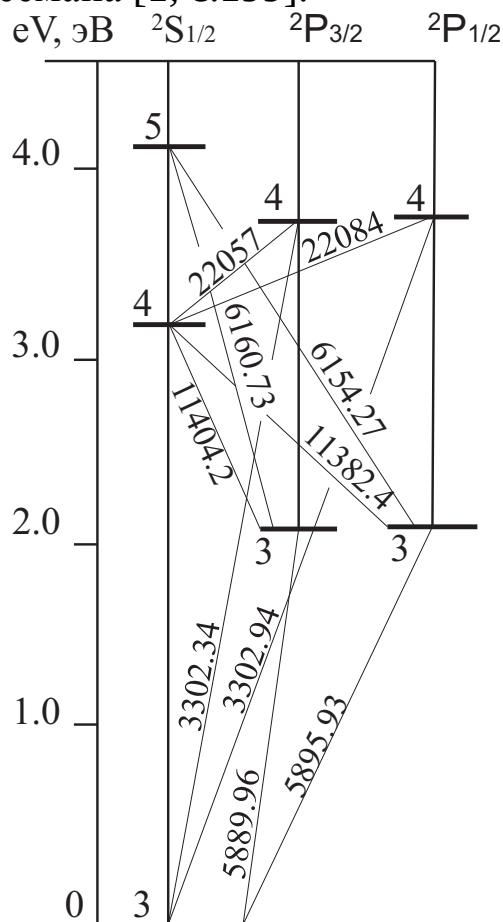


Рисунок 3 – Схема уровней и основных переходов *Na I* (выборка)

¹ Ионную связь можно показать на соли *NaCl*, вынув электрон-гвоздик из атома *Na*.

Таблица 5 – Энергия (эВ) для возбужденных состояний *Na I* (выборка)

Терм		$^2S_{1/2}$		$^2P_{3/2}$	$^2P_{1/2}$	$^2P_{3/2}$	$^2P_{3/2}$	$^2P_{1/2}$	$^2P_{3/2}$
<i>n</i>	5	4,118	4,118	4,3432	4,3447	4,3432	4,3432	4,3447	4,3432
	4	3,1925	3,1925	3,7549	3,7542	3,7549	3,7549	3,7542	3,7549
	3	0	0	2,1053	2,1031	2,1053	2,1053	2,1031	2,1053
	2	<i>Li</i>	<i>Be</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>N</i>	<i>O</i>	<i>F</i>	<i>Ne</i>
	1	<i>H</i>	<i>He</i>						
<i>n_{en}</i>		1	2	3	4	5	6	7	8
<i>m_l</i>		0	0	1	0	-1	1	0	-1
<i>l</i>		<i>s</i>		<i>p</i>					

При тепловом равновесии, число атомов у которых электроны находятся в ячейке с большей энергией можно определить по закону Больцмана $N_1 = N_0 e^{-\frac{\Delta W}{kT}}$, здесь $k=1,38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К – постоянная Больцмана. Например, если при температуре $T=1000^\circ\text{K}$ в ячейках с нулевой энергией ($n=3$; $n_{en}=1$) будет находиться один моль атомов $N_0=6.022 \cdot 10^{23}$, то атомов у которых электроны находятся в ячейках ($n=4$; $n_{en}=4$)¹ с энергией $\Delta W=3.7542$ эВ, будет $N_1=7.3 \cdot 10^4$. В нижестоящую ячейку они перейти не могут, разрешены только переходы в соседние орбитальные ячейки по горизонтали, или по диагонали ($s \leftrightarrow p \leftrightarrow d \leftrightarrow f$). Переход в нижнюю ячейку сопровождается излучением света с частотой $\lambda = \frac{c \cdot h}{\Delta W}$, где c – скорость света, h – постоянная

Планка. Так при переходе из ячейки (4; 4) в основную ячейку (3; 1) будет излучаться ультрафиолетовая линия с длиной волны **3302,94** ангстрема². При синхронном переходе между одинаковыми ячейками большого количества электронов мы получим лазерное излучение.

В спектре натрия будут наблюдаться дублеты (две близко стоящие линии), так как энергии *p* – ячеек близки, причем поскольку при близкой энергии³ ячеек с термом $^2P_{3/2}$ в 2 раза больше, чем ячеек с термом $^2P_{1/2}$, то и интенсивность излучения с переходом $^2P_{3/2} \rightarrow ^2S_{1/2}$ будет в два раза выше, чем при переходе $^2P_{1/2} \rightarrow ^2S_{1/2}$.

Все перечисленное довольно затруднительно объяснить с помощью классической таблицы Менделеева.

¹ С термом $4^2P_{1/2}$.

² Тот же переход может осуществиться с излучением трех линий цепочкой $4p \rightarrow 4s \rightarrow 3p \rightarrow 3s$.

³ а значит и близкой заселенности.

Д.И. Менделеев построив периодическую систему элементов, фактически, сам того не подозревая, построил модель атома. Для 19-го века это была супермодель, но в настоящее время в эту модель необходимо внести коррекцию. Вариант такой коррекции представляет собой "Таблица нормальных электронных конфигураций".

ТНЭК близка к каноническому виду, содержит 7 главных ячеек, аналогично 7 периодам в таблице Менделеева, но содержание периодов в таблице Менделеева лишь частично совпадает с содержанием главных ячеек. Отклонения от ТНЭК в ныне утвержденной таблице Менделеева устраняются при помощи различных окрасок, дополнительных рядов, пробелов и дополнительной информации о структуре оболочек в каждой ячейке. В новой таблице нет понятий, не имеющих физического смысла, всё описывается только квантовыми числами.

Литература

1. Физический энциклопедический словарь /Гл.ред. А.М. Прохоров. Ред. кол. Д.М. Алексеев, А.М. Бонч-Бруевич, А.С. Боровик-Романов и др. – М.: Сов. Энциклопедия, 1983. – 928 с.
2. Фриш С.Э. Оптические спектры атомов. М.–Л., 1963. – 640 с.
3. Рэмсен Э.Н. Начала современной химии: Справ. Изд.: Пер. с англ./Под ред. В.И. Барановского, А.А. Белюстина, А.И. Ефимова, А.А. Потехина – Л.: Химия, 1989. – 784 с.: ил. – Пер. изд.: Великобритания, 1985.
4. Третьяков Ю.Д., Метлин Ю.Г. Основы общей химии: Учеб. пособие по факультатив. курсу для учащихся 9-х кл.-2-е изд., перераб.– М.: Просвещение, 1985. – 160 с.
5. Ландау Л.Д. Теоретическая физика: Учеб. пособие для вузов. В 10т. Т.III. Квантовая механика (нерелятивистская теория) /Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – 4-е изд., испр.М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит., 1989, 768с.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ MS POWER POINT ДЛЯ СОЗДАНИЯ ПРЕЗЕНТАЦИЙ С ДИНАМИЧЕСКИМИ ЭФФЕКТАМИ ПРИ ПОДГОТОВКЕ К ПРОВЕДЕНИЮ ЛЕКЦИЙ И ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ПО ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МЕХАНИКЕ

Ермаченко М.В.

В эпоху информатизации использование персональных компьютеров и средств мультимедиа получило повсеместное распространение, в том числе и в системе образования.

В данной статье рассматривается, чем персональный компьютер может помочь преподавателю в деле чтения лекций или проведения практических занятий, когда до аудитории нужно донести достаточно большой объем информации, которая повторяется из раза в раз, с тем, чтобы избавить его от утомительного и многократного вычерчивания одного и того же материала на доске. Кроме того, данный подход, безусловно, более нагляден для слушателей и поэтому способствует более качественному восприятию материала.

К недостаткам относится практически полная невозможность менять структуру доклада на лету в зависимости от обстоятельств, например, когда требуются дополнительные пояснения. Поэтому полностью отказаться от использования обычной доски и мела скорее всего не удастся. Кроме этого, серьезным недостатком является огромная трудоемкость создания действительно качественного продукта, который можно реально использовать в практической деятельности. Для примера сообщу, что на создание презентации, рассматриваемой далее, у автора статьи ушло около 6-8 часов.

В данной статье рассматривается логика организации т.н. “презентации” (в терминах MS Power Point), иллюстрирующей процесс решения задачи из числа предлагаемых студентам на практических занятиях по курсу теоретической механики. А именно, задача определения реакций механических связей, наложенных на тело, находящееся в равновесии, с использованием т.н. принципа возможных перемещений. Мы будем рассматривать не технологию работы с Power Point (для этого существует достаточно большое количество самоучителей и встроенная система помощи), а способ построения доклада с целью наилучшего восприятия его целевой аудиторией.

Ниже приведен неполный набор слайдов, из которых состоит данная презентация. Хотя, если быть точным, в терминах Power Point

слайдов на самом деле три, но так как информация на них отображается блоками по ходу изложения, для наглядности здесь представлены 9 рисунков, из которых рисунки 1-4 относятся к первому слайду, рисунки 5-7 – ко второму и рисунки 8-9 – к слайду номер три. В действительности общее количество информационных блоков – 31. Естественно, чем больше таких блоков, тем выше трудоемкость создания презентации, так как нужно спланировать очередность их демонстрации, детали оформления, визуальные эффекты, используемые для их отображения и пр.

Итак, приступим к рассмотрению презентации. Первым делом отображается название темы занятия (рисунок 1). Остальная часть кадра остается пустой, чтобы не отвлекать внимание слушателей.

Следующий шаг – отображение формулировки задачи (рисунок 2). Чтобы сконцентрировать внимание слушателей, можно использовать какой-нибудь визуально-звуковой эффект при отображении текста. Например, эффект печатной машинки или телетайпа.

Шаг 3 – расчетная схема задачи (рисунок 3). Разбивая отображение слайда на этапы, мы преследуем цель поддержания логической цепочки в рассуждениях. Однако, как и во всем, здесь следует придерживаться золотой середины, т.е. не углубляться в мелочи, но и не подавать информацию слишком большими блоками, чтобы не затруднять ее понимание. Например, в данном случае расчетную схему задачи вполне можно отобразить сразу целиком, не вдаваясь в детали ее построения. Как и в предыдущем случае, отображение схемы может сопровождаться звуком, либо эффектом анимации.

На рисунке 4 показана заключительная часть подготовительного этапа, после которого происходит переход к следующему слайду.

Второй слайд первоначально содержит только расчетную схему задачи, остальная часть зарезервирована для математических формул и пояснений к ним (рисунок 5).

По мере решения задачи слайд заполняется краткими текстовыми пояснениями, математическими формулами и расчетами (рисунки 6, 7). Одновременно расчетная схема задачи дополняется необходимыми элементами и видоизменяется, при этом будет лучше, если эти изменения будут происходить на второй копии схемы (на рисунках 6, 7 расположена ниже исходной), чтобы не пришлось возвращаться к предыдущей.

Применение принципа возможных перемещений к определению опорных реакций

Применение принципа возможных перемещений к определению опорных реакций

Задача: определить вертикальную составляющую реакции жесткой заделки и реактивную пару сил.

Рисунок 1 – Тема занятия

Рисунок 2 – Формулировка задачи

Применение принципа возможных перемещений к определению опорных реакций

Применение принципа возможных перемещений к определению опорных реакций

Задача: определить вертикальную составляющую реакции жесткой заделки и реактивную пару сил.

Задача: определить вертикальную составляющую реакции жесткой заделки и реактивную пару сил.

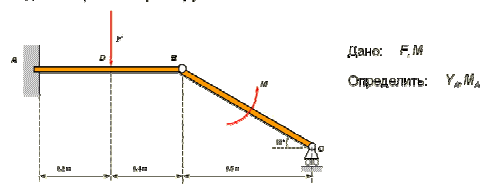
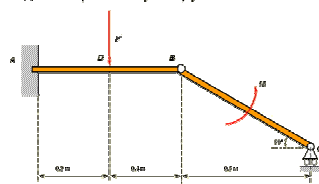


Рисунок 3 – Расчетная схема

Рисунок 4 – Условие задачи в краткой форме

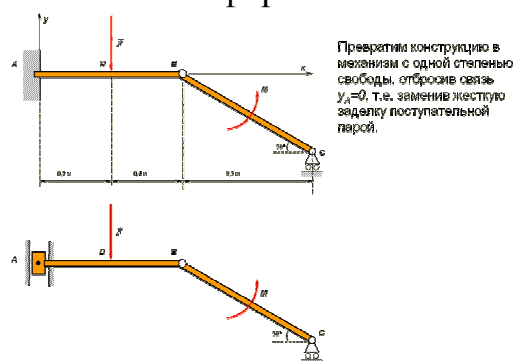
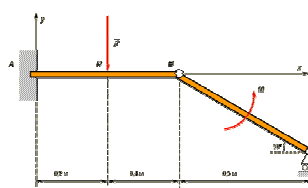


Рисунок 5 – Приступаем к решению

Рисунок 6 – Поэтапное заполнение слайда

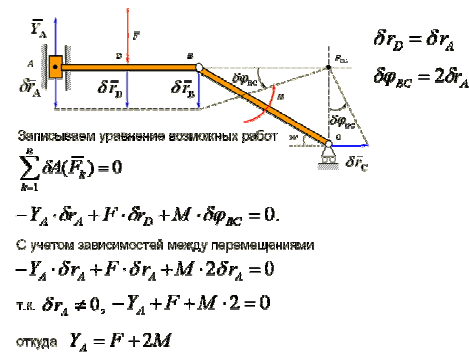
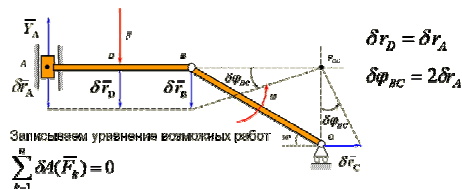


Рисунок 8 – Второй этап решения

Рисунок 9 – Решение завершено

Лучше всего постараться уместить решение задачи на одном слайде. Если же этого сделать не удастся, не стоит уменьшать шрифт, увеличивать плотность информации и т.д., так как это затрудняет процесс ее восприятия. В этом случае нужно заполнить слайд таким образом, чтобы он был логически завершен, и переходить к следующему (рисунок 8), на котором потребуется вновь изобразить расчетную схему и, возможно, некоторые положения, которые понадобятся для дальнейших рассуждений.

Логическая организация последнего слайда практически повторяет уже рассмотренную выше – в начале показа на слайде присутствует только расчетная схема задачи, далее оставшееся пространство заполняется математическими выкладками вплоть до окончательного ответа. Два из шести состояний слайда показаны на рисунках 8, 9.

Заканчивая рассмотрение настоящей презентации, хочется дать некоторые рекомендации по созданию презентаций для тех, кто захочет последовать приведенному примеру и создать что-нибудь свое в аналогичных целях. Данные рекомендации являются обобщением собственного опыта, а также сведений, полученных из всемирной паутины.

Следует отметить, что эти рекомендации не стоит воспринимать как обязательные требования. Не будет ничего катастрофичного, если некоторые из них будут нарушены, что неоднократно и делалось в ходе создания описанной выше презентации. Главное правило типографики применимо и к созданию слайдов: любое правило может быть нарушено, но не все сразу.

Доклад.

- Повествование должно быть последовательным и однонаправленным, возврат к старому слайду – неудачное решение.
- Доклад следует делить на разделы. Если продолжительность доклада более 15-20 минут, перед каждым разделом следует давать его краткий план.

Слайды.

- Каждый слайд должен иметь заголовок.
- Не полностью заполненный слайд лучше, чем переполненный. Обычно, в слайде должно быть от 20 до 40 слов. Разумный максимум – 80.
- Делайте слайд проще – не стоит переоценивать аудиторию.

- Не показывайте в слайдах то, о чем не будете рассказывать.
- Вместо сплошного текста лучше использовать нумерованные или маркированные списки. Используйте краткие предложения или фразы.
- Не используйте слишком много уровней вложенности списков. Чаще всего можно обойтись двумя-тремя уровнями.
- Не пользуйтесь переносами слов.

Шрифты.

- Используйте не более двух шрифтов (один для заголовков, один для текста).
- Не используйте для заголовков и текста похожие шрифты.
- Не используйте декоративные, рукописные, готические и т.п. шрифты.
- Размер шрифта стоит выбирать так, чтобы на слайде умещалось не более 10-15 строк.
- Для смыслового выделения текста используйте цвет или полужирный шрифт.

Цвета.

- Не используйте слишком много цветов. Обычно достаточно 3-4 цвета. Добавление нового цвета должно быть обосновано.
- Используйте контрастные цвета. Лучше, если это будет прямой контраст, т.е. фон должен быть светлым, а то, что на нем изображено, – темным.
- Не используйте тени – они уменьшают четкость без увеличения информативности.

Графика.

- Графика чаще всего раскрывает идеи гораздо эффективнее текста: одна картинка может сказать больше тысячи слов. Если есть возможность, вставляйте картинки в каждый слайд.
- Размещайте изображения с левой стороны, мы читаем слева направо, поэтому вначале смотрим на левую сторону слайда.
- В изображениях используйте те же самые шрифты, что и в основном тексте.
- Если в слайдах используются фотографии, они могут быть полноцветными, а векторная графика (диаграммы, схемы, графики)

должны соответствовать основной цветовой схеме (3-4 цвета, например: черный – основные линии, синий – осевые, красный – размеры).

- Так же, как и с текстом, не нужно показывать на рисунках то, о чем не будет речи.

В заключение хочется сказать, что использование MS Power Point, пожалуй, не является наилучшим выбором, т.к. не обеспечивает кроссплатформенность созданных с его помощью презентаций, и даже не гарантирует корректную работу при переходе к более новой версии Power Point. Кроме того, продукция компании Microsoft подлежит обязательному лицензированию, что связано с ощутимыми денежными затратами. В связи с этим представляется целесообразным в будущем рассмотреть использование издательской системы LaTeX с надстройкой Beamer, которые могут использоваться совершенно свободно.

Научное издание

МАТЕРИАЛЫ ДВАДЦАТОЙ
НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ
ПО ПРОБЛЕМАМ МЕХАНИКИ
И МАШИНОСТРОЕНИЯ

Под редакцией
Л.Т. Дворникова,
И.А. Жукова

Материалы печатаются в авторской редакции

Подписано в печать 18.04.11г.
Формат бумаги 60х84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 8,4. Уч.-изд. л. 8,9. Тираж 300 экз. Заказ 294

Сибирский государственный индустриальный университет
654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42.
Издательский центр СибГИУ