

**ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ**  
**ТЕОРИЯ СТРОЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ**

Учебное пособие

В содержании пособия отражены не только понятия, законы, теории, факты, но и способ мышления, присущий данному этапу развития теории строения механизмов, и те методы познания, которыми она пользуется. В фундамент книги заложен системный подход, в соответствии с которым механизм, структурная теория и само пособие рассматриваются как системы. Для повышения качества учебной деятельности применяются технологии традиционного, проблемного и программируемого обучений.

Проектируется деятельность студента по приобретению знаний-умений через комплекс заданий, моделирующих основные типы профессиональных задач специалиста и развивающих творческое мышление, с использованием системы ориентиров и указаний для их решения.

Пособие предназначено для студентов механических специальностей специалистов желающих углубить знания в области структуры механизмов.

# Оглавление

Предисловие .....	4
Методические рекомендации .....	6
Введение.....	10
<b>Глава 1.Основные понятия структурной теории.....</b>	<b>15</b>
1.1. Машина и механизм .....	14
1.2. Звенья механизма.....	17
1.3. Кинематические пары.....	18
1.4. Кинематические цепи .....	23
1.5. Кинематические соединения.....	25
1.6. Структурная и кинематическая схемы механизма .....	27
Задания для самостоятельной работы.....	29
<b>Глава 2. Связи и степени свободы механизма .....</b>	<b>33</b>
2.1. Свойства связей .....	34
2.2. Избыточные связи.....	36
2.3. Степени свободы механизма.....	41
2.4. Плоские, поверхностные и пространственные механизмы .....	44
Задания для самостоятельной работы.....	48
<b>Глава 3. Обзор основных видов механизмов .....</b>	<b>53</b>
3.1 Основные классификации .....	53
3.2. Плоские рычажные механизмы с низшими парами .....	57
3.3. Условное и конструктивное преобразования плоских механизмов .....	59
Задания для самостоятельной работы.....	65
<b>Глава 4. Структурные модели механизма.....</b>	<b>67</b>
4.1. Что такое структурная модель механизма? .....	67
4.2. Механизм как кинематическая цепь, состоящая из звеньев и кинематических пар...	69
4.3. Механизм как комбинация ведущей и ведомой частей кинематической цепи.....	71
4.4. Механизм как совокупность элементарных механизмов.....	79
Задания для самостоятельной работы.....	84
<b>Глава 5. Структурный анализ механизмов.....</b>	<b>87</b>
5.1. Цель и метод структурного анализа.....	87
5.2. Структурный анализ механизмов с незамкнутыми кинематическими цепями .....	89
5.3. Структурный анализ плоских механизмов с замкнутыми кинематическими цепями	90
Задания для самостоятельной работы.....	100
<b>Глава 6. Структурный синтез механизмов .....</b>	<b>102</b>
6.1. Задачи структурного синтеза .....	102
6.2. Проектирование структурных схем механизмов.....	104
6.3. Синтез плоских самоустанавливающихся механизмов .....	107
6.4. Задания для самостоятельной работы.....	118
Заключение.....	112
Контрольный тест .....	113
Ответы .....	114
Приложения .....	114
Список основных терминов.....	137
Перечень условных обозначений.....	137
Алфавитно-предметный указатель.....	137
Список рекомендуемой литературы.....	137

## Предисловие

Развитие и образование ни одному человеку не могут быть даны или сообщены. Всякий, кто желает к ним приобщиться, должен достигнуть этого собственной деятельностью, собственными силами, собственным напряжением.

А. Дистервег

Учебное пособие предназначено для студентов II и III курсов всех форм обучения механических специальностей, изучающих теорию механизмов в учебных дисциплинах «Теория механизмов», «Теория механизмов и машин», «Детали машин и основы конструирования» и т.п., и специалистов, желающих углубить знания в области структуры механизмов. Его следует использовать при *самостоятельном* изучении раздела, посвященного строению механизмов, для освоения теоретического курса и приобретения навыков решения задач.

Целью пособия является обучение студентов *знанию* структурной теории и *умению* применять полученное знание при исследовании и проектировании механизмов, а также развитие *творческого мышления*, способности к *самообучению* и *стимулирование познавательной деятельности студентов при изучении теории механизмов*.

В основу учебной книги положены лекции, читаемые автором на протяжении ряда лет в БГТУ, и педагогический опыт, накопленный им при проведении учебных занятий по теории механизмов, теоретической механике, деталям машин. Содержание учебного пособия соответствует Государственному образовательному стандарту высшего профессионального образования Российской Федерации и рабочим программам для механических специальностей.

Пособие имеет следующие методологические особенности:

- *системный подход*, в соответствии с которым механизм, структурная теория и само пособие рассматривается как системы. И как следствие – новая редакция структурной теории как системы; смешанный *дедуктивно-индуктивный* метод изложения учебного материала; развитые внутрипредметные и междисциплинарные *связи*; разделение учебного материала на *текстовые* и *внештексовые* (служебные) *компоненты*;
- *смешанная дидактическая модель*, включающая элементы объяснительного-иллюстративного (традиционного), проблемного и программируемого обучений, позволившая реализовать в пособии две принципиально различные схемы приобретения знаний: от знаний к проблеме (традиционная) и от проблемы к знаниям (проблемная);
- проектирование самостоятельной работы студентов по приобретению *знаний-учений* и развитию *творческих* способностей через комплекс заданий с использованием *системы* ориентиров и указаний для их выполнения и методов управления *качеством обучения*;
- *контекстный подход*, учитывающий особенности профессиональной деятельности инженера-механика, определивший круг вопросов, освещаемых в пособии, и целевое назначение предлагаемой редакции структурной теории;
- отражение в содержании пособия не только фактов, определений, законов, теорий, но и *способа мышления*, присущего данному этапу развития структурной теории и *методов познания*, которыми она пользуется.

Ведущими структурными подсистемами книги являются *тексты* и *внештексовые* (служебные) *компоненты*. Текст имеет жанровую (введение, основная часть, заключение) и формальную (глава, параграф) рубрикации. Функционально текст разделяется на *основной*,

*дополнительный* и *пояснительный*. Основной текст – *главный* носитель программной учебной информации, обязательной для изучения и усвоения.

Дополнительный текст предназначен для *усиления* научной доказательности и *придания* эмоциональной окраски положений основного текста. Он выделяется шрифтом и включает: научковедческие сведения, эпиграфы, статистические данные, исторические справки, диалоги автор – читатель.

Пояснительный текст способствует *организации* самостоятельной работы студентов. В его состав входят: методические рекомендации, перечень условных обозначений, список основных терминов, примечания и разъяснения предметного характера, пояснения к иллюстрациям, указания для решения задач, формулировки целей перед каждой главой.

Подсистема *внекнижных компонентов* включает: аппарат организации усвоения (АОУ), аппарат ориентировки (АО) и иллюстративный материал (ИМ).

АОУ призван *стимулировать и направлять* познавательную деятельность обучаемых. Он содержит контрольные вопросы (в конце каждого параграфа), задания для самостоятельной работы (в конце каждой главы), контрольный тест (в конце книги), ответы, указания и рекомендации для разрешения проблемной ситуации.

АО *помогает* студентам быстро *ориентироваться* в структуре учебной книги, устанавливать связи пособия с другими источниками знаний. АО включает: предисловие, оглавление, алфавитно-предметный указатель, библиографический список, опорные сигналы-символы, шрифтовые выделения в тексте.

ИМ служит *наглядной опорой* учебно-познавательной деятельности обучаемых при работе с книгой. По отношению к текстовому материалу пособия иллюстрации разделяются на три группы: ведущие, равнозначные и обслуживающие. Ведущие (конспект-планы отдельных глав, структурно-логические схемы учения о строении механизмов) самостоятельно раскрывают содержание учебного материала. Равнозначные иллюстрации взаимозаменяемы по отношению к тексту, а обслуживающие подчинены тексту, поясняют его.

Взаимодействие аппарата и текста проектируется с учетом психологии обучаемых, затрат времени на обучение и возможности оценки качества обучения в процессе самоконтроля и контроля со стороны преподавателя.

Методические особенности учебного пособия:

- применение эпиграфов к структурным компонентам книги, карикатур, элементов рекламы, риторических и смысловых вопросов по тексту;
- включение в текст прямой речи в форме диалога автор-читатель;
- выделение и конкретизация целей структурных элементов книги и задач для их достижения (в предисловии, в методических рекомендациях, во введении, в начале каждой главы основной части);
- использование в каждом структурном компоненте основной части обобщающих фрагментов (резюме) в вербальной форме: опорных точек (параграф), повторение пройденного (глава), заключение (книга);
- применение обобщающих фрагментов в графической (конспект-планы глав и структурно-методические схемы функционирования структурной теории) и табличной формах;
- выделение наиболее значимых элементов текста и деление их по функциям (важная информация, пример, указания и рекомендации, обсуждение проблемы) с помощью опорных сигналов-символов;
- использование различных знаковых средств (верbalных, цифровых, иллюстрированных) стилей (описательного, рассудительного, повествовательного) и дидактических заданий (рецептивных, репродуктивных, продуктивных);
- проектирование самостоятельной работы студентов из 7 порций, на выполнение каждой из которых отводится от 3 до 4 часов;

- снабжение всех типовых задач ответами, а части проблемных задач подсказками;
- обеспечение возможности самоконтроля качества обучения студентами по каждой порции (расчет коэффициента качества обучения) и по всей книге (контрольный текст) с учетом затрат времени и возможности контроля за качеством обучения со стороны преподавателя на всех этапах работы.

## Методические рекомендации



**Читается троекратным образом: 1-е, читать и не понимать; 2-е, читать и понимать; 3-е, читать и понимать даже то, что не написано.**

**Я. Княжнин**

Уважаемый читатель, перед вами учебное пособие нового типа, основной целью которого является обучение вас знаниям-умениям для осознанного применения методов анализа и синтеза структуры механизмов и развитие вашего творческого мышления.

Для достижения этой цели вам, именно вам, необходимо:

- 1. Убедить себя в необходимости обладания знаниями-умениями по структуре механизмов и творческим мышлением.**
- 2. Выработать в себе желание достичь цели обучения и интерес к работе с пособием.**
- 3. Знать структуру пособия и его особенности.**
- 4. Следовать рекомендациям и указаниям, приведенным в учебной книге.**
- 5. Изучить теоретический материал, разобрать примеры, ответить на вопросы, решить задачи.**

Надо ли инженеру-механику знать строение механизмов? А зачем врачу знать анатомию человека, а химику – периодическую систему Менделеева? *Это ваша книга!* Даже, если вы, обучаясь в техническом вузе, не желаете связывать свою профессиональную деятельность с машиностроением, - *это ваша книга*, так как позволит сэкономить время и нервы. Надо ли вам развивать своё мышление? А нужны ли спортсмену тренировки, а музыканту репетиции? «*Железо ржавеет, не находя себе применения, стоячая вода гниёт или на холоде замерзает, а ум человека, не находя себе применения чахнет*» (*Леонардо да Винчи*). *Это ваша книга. Работа с ней даёт вам знания-умения, развитие мышления и памяти, воспитание характер, положительные эмоции.* Если вы не желаете стать хорошим инженером-механиком; если вы не собираетесь изучать специальные и общетехнические дисциплины; если вам не надо выполнять курсовой проект, сдавать экзамен и зачет по теории механизмов; если вам безразличны ваши умственные способности и каждая новая мысль причиняет вам головную боль, значит, вы открыли не ту книгу. *«Когда книга сталкивается с головой и при этом раздается глухой пустой звук, разве всегда виновата книга?»* (*Лихтенберг*).

*Это интересно, это увлекательно, это полезно и совсем не страшно!* Автор приглашает вас узнать много нового, увидеть необычное в обыкновенном, принять участие в заочной дискуссии на равных с академиками и профессорами. **«Очень полезно оттачивать и шлифовать свой ум об умы других»** (*Монтень*). Настройтесь на борьбу. Будет трудно, возможны частные неудачи, но тем приятней будет победа. Знайте, что в пособии учтен ваш уровень подготовки, предлагаемая работа вам по силам и не займет много времени. Постарайтесь полюбить теорию механизмов с первого взгляда. Это поможет вам справиться

с ленью и превратит труд в удовольствие. Помните, что «ученик, который учится без желания, - это птица без крыльев» (Саади).

Первые три главы основной части пособия являются вводными и содержат понятия, определения, факты, отражающие современное состояние структурной теории в учебной литературе [1-9]. Основные термины и определения даны по литературным источникам [2, 20, 27, 29]. Ключевой в пособии является четвертая глава, описывающая структурные модели механизма. Анализ и синтез структуры механизмов (пятая и шестая главы) изложены на примерах как практическое приложение системы структурных моделей механизма. Приложения состоят из двух частей: прил. 1 – рекомендации для разрешения проблемной ситуации; прил. 2 – справочный материал формальной логики. Литературные источники, приведенные в учебном пособии, разделены на 2 группы. Первый список содержит учебники и пособия, которые можно использовать для изучения отдельных компонент структурной теории. Второй список включает дополнительные литературные источники, использованные автором при написании пособия. Их можно применить в учебно-исследовательской работе.

В пособии используются сведения из теоретической механики (основные аксиомы и теоремы статики; условия равновесия систем сил; способы задания движения; кинематика плоского движения твердого тела; связи, возможные перемещения, обобщенные координаты) и сопротивления материалов ( силы внешние и внутренние; связи, накладываемые на систему; степень статической неопределенности; дополнительные связи; выбор основной системы).

Одной из основных особенностей пособия является использование *смешанной модели обучения*, в которой наряду с традиционной присутствуют технологии проблемного и программируемого обучений. В пособии реализованы две принципиально различные схемы приобретения знаний: от знаний к проблеме (традиционная) и от проблемы к знаниям (проблемная). Поэтому одну часть знаний вы будете получать привычным путем, основанном на повторении и упражнениях, через цепочку: восприятие – запоминание – воспроизведение, а другую, не представленную в тексте пособия, вы приобретете *самостоятельно* логическим путем в процессе обнаружения и разрешения творческого противоречия, развивая при этом свои мыслительные способности. Проблемное обучение – тип развивающего обучения, содержание которого представлено системой проблемных задач и вопросов различного уровня сложности. Элементами программируемого обучения, предназначенного для выработки автоматизированных и полуавтоматизированных навыков, являются опорные точки, конспект-планы, структурно-логические схемы, программируемые вопросы, опорные сигналы, имеющие следующий смысл:



- внимание, важная информация;



- пример;



- указания и рекомендации;



- обсуждение проблемы.

Учебный материал пособия разделен на 7 порций (6 глав и контрольный текст). На изучение каждой порции ориентировано отводится 3-4 часа самостоятельной работы. Рекомендуется последовательно переходить от порции к порции. Работа с каждой главой основной части включает изучение теоретического материала (работа с текстом) и выполнение заданий для самостоятельной работы. После выполнения заданий для самостоятельной работы по каждой главе необходимо рассчитать коэффициент качества обучения, а после окончания работы с книгой выполнить контрольный тест.

При изучении теоретического материала каждой главы рекомендуется воспользоваться следующей инструкцией.

1. *Повторение.* Бегло просмотреть основной текст предыдущих порций, фиксируя внимание на важной информации, отмеченной опорными сигналами и шрифтовыми выделениями. Повторите конспект-планы этих порций.

**2. Анализ заголовка.** Прочитав заголовок, следует спросить себя: «О чём здесь пойдет речь? Что мне предстоит узнать? Почему заголовок имеет такое название?» Попытайтесь ответить на эти и аналогичные вопросы.

**3. По ходу чтения** ведите диалог с текстом: «**Следует стремиться увидеть в каждой вещи то, чего еще никто не видел и над чем еще никто не думал**» (**Г. Лихтенберг**). Выявляйте скрытые в тексте вопросы, стройте свои предположения и проверяйте их, сверяя с текстом. По ходу чтения старайтесь осознать, что вам не понятно. Задавайте себе разнообразные вопросы, например, «Откуда это следует? Как быть в этом случае? Как это согласуется с моим представлением о чём-то?» Делайте выписки, подчеркивайте важные мысли, ключевые слова, составляйте схемы, таблицы. Разбирайте конкретные примеры, отвечайте на вопросы.

**4. После прочтения** текста попытайтесь выразить его главную мысль. Представьте себе логическую схему текста. Изучите конспект-план главы, бегло просмотрите основной текст, повторяя сложные места и опорные точки. После изучения каждой главы следует определить ее роль и место в структурной теории, сверяя свои выводы со структурно-логическими схемами (заключение).

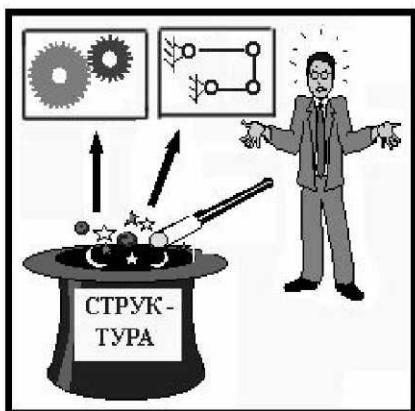
Вопросы и задачи разных типов, приведенные в пособии, являются составными элементами обучающей технологии и *обязательны* для выполнения. При решении задач старайтесь не повторять прежних ошибок, используйте рекомендации и указания, знайте, что метод проб и ошибок не эффективен, а ошибку проще *предупредить*, чем исправить. Алгоритмы решения типовых, тренировочных задач приводятся по тексту и реализуются на многочисленных примерах. Все типовые задачи снабжены ответами. Схема процесса разрешения проблемных ситуаций дана в прил. 1. (Под проблемной ситуацией понимают психическое состояние интеллектуального затруднения, в котором у обучаемого обнаруживается противоречие между имеющимися знаниями и невозможностью с их помощью объяснить новые факты и явления. Проблемную ситуацию провоцируют проблемные вопросы и проблемные задачи). В пособии нет прямых ответов на некоторые вопросы и задачи, как нет их в реальном проектировании. Вместо ответов приводятся подсказки, направляющие вашу мысль в правильном направлении. После выполнения таких задач вы должны проверить решение, используя следующие приемы: сравнение результатов с научными фактами, практикой; решение задачи другим способом; применение методов доказательства формальной логики (прил.2); сравнение решения с решениями коллег (метод экспертных оценок); метод аналогий. Помните, что методы аналогий, индукции и экспертных оценок не гарантируют от ошибки. Решения оформляйте письменно в отдельной тетради, указывая номера заданий ,

Ведите контроль времени. Если на выполнение какой-либо задачи вы затратили 20 мин., а пути решения так и не нашли, то переходите к следующей. К нерешенным задачам вернитесь после окончания работы над последней главой(порция 7, перед контрольным тестом).

Обратите серьезное внимание на работу над ошибками, но *не бойтесь* их. Если задача решена неверно, то установите *причину* ошибки, зафиксируйте ее для себя письменно и запишите *правильное* решение.

На этом наставления заканчиваются, и вы смело, с интересом можете приниматься за работу. Помните, что **«Все человеческое умение не что иное, как смесь терпения и времени»** (**Бальзак**).

## Введение



Познание начинается с удивления.

Аристотель

Современный человек обрёён жить в мире машин и механизмов. Оглянитесь вокруг – машины и механизмы везде: дома, на транспорте, в поликлинике, на отдыхе и, наконец, на производстве. Чтобы более-менее свободно ориентироваться в этом искусственно созданном мире необходимо иметь знания-умения, связанные с проектированием, изготовлением и эксплуатацией машин. Теория механизмов и машин – алгебра машиностроения. Отсутствие знаний теории механизмов не позволило легендарному Левше(мастеру высочайшей квалификации), подковавшему стальную блоху, наладить её механизм и подкованная блоха перестала танцевать. Нельзя без слез читать об одном из первых сражений человека с машиной – битвой Дон Кихота с ветряной мельницей, закончившейся полным поражением человека. Вместо того, чтобы найти передаточный механизм машины и заклинить его, используя копьё, как лом, технически безграмотный идальго пытался проколоть копьем крылья мельницы.

Эволюция машин и механизмов неразрывно связана с развитием человеческой цивилизации.

История изобретения простейших устройств, облегчающих труд человека, теряется в глубине веков. Считается [12], что колесо появилось в III тысячелетии до нашей эры (н.э.). Клин, рычаг, наклонная плоскость были известны еще раньше и использовались, например, при строительстве пирамид в Египте. Около VIII в. до н.э. начинают применять блок, ворот, журавель для поднятия тяжестей и воды. К IV столетию до н.э. появляются водяные мельницы – первые машины в истории человечества. Водяная мельница представляет собой машинный агрегат непрерывного действия, состоящий из двигателя (водяное колесо), передаточного механизма и рабочего органа (жернова). Вплоть до XIX века изобретение новых машин и механизмов было уделом гениальных одиночек, самостоятельно решавших теоретические и практические задачи проектирования и изготовления.

Прикладная механика как самостоятельная отрасль науки возникла на рубеже XVIII и XIX вв. вследствие промышленного переворота XVIII в. В связи с бурным распространением машинного производства появилась необходимость учить людей создавать и обслуживать машины, поэтому сначала во Франции, а затем в других промышленно развитых странах были открыты высшие технические учебные заведения. По мере развития прикладной

механики оформились в самостоятельной науки и учебные дисциплины: детали машин, гидравлика, теория машин-автоматов, теория колебаний, робототехника, теория механизмов и машин и т.д.

Российская научная школа прикладных механиков своему появлению обязана выдающемуся математику, механику и педагогу М.В. Остроградскому (1801-1862) [12]. Остроградский поставил преподавание механики в российской высшей школе на небывалую для того времени высоту. Он не занимался механикой машин специально, но в результате его интенсивной педагогической и научной деятельности им и его ученикам была создана российская школа механики, в том числе и прикладной.

---

**Теория механизмов и машин** сегодня - это **наука о свойствах механизмов и машин, факторах их определяющих, общих методах исследования свойств механизмов и машин и проектирования их схем**. Она входит в более общую систему знаний о машинах – **машиноведение**, науку о машинах, объединяющую комплекс научных исследований по наиболее общим вопросам, связанным с машиностроением, независимо от областей принадлежности и целевого назначения машин.

Знакомство с механизмом начинается с выделения его составных частей и определения связей между ними, т.е. с изучения структуры.

От структуры зависят вид и все основные свойства механизма, например, механическая система в зависимости от ее строения может быть манипулятором, имитирующим движение руки человека, зубчатым механизмом или статически неопределенной фермой. Поэтому естественно, что структурная теория является одним из фундаментальных разделов теории механизмов и машин.

Структурная теория как подсистема теории механизмов дает возможность понять законы строения и работу механизма и на этой основе строить его расчетные схемы; проектировать схему механизма по заданным свойствам, судить о технологичности существующих и вновь создаваемых конструкций механизмов и их эксплуатационных свойствах; систематизировать механизмы и с помощью классификаций охватить все их многообразие; использовать аналогичные методы анализа и синтеза для родственных групп механизмов. Целью учения о структуре как системы является познание составных частей механизма и связей между ними, отражающих их взаимодействие, а также общих методов исследования строения механизма (структурный анализ) и проектирования его структуры по заданным свойствам (структурный синтез).

---

Первый камень в конструкцию учения о структуре заложили Г. Монж (1746-1818) и его ученики, разложившие машину на ее элементарные составляющие – механизмы, задачей которых являлось преобразование движений [12]. До этого считалось, что любую машину можно свести к «простым машинам» - рычагу, блоку, вороту, наклонной плоскости, клину, принцип работы которых основан на равновесии сил. Следующий шаг сделал А. Баумгартнер (1793-1855), который выделил последовательное и параллельное соединения механизмов. Немецкий машиновед Ф. Рело (1829-1905) создал учение о кинематических парах (подвижных соединениях звеньев). Он сделал вывод, что сущность механизма состоит не в физической весомости звеньев, а в связывающей их пустоте – паре. Рело ввел понятие

кинематических цепей как совокупности звеньев и кинематических пар и представил механизм как частный случай кинематической цепи. Он положил начало структурному анализу, разложив механизм на звенья и пары, и структурному синтезу, показав, что механизм можно получить, закрепив одно из звеньев кинематической цепи. **Ф. Грасгоф** (1826-1893) при классификации кинематических пар использовал понятие степеней свободы. После опубликования его работы на повестку дня встал вопрос определения связи между числом степеней свободы механизма и числом звеньев и кинематических пар. Первым эту задачу решил **П. Л. Чебышев** (1821-1894), опубликовав в 1869 г. структурную формулу для плоских шарнирных механизмов с одной степенью свободы. Исследования в этом направлении продолжили **М. Грюблер** (1851-1935) и **П.О. Сомов** (1852-1919). Грюблер разработал ряд частных структурных формул для стержневых систем, в том числе для статически неопределеных механизмов и ферм, а Сомов предложил структурную формулу для кинематической цепи общего вида. **Х.И. Гохман** (1851-1916) нашел формулу, связывающую число замкнутых контуров механизма с числом образующих его звеньев и пар. Появление структурных формул расширило возможности структурного анализа и синтеза механизмов.

Структурная теория двигалась вслед за машиностроением, но никак не могла его догнать. Проектирование схемы механизма по заданным структурным свойствам с использованием структурных формул оказалось малоэффективным. Требовалось новые, более мощные методы. Вплотную к решению этой задачи подошел **Л. Бурмester** (1840-1927), который использовал такие понятия, как элементарный механизм, состоящий из двух звеньев и одной пары, простой механизм, представляющий собой замкнутую кинематическую цепь, и составной механизм. Однако основоположником нового метода структурного синтеза механизмов стал **Л.В. Ассур** (1878-1920). До него были известны примеры построения механизмов путем присоединения к исходному механизму ферм, состоящих из двух звеньев и трех кинематических пар и даже фермы из четырех звеньев и шести пар. Ассур обобщил полученные индуктивным способом частные решения и сформулировал общий принцип образования плоских шарнирных механизмов, в соответствии с которым любой плоский шарнирный многозвенник можно получить путем последовательного наслаждения на исходный элементарный механизм кинематических цепей нулевой подвижности (структурных групп). Он также разработал метод получения новых (ранее неизвестных) структурных групп. Первый этап развития структурной теории закончился в начале XX в. с появлением структурных классификаций механизмов по М. Грюблеру и Л. Ассуру. В основе классификации Грюблера лежала замкнутая кинематическая цепь, а у Ассура – структурная группа.

---

Отличительными чертами первого этапа развития структурной теории являются, с одной стороны, создание отдельных тематических компонент системы знаний о строении механизма: учений о кинематических парах и кинематических цепях, структурных формул, теории структурных групп, структурный анализ и структурный синтез, структурные классификации, а с другой, – отсутствие или слабая связь этих компонент между собой и с практикой проектирования.

---

Второй этап развития структурной теории (с середины 20-х до середины 60-х годов XXв.) характеризуется переосмыслением ранее полученных теоретических результатов с учетом нового фактического материала. **А.П. Малышев** (1879-1962) уточнил структурные формулы Чебышева и Сомова с учетом избыточных связей и произвольного числа степеней свободы. Он разделил кинематические пары на классы по числу условий связи,

накладываемых на относительное движение звеньев. **В.В. Добровольский** (1880-1957) предложил различать кинематические пары по числу степеней свободы в относительном движении звеньев, выделив одноподвижные, двухподвижные и т.д. пары. **Г.Г. Баранов** (1899-1968) и В.В. Добровольский нашли новые способы получения структурных групп, а Г.Г. Баранов и **И.И. Артоболевский** (1905-1977) разработали их классификации. Накопившийся за годы исследований справочный материал по кинематическим и динамическим свойствам механизмов сделал возможным подбирать структурную схему механизма исходя не только из структурных, но и кинематических и динамических условий.

---

Главным достижением второго периода развития структурной теории стало создание И.И. Артоболевским и В.В. Добровольским учения о строении механизмов как системы, в которой отдельные тематические компоненты (теории кинематических пар и структурных групп, структурные анализ и синтез, структурная классификация) стали взаимосвязаны. Универсальная структурная классификация позволила связать между собой строение механизмов и методы их кинематического и силового анализа. Структурная теория стала каркасом новой науки и учебной дисциплины – теории механизмов, выделившейся из механики машин в конце 30-х гг. XX в.

---

На современном этапе развития структурной теории наряду с продолжением работ в традиционных разделах получили развитие новые направления. В связи с развитием вычислительной техники стало возможным на базе построения математических моделей структуры механизма проводить оценки функциональных возможностей сложных механизмов, что расширяет возможности структурного синтеза. В последние годы усилиями **Л.Н. Решетова, О.Г. Озолы, С.Н. Кожевникова** (1906-1988) и их учеников интенсивно развивается новое направление в структурном синтезе механизмов – проектирование самоустанавливающихся (без избыточных связей) механизмов [17, 21, 24, 25].

---

Особенностью развития структурной теории на современном этапе является то, что *форма* представления учения о структуре, разработанная академиком Артоболевским, уже не соответствует его *содержанию*, а новая общепринятая редакция структурной теории как системы еще не создана. Отсутствие *идей*, связывающей между собой отдельные компоненты учения о структуре, в условиях противоречия между громадным количеством накопленной информации и небольшим объемом времени, отводимого на обучение, неизбежно ведет к тому, что в учебной литературе часть важных вопросов рассматривается вскользь или вообще не освещается, часть перегружена лишней информацией и грешит повторами, а учение в целом представляет собой частокол отдельных тем и задач, почти не связанных друг с другом и часто содержащих устаревшие подходы и понятия, что затрудняет понимание и усвоение учебного материала. Для того чтобы, перефразируя поговорку, за деревьями увидеть лес, в пособии при изучении структуры механизмов используется *системный подход*. В системном исследовании механизм рассматривается как определенное множество элементов, взаимосвязь которых обуславливает целостные свойства этого множества. Важной особенностью системного подхода является то, что не только

механизм, но и учение о его структуре выступает как сложная система, задача которой, в частности, состоит в соединении в единое целое различных структурных моделей механизма.

В пособии основным способом познания структуры механизма является *моделирование*, а ключевым понятием предлагаемой реакции структурной теории – *структурная модель механизма*. При изложении структурной теории в пособии используются *дедуктивный и индуктивный методы* и *контекстный подход*, в соответствии с которым учитываются задачи, возникающие в профессиональной деятельности инженера. Для осознанного применения методов анализа и синтеза структуры механизмов студент должен:

- знать термины и основные понятия структурной теории и уметь применять эти знания;
- понимать законы строения и уметь выделять из механизма составные части и строить его структурные модели;
- знать свойства связей между частями механизма и уметь оценивать влияние связей на работу механизма и его свойства;
- знать основания систематизации механизмов и уметь классифицировать механизмы;
- знать цели и методы условного и конструктивного преобразований механизмов и уметь применять эти знания на практике;
- знать методы анализа и синтеза структуры механизма и уметь применять их;
- иметь представление об основных проблемах структурной теории, ее истории и перспективах развития.

Для изучения структурной теории в рамках сформулированной цели в пособии предлагается логическая схема, включающая последовательное изложение следующих тем (глав): основные понятия структурной теории; связи и степени свободы механизма; обзор основных видов механизмов; структурные модели механизма; структурный анализ механизмов; структурный синтез механизмов.

# Глава 1. Основные понятия структурной теории



Терминологическая неясность для науки все равно, что туман для мореплавателя; она тем более опасна, что обычно в ней вовсе не отдают себе отчета

Х. Шухард

Где жил древнегреческий философ Диоген, если деревянная бочка появилась только в середине века?

Каждая наука оперирует определёнными понятиями, в которых концентрируются накапливаемые наукой знания. **Понятие** – мысль, представляющая собой обобщение(и мысленное выделение) предметов и явлений некоторого класса по их специфическим признакам. Понятия фиксируются в тех или иных языковых формах и составляют смысл соответствующих выражений языка. **Термин** – однозначное слово, фиксирующее определённое понятие науки, техники, искусства и т.п. Он является элементом языка науки, введение которого обусловлено необходимостью точного и однозначного обозначения данных науки. «Всякая наука имеет свою азбуку, далеко не так сложную, как настоящая, но которая издали дика и запутана, через неё надобно пройти ... Но не надобно забывать, что нельзя и в карты играть, не давши себе труда выучиться мастям и названиям» (А. Герцен).

Изучив данную главу, вы будете

- Знать термины и основные понятия структурной теории и уметь применять эти знания.
- Знать основания систематизации кинематических пар и уметь их классифицировать.
- Знать условные обозначения и уметь читать структурные схемы.

## 1.1. Машина и механизм

По мере развития механизмов и машин содержание терминов “механизм” и “машина” неоднократно менялось. Сейчас машиной называют устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.

---

“ Машина – прочное соединение деревянных частей, предназначенное для передвижения тяжелых грузов и приводимое в движение искусственным образом по кругу, что греки называют круговым движением” (Витрувий, римский механик, I в. до н.э.) [12]

---

Различают энергетические (двигатели и генераторы), технологические, транспортные и информационные машины. **Энергетические машины** предназначены для преобразования любого вида энергии в механическую (и наоборот). К ним относятся, например электрические (двигатели и генераторы) и гидравлические (гидромоторы и насосы) машины, турбины, двигатели внутреннего сгорания. Машины для преобразования материалов (рабочие машины) подразделяются на **технологические и транспортные**. Твердое тело, выполняющее в технологических машинах заданные перемещения с целью изменения или контроля формы, размеров и свойств обрабатываемого предмета, называется **исполнительным органом машины**.

**Механизм** – система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел. Механизм является элементом более сложной системы – машины. Следует отметить, что в некоторых машинах механизмы отсутствуют, например технологическая машина, в которой исполнительный орган приводится в движение от индивидуального электродвигателя. **Привод машины** – система, состоящая из двигателя и связанных с ним устройств для приведения в движение одного или нескольких твердых тел, входящих в состав машины. Привод и рабочая машина образуют **машинный агрегат**, из которого часто выделяют три подсистемы: двигатель, передаточный механизм и рабочую машину.

---

Несмотря на появившиеся на рубеже XVIII и XIX вв. работы Г. Монжа, А. Бетанкура, Х. Ланца, в которых указывалось, что в состав машины входят механизмы, предназначенные для передачи и преобразования движений, спор в научной литературе о сущности и составе машины затянулся до последней четверти XIX в. [12]. Например, в монографии (1815) английского профессора математики О. Грегори сложные машины по-прежнему рассматривались как специфические комбинации шести “простых машин”: рычага, ворота, блока, наклонной плоскости, клина и винта, принцип действия которых основан на статическом преобразовании сил. Термин “простые машины” и предположение о том, что все сложные машины состоят из простых, связывают с именем Герона Александрийского (I в. до н. э.), одного из великих механиков Александрийской школы. **“Ничто так не заразительно, как заблуждение, поддерживаемое громким именем”** (Ж. Бюффон).

---

Является ли «золотое правило механики» (выигрываешь в силе – проигрываешь в расстоянии) золотым правилом механики?

## **Опорные точки**

- **Назначение механизма – преобразование движений.**
- **Механизм и машина суть механические системы, причем механизм является подсистемой машины.**
- **Основным признаком, отличающим машину от других устройств, имеющих аналогичное назначение, является выполнение механических движений.**

## **Контрольные вопросы**

- ✓ Существуют ли машины, в состав которых нет механизмов?
- ✓ Что является целью функционирования механизма?
- ✓ В чем заключается основное назначение машин?
- ✓ Из чего состоит механизм?

## **1.2. Звенья механизма**

**Твердое тело, входящее в состав механизма, называется звеном механизма (звеном).** Звено\* может состоять из одной или нескольких деталей, образующих между собой неподвижные соединения (резьбовые, прессовые, сварные и т.д.). Одним звеном в механизме считается любая совокупность деталей, не имеющих между собой относительного движения, например, детали, лежащие на ленте конвейера. Жидкости и газы часто входят в состав механизмов, но звеньями не считаются.

Движения твердых тел в механизмах рассматриваются относительно звена, принимаемого за неподвижное и называемого **стойкой**. Все остальные твердые тела, совершающие движения относительно стойки, называются **подвижными звеньями**. **Входным звеном** называется звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. **Выходным звеном** называется звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Обычно в механизме присутствуют одно входное и одно выходное звенья. Входное звено получает движение от двигателя, а выходное звено соединяется с исполнительным органом машины. Существуют механизмы с несколькими входными или выходными звеньями, например, в основном механизме многоцилиндрового двигателя внутреннего сгорания имеется несколько входных звеньев (поршней) и одно выходное (коленчатый вал).

Для определения положений звеньев механизма при кинематическом анализе одному или нескольким звеньям механизма **приписываются** (назначаются) обобщенные координаты (мысленно задается движение). **Начальным звеном** называется звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма. Обычно одному начальному звену назначается одна обобщенная координата.

\* В задачах структуры и кинематики звенья механизмов считаются абсолютно твердыми телами.

В этом случае число начальных звеньев механизма равно числу его обобщенных координат. За начальное звено можно взять входное или выходное звено, или даже промежуточное, если при этом упрощается анализ механизма.

Под **обобщенной координатой механизма** понимается каждая из независимых между собой координат, определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки.

### Опорные точки

- В состав механизма всегда входят стойка и подвижные (входное и выходное) звенья.
- Для определения положений звеньев механизма при кинематическом анализе одному или нескольким звеньям механизма приписываются обобщенные координаты

### Контрольные вопросы

- ✓ Что в теории механизмов понимается под твердым телом?
- ✓ Чем начальное звено отличается от входного?
- ✓ Существуют ли механизмы, в которых число входных звеньев больше чем число начальных?

Хвост – животное, лишенное головы, туловища и конечностей?

## 1.3. Кинематические пары

Звенья механизма образуют между собой подвижные соединения. **Кинематической парой (парой)** называется соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

 Условимся, что два звена могут образовывать только одну кинематическую пару. Если звенья подвижно соединяются в нескольких местах, то кинематическая пара является разветвленной, а отдельные части этого соединения называются **ветвями кинематической пары** [5].

**Числом степеней свободы** (степенью подвижности) механической системы (твердого тела) называется число независимых между собой возможных перемещений системы. Для двух не связанных кинематической парой звеньев число степеней свободы в относительном движении равно шести: три возможных поступательных перемещения одного звена вдоль координатных осей, связанных с другим звеном, и три вращения вокруг этих осей. После образования кинематической пары, движение одного звена относительно другого уже не может быть произвольным, так как условие постоянного соприкосновения звеньев кинематической пары уменьшает число независимых возможных перемещений. Вхождение звена в кинематическую пару с другим звеном налагает на относительные движения звеньев ограничения (связи). Число этих связей  $S$  может принимать значение от 1 до 5.

При  $S = 0$  кинематической пары не существует, а имеются два звена, движущиеся независимо друг от друга; при  $S = 6$  подвижное соединение звеньев превращается в неподвижное, а вместо двух звеньев образуется одно.

**Класс кинематической пары** соответствует числу связей  $S$ , наложенных на относительное движение звеньев. Число степеней свободы в относительном движении звеньев  $H = 6 - S$  определяет вид пары по подвижности. Различают **одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижные пары** (табл. 1.1.). Например, трехподвижной парой называется кинематическая пара с тремя степенями свободы в относительном движении ее звеньев. Так как  $S = 6 - H$ , то трехподвижная пара является кинематической парой третьего класса, а двухподвижная – четвертого класса.

Таблица 1.1.

### Возможные комбинации независимых вращательных (В) и поступательных (П) движений в кинематических парах

Кинематические пары	Возможные движения		
Одноподвижные	B	P	
Двухподвижные	BB	BП	
Трехподвижные	BBB	BВП	BПП
Четырехподвижные	BBBП		BВПП
Пятиподвижные		BBBПП	

Совокупность поверхностей, линий и отдельных точек звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару, называется **элементом кинематической пары**. Поэтому кинематическую пару можно рассматривать как соединение двух элементов, каждый из которых принадлежит одному звену.

**Высшей парой** называется кинематическая пара, в которой требуемое относительное движение звеньев *может быть получено только* соприкосновением ее элементов по линиям и в точках. При этом линейный или точечный контакт понимается как первоначальный без учета деформации звеньев. В действительности звенья, образующие высшую пару, соприкасаются по некоторой поверхности, называемой пятном контакта. **Низшей парой** называется кинематическая пара, в которой требуемое относительное движение звеньев *может быть получено постоянным* соприкосновением ее элементов по поверхности. *Фактическое соприкосновение звеньев, образующих низшую пару,*

 *может быть как по поверхности, так и по линиям, и в точках. Важным преимуществом низших пар, по сравнению с высшими, является возможность передачи больших сил*, поскольку контактная поверхность соприкасающихся звеньев низшей пары может быть весьма значительна. Но число низших пар ограничено и с их помощью не удается реализовать все требуемое многообразие относительных движений звеньев.

Кинематическая пара существует, если ее элементы соприкасаются, т.е. если она замкнута. Различают **силовое и геометрическое замыкание**

кинематических пар. Элементы геометрически замкнутой пары не могут отделяться друг от друга из-за конструктивных особенностей. При силовом замыкании контакт звеньев обеспечивается действием сил: тяжести, упругости пружины, инерции, давления жидкости и газа и т.д. Низшие кинематические пары (вращательная, поступательная, винтовая, цилиндрическая, плоскостная и сферическая) выполняются, как правило, с геометрическим замыканием, а высшие – с силовым.

Наибольшее применение в механизмах получила **вращательная пара** (цилиндрический шарнир, шарнир) - одноподвижная пара, допускающая *вращательное движение* одного звена относительно другого (рис.1.1).

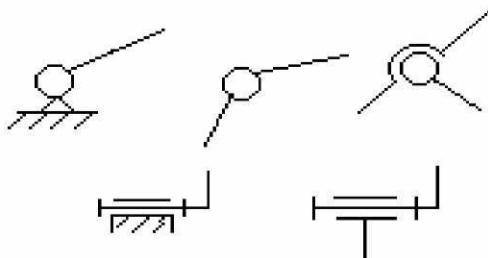


Рис.1.1. Условные обозначения вращательной пары

Одноподвижная пара (табл.1.2), допускающая *прямолинейно поступательное движение* одного звена относительно другого называется **поступательной парой**. Последней одноподвижной парой является **винтовая пара**, допускающая *винтовое движение* одного звена относительно другого (табл. 1.2.). Относительное вращение звена (винта или гайки) вокруг своей оси связано с помощью резьбы с его линейным относительным перемещением вдоль оси.

К двухподвижным кинематическим парам относится **цилиндрическая пара**, допускающая *вращательное* и *поступательное* (вдоль оси вращения) движения одного звена относительно другого (табл. 1.2). Цилиндрическую пару сравнительно просто изготовить, легко собрать и разобрать, она надежна в эксплуатации, так как имеет поверхностный контакт звеньев. Остальные двухподвижные пары являются разветвленными. Причем требуемое

относительное движение звеньев в них нельзя реализовать взаимодействием элементов пары только по поверхностям. Например, пара **сферическая с пальцем**, обеспечивающая поворот вокруг оси пальца и вращение относительно оси, перпендикулярной плоскости кольцевого паза и проходящей через центр сферы (табл. 1.2), и представляющая собой конструктивное исполнение **двухподвижной сферической пары**, допускающей *сферическое относительное движение* звеньев, имеет контакт звеньев одновременно

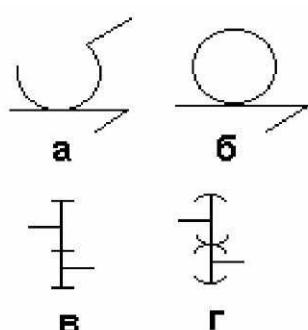


Рис.1.2. Условные обозначения высших пар: а – цилиндр - плоскость; б – шар - плоскость; в – четырехподвижное зубчатое зацепление; г – пятиподвижное зубчатое зацепление;

по поверхности и по линии. Эта пара сложна в изготовлении и ненадежна в эксплуатации, поэтому в механизмах практически не используется.

**Трехподвижная сферическая пара** (сферический шарнир) допускает *сферическое движение* одного звена относительно другого (табл. 1.2) и запрещает линейные перемещения вдоль трех осей. **Плоскостной парой** называется трехподвижная пара, допускающая *плоское движение* одного звена относительно другого (табл. 1.2).

Таблица 1.2

**Низшие кинематические пары**

Кинематическая пара	Число степеней свободы	Вид относительного движения	Условное обозначение	
			Графическое	Символьное
Вращательная	1	В		1В (В)
Поступательная	1	П		1П (П)
Винтовая	1	В+П		1Ви (Ви)
Цилиндрическая	2	ВП		2Ц (Ц)
Двухподвижная сферическая (Сферическая с пальцем)	2	ВВ		2Сп (Сп)
Трехподвижная сферическая (Сферическая)	3	ВВВ		3С (С)
Плоскостная	3	ВПП		3Пл (Пл)

Четырех- и пятиподвижные пары могут быть только *высшими*. Высшая пара **цилиндр-плоскость** (рис. 1.2, а) является четырехподвижной парой с контактом по линии (4Л), а пара **шар-плоскость** (рис. 1.2, б) накладывает одно ограничение на линейное перемещение вдоль общей нормали, поэтому является пятиподвижной парой (5Т) с точечным контактом. Пара зубчатого

зашепления является четырехподвижной (4Л), если зубья соприкасаются по прямой (рис. 1.2, в), но пятиподвижной (5Т), если зубья бочкообразны или наблюдается перекос осей (рис.1.2, г).

Сконструируйте рассмотренные в тексте кинематические пары, используя кисти рук.

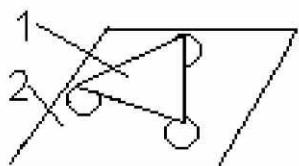
■ **Автор** – Какую кинематическую пару образуют звенья 1 и 2 (рис. 1.4), соприкасающиеся в трех точках?

**Читатель** – Так как звенья соприкасаются в точках, то это высшая пара.

**Автор** – "Поспешил – людей насмешил", Прочитайте внимательно определение высшей пары.

**Читатель** – Высшей называется кинематическая пара, в которой требуемое относительное движение ...

**Автор** – Стоп. Какое относительное движение допускают звенья?



**Читатель** – Плоское.

**Автор** – Какая пара допускает плоское движение?

**Читатель** – Плоскостная пара, которая является низшей. Но ведь звенья соприкасаются в точках?

**Автор** – Да, в точках. Но плоское относительное движение может быть получено соприкосновением не только в точках, но и по плоскости.

**Рис.1.3.** Схема трехточечной кинематической пары

**Читатель** – Следовательно на рисунке изображено конструктивное исполнение низшей плоскостной пары с силовым замыканием.

**Автор** – Верно.

Из механики известно, что всякое несвободное тело можно рассматривать как свободное, если действие связей заменить соответствующими силами (реакциями связей), приложенными к данному телу.

⚠ Отсюда следует, что *кинематические пары передают силы и пары сил в определенных направлениях*. Например, пятиподвижная пара, типа шар на плоскости (5Т) передает одну силу, направленную по общей нормали к взаимодействующим поверхностям, а вращательная пара, допускающая относительное вращение звеньев вокруг оси x, передает пять силовых факторов: три силы Fx, Fy, Fz и два момента My, Mz.

## Опорные точки

- Два звена образуют одну кинематическую пару.
- Кинематические пары различают *по числу условий связи*, накладываемых на относительное движение звеньев ( пары V, IV, ..., I классов); *по числу степеней свободы* в относительном движении звеньев ( одноподвижные,

двуухподвижные, ... , пятиподвижные); по виду относительного движения звеньев (вращательная, винтовая, сферическая, 0и т.д.); по виду замыкания пары (с кинематическим и силовым замыканием) и т.д.

- Кинематические пары передают силы и пары сил в определенных направлениях.

### Контрольные вопросы

- ✓ Чем кинематическая пара отличается от других подвижных соединений двух звеньев?
- ✓ Какими преимуществами и недостатками обладают низшие пары по сравнению с высшими?
- ✓ Что такое число степеней свободы механической системы?
- ✓ В учебной литературе [6, с.50] используется термин «начальная пара». Что он означает?

### 1.4. Кинематические цепи

**Кинематической цепью называется система звеньев, связанных между собой кинематическими парами.** Если звенья кинематической цепи образуют один или несколько замкнутых контуров\* (рис.1.4, а), то такая цепь называется **замкнутой кинематической цепью**. В **незамкнутой кинематической цепи** звенья не образуют замкнутых контуров (рис.1.4, б).

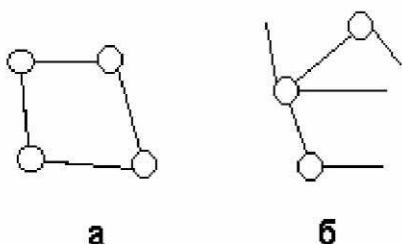


Рис.1.4. Схема кинематических цепей: а – замкнутой; б – незамкнутой

Кинематическую цепь можно выделить в составе каждого механизма, составленного только из твердых тел. Но не всякая кинематическая цепь описывает механизм.

Механизмом\*\* называют [1] кинематическую цепь, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев относительно любого из них все остальные звенья совершают однозначно определенные движения.

Можно ли расчленить кинематическую цепь на две части так, чтобы обе части были кинематическими цепями?

- \* Замкнутый контур – совокупность последовательно соединенных звеньев, в которой любое из звеньев соединено с двумя другими звеньями.
- \*\* В пособии рассматриваются механизмы, в составе которых можно выделить кинематические цепи.

## Опорные точки

- Мы говорим: "механизм" – подразумеваем кинематическую цепь, говорим: "кинематическая цепь механизма" – подразумеваем механизм.
- В замкнутой кинематической цепи звенья образуют один или несколько замкнутых контуров.
- Кинематическая цепь используется для описания любых механических систем, составленных из твердых тел, в том числе и механизмов.

## Контрольные вопросы

- ✓ Как из кинематической цепи (рис. 1.5, а) получить механизм?
- ✓ Чему равно минимальное число звеньев и кинематических пар в кинематической цепи?
- ✓ Чем кинематическая цепь отличается от мехатизма, состоящего из твердых тел?

---

Парадоксальное несоответствие, которое отмечается в России середины XIX века - очень невысокий уровень техники и мощная наука, в особенности ее теоретические направления, возложило на русских теоретиков, в первую очередь на математиков, очень серьезную и ответственную обязанность: именно математикам (!!!) пришлось развивать теорию технических наук, так как техники сами еще не были достаточно подготовлены для выполнения этой задачи.

Глава и основатель Петербургской математической школы П.Л. Чебышев впервые применил математические методы к задачам механики машин. Он опубликовал 15 работ по структуре и синтезу рычажных механизмов, изобрел и построил (!!!) свыше 40 различных механизмов [6]. В Петербурге исследования в области механики машин были продолжены П.О. Сомовым, Н.Б. Делоне. В Одессе в Новороссийском университете школу кинематики механизмов создал В.Н. Лигин и его ученики: Х.И. Гохман, Д.Н. Зейлигер, И.М. Занчевский. В Киевском университете вопросы прикладной механики развивал Н.А. Дьяченко, И.И. Рахманинов. Все это были математики, и вопросы механики машин они рассматривали чисто теоретически.

Особняком стоял Московский университет. Здесь, после организации Московского технического училища, стало традицией, что кафедры прикладной механики в этих высших школах занимали одни и те же профессора: Ф.Е. Орлов, Н.Е. Жуковский. Создавая на рубеже веков свою школу в области механики машин, Жуковский полагал, что исследователи в этом направлении должны иметь глубокое математическое и, кроме этого, инженерное образование. Поэтому его ученики – Н.И. Мерцалов, В.П. Горячкин, А.И. Сидоров, Д.С. Зернов, Д.П. Рузский, Л.В. Ассур после окончания математического отделения университета шли на механическое отделение Московского технического училища или Петербургского технологического института, где завершали свое образование [12].

---

К какому миру (вещей или идей) относятся звено, кинематическая пара, кинематическая цепь?

## 1.5. Кинематические соединения

Кинематическая пара может иметь несколько конструктивных исполнений. Например, элементами плоскостной пары могут быть поверхности (табл.1.2), точки (рис.1.3) и линии. **Кинематическая цепь, конструктивно заменяющая в механизме кинематическую пару, называется кинематическим соединением.** Проблема выбора кинематических соединений (конструктивного оформления кинематических пар) возникает при переходе от схемы механизма к его конструкции.

Конструкторы на практике при проектировании подвижных соединений часто сталкиваются с противоречием между **необходимостью** реализовать требуемое относительное движение двух звеньев и **нецелесообразностью** это выполнить с помощью кинематических пар. В таких случаях применяются кинематические соединения двух звеньев, в которых между звеньями размещают дополнительные твёрдые тела (промежуточные элементы), считающиеся абсолютно твердыми или гибкими или упругими. (Гибкие элементы (ремни, канаты, стальные ленты) учитываются *не как звенья, а как связи кинематических пар*, соединяющих два жестких звена. Не считаются звеньями и упругие элементы: пружины, виброизоляторы, резиновые втулки, позволяющие передавать силы определенной величины и направления, не ограничивая при этом перемещений).

**! Многозвенные кинематические соединения применяются вместо двухзвенных для упрощения конструкции подвижного соединения, снижения его стоимости, уменьшения трения и износа, повышения прочности.** Например, радиальный шариковый

**■** подшипник качения (рис.1.5), состоящий из внутреннего 3 и наружного 1 колец, тел качения 2 и разделяющего и направляющего шарики сепаратора (не показан), широко используется на практике вместо вращательной (рис. 1.5, а) и цилиндрической (рис. 1.5, б) кинематических пар. Сферический подшипник качения, допускающий повороты внутреннего кольца относительно наружного во всех направлениях, применяется вместо сферической кинематической пары. В механизмах вместо неконструктивной двухподвижной сферической пары используется более простой в изготовлении и надежный в эксплуатации шарнир Кардана (рис.1.6).

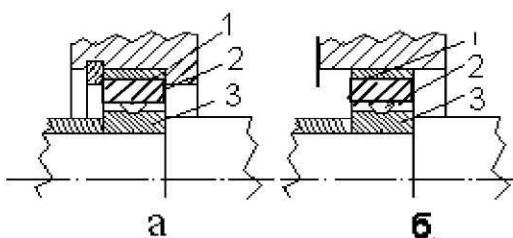


Рис. 1.5. Схемы кинематических соединений, конструктивно заменяющих:  
а – вращательную пару;  
б – цилиндрическую пару

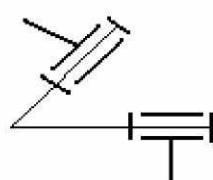


Рис. 1.6. Схема кинематического соединения, конструктивно заменяющего двухподвижную сферическую пару

**Автор** - Что изображено на рис. 1.1. – 1.3?

**Читатель** - ??? На рисунках представлены условные обозначения кинематических пар. Это следует из текста и из пояснений к рисункам.



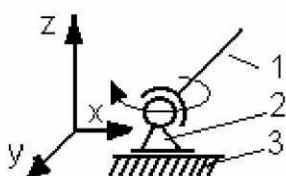
**Автор** - Это вы прочитали, а что вы видите?

**Читатель** - На каждом рисунке в условных обозначениях изображены??? два звена, подвижно скрепленные в месте их соприкосновения, то есть связанные кинематической парой. Это же кинематическая цепь!

**Автор** - А как могут двигаться звенья относительно друг друга?

**Читатель** - На рис.1.1. одно звено может совершать вращательное движение относительно другого, на рис. 1.3. –плоское. Получается, что кинематические цепи эквивалентны по подвижностям соответствующим кинематическим парам и конструктивно их заменяют. Отсюда следует, что изображены на рисунках... кинематические соединения. Так что же на самом деле изображено на рисунках: кинематические пары, или кинематические цепи, или кинематические соединения?

**Автор** - И то, и другое, и третье. Каждый увидит то, что захочет увидеть. Возникшая неопределенность объясняется самим понятием кинематической пары, которая, в отличие от звеньев, не является материальным объектом. Понятие кинематической пары оказалось удобным для объяснения поведения соприкасающихся звеньев, но ведь относительное движение звеньев полностью определяется геометрией звеньев в месте их соприкосновения. А как изобразить соединение звеньев, не показывая звеньев? Как изобразить горизонт или рукопожатие, без изображения соответственно, хотя бы частично, земли и неба или двух рук? Поэтому, чтобы изобразить кинематическую пару (соединение двух звеньев) необходимо показывать элементы кинематической пары: точки, линии, поверхности, а чтобы отличать одну пару от другой показывают еще и части звеньев, что равносильно изображению звеньев



**Рис. 1.7.** Схема пятиподвижного кинематического соединения



*Использование кинематических соединений с числом звеньев более двух позволяет получать многоподвижные соединения двух звеньев без высших кинематических пар, например, кинематическое соединение (рис.1.7.), состоящее из трех звеньев и двух (сферической и плоскостной) пар, является пятиподвижным соединением, в*

котором невозможно только относительное движение звеньев 1 и 3 вдоль оси Z (как в кинематической паре типа шар-плоскость). Так как вращение вокруг оси Z допускается как сферической, так и плоскостной парами, то в полученном соединении имеется местная подвижность - вращение звена 2 вокруг оси Z при неподвижных звеньях 1 и 3.

Что есть содержание и форма кинематической пары?

## Опорные точки

- Кинематические соединения используются для конструктивного исполнения (оформления) кинематических пар.
- Кинематическое соединение кинематически эквивалентно кинематической паре.
- Кинематические соединения с числом звеньев более двух применяют вместо двухзвенных для повышения качества подвижного соединения звеньев (упрощение конструкции, снижение стоимости, повышение прочности).

## Контрольные вопросы

- ✓ Чем кинематическое соединение отличается от кинематической пары? Что у них общего?
- ✓ Чем кинематическое соединение отличается от кинематической чети? Что у них общего?

## 1.6. Структурная и кинематическая схемы механизма

Механизм можно изобразить сборочным чертежом, полуконструктивной, кинематической и структурной схемами. Для изучения строения достаточно **структурной схемы механизма – схемы механизма, указывающей стойку, подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение**.

Стойка на структурной схеме отмечается  штриховкой; все звенья нумеруются; кинематические пары обозначаются латинскими буквами. Звено, входящее в одну или две низшие пары, изображается в виде стержня, а звенья, входящие в три и более кинематические пары, могут изображаться

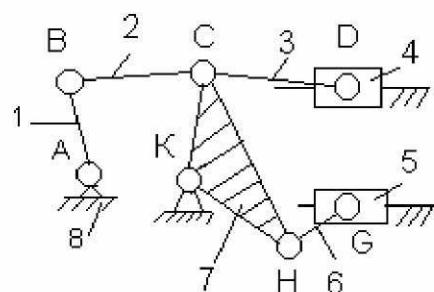


Рис.1.9. Структурная схема механизма

 также в виде треугольника, четырехугольника и т.д. и заштриховываются. Если на схеме несколько звеньев соединяются одним шарниром, то это многократный шарнир и число кинематических пар в нем на единицу меньше числа сходящихся звеньев, например шарнир С (рис.1.8) - двукратный, в нем две кинематические пары. Следует отметить, что  треугольник, образованный тремя звеньями и тремя кинематическими парами, является одним звеном, так как образовавшие его стержни не имеют относительного движения. Поэтому в структурной схеме такой жесткий треугольник часто заштриховывается. Для звеньев, образующих высшую кинематическую пару, показываются элементы кинематических пар (рис.1.2). Структурная схема механизма может быть представлена и аналитической записью.

Чем структурная схема механизма отличается от кинематической цепи механизма?

**Кинематическая схема механизма – структурная схема механизма с указанием размеров звеньев, необходимых для кинематического анализа механизма.**

### **Опорные точки**

- Структурная схема – "скелет" механизма.
- Кинематическая схема отличается от структурной тем, что в ней указываются размеры, необходимые для кинематического анализа механизма.

### **Контрольные вопросы**

- ✓ Чем в структурной схеме стойка отличается от подвижных звеньев?
- ✓ Как изображается в структурной схеме звено, входящее в три кинематические пары?
- ✓ Что такое трехкратный шарнир ?
- ✓

Изобразите структурную схему механизма руки человека, считая кисть одним звеном.

### **Повторение пройденного**

- ❖ Механизм и машина – суть механические системы, причем механизм является подсистемой машины.
- ❖ Звеном механизма называется твердое тело, входящее в состав механизма.
- ❖ Кинематическая пара – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.
- ❖ Два звена образуют одну кинематическую пару.
- ❖ Кинематическая цепь – система звеньев, связанных между собой кинематическими парами.
- ❖ Кинематическое соединение – кинематическая цепь, конструктивно заменяющая кинематическую пару.
- ❖ Структурная схема механизма – схема механизма, указывающая стойку, подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение.
- ❖ Кинематическая схема механизма – структурная схема механизма с указанием размеров звеньев, необходимых для кинематического анализа механизма.

## Задания для самостоятельной работы

Страх перед возможностью ошибки не  
должен отвращать нас от поисков истины.  
Гельвеций



### Советы решающим задачи

1. изучите методические рекомендации и приложения.
2. чтобы решить трудную задачу, надо сильно захотеть её решить.
3. решайте задачи с удовольствием.
4. будьте уверены в своих силах (все задачи по плечу).
5. прежде всего разберитесь с условием задачи. Подумайте, что означает каждая фраза.
6. будьте внимательны: данные задачи могут быть противоречивыми. Вы использовали всю информацию в условии?
7. постоянно повторяйте определения используемых понятий.
8. не спешите: «очевидное» решение часто бывает неверным (срабатывает инерция мышления).
9. получив ответ, найдите способ его проверить.

В копилку  
методов

- 1.1. По какому признаку кинематические пары разделяются на высшие и низшие?
- 1.2. Является ли кинематическая цепь (рис.1.9, а) механизмом? Сколько звеньев и кинематических пар она содержит? Определите какая это цепь - замкнутая или незамкнутая?
- 1.3. Могут ли высшие кинематические пары обеспечить: а) вращательное; б) сферическое относительные движения звеньев? Ответ обоснуйте.
- 1.4. Какую кинематическую пару образуют звенья 1 и 2 (рис.1.9, б) и почему?
- 1.5. Сколько звеньев и кинематических пар (низших и высших) включает механизм (рис.1.9, в)?
- 1.6. Звенья 1 и 3 соединены тремя одинаковыми по длине параллельными упругими нерастяжимыми нитями 2 (рис.1.9, г). Какой кинематической паре кинематически эквивалентно данное соединение? Как должны быть расположены нити, чтобы соединение было эквивалентно трехподвижной сферической паре?
- 1.7. Изобразите схему подвижного соединения двух звеньев, обеспечивающего

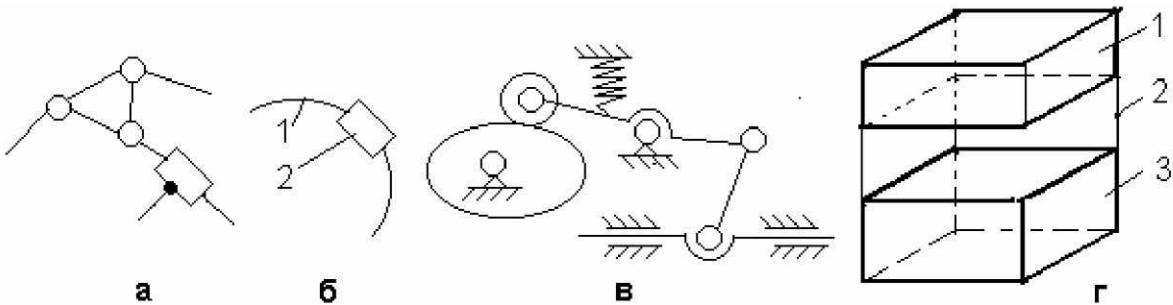


Рис. 1.9. Схемы: а – кинематической цепи; б – кинематической пары; в – механизма; г – подвижного соединения

относительное прямолинейно-поступательное движение звеньев вдоль трех осей декартовой системы координат. Какая кинематическая пара эквивалентна данному соединению? Можно ли назвать это соединение двух звеньев кинематическим соединением?

**1.8.** Существует ли двухподвижная плоскостная пара? Обоснуйте свой вывод. Если такая пара существует, то изобразите ее эскиз?

**1.9.** Изобразите схему кинематического соединения, содержащего только вращательные кинематические пары, кинематически эквивалентного трехподвижной сферической паре?

**1.10.** Какие кинематические пары позволяют передавать: а) силу  $F_x$  вдоль оси  $x$  декартовой системы координат и пары сил с моментами  $M_z, M_y$ ; б) три момента  $M_x, M_y, M_z$ ?

**1.11.** В справочнике [2, с. 112, 237] даны следующие определения: «Замкнутая кинематическая цепь – кинематическая цепь, каждое звено которой входит не менее чем в две кинематические пары. Незамкнутая кинематическая цепь – система связанных кинематическими парами звеньев, которые не образуют замкнутых контуров». Докажите, что приведенные определения противоречат друг другу.

**1.12.** В учебнике [6, с. 40] даны следующие определения: «Пары с линейным и точечным соприкосновением называют высшими. Если элементы в кинематической паре конгруэнтны, т.е. поверхности совпадают во всех своих точках, то пару называют низшей». Можно ли согласиться с данными определениями и почему?

**1.13.** что производили в средние века пильные мельницы?

**1.14.** Изобразите эскизы конструкций вращательной и поступательной кинематических пар. Какую пару проще изготовить?

**1.15.** В пособии [28, с. 7] утверждается, что вращательные и поступательные кинематические пары могут быть как низшими (подшипники скольжения), так и высшими (шариковые и роликовые подшипники качения). Какие ошибки с точки зрения современной терминологии допущены в данном суждении?

**1.16.** Найдите правильное определение кинематической пары среди перечисленных: а) непосредственное подвижное соединение двух звеньев; б) соединение двух звеньев, допускающее их относительное движение; в) соединение соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение; г) соединение двух соприкасающихся звеньев.

**1.17.** Найдите правильное определение механизма среди перечисленных: а) система твердых тел, подвижно связанных путем соприкосновения и движущихся определенным, требуемым образом относительно одного из них, принятого за неподвижное [6, с.5]; б) система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел [1, с.15]; в) система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел [4, с.10]; г) система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других тел [2, с.218].

**1.18.** Найдите правильное определение высшей кинематической пары среди перечисленных: а) кинематическая пара с линейным и точечным соприкосновением элементов [6, с.40]; б) кинематическая пара, которая может быть выполнена соприкосновением элементов ее звеньев только по линиям и в точках [1, с.27]; в) кинематическая пара, в которой требуемое относительное движение звеньев может быть получено только соприкосновением ее элементов по линиям и в точках [4, с.15]; г) кинематическая пара с контактом звеньев по линии и в точке [28, с.7].

**1.19.** Докажите, что определение звена механизма, принятое в теории механизмов, является неточным. Дайте свое определение звену механизма.

**1.20.** В учебном пособии [4, с.17] приводится следующее утверждение: «Кинематическую пару можно рассматривать как двухзвенную незамкнутую кинематическую цепь, предназначенную для воспроизведения требуемого

относительного движения звеньев». Можно ли согласиться с данным утверждением и почему?

1.21. В теоретической механике в расчетных схемах для соединения двух тел 1 и 2 часто используют цилиндрическую шарнирно – подвижную опору (рис.1.10, а) и стержень с шарнирами А и В на концах (рис.1.10, б). Чем являются эти опоры: кинематическими парами, кинематическими соединениями или чем-то другим? Сколько условий связи на относительное движение звеньев 1 и 2 в плоскости чертежа накладывают эти опоры?

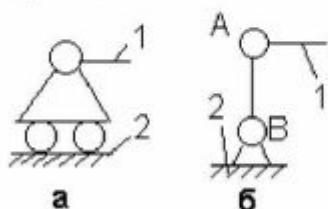


Рис. 1.10. Схемы опор:  
а – шарнирно – подвижная;  
б – стержень с шарнирами  
на концах



Рис. 1.12. Схема "цепной пары"

1.22. Из каких структурных элементов состоит кинематическая пара?

1.23. Чему равно минимальное число звеньев и кинематических пар в кинематическом соединении? Обоснуйте ответ.

1.24. Изобразите схему четырехподвижной кинематической пары с контактом звеньев в точках (4т).

1.25. В [2, с.147] приводится следующее описание "цепной пары" (рис.1.11) : высшая кинематическая пара, имеет соприкосновение звеньев по линии, число степеней свободы в относительном движении равно двум, поступательные относительные движения звеньев отсутствуют. Дайте свой вариант классификации "цепной пары" (рис.1.11)



Определите коэффициент качества обучения по формуле:

$$K_1 = m/25 * 100\% = \dots,$$

где  $m$  – число правильно решенных задач (задание считается выполненным, если найдены ответы на все сформулированные в нем вопросы).

Если коэффициент  $K > 80\%$  - !!!;

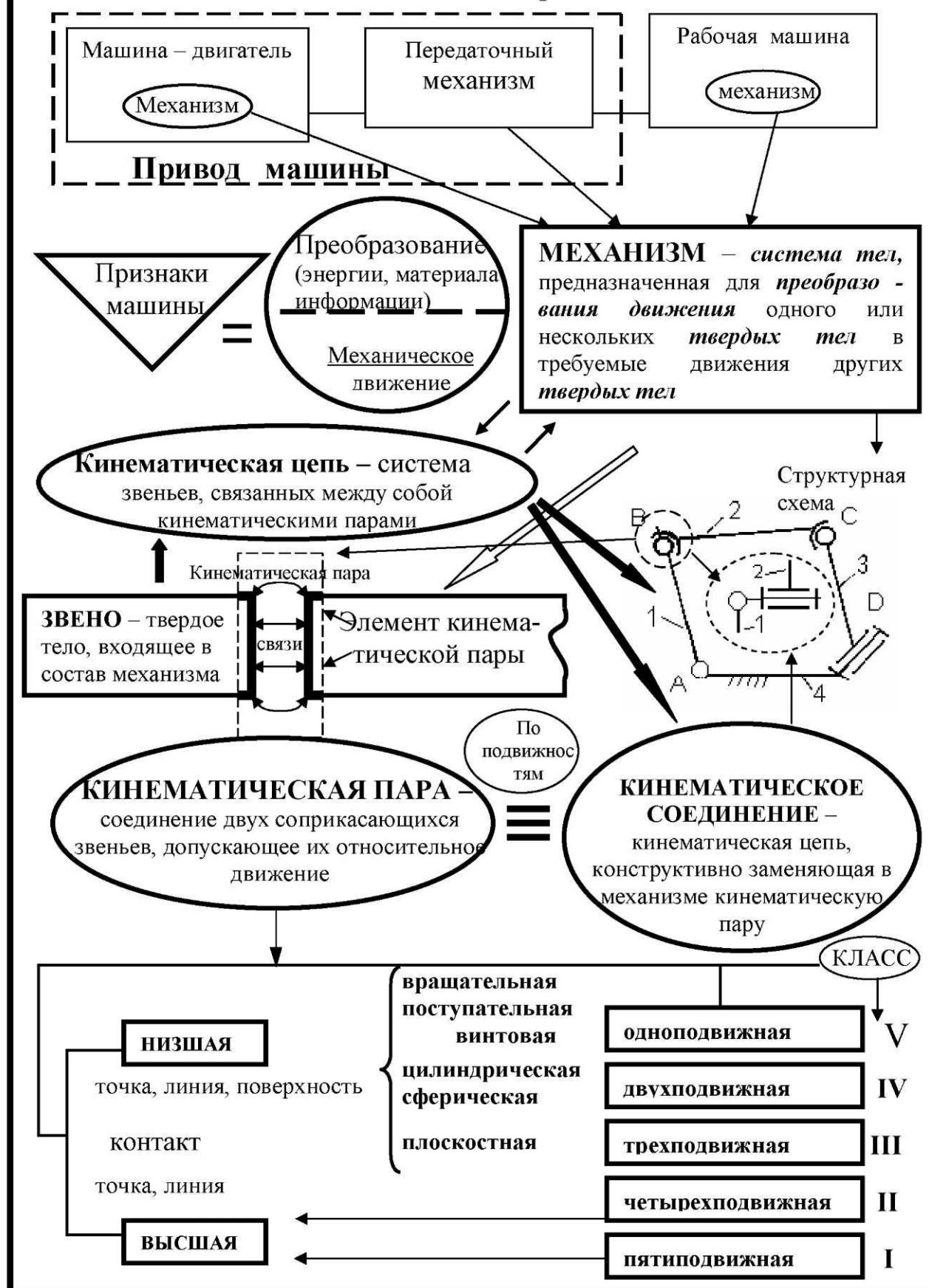
$60\% < K < 80\%$  - вы показали хороший результат, постарайтесь его улучшить в дальнейшей работе с книгой;

$K < 50\%$  - ?

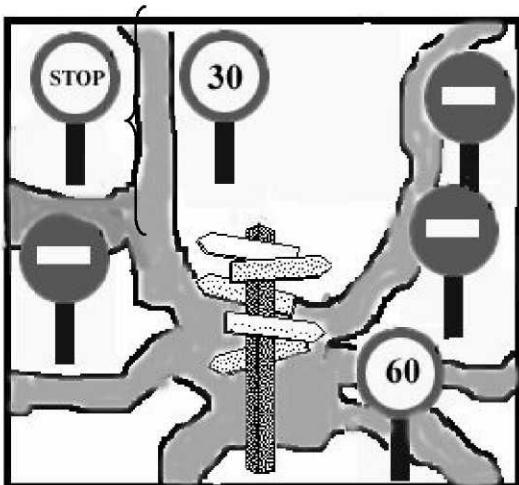
Если коэффициент качества не рассчитывался – вы обманули сами себя. Зачем?

# Конспект – план главы 1

## Машинный агрегат



## Глава 2. Связи и степени свободы механизма



Плохой учитель преподносит истину,  
хороший – учит ее находить.

А. Дистервег

Движение механизма зависит от его строения и прежде всего от *подвижных соединений*, которые во многом определяют также работоспособность и надежность механизма, поскольку через них передаются усилия от одного звена к другому. В кинематических парах, вследствие относительного движения, возникает трение, элементы соединения находятся в напряженном состоянии и изнашиваются. Поэтому выбору вида подвижного соединения, его геометрической формы, размеров, конструкционного и смазочного материалов уделяют особое внимание при проектировании механизмов в учебной дисциплине «Детали машин» и на практике. В свою очередь, возможности кинематической пары реализовать относительное движение звеньев и передавать силы и пары сил полностью определяются связями, свойства которых следует изучить более подробно.

Изучив данную главу, вы будете

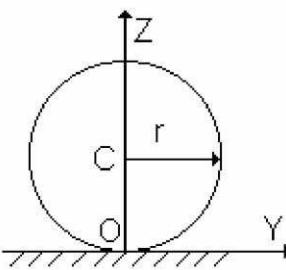
- **Знать** определения, свойства, причины появления, основания систематизации связей и **уметь** находить и классифицировать связи, оценивать влияние связей на свойства кинематических пар и механизмов.
- **Знать** преимущества и недостатки статически определимых и статически неопределимых кинематических пар и механизмов; причины их появления области существования и **уметь** применять эти знания на практике.
- **Знать** определения степеней свободы механизма, принципы их систематизации, влияние подвижностей на эксплуатационные свойства механизмов и **уметь** классифицировать степени свободы и устанавливать причину их появления.
- **Знать** определение плоского механизма, необходимые и достаточные условия его существования, возможности пространственной и плоской структурных схем механизма и связь между ними и **уметь** правильно применять структурные схемы и устанавливать причинно-следственные отношения при анализе структуры плоского механизма.

## 2.1. Свойства связей

В классической механике **связями называют ограничения, налагаемые на положения и скорости точек механической системы, которые должны выполняться при любых действующих на систему силах.** Они могут быть записаны в виде уравнений или неравенств. Уравнения, которым в силу наложенных связей должны удовлетворять координаты точек механической системы и их скорости (первые производные от координат по времени), называются **уравнениями связей**. Самыми распространенными в механизмах являются **геометрические связи**, которые ограничивают относительные перемещения звеньев и уравнения которых содержат только координаты точек (и, может быть, время). Такие связи имеют все

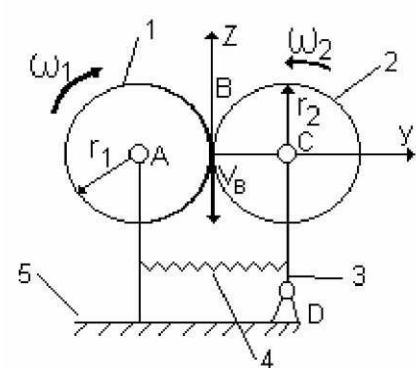
кинематические пары и кинематические соединения с твердыми промежуточными элементами. Например, кинематическая пара типа  шар-плоскость (рис.2.1) накладывает на относительное движение звеньев одну геометрическую связь, уравнение которой  $Z_c - r = 0$ . Из уравнения связи следует, что ликвидировано относительное перемещение звеньев вдоль оси  $Z$ . Так как число связей  $S=1$ , то подвижность пары  $H = 6 - S = 5$ . Число обобщенных координат, однозначно определяющих положение шара на плоскости, также равно пяти.

**Рис. 2.1.** Схема кинематической пары шар-плоскость



обобщенных координат, однозначно определяющих положение шара на плоскости, также равно пяти.

Кроме геометрических связей, в механизмах могут быть **дифференциальные (кинематические) связи**, уравнения которых содержат координаты точек и производные от этих координат по времени (и, может быть, время). Если эти уравнения интегрируются, то дифференциальная связь приводится к геометрической. Дифференциальные интегрируемые и геометрические связи называются **голономными связями**. Дифференциальные связи, уравнения которых не могут быть проинтегрированы, являются **неголономными связями**. Неголономные связи появляются в кинематических парах при учете трения.



**Рис. 2.2.** Схема фрикционного механизма



Особое место занимает фрикционная пара. Рассмотрим фрикционную передачу (рис.2.2), состоящую из цилиндрических катков 1 и 2, стержня 3, стойки 5 и пружины 4, которая не входит в число звеньев и предназначена для обеспечения необходимого прижатия катков. Выясним, какие связи накладывает высшая кинематическая пара В, которая образуется в месте соприкосновения катков. Цилиндрические колеса соприкасаются по общей образующей, совпадающей с осью X,

проходящей перпендикулярно плоскости чертежа. Кинематическая пара ликвидирует перемещение вдоль оси У и вращение вокруг оси Z, накладывая две геометрические связи. Если трение между катками настолько велико, что нет проскальзывания, то наложена еще одна (дифференциальная) связь. Уравнение этой связи следует из кинематического условия  $V_B = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$ .

Интегрируя и принимая, что в начале  $\phi_1 = 0$  и  $\phi_2 = 0$ , получаем  $\phi_2 = \phi_1 r_1 / r_2$ . Полученное уравнение связи выражает зависимость между угловыми перемещениями колес и имеет вид геометрической связи. Известно, что передача движения во фрикционной передаче обусловлена упругим скольжением деформированных участков катков, поэтому приведенное уравнение связи можно рассматривать только как первое приближение к действительному. С учетом упругого скольжения  $\phi_2 = \phi_1 r_1 (1-\xi) / r_2$ , где  $\xi$  – коэффициент скольжения, зависящий от силы прижатия катков, материала катков и вида смазочного материала. Во втором приближении коэффициент скольжения  $\xi$  считается постоянным (определяется опытным путем). Второе приближение оказывается достаточно точным в инженерных расчетах при оценке сил и прочности в передаче ("Детали машин"). Ввиду малости коэффициента  $\xi$  (0,03...0,001) для кинематического анализа обычно достаточно и первого приближения. Связь, обусловленную трением между катками во фрикционной передаче, называют **псевдокинематической** [5].

Кроме голономной или неголономной связь может быть удерживающей или неудерживающей, стационарной или нестационарной. Связи, в уравнения которых время явно не входит, называют **стационарными**. В уравнение **нестационарной** связи время входит в явной форме. **Удерживающими** называют связи, при наличии которых для любого возможного перемещения точки механической системы противоположное ему перемещение также является возможным. Удерживающие связи описываются равенствами, а неудерживающие – неравенствами. Неудерживающие связи характерны для гибких звеньев, например, гибкие связи между звеньями 1 и 3 (рис.1.9, г) не препятствуют сближению звеньев, но делают невозможным противоположное относительное перемещение.

В курсе «Теория механизмов» рассматриваются механизмы с голономными, стационарными и удерживающими связями. В механизмах связи обычно действуют постоянно. Однако существуют механизмы переменной структуры, в которых связи, оставаясь стационарными, изменяются в какой-то момент времени. Например, в планетарной коробке скоростей из одного зубчатого механизма с несколькими степенями свободы путем включения элементов управления (муфт и тормозов) получают несколько различных по строению механизмов с одной степенью свободы. Другим примером механизма переменной структуры может служить рассмотренный ранее (рис.2.2) фрикционный механизм, в котором при недостаточной силе прижатия катков начинается буксование: входное звено вращается, а выходное – неподвижно.

## Опорные точки

- Связи – ограничения, налагаемые на положения и скорости точек механической системы, которые должны выполняться при любых действующих на систему силах.
- Дифференциальные интегрируемые и геометрические связи называются голономными связями.
- Связи могут быть голономными и неголономными, удерживающими и неудерживающими, стационарными и нестационарными. В учебном курсе теории механизмов рассматриваются, как правило, механизмы с голономными, стационарными и удерживающими связями.
- Уравнения, которым в силу наложенных связей должны удовлетворять координаты точек механической системы и их скорости (первые производные от координат по времени), называются уравнениями связей.

## Контрольные вопросы

- ✓ Чем дифференциальная связь отличается от геометрической?
- ✓ Почему одну из связей во фрикционной паре называют псевдокинематической?
- ✓ В чем особенность механизмов переменной структуры?

## 2.2. Избыточные связи

Свойства механизмов зависят не только от свойств каждой связи, но и от числа связей и их взаимодействия.

В механизмах достаточно часто встречаются **связи, которые повторяют ограничения, наложенные другими связями**. Их называют **избыточными связями** [1],[3-5]. Избыточные (повторяющиеся) связи имеют следующие свойства:



-устранение избыточных связей не влияет на кинематику механизма;

-каждая избыточная связь увеличивает статическую неопределенность механизма на единицу.

Различают три типа избыточных связей [5].

1. **Избыточные связи на элементах кинематических пар.** В трехподвижной плоскостной паре (табл.1.2) требуемое относительное движение может быть получено постоянным соприкосновением ее

элементов по поверхности. Эта кинематическая пара накладывает на относительное движение звеньев три геометрические связи и позволяет передавать силу вдоль оси перпендикулярной плоскости соприкосновения и две пары сил вокруг осей, лежащих в этой плоскости. Однако для реализации этой функции достаточно было бы соприкосновения обоих звеньев только в трех точках (рис.1.3). Соприкосновение во всех остальных точках создает в неограниченном количестве избыточные связи. В результате этого реакции связей становятся статически неопределенными, и для их расчета необходимо

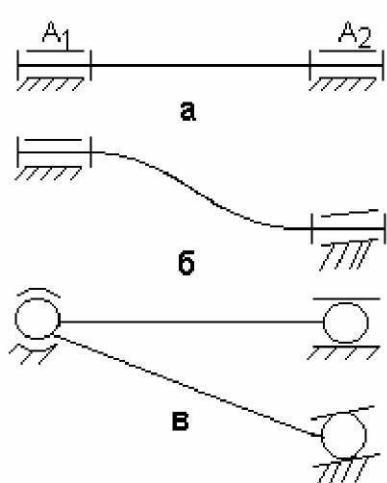
применять гипотезы о распределении напряжений по площадке контакта. Поступая аналогично, в любой кинематической паре соприкосновение по поверхностям и линиям можно заменить соприкосновением в точках, число которых равно классу пары ( $S$ ).



Эти избыточные связи желательны, так как они снижают контактные давления, увеличивают допустимую нагрузку на подвижные соединения и уменьшают износ. Число таких связей увеличивают с помощью ручной обработки (шабровки), на металлорежущих станках и в процессе приработки легко нагруженного механизма в условиях хорошей смазки (обкатка механизма).

**2. Избыточные связи в разветвленных подвижных соединениях.** В механизмах часто встречаются разветвленные подвижные соединения двух звеньев, состоящие из отдельных частичных соединений (ветвей), например,

вал и стойка (рис.2.3, а) образуют вращательную кинематическую пару А, имеющую две ветви  $A_1$  и  $A_2$ . Каждое из частичных соединений накладывает на относительное движение вала по 5 связей, допускающих только вращение вала вокруг своей оси. При абсолютно точном изготовлении жестких вала и опор уравнения связей в ветвях  $A_1$  и  $A_2$  тождественны. Так как для реализации требуемого вращательного движения вала достаточно 5 связей, то остальные 5 являются повторяющимися, причем нельзя указать, связи какой ветви  $A_2$  или  $A_1$  являются основными, а какой избыточными. При неточном изготовлении опор (рис. 2.3, б) избыточные связи превращаются в дополнительные к имеющимся ограничения на относительное движение вала.



**Рис. 2.3.** Схемы установки вала на двух опорах:  
а – идеальная; б – реальная;  
в – статически определимая

Уравнения связей в ветвях  $A_1$  и  $A_2$  уже не тождественны, сборка такой кинематической пары возможна только за счет деформации вала, а подвижное соединение из-за заклинивания вала в опорах может превратиться в неподвижное. Если вал установить на опоры в виде сферических подшипников, из которых один ( $A_2$ ) плавающий, а второй ( $A_1$ ) неподвижен в осевом направлении (рис.2.3, в), то число избыточных связей будет равно нулю, а система станет статически определимой и нечувствительной к неточностям изготовления и монтажа. Задача выбора подвижных соединений при установке вала редуктора на опоры конструктивно решается в деталях машин.



Главным показателем качества конструкции разветвленного соединения является число избыточных связей. Чем больше этих связей в соединении, тем точнее его надо изготовить, тем чувствительнее соединение к деформациям и самозаклиниванию, тем труднее его монтаж и демонтаж. Тем не менее, в случаях, когда удается обеспечить при изготовлении и сборке требуемую

точность разветвленных соединений, они широко применяются на практике, так как повышают жесткость и прочность подвижных соединений, например, в зубчатой передаче стремятся увеличить число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, уменьшая тем самым нагрузку, приходящуюся на один зуб; шлицевое (зубчатое) соединение используют в качестве поступательной кинематической пары; в подшипнике качения размещают большое число шариков или роликов между наружным и внутренним кольцами.

**3. Контурные избыточные связи.** Избыточные связи этого типа образуются в замкнутых контурах кинематических цепей. В незамкнутых кинематических цепях контурные избыточные связи отсутствуют. Если говорят о необходимости устранения избыточных связей, то обычно имеют в виду контурные связи. Эти связи родственны избыточным связям второго типа, но их труднее обнаружить и от них в большей степени зависят эксплуатационные свойства и технологичность механизма. В механизме двойного параллелограмма (рис.2.4) для основного четырехзвенного механизма ACDF выполняется условие  $AC=DF$  и  $CD=AF$ , т. е. ACDF – параллелограмм. Постановка дополнительного звена  $BE=CD$  при условии  $AB=FE$  вносит в механизм избыточную геометрическую связь, тождественную внесенной ранее звеном CD. Если точность выполнения указанных геометрических соотношений окажется недостаточной, то сборка и последующее движение механизма будут сопровождаться деформациями (натягами) звеньев.

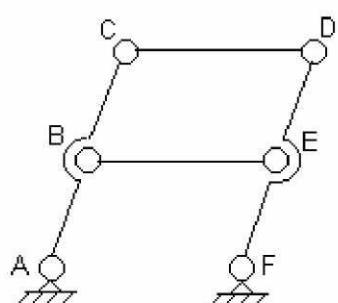


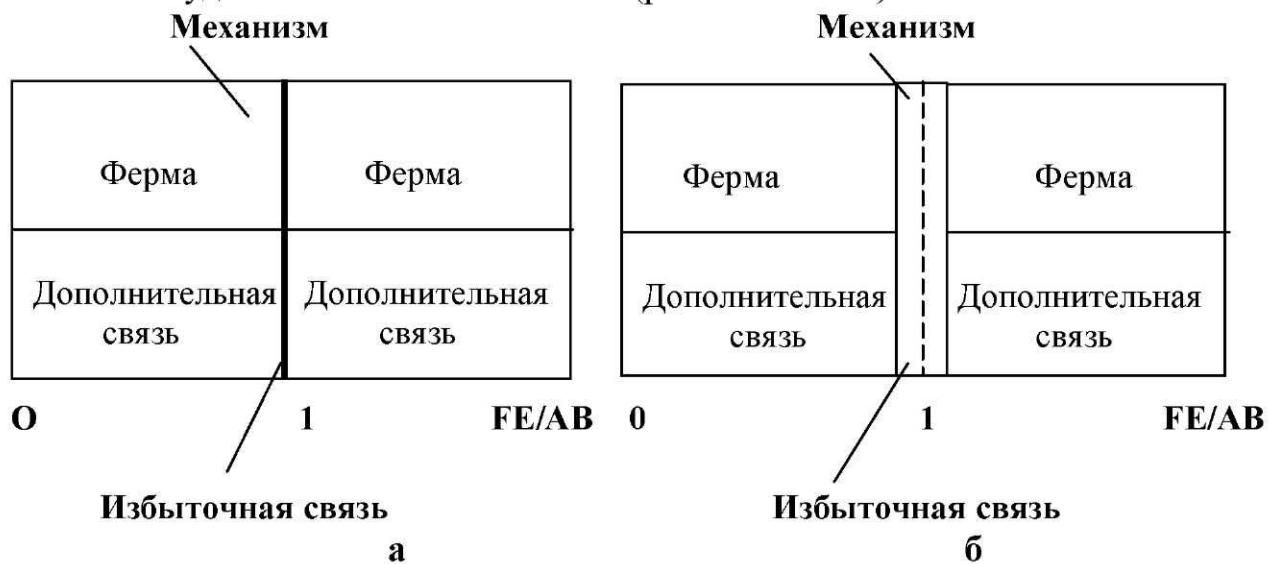
Рис. 2.4. Схема механизма двойного параллелограмма

износ и снижают КПД. Изготовление таких механизмов дороже, затруднен их монтаж и демонтаж, существует угроза заклинивания и поломок. Распределение давлений на элементах кинематических пар неравномерно, поэтому необходима длительная обкатка механизма.

**Читатель -** У меня сразу два вопроса. Во-первых, почему вместо аморфного определения избыточных связей как связей, повторяющих ограничения, наложенные другими связями, не используется более ясное и четкое определение избыточных связей как связей, имеющих тождественные уравнения с другими, ранее наложенными связями? Во-вторых, почему в механизмах с контурными избыточными связями существует угроза заклинивания и что следует делать, чтобы эту угрозу ослабить или устраниить?

**Автор -** В механизме двойного параллелограмма (рис.2.4) уравнения связей, вносимых шатунами CD и BE, будут тождественны только в идеальной схеме при условии, что все звенья механизма – абсолютно твердые тела и все размеры абсолютно точно выдержаны. Тогда одна из связей, например, вносимая шатуном CD будет основной, другая, вносимая шатуном BE, - избыточной (тождественной), а

механизм – статически неопределенным. Проанализируем работу механизма и трансформацию избыточной связи, рассматривая схему механизма в *развитии*. Звенья по-прежнему будем считать абсолютно твердыми, а положение шарнира Е на звене DF будем изменять (рис. 2.5.). Из анализа



**Рис.2.5.** Область существования избыточных связей и статически неопределенного механизма двойного параллелограмма: а - при абсолютно жестких звеньях; б - при податливых звеньях

кинематики следует, что при  $FE/AB \neq 1$  механизма не существует, а механическая система является кинематически неизменяемой системой (статически определимой фермой). Это произошло потому, что избыточная связь трансформировалась в обычную, неповторяющуюся, дополнительную связь, устранившую подвижность механизма. Если звенья механизма считать податливыми, то при небольшом изменении положения шарнира Е механизм существует, но движение звеньев происходит за счет их деформации. При более существенном изменении положения шарнира Е механизм заклинится (превратится в ферму) и при попытке повернуть кривошип АВ – либо сгорит электродвигатель, либо разрушится предохранительный элемент в приводе, например муфта, либо выйдет из строя наименее прочная деталь механизма. Отвечая на первый вопрос, отметим, что предлагаемое вами определение избыточных связей справедливо только для идеальной расчетной схемы механизма. Понятие избыточных связей, принятое в пособии, более широкое и учитывает практику конструирования. Угроза заклинивания механизма существует из-за наличия в нем избыточных связей, и устранить эту угрозу можно только, исключив из механизма эти связи, а ослабить – повышая, например, точность изготовления и монтажа звеньев и кинематических пар или увеличивая податливость звеньев.

**⚠ Статически неопределенные механизмы (с контурными избыточными связями) существуют, как исключение из правил, только при строгом выполнении определенных соотношений между геометрическими параметрами звеньев и кинематических пар. Если эти соотношения не выполняются, то избыточные связи превращаются в дополнительные к имеющимся связи, устраняющие подвижность механизма, и механизм прекращает свое существование.**

Иногда избыточные связи умышленно вводят в состав механизма для повышения его жесткости и прочности или для устранения неопределенности движения звеньев в некоторых положениях. При этом требуется повышенная точность при изготовлении и сборке звеньев и кинематических пар.

Механизмы без избыточных связей являются *статически определимыми*. Они могут быть изготовлены с меньшей точностью, так как ошибки размеров не вызывают дополнительных напряжений и их неравномерного распределения. Деформации звеньев практически не влияют на работу механизма, а обкатка необходима только для образования повторяющихся связей первого типа. Очень ценным свойством этих механизмов является *самоустанавливающаяся способность звеньев*, т. е. звенья под воздействием



*нагрузки сами занимают положения, соответствующие фактическим погрешностям изготовления и монтажа.*

---

Применение самоустанавливающихся сателлитов в редукторах комбайнов «Колос» привело к четырехкратному увеличению долговечности редукторов. Для статически определимого электровозного пантографа трение уменьшилось в 3 раза, значительно упростился ремонт. Устранение избыточных связей в структурной схеме мостового крана дало увеличение долговечности ходовых колес с 1-2 месяцев до нескольких лет [24].

---

В некоторых учебниках [6], [7] избыточные связи в механизмах разделяются только на две группы: локальные избыточные связи в кинематических парах и соединениях и контурные избыточные связи в замкнутых контурах механизма.

Сколько избыточных связей изображено на иллюстрации к заголовку главы 2?

## Опорные точки

- **Избыточными (повторяющимися, дублирующими) связями называют связи, которые повторяют ограничения, наложенные другими связями.**
- **Избыточные связи имеют следующие свойства:**
  - а) устранение избыточных связей не влияет на кинематику механизма;
  - б) каждая избыточная связь увеличивает статическую неопределенность механизма на единицу.
- **Различают три типа избыточных связей:**
  - а) на элементах кинематических пар;
  - б) в ветвях кинематических пар;
  - в) в замкнутых контурах кинематических цепей.
- В любой кинематической паре соприкосновение по поверхностям и линиям можно заменить соприкосновением в точках, число которых равно классу пары.
- В незамкнутых кинематических цепях контурные избыточные связи отсутствуют.
- Статически неопределенные механизмы (с контурными избыточными связями) существуют только при строгом выполнении определенных соотношений между геометрическими параметрами звеньев и кинематических пар.

- При проектировании механизмов следует использовать статически определимые структурные схемы.

### **Контрольные вопросы**

- ✓ Какие избыточные связи полезны для работы механизма?
- ✓ Какими свойствами обладают статически определимые механизмы?
- ✓ Сформулируйте недостатки и достоинства конструкций механизмов с контурными избыточными связями.



### **2.3. Степени свободы механизма**

Обобщенными координатами механизма называют независимые между собой координаты, определяющие положения всех звеньев механизма относительно стойки. Так, в механизме двойного параллелограмма (рис.2.4) за обобщенную координату можно принять угол поворота кривошипа АС, так как положение звена АС, заданное этим углом, определяет также положения всех других подвижных звеньев механизма. Большинство механизмов имеют одну обобщенную координату, но возможны случаи, когда число обобщенных координат механизма достаточно велико, например в механизмах манипуляторов промышленных роботов число обобщенных координат может быть больше шести. **Число степеней свободы механизма** (число независимых между собой возможных перемещений механизма относительно стойки) в механизмах с голономными связями совпадает с числом обобщенных координат.



⚠ Число степеней свободы механизма (число независимых между собой возможных перемещений механизма относительно стойки) в механизмах с голономными связями совпадает с числом обобщенных координат.

Знаете ли вы, что рука человека имеет свыше 20 степеней свободы.

В механизмах встречаются степени свободы звеньев и групп звеньев, не влияющие на характер движения механизма в целом, которые называются **лишними степенями свободы**, или соответственно **местными и групповыми подвижностями**.

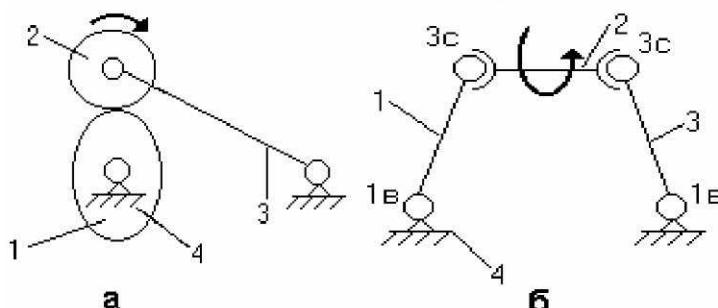


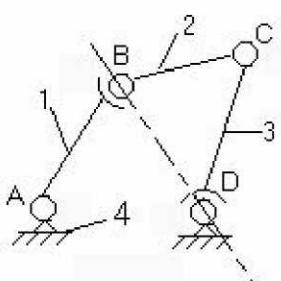
Рис. 2.6. Схемы механизмов с местными подвижностями

Местные подвижности бывают полезными или вредными для работы механизма. Их часто специально вводят в механизм для уменьшения износа элементов пары, улучшения условий смазки, самоустановки звеньев под нагрузкой, повышения

надежности и КПД. Например, применение ролика 2 (рис.2.6, а) позволяет заменить трение скольжения между кулачком 1 и коромыслом 3 на трение качения, уменьшая при этом износ. В тоже время лишние степени свободы могут приводить к возникновению дополнительных вибраций и инерционных сил.

Вращение шатуна 2 вокруг своей оси в четырехзвеннике (рис.2.6, б) может оказаться полезной или вредной лишней степенью свободы, что может быть установлено только при специальном исследовании. Если местная подвижность часто оказывается полезной, то групповая подвижность в большинстве случаев

Рис. 2.7. Схема механизма с групповой подвижностью



недопустима, например, в четырехзвеннике (рис.2.7) шатун 2 и коромысло 3 имеют возможность поворота вокруг оси, проходящей через шарниры В и D, что может привести к заклиниванию механизма. В то же время у манипуляторов промышленных роботов подвижность группы звеньев позволяет обеспечить необходимую маневренность. **Маневренность манипулятора** – способность манипулятора обходить препятствия в рабочем пространстве. Она дает возможность некоторым звеньям манипулятора располагаться в более удобной позиции при одном и том же положении захвата.

В некоторых механизмах встречается **мгновенная подвижность**, под которой понимается степень свободы механизма, существующая только в определенных его положениях. Например, в механизме

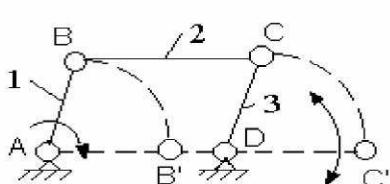
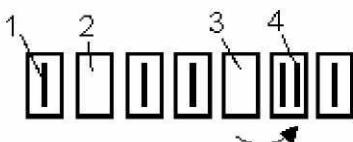


Рис. 2.8. Схема механизма с мгновенной подвижностью

шарнирного параллелограмма (рис.2.8)  $AB=DC$  и  $BC=AD$ , поэтому угловые скорости входного 1 и выходного 3 звеньев



**Рис. 2.9.** Схема образования мгновенной подвижности в механизме с одной степенью свободы: 1 – связь; 2 – степень свободы; 3 – мгновенная степень свободы; 4 – мгновенная избыточная связь

для устранения мгновенной подвижности, которая создает неопределенность движения (точка С' может поворачиваться вокруг шарниров как по, так и против часовой стрелки), применяют разные методы, в том числе и постановку дополнительного пассивного звена.

При анализе колебаний в механизмах с упругими звеньями и промежуточными элементами (виброизоляторами, пружинами), кроме рассмотренных структурных степеней свободы, обусловленных геометрическими связями, вводят параметрические степени свободы, зависящие от конструктивных (масса, жесткость) параметров звеньев и режима движения механизма.

совпадают. В положении, когда все звенья располагаются на одной линии (показано штриховой линией), появляется еще одна степень свободы – возможность поворота точки С' вокруг шарниров В' и D при неподвижном звене 1.

**⚠ Мгновенная подвижность появилась вследствие того, что в данном положении механизма две разные связи стали тождественными, то есть появилась мгновенная избыточная связь (рис. 2.9).** Для



Для устранения мгновенной подвижности, которая создает неопределенность движения (точка С' может поворачиваться вокруг шарниров как по, так и против часовой стрелки), применяют разные методы, в том числе и постановку дополнительного пассивного звена.

## Опорные точки

- **Обобщенными координатами механизма называют независимые между собой координаты, определяющие положения всех звеньев механизма относительно стойки.**
- **Число степеней свободы механизма (число независимых между собой возможных перемещений механизма относительно стойки) в механизмах с голономными связями совпадает с числом обобщенных координат.**
- **В механизмах встречаются местные, групповые и мгновенные подвижности (степени свободы).**

## Контрольные вопросы

- ✓ Что понимается под лишними степенями свободы?
- ✓ В каких случаях и почему в механизме могут появиться мгновенные подвижности?
- ✓ Что такое маневренность манипулятора?

Теорию механизмов и машин изучают машиностроители всего мира. За рубежом широко распространена учебная специальность машиноведение, например, в США подавляющее большинство инженеров-механиков готовятся в 105 колледжах и университетах именно по этой специальности. Обучение инженера-механика в американском университете ориентировано не на определенную отрасль машиностроения, а на тот или иной комплекс научно-технических проблем, встречающихся в машиностроении. Упор делается на теоретическую подготовку, общенаучные и общетехнические дисциплины, в число которых входит и теория механизмов.

## 2.4. Плоские, поверхностные и пространственные механизмы

Любой механизм является *трехмерным* объектом. По виду траекторий точек звеньев механизмы разделяют на **объемные** и **поверхностные**. Из поверхностных выделяют плоские, сферические и цилиндрические механизмы. **Плоским называют механизм, подвижные звенья которого совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости.** Точки звеньев плоского механизма описывают траектории, лежащие в параллельных плоскостях. **Сферическим** называют механизм, в котором все оси вращения звеньев пересекаются в одной точке, а точки звеньев описывают траектории, лежащие на концентрических сферах. Шарнирный четырехзвенник будет плоским механизмом, если оси вращательных пар параллельны (рис. 2.10, а), и сферическим, если оси вращательных пар пересекаются в одной точке (рис. 2.10, б). **Цилиндрическим** называют механизм, точки звеньев которого описывают траектории, лежащие на поверхностях коаксиальных (соосных) цилиндров, например, соосный винтовой механизм.

**⚠ Необходимым условием существования плоского механизма является обеспечение всеми кинематическими парами относительного движения звеньев в параллельных плоскостях.**

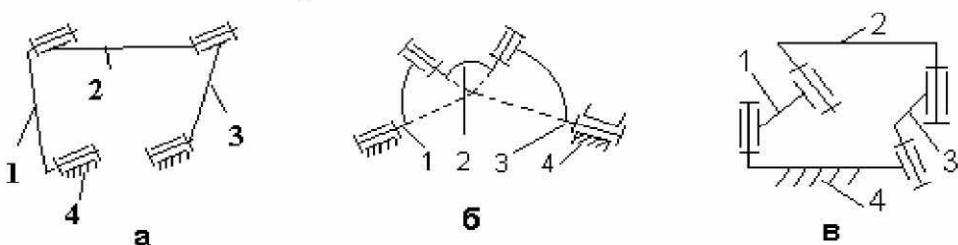
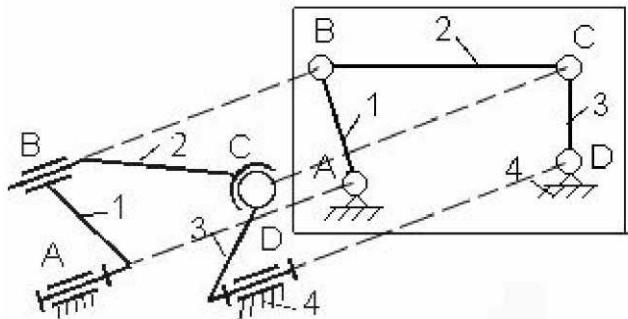


Рис. 2.10. Шарнирные четырехзвенники: а – плоский; б – сферический; в – пространственный механизм Беннета

По виду движения звеньев механизмы разделяют также на плоские и пространственные, причем к **пространственным** относят любой неплоский механизм, например механизм Беннета (рис.2.10, в), сферические и цилиндрические механизмы.

**Знаете ли вы, что возможность существования объемного четырехзвенника (механизма Беннета) была теоретически доказана спустя почти два десятилетия после его появления.**

**⚠ Самыми распространеными являются плоские механизмы, которые в основном и изучаются в курсе «Теория механизмов». При исследовании движения плоских механизмов достаточно использовать его *плоскую структурную схему*, на которой представлен не сам механизм, а его изображение на плоскости (рис. 2.11).**



**Рис. 2.11.** Пространственная и плоская структурные схемы механизма

движения изображений звеньев на накладываются в плоских механизмах *двумерными изображениями* подвижных соединений – **плоскими кинематическими парами**, а не самими соединениями. Поэтому в плоской структурной схеме механизма кинематические пары, накладывающие два условия связи на относительное движение в плоскости, считаются **плоскими одноподвижными парами**, а пары, накладывающие одно условие связи – **плоскими двухподвижными парами**. (табл.2.1)

В плоской структурной схеме сферическая пара изображается как вращательная, а цилиндрическая в зависимости от ее ориентации в пространстве - как поступательная или вращательная. Это возможно потому, что **связи**, в том числе избыточные, в поверхностных механизмах разделяются на **нормальные**, ограничивающие перемещения перпендикулярные к поверхности, и **тангенциальные**, ограничивающие поверхности. Тангенциальные связи в плоских механизмах изображаются *двумерными изображениями* подвижных соединений – **плоскими кинематическими парами**.

Таблица 2.1

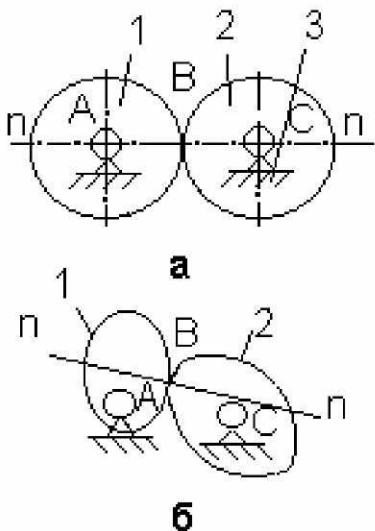
**Двумерные изображения кинематических пар в плоской структурной схеме механизма (плоские кинематические пары)**

Название	Число степеней свободы	Вид контакта	Вид относительного движения	Условное обозначение изображения или его части
Плоская одноподвижная пара	1	Линия, точки	Вращательное	
		Линия, точки	Поступательное	
		Точки, точка	Плоское	
Плоская двухподвижная пара	2	Точка	Плоское	

**Избыточные связи в плоской схеме механизма (тангенциальные)** появляются тогда, когда в кинематической цепи имеются кинематически пассивные звенья или плоские одноподвижные пары, повторяющие наложенные ранее ограничения на относительное движение звеньев. **Кинематически пассивные звенья** соединяют точки, расстояние

между которыми в механизме с абсолютно жесткими звеньями не меняется, а кинематика механизма сохраняется при отсутствии этих звеньев (рис.2.4).

Рассмотрим плоский трехзвеный фрикционный механизм (рис.2.12,а).



**Рис. 2.12.** Схемы механизмов:  
а – фрикционного; б - кулачкового

общей нормали  $nn$ , проходящей через точку контакта. Механизм имеет одну степень свободы, а тангенциальные избыточные связи отсутствуют. Если элементы высшей пары выполнить в виде окружностей (рис.2.12, а), то общая нормаль  $nn$  совпадет с линией центров АС. Ограничение на относительное движение круглых дисков 1 и 2, которое вносит высшую пару В, сводится к обеспечению неизменным межосевого расстояния АС, но связи в кинематических парах А и С также делают невозможным изменение межосевого расстояния. Таким образом, связь в высшей паре В из-за изменения геометрии элементов кинематической пары превратилась из обычной в кулачковом механизме в повторяющуюся, избыточную связь в кинематической цепи с двумя круглыми дисками. Так как число обычных связей уменьшилось на единицу, то в кинематической цепи (рис.2.12, а) должна появиться еще одна степень свободы. Действительно, в кинематической цепи с двумя круглыми дисками две степени свободы (диски имеют возможность вращаться независимо друг от друга). Это уже не механизм, так как передача движения от звена к звену невозможна. Для обеспечения передачи вращения в кинематическую цепь необходимо ввести еще одну связь, которая, устранив лишнюю степень свободы, превратит устройство в механизм с одной степенью свободы. Такую связь дает сила трения между дисками, для получения которой можно, например, выполнить обод одного из дисков упругим (резиновым), а прижатие обеспечить, установив межосевое расстояние меньше, чем сумма радиусов дисков. Из выполненного анализа ясно, что избыточная связь во фрикционном механизме является контурной тангенциальной и геометрической, а фрикционная пара в плоской схеме механизма в первом

Некоторые авторы [5], [17] утверждают, что в механизме присутствует избыточная тангенциальная связь, другие [26] отрицают ее существование, а большинство вообще не затрагивают эту проблему. Докажем существование контурной избыточной связи в плоской схеме трехзвенного фрикционного механизма, установим причину ее появления и какие именно связи описываются тождественными уравнениями. Для этого сначала рассмотрим кулачковый механизм (рис.2.12, б). Высшая пара В накладывает в плоскости чертежа одну связь, запрещая относительное движение звеньев 1 и 2 вдоль

приближении является плоской одноподвижной (центроидной) парой, допускающей плоское относительное движение звеньев.



Чтобы проверить, вносит ли плоская одноподвижная пара избыточную связь в замкнутый контур механизма, необходимо мысленно заменить ее плоской двухподвижной парой. Если после этого число степеней свободы механизма не изменится, то одноподвижная пара вносила избыточную связь. Например, центроидную пару В (рис 2.12,а) можно заменить плоским двухподвижным зубчатым сцеплением. При этом фрикционный механизм превратится в зубчатый.

Плоская схема не может полностью отразить работу механизма так же, как одна проекция не может полностью его изобразить. *При анализе нормальных связей и степеней свободы, а также при мысленной сборке механизма плоский механизм необходимо рассматривать как трехмерный с указанием в пространственной структурной схеме действительных подвижных соединений, а не их изображений.*



*В плоских механизмах нормальные контурные избыточные связи появляются только при сборке последней кинематической пары в замкнутом контуре механизма, когда повторяются связи подвижного звена и стойки. В плоских механизмах с низшими одноподвижными парами каждый замкнутый контур кинематической цепи содержит три нормальные избыточные связи.*

В машиностроении часто применяются механизмы, отличающиеся от плоских наличием местных подвижностей, из-за которых точки отдельных звеньев имеют пространственные траектории движения (рис. 2.6, б). Такие механизмы называются **квазиплоскими**. Для исследования квазиплоских механизмов также применяют плоские и пространственные структурные схемы.

## Опорные точки

- Плоским называется механизм, подвижные звенья которого совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости. Все остальные механизмы относятся к пространственным механизмам.
- Плоский механизм является трехмерным объектом и может быть описан пространственной (трехмерной) и плоской (двумерной) структурными схемами.
- В плоской структурной схеме указываются двумерные изображения звеньев и кинематических пар (плоские кинематические пары) на плоскости.
- Плоские кинематические пары могут быть одноподвижными или двухподвижными.
- Тангенциальные избыточные связи в плоской схеме механизма появляются тогда, когда в кинематической цепи имеются кинематически

**пассивные звенья или плоские одноподвижные кинематические пары, повторяющие наложенные ранее ограничения.**

### **Контрольные вопросы**

- ✓ *Что является необходимым условием существования плоского механизма?*
  - ✓ *Как узнать есть ли в плоском механизме тангенциальные избыточные связи?*
  - ✓ *Что такое плоская кинематическая пара?*
  - ✓ *Что такое поверхностный механизм?*
- 

В сопротивлении материалов под стержневой системой понимают конструкцию, состоящую из элементов в форме бруса. Различают плоские, плоскопространственные и пространственные стержневые системы. У плоской рамы или фермы оси всех составляющих элементов расположены в одной плоскости, которая одновременно является главной плоскостью сечений. В этой же плоскости действуют все внешние силы, включая и реакции опор. Под статически определимой понимается такая система, для которой все реакции опор могут быть определены при помощи уравнений равновесия, а затем при найденных опорных реакциях методом сечений могут быть определены также и внутренние силовые факторы в любом поперечном сечении. Связи делятся на внешние и внутренние, необходимые и дополнительные. Необходимое число связей – число связей, при котором достигается кинематическая неизменяемость. Всякую связь, наложенную сверх необходимых, называют дополнительной. Число дополнительных связей равно степени статической неопределенности системы. В теоретической механике плоской называется система сил, линии действия которых находятся в одной плоскости.

---

### **Повторение пройденного**

- ❖ **Свойства механизмов зависят от свойств каждой связи, от числа связей и их взаимодействия.**
- ❖ **При проектировании механизмов следует использовать статически определимые структурные схемы (без избыточных связей).**
- ❖ **Плоский механизм является трехмерным объектом и может быть описан пространственной (трехмерной) и плоской (двумерной) структурными схемами.**
- ❖ **В поверхностных механизмах связи, в том числе и избыточные, разделяются на нормальные, ограничивающие перемещения перпендикулярные к поверхности, и тангенциальные, ограничивающие движение изображений звеньев на поверхности.**
- ❖ **Тангенциальные связи накладываются в плоских механизмах двумерными изображениями кинематических пар – плоскими кинематическими парами.**
- ❖ **При анализе нормальных связей и степеней свободы, а также при мысленной сборке плоский механизм необходимо рассматривать как трехмерный с указанием в пространственной структурной схеме действительных подвижных соединений, а не их изображений.**

## Задания для самостоятельной работы

Какое чудо – этот переход  
От слепоты к прозрению,  
К пониманию сути дела.  
М.Вертеймер

### ◆ Советы решающим задачи (продолжение)

10. Все время помните об условии задачи, перечитывайте его неоднократно.
11. Если не знаете как решать:
  - а) наметьте несколько направлений, по которым может пойти решение;
  - б) предположите, что задача уже решена, и определите возможные пути к ответу;
  - в) исследуйте пути решения, делая по шагу то от начала, то от конца, пока пути не пересекутся.
12. Умейте задать себе вопрос, который выяснит недочеты в решении.
13. Проведите мысленный эксперимент: измените что-либо в схеме, в условии задачи.
14. Не используйте без проверки предложенных вам готовых решений.  
**«Каждый должен сам овладеть навыками по усвоению знаний и делать это в присущем ему стиле» (С.Пейпарт)**

В копилку  
методов

2.1. При каких условиях кинематическая пара с постоянным контактом звеньев в трех точках будет: а) поступательной; б) плоскостной; в) сферической; г) высшей (4Л); д) высшей (5Т) и почему?

2.2. В литературе по теории механизмов [1], [5] утверждают, что в плоских и сферических механизмах на движения всех звеньев наложены 3 общие связи, а в цилиндрических – 4. Что понимается под термином общие связи?

2.3. В учебнике [6, с.39] утверждается, что при отклонении реальных поверхностей и профилей элементов кинематических пар от идеальных в парах появляются избыточные локальные связи и пары становятся статически неопределенными. Можно ли согласиться с таким утверждением и почему?

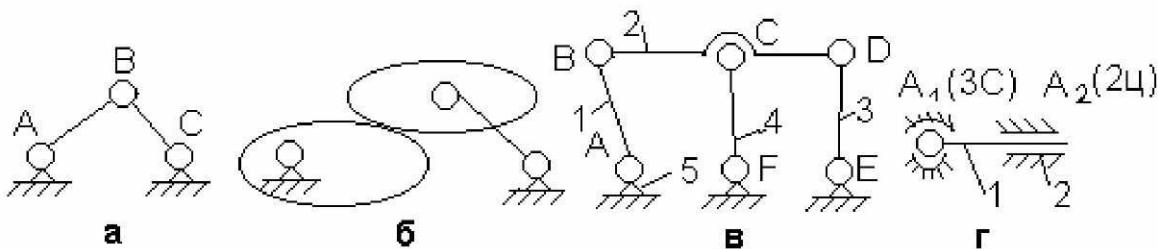
2.4. Докажите истинность или ложность следующего умозаключения, сделанного по аналогии. Из курса «Сопротивление материалов» известно, что замкнутый плоский контур стержневой конструкции имеет три дополнительные внутренние связи – трижды статически неопределен. Каждый замкнутый контур кинематической цепи плоского механизма с вращательными и поступательными парами имеет три нормальные избыточные связи и также трижды статически неопределен. Отсюда следует, что речь идет об одних и тех же связях, по-разному названных в теории механизмов и в сопротивлении материалов, поэтому нормальные избыточные связи есть дополнительные внутренние связи.

2.5. Где следует расположить опору С (рис.2.13, а), чтобы трехзвенная ферма стала кинематически изменяемой системой? Что является причиной появления мгновенной подвижности в ферме?

2.6. Чему равно число степеней свободы и число местных подвижностей в кулачковом механизме (рис.2.13, б)?

2.7. Где следует расположить шарнир А, чтобы статически определимая стержневая система (рис.2.13, в) превратилась из фермы в статически неопределенный механизм, если  $CF = DE = AB$ ,  $CF \parallel DE$ ?

**2.8.** Определите число избыточных связей в разветвленной кинематической паре А (рис.2.13, г). Что это за связи?



**Рис. 2.13.** Схемы кинематических цепей: а – кинематически неизменяемая система; б – механизм; в – кинематически неизменяемая система; г – вал на двух опорах

**2.9.** Какие кинематические пары не содержат избыточных связей и являются статически определимыми?

**2.10.** В учебнике [1, с.41] утверждается, что низшие пары в плоских механизмах могут быть либо вращательными, либо поступательными. Почему нельзя согласиться с данным утверждением? Какие изменения необходимо внести в текст, чтобы утверждение стало истинным?

**2.11.** В учебниках [4, с.14], [6, с.39], [16, с.43] подчеркивается, что класс кинематической пары определяется по числу геометрических связей, наложенных на относительное движение звеньев, а в сборнике рекомендуемых терминов [29] слово «геометрических» пропущено. Проведите критический анализ обоих определений и дайте свое.

**2.12.** Сколько сферических пар может быть в плоском четырехзвенном механизме с низшими кинематическими парами и замкнутой кинематической цепью?

**2.13.** Объясните, почему при замене одной или двух вращательных пар на поступательные кинематическая цепь (рис.2.13, а) остается фермой, а при замене всех трех вращательных пар на поступательные превращается в механизм?

**2.14.** Обоснуйте, может ли кинематическая цепь стойки из двух подвижных звеньев и трех поступательных пар иметь две степени свободы? Дайте примеры.

**2.15.** Механизм шарнирного параллелограмма (рис.2.8) имеет мгновенную подвижность, которая может привести к его заклиниванию. Для устранения этой подвижности в кинематическую цепь вводят кинематически пассивное звено. Изобразите структурную схему шарнирного параллелограмма в котором мгновенная подвижность отсутствует.

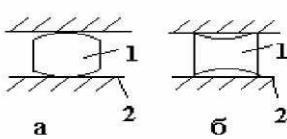
**2.16.** Устранена ли эта подвижность в механизме (рис.2.4) двойного параллелограмма?

**2.17.** Какую кинематическую пару образуют куб и вписанный в него шар? Дайте характеристики связям, наложенным на относительное движение звеньев.

**2.18.** Какая (плоская или пространственная) структурная схема приведена для изображения механизма:

а) рис.2.6, а; б) рис.2.6, б; в) рис.2.7 ?

**2.19.** Какие плоские кинематические пары образуют звенья 1 и 2 (рис 2.14)?



**Рис. 2.14.** Схема плоских кинематических пар

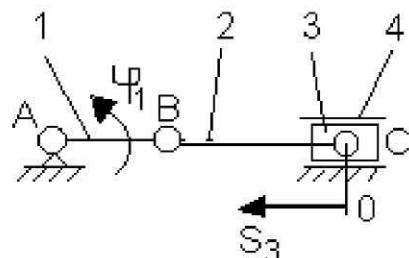
**2.20.** Обоснуйте, отличаются ли требования к точности изготовления и монтажа кинематической пары при ее силовом или кинематическом замыкании?

**2.21.** В чем основное сходство и различие понятий дополнительных связей, используемых в сопротивлении материалов, и избыточных связей, введенных в теории механизмов?

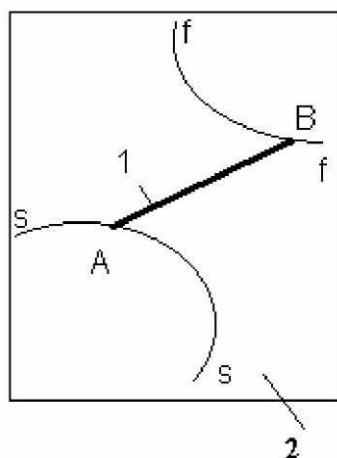
**2.22.** В сопротивлении материалов, теоретической механике и теории механизмов используются структурные формулы, связывающие число стержней,

контуров, шарниров с числом подвижностей стержневой системы. Почему с помощью структурных формул в общем случае нельзя установить, является ли стержневая система кинематически изменяемой или нет?

**2.23.** В кривошипно-ползунном механизме двигателя внутреннего сгорания ползун является входным звеном, а кривошип – выходным. Почему при кинематическом анализе механизма в качестве начального звена выбирается кривошип (рис.2.15), угол поворота  $\phi_1$  которого принимается за обобщенную координату, а не ползун?



**Рис. 2.15.** Схема кривошипно-ползунного механизма



**Рис. 2.16.** Схема плоской "траекторной" пары.

Рассчитайте коэффициент качества обучения по формуле:

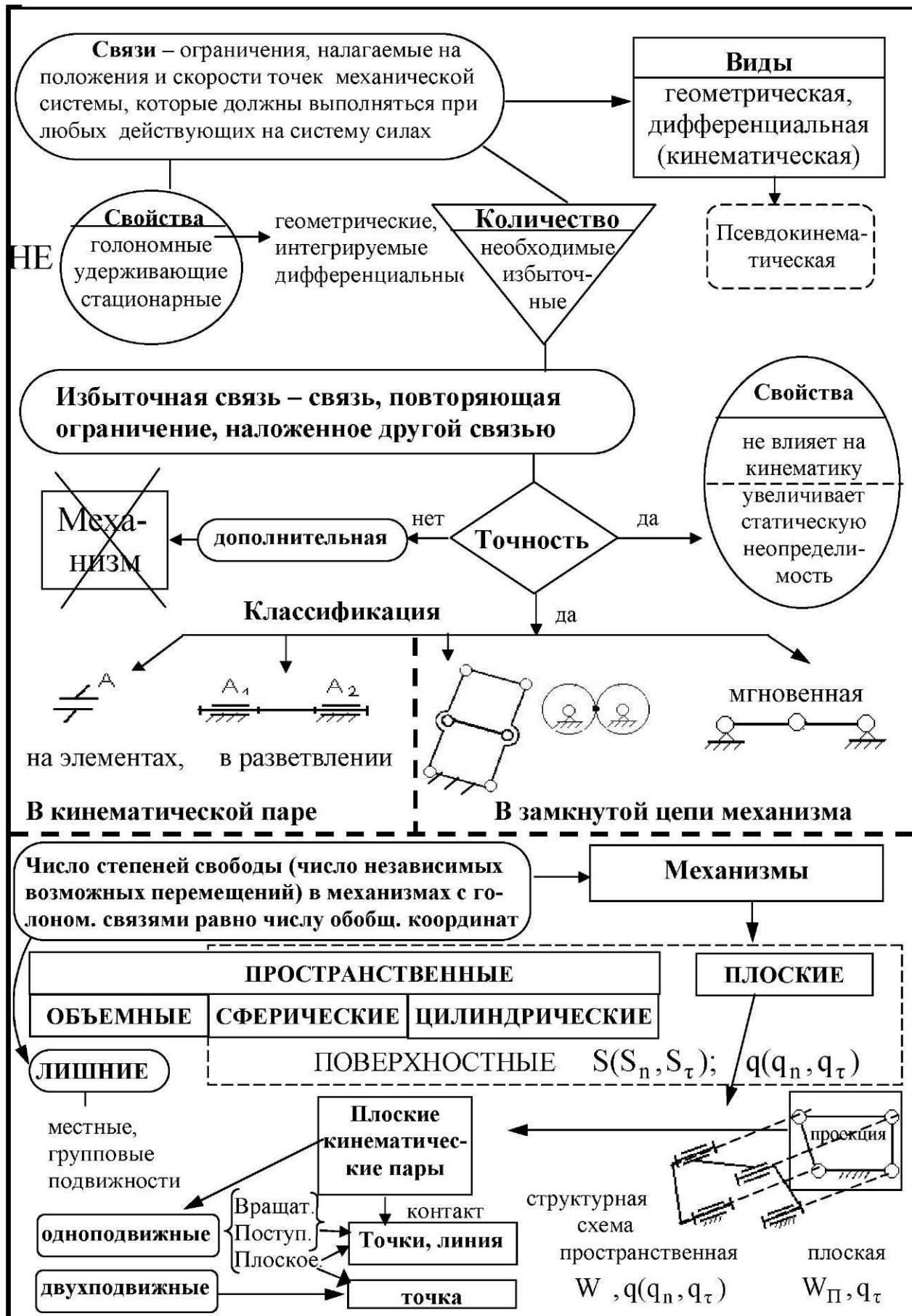
$$K_2 = m/25 * 100\% = ,$$

где  $m$  – число правильно решенных задач

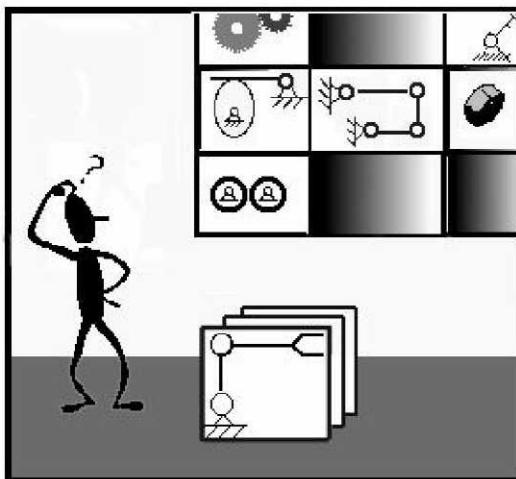
(Задача, содержащая несколько вопросов, считается решенной, если правильные ответы получены на все вопросы).

«Человек по-настоящему мыслящий, черпает из своих ошибок не меньше познания, чем из успехов» (Д. Дьюи)

## Конспект – план главы 2



## Глава 3. Обзор основных видов механизмов



Слишком разбросанный ум к постижению вещей не способен.

Д. Кардано

Первостепенная цель науки – упорядочение и упрощение.

Г. Селье

В конце XVII в. было известно около 150-ти видов механизмов. Начиная приблизительно с середины XIX в. до середины XX в., т.е. за 100 лет, число механизмов возросло до 4000. к началу XXI в. число описанных механизмов приближается к 5 тысячам. Спасательным кругом для инженера в этом море информации является классификация, которая основывается на обнаружении той или иной упорядоченности. Невозможно знать свойства каждого механизма, но можно и нужно знать отличительные особенности класса, к которому относится механизм.

**Классификация – особый случай применения логической операции деления объема понятия, представляющий собой некоторую совокупность делений (деление некоторого класса на виды, деление этих видов и так далее).** В качестве оснований деления в классификации выбирают как существенные для данных предметов признаки (**естественная классификация**, например, периодическая система элементов Д.И.Менделеева) так и несущественные, но удобные для систематизации (**искусственная классификация**, например, алфавитный каталог химических элементов).

Изучив данную главу, вы будете

- Знать основания систематизации механизмов и уметь классифицировать механизмы.
- Знать особенности винтовых, рычажных, зубчатых, кулачковых, мальтийских, передаточных, направляющих механизмов и уметь сравнивать механизмы.
- Знать определение, назначение и способ построения заменяющего механизма и уметь строить схемы заменяющих механизмов.
- Знать определение, цели и способы конструктивного преобразования механизмов и уметь находить в различных конструкциях механизмы аналогичные по структуре или виду.

### 3.1. Основные классификации механизмов

В основе классификаций механизмов лежат качественные и количественные характеристики *строения механизма и его движения*.

По виду движения звеньев механизмы разделяют на плоские и пространственные [29], а по виду траекторий точек звеньев – на объемные и поверхностные [5]. В зависимости от физических свойств звеньев, промежуточных элементов и рабочих тел механизмы разделяют [5] :

- 1) на механизмы с абсолютно твердыми звеньями;
- 2) механизмы, имеющие упругие промежуточные элементы (пружины, резиновые втулки) и деформируемые звенья;
- 3) механизмы, имеющие гибкие промежуточные элементы (ремни, тросы, цепи) и звенья (волновая зубчатая передача);
- 4) гидравлические механизмы, в которых преобразование движения происходит посредством твердых и жидких тел;
- 5) пневматические механизмы, в которых преобразование движения происходит посредством твердых и газообразных тел;
- 6) электрические механизмы, в которых твердые рабочие тела создают электромагнитное поле.

По виду звеньев и кинематических пар выделяют следующие группы механизмов:

1. **Рычажные** (стержневые), звенья которых образуют только вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические пары. Отличительной особенностью рычажных механизмов является присутствие в них только низших кинематических пар и достаточно высокий КПД, что позволяет соединять рычажные механизмы непосредственно с исполнительным органом машины и передавать большие силы.

2. **Зубчатые** (рис.3.1), в состав которых входят зубчатые звенья 1, 2. Зубчатое

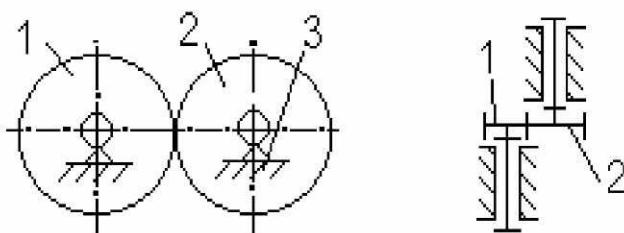


Рис. 3.1. Схемы зубчатого механизма

**звено** определяется как звено, имеющее выступы (зубья) для передачи движения посредством взаимодействия с выступами другого зубчатого звена. Вращающее зубчатое звено называется **зубчатым колесом**, а прямолинейно движущееся - **зубчатой рейкой**. Широкое распространение зубчатые передачи получили благодаря

возможности передавать равномерное вращение с вала на вал.

Найдите противоречие в описаниях зубчатого механизма. Почему противоречие существует? Как оно разрешается?

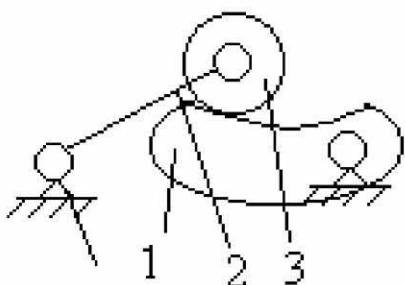


Рис. 3.2. Схема кулачкового механизма

3. **Кулачковые**, в состав которых входят стойка 1, кулачок 2, выходное звено 3 и иногда ролик 4 (рис.3.2). **Кулачок** – звено, имеющее элемент высшей пары, который выполнен в виде поверхности *переменной кривизны*. Задавая соответствующий *профиль* кулачку, можно получить почти *любой* закон движения выходного звена. В этом существенная особенность кулачкового механизма. Ролик позволяет

уменьшить в механизме потери энергии на трение.

4. **Фрикционные**, в которых передача движения осуществляется благодаря силам трения между элементами пары;

5. **Винтовые**, содержащие винтовую пару (гайку и винт).

6. **Механизмы с гибкими звеньями**. Под гибкими звеньями (иногда гибкими связями) понимаются обычно ремни, канаты, цепи, нити, которые охватывают два или более звеньев и устанавливают определенную связь между перемещениями этих звеньев.

7. **Мальтийские** (рис.3.3), в которых ролик (цевка) звена 1 образует высшую пару со звеном 2, выполненным с прорезями в виде креста мальтийского ордена. Мальтийский механизм предназначен для преобразования непрерывного вращения звена 1 во вращение звена 2 с остановками, во время которых звено 2 предохраняется от самопроизвольного поворота соприкасанием цилиндрических поверхностей звеньев 1 и 2.

Перечень механизмов можно продолжить [5], [6], отметим только, что возможны различные комбинации рассмотренных механизмов, например, зубчато-рычажные; винтостержневые; кулачково-зубчатые и т.д.

По функциональному назначению [5] различают направляющие и передаточные механизмы.

**Направляющим** называется механизм для воспроизведения заданной траектории точки звена, образующего кинематические пары только с подвижными звеньями. Направляющие механизмы обычно являются рычажными или комбинированными. **Передаточным** называется механизм для воспроизведения заданной функциональной зависимости между перемещениями звеньев, образующих кинематические пары со стойкой. С помощью передаточных механизмов реализуется необходимый закон движения выходных звеньев. К передаточным механизмам обычно относятся кулачковые, зубчатые, винтовые, фрикционные, клиновые, а также механизмы с гибкой связью и часть рычажных механизмов. Следует отметить, что механизмы выполняют самые разнообразные функции, поэтому разделение механизмов на направляющие и передаточные является одним из вариантов (наиболее общим) функциональной классификации.

По структуре кинематической цепи [6] механизмы делятся:

- 1) на механизмы с замкнутой и незамкнутой кинематической цепью;
- 2) с избыточными связями и самоустанавливающиеся;
- 3) с переменной и постоянной структурой;
- 4) второго, третьего и т.д. классов;
- 5) только с низшими парами и механизмы, в состав которых входят и высшие пары.

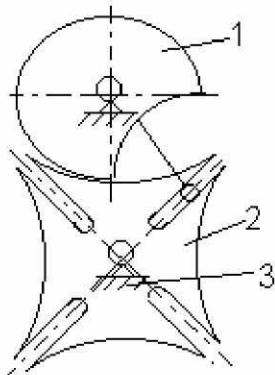


Рис. 3.3. Схема мальтийского механизма

Существуют и другие варианты [6],[8],[16],[28] классификаций, основанные как на упомянутых, так и на других признаках, например кинематической передаточной функции скорости выходного звена.

---

В 1808 г. испанский инженер Августин Бетанкур совместно с профессором математики Х.М. Ланцем написал руководство по курсу построения машин. В этой книге впервые была дана развернутая классификация механизмов, которые авторы, следуя Г. Монжу, называют «элементарными машинами». Основываясь на идеях Монжа о том, что основным назначением «элементарной машины» является передача и преобразование движения, Ланц и Бетанкур устанавливают 21 тип преобразований движения и затем подбирают «элементарные машины», при помощи которых могут быть выполнены такие преобразования.

Другой принцип для классификации механизмов предложил в 1841 году Р. Виллис, обосновавший и сам термин «механизм», заменив им неясный термин «элементарная машина». В основу своей классификации Виллис кладет принцип отношения скоростей. Классификация Виллиса (как и классификация последователей Монжа) не давала возможности применить к исследованию механизмов какие-либо общие методы, так как механизмы конструктивно подобные оказывались в различных подразделениях классификации. Классификационный признак, принятый Виллисом, оказался таким образом не соответствующим сущности механизмов, а лишь внешним по отношению к их структуре.

Впервые структурную классификацию применительно к плоским шарнирным механизмам предложил уже в начале XX века Л.В. Ассур[12]

---

## Опорные точки

- В основе классификаций механизмов лежат качественные и количественные характеристики строения механизма и его движения.
- Механизмы различают по виду движения звеньев, по виду траекторий точек звеньев, по различным свойствам звеньев, по виду звеньев и кинематических пар (геометрическим и конструктивным признакам), по функциональному назначению, по структуре кинематической цепи и т.д.

## Контрольные вопросы

- ✓ Какие механизмы называют рычажными?
- ✓ В чем особенность зубчатой передачи и кулачкового механизма?
- ✓ Что такое кулачок?

Основной энергетической машиной XIX в. была паровая машина. Какой передаточный механизм имел в это время наибольшее распространение на производстве? Что заменила паровая машина?

### 3.2. Плоские рычажные механизмы

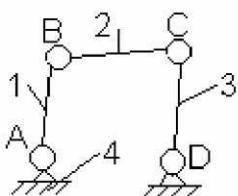


Рис. 3.4. Схема шарнирного четырехзвенника

Значительную часть плоских рычажных механизмов, которые получили наибольшее распространение на практике, составляют **шарнирные механизмы**, звенья которых соединены только вращательными парами. В механизме шарнирного четырехзвенника (рис.3.4) три подвижных звена 1, 2, 3 и стойка 4. Вращающееся звено шарнирного или рычажного механизма, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси, называется **кривошипом**. Звено рычажного механизма, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями, называется **шатуном**, а вращающееся звено, которое может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси — **коромыслом**. В зависимости от соотношения длин звеньев шарнирный четырехзвенник может быть трех видов: **кривошипно-коромысловый** (1 — кривошип, 2 — шатун, 3 — коромысло); **двухкривошипный** (1,3 — кривошипы, 2 — шатун); **двуихкоромысловый** (1,3 — коромысла, 2 — шатун).

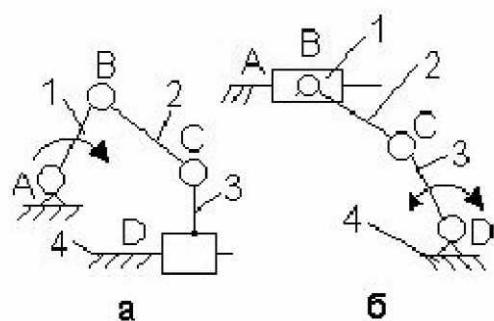


Рис. 3.5. Схемы четырехзвенного рычажного механизма;  
а — кривошипно-ползунного,  
б — коромыслово-ползунного

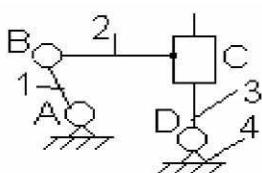


Рис. 3.6. Схема кулисного механизма

Заменяя в шарнирном четырехзвеннике одну вращательную пару на поступательную, можно получить механизмы двух видов. Если поступательной сделать пару А или D (рис.3.5), то в механизме будет **ползун**, звено образующее поступательную пару со стойкой, а вращающееся звено в зависимости от соотношения длин звеньев будет **кривошипом** или **коромыслом**. Соответственно механизм будет называться **кривошипно-ползунным** (рис. 3.5, а) или **коромыслово- ползунным** (рис.3.5, б). Если поступательной сделать пару В или С, то в механизме будет **кулиса**, звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару. Соответственно механизм (рис.3.6) называется **кулисным**. В зависимости от соотношения длин звеньев кулиса может совершать полный оборот (вращаться) или не совершать (качаться). Звено 2, имеющее меньшую протяженность элемента поступательной пары, называется **камнем**. Звено, имеющее большую протяженность элемента поступательной пары, называется **направляющей**.

Особое место занимают **клиновые** механизмы, звенья которых образуют только поступательные пары.

---

Шарнирные механизмы впервые появляются в Европе в составе машин около XII века[12]. Исключительное значение для теории и практики применения шарнирных механизмов имело изобретение механизма для приближенного воспроизведения прямой линии. Это изобретение было совершенно необходимо для техники построения паровых машин конца XVIII века. Дело в том, что общепринятым приводом\* пароатмосферных машин Ньюкомена (а затем и паровых машин Уатта) была передача через коромысло, качавшееся около некоторой точки закрепления. Один конец коромысла жестко соединялся с рабочим органом (шахтный насос для машин Ньюкомена), а второй – со штоком поршня. Шток теоретически должен был двигаться по прямой линии, конец коромысла – по дуге окружности. До тех пор, пока в зазор между поршнем и цилиндром машины легко проходил большой палец руки (известный инженер конца XVIII века Смитон сообщил один раз, что ему удалось добиться при изготовлении паровых машин высокой точности: большой палец руки проходил в зазор между цилиндром и поршнем с трудом), особого неудобства это не доставляло. Повысившаяся точность изготовления создала трудности с передачей движения. Изобретение Уаттом четырехзвенника, одна из шатунных точек которого приближенно описывала прямую линию, явилось удачным выходом из создавшегося положения. Недаром Уатт считал это изобретение одним из своих шедевров: «Хотя я и не особенно интересуюсь славой, но все же я горжусь своим прямилом больше, чем каким-либо другим своим изобретением по механической части».

---

### Опорные точки

- Рычажными называют механизмы, звенья которых образуют только вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические пары.
- В шарнирном механизме звенья образуют только вращательные пары, а в клиновом – только поступательные.

### Контрольные вопросы

- ✓ Какие звенья всегда входят в состав шарнирных механизмов?
- ✓ Чем кривошип отличается от коромысла?
- ✓ Чем механизм, содержащий только низшие, пары отличается от рычажного механизма?

## 3.3. Условное и конструктивное преобразования плоских механизмов

Кинематический расчет плоских механизмов с высшими парами можно производить методами, используемыми для плоских механизмов с низшими парами, если заранее в *плоской схеме* механизма кинематическую цепь с высшей парой условно заменить кинематической цепью с низшими парами. После такой замены структурную классификацию и методы кинематического анализа механизмов с низшими парами можно распространить на кинематические цепи с высшими парами.

---

\* Кривошипно-ползунный механизм далеко не сразу появился в составе паровой машины.

**Заменяющим механизмом называют механизм с низшими парами, имеющий в определенном положении скорости и ускорения те же, что и соответствующий ему механизм с высшей парой.**

Построить заменяющий механизм означает изобразить его схему. Какую схему, структурную или кинематическую? Можно ли заменить высшую пару D (рис. 3.7,а) одной вращательной парой?

Чем и как заменить высшую пару в исходном механизме, чтобы получить из него именно заменяющий, а не какой-нибудь другой механизм? Исходный и заменяющий механизмы будут иметь одинаковые кинематические характеристики, если два звена, образующие высшую пару в одном механизме, сохранят свое относительное движение в другом. А что определяет вид относительного движения звеньев? Связи!!! Следовательно, для кинематически эквивалентной замены высшей пары необходимо выполнить два условия. Во-первых, число связей между соответствующими звеньями исходного и заменяющего механизмов должно быть одинаковым. Чем в принципе можно заменить кинематическую пару, входящую в кинематическую цепь? Только другой парой или частью кинематической цепи. Поэтому каждую высшую пару, которая в плоской схеме накладывает одну связь и является плоской двухподвижной парой, следует заменить двумя низшими (плоскими одноподвижными) парами и одним звеном, которые в сумме также вносят в кинематическую цепь одну связь. (Две низшие пары дают четыре тангенциальные связи, а одно звено – три степени свободы). Вид и расположение одноподвижных пар зависят от элементов высшей пары и определяются из второго условия – тождественности соответствующих связей. Как обеспечить выполнение этого условия, не составляя уравнений связей? Воспользуемся свойством избыточной связи не влиять на кинематику механизма!

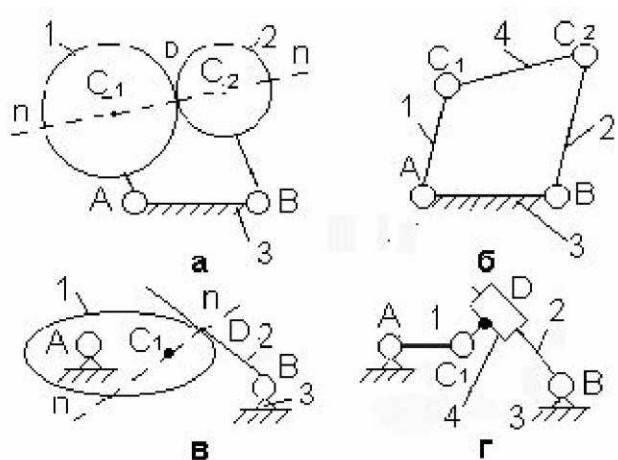


Рис. 3.7. Схемы построений заменяющих механизмов:

а, в – исходные механизмы  
б, г – заменяющие механизмы

Рассмотрим трехзвенный механизм (рис.3.7,а), в котором элементами высшей пары D являются окружности. Мысленно соединим звенья 1 и 2 дополнительным звеном (стержнем), присоединив его шарнирами в точках C<sub>1</sub> и C<sub>2</sub> (центрах кривизны профилей, образующих высшую пару), и зададим вращение звену 1. Так как при движении звеньев механизма расстояние между точками C<sub>1</sub> и C<sub>2</sub> не изменяется, то дополнительное звено является кинематически пассивным, а вносимая им связь – избыточной. Теперь удалим из механизма высшую пару D и,

учитывая, что  $AC_1=\text{const}$  и  $BC_2=\text{const}$ , получим из исходного заменяющий механизм в виде шарнирного четырехзвенника (рис.3.7,б).

Что собой будет представлять заменяющий механизм, если элементы высшей пары D (рис.3.7,а) выполнить в виде кривых переменной кривизны? При движении такого исходного механизма центры кривизны будут постоянно менять свое положение, а расстояние между точками  $C_1$  и  $C_2$ , A и  $C_1$ , B и  $C_2$  для каждого положения будут разными. Поэтому шарнирный четырехзвенник (рис.3.7,б) с определенными (фиксированными) значениями геометрических параметров будет заменяющим только для одного положения исходного механизма с высшей парой.



*В общем случае при замене высшей пары заменяющий механизм является мгновенным рычажным механизмом, существующим только в одном положении.*

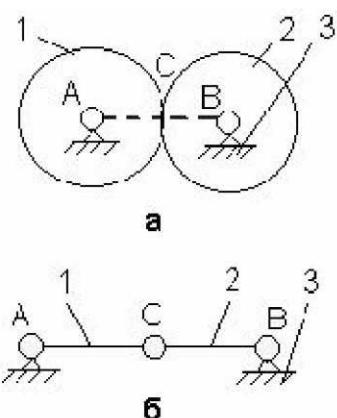
◆ Для замены плоской двухподвижной (высшей) пары через точку контакта соприкасающихся профилей проводят общую нормаль и на этой нормали находят центры кривизны профилей. Полагают, что в центрах кривизны имеются шарниры, которые соединяются воображаемым звеном.

Что произойдет с шарнирным четырехзвенником (рис.3.7,б), если шарниры  $C_1$  и  $C_2$  увеличивать в размерах до тех пор пока они не соприкоснутся в точке D?

■ Если одно из звеньев исходного механизма имеет прямолинейный профиль (рис.3.7, в), то вместо шарнира вводят поступательную пару, которую можно считать шарниром с бесконечно удаленным центром (рис.3.7, г).



**Читатель** - Почему не строится заменяющийся механизм для плоского трехзвенного фрикционного механизма (рис.3.8, а)? Я заменил плоскую высшую пару С стержнем с двумя шарнирами на концах; расположил шарниры в центрах кривизны соприкасающихся профилей, в точках А и В (при этом звенья 1 и 2 выродились в точки); и ??? получил статически неопределенную балку (показана штриховой линией на рис.3.8, а). Не получив решения, я попытался найти ответ в учебной литературе по теории механизмов, но увы, к своему удивлению не нашел.



**Рис. 3.8.** Схема трехзвенного фрикционного (а) и заменяющего (б) механизмов

**Автор** - Возможно, данный способ построения заменяющего механизма не подходит к высшей плоской фрикционной паре, ведь она имеет особенности (п.2.1. и п.2.4.).

**Читатель** - Но в учебнике [6, с.115] сказано, что для образования заменяющего механизма

любую высшую пару плоского механизма заменяют одним звеном и двумя низшими парами, а шарниры располагают в центрах кривизны соприкасающихся профилей.

**Автор - «Ссылка на авторитет не довод» (Спиноза).** Что собой представляет плоская фрикционная пара? В первом приближении (п.2.1.), когда проскальзывание не учитывается, фрикционная пара является «центроидной парой» [1, с.42], плоской одноподвижной высшей парой, допускающей качение (плоское движение) одного звена относительно другого. Вспомню, что при замене высшей пары необходимо использовать два условия, обеспечивающие кинематическую эквивалентность исходного и заменяющего механизмов. Так как одноподвижная «центроидная пара» накладывает два ограничения на относительные линейные перемещения звеньев, то в соответствии с первым условием ее можно заменить ..... одной плоской вращательной парой! Если вращательную пару расположить в мгновенном центре скоростей (МЦС) относительного движения звеньев, в точке С контакта дисков (рис.3.8,б), то связь между угловыми скоростями  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  и угловыми ускорениями  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  у заменяющего и исходного механизмов будет одинаковой.

**Читатель -** Но ведь приведенный (рис.3.8,б) заменяющий механизм не является механизмом. У него не существует другого положения.

**Автор -** Это мгновенный механизм (кинематически изменяемая система), существующий только в данном положении. Но ничего необычного в этом нет. Во-первых, эта стержневая система позволяет найти отношение между  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  ( $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ ) в рассматриваемом положении, а во-вторых, абсолютное большинство заменяющих механизмов и существует только в одном, рассматриваемом положении. Кстати, заменяющий механизм имеет избыточную связь, как и фрикционный механизм (п.2.4.).

**Читатель -** Но «центроидная пара» не учитывает неизбежное проскальзывание, которое есть во фрикционной паре. Как в заменяющем механизме учесть упругое скольжение?

**Автор -** Уравнение фрикционной связи во втором приближении, учитывающем упругое скольжение деформированных дисков, также устанавливает определенное фиксированное отношение между угловыми скоростями дисков  $\phi_1/\phi_2 = \omega_1/\omega_2 = \varepsilon_1/\varepsilon_2 = r_2/[r_1(1-\xi)]$ . При постоянном коэффициенте скольжения  $\xi$  можно считать уравнение фрикционной связи уравнением связи «центроидной пары» с радиусами  $r_1^*$  и  $r_2^*$ , которые можно найти из системы двух уравнений  $\phi_1/\phi_2 = r_2/[r_1(1-\xi)] = r_2^*/r_1^*$  и  $r_1^* + r_2^* = r_1 + r_2$ . Фактически это означает, что в заменяющем механизме при учете упругого скольжения шарнир С сместится немного (на расстояние  $r_1 - r_1^*$ ) в сторону опоры А (центра входного диска).

**Читатель -** У меня еще одно возражение. Известно, что вращательная пара обеспечивает вращательное относительное движение звеньев, а «центроидная пара» - плоское. Эти кинематические пары в принципе не могут обеспечивать одинаковое относительное движение звеньев, следовательно, фрикционный и заменяющий рычажный механизмы не могут быть кинематически эквивалентными.

**Автор -** Плоское движение звена действительно не эквивалентно вращательному. Однако из теоретической механики известно, что у звена, совершающего плоское движение, скорости распределены так, как будто звено вращается вокруг мгновенного центра скоростей, а ускорения распределены так, как будто звено вращается вокруг мгновенного центра ускорений (МЦУ). В общем случае МЦС и МЦУ находятся в разных точках, поэтому, заменяя плоское относительное движение звеньев вращательным, мы должны построить два заменяющих механизма:

один обеспечивает эквивалентность исходного и заменяющего механизмов по положениям и скоростям (шарнир в МЦС относительного движения), другой обеспечивает эквивалентность по ускорениям (шарнир в МЦУ относительного движения). Предложенный (рис.3.8,б) заменяющий механизм эквивалентен по

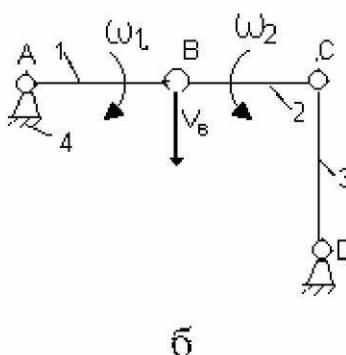
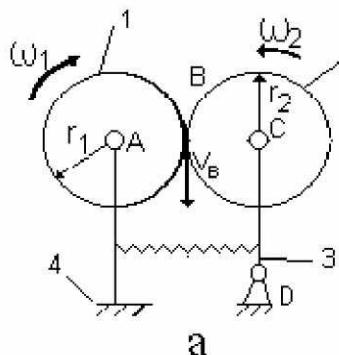


Рис. 3.9. Схемы четырехзвенных фрикционного (а) и заменяющего рычажного (б) механизмов

скоростям и позволяет найти связь между угловыми скоростями и между угловыми ускорениями звеньев. Этого, как правило, бывает достаточно в инженерных расчетах. Для четырехзвенного плоского фрикционного механизма (рис.3.9,а) замена фрикционной пары проводится аналогично (рис. 3.9,б).

**Конструктивным преобразованием механизма называют изменение соотношений размеров, формы, расположения звеньев, приводящее к качественно иным техническим решениям при сохранении структурной схемы или вида механизма.** В основу конструктивного преобразования механизмов положено: совмещение функций звеньев; выполнение элементов шарниров и других кинематических пар большими по размерам, чем размеры звеньев; замена охватывающих элементов охватываемыми; размещение одних звеньев и элементов кинематических пар внутри других элементов кинематических пар; замена одних звеньев и кинематических пар другими звеньями и парами с теми же функциональными признаками

В кулисном механизме кулиса 3 может быть выполнена в виде охватывающего звена (рис.3.10, а) или в виде охватываемого звена (рис.3.10, б). В схеме (рис.3.10, в) функции кулисы и камня совмещены в звене 2, взаимодействующем с элементом шарнира С. Механизм радиально–поршневой гидромашины (рис.3.10, г) состоит из статора 1, ротора 3 и поршня 2. Функции кривошипа и шарнира А совмещены в элементе шарнира А, охватывающем все остальные звенья. Центр кривизны поверхности А смещен по отношению к центру шарнира С. Поршень 2 с поверхностью А образует высшую кинематическую пару В. Данный механизм кинематически эквивалентен кривошипно-кулисному механизму.

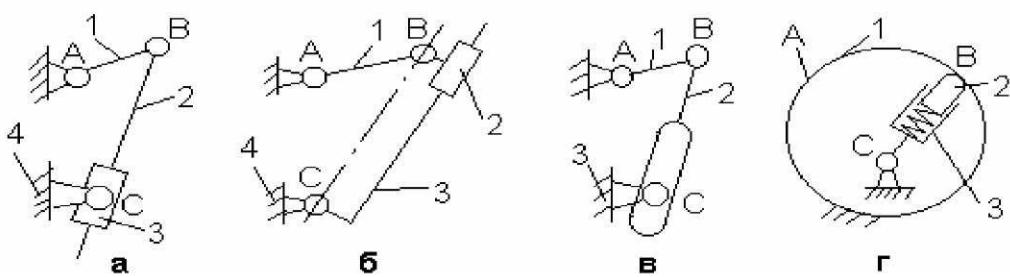


Рис. 3.10. Схемы механизмов, полученные в результате конструктивных преобразований кулисного механизма: а, б – с низшими парами; в, г – с высшей парой



Если высшую пару в общем случае в плоских механизмах заменяют условно, то в любом плоском рычажном механизме промежуточное звено с двумя низшими парами всегда может быть исключено и заменено одной высшей парой.

Приведенные приемы могут быть использованы по отношению к другим механизмам. Они позволяют получать механизмы с различными габаритными размерами, силовыми и энергетическими характеристиками.

Шарнирный четырехзвенник (рис.3.7,б) получен в результате конструктивного преобразования механизма (рис.3.7,а) с высшей парой?

### Опорные точки

- Заменяющим механизмом называют механизм с низшими парами, имеющий в определенном положении скорости и ускорения те же, что и соответствующий ему механизм с высшей парой. Заменяющий механизм используют в основном для кинематического анализа (в расчетных схемах).
- При построении заменяющего механизма должны быть соблюдены два условия, обеспечивающие кинематическую эквивалентность заменяющего и исходного механизма:
  1. Число связей между соответствующими звеньями исходного и заменяющего механизмов должно быть одинаковым.
  2. Связи между соответствующими звеньями должны быть тождественными
- Для построения заменяющего механизма плоскую двухподвижную (высшую) пару заменяют одним звеном и двумя шарнирами, которые располагаются в центрах кривизны соприкасающихся профилей.
- Конструктивным преобразованием механизма называют изменение соотношений размеров, формы, расположения звеньев, приводящее к качественно иным техническим решениям при сохранении структурной схемы или вида механизма. Конструктивное преобразование позволяет получать механизмы с различными габаритными размерами, силовыми и энергетическими характеристиками.
- В основу конструктивного преобразования механизмов положено совмещение функций звеньев; выполнение элементов шарниров и других кинематических пар большими по размерам, чем размеры звеньев; замена охватывающих элементов охватываемыми; размещение одних звеньев и элементов кинематических пар внутри других элементов кинематических пар; замена одних звеньев и кинематических пар другими звеньями и парами с теми же функциональными признаками.

## ***Контрольные вопросы***

- ✓ С какой целью выполняют конструктивное преобразование механизмов?
- ✓ Можно ли использовать механизм для определения реакций в кинематических парах исходного механизма?
- ✓ Происходят ли при конструктивном преобразовании механизмов структурные изменения?
- ✓ Почему переход от рычажного механизма (рис.3.7,г) к кулачковому (рис.3.7,в) механизму можно назвать конструктивным преобразованием механизмов, а обратный – нельзя.

## ***Повторение пройденного***

- ❖ В основе классификаций механизмов лежат качественные и количественные характеристики строения механизма и его движения.
- ❖ Заменяющий механизм (рычажный) имеет в определенном положении скорости и ускорения те же, что и соответствующий ему механизм с высшей парой, поэтому используется для кинематического анализа. Заменяющий механизм может быть мгновенным, то есть существовать только в одном положении.
- ❖ Если высшую пару в общем случае в плоской схеме заменяют условно, то в любом плоском рычажном механизме любое промежуточное звено с двумя кинематическими парами всегда может быть заменено высшей парой.
- ❖ Конструктивное преобразование позволяет получать механизмы с различными габаритными размерами, силовыми и энергетическими характеристиками при сохранении структурной схемы или вида механизма.

Вы не полюбили теорию механизмов с первого взгляда? Не отчаивайтесь, «...знание возбуждает любовь: чем больше знакомишься с наукой, тем больше любишь ее» (Н.Г.Чернышевский).

## Задания для самостоятельной работы

Доводы, до которых человек додумывается сам, обычно убеждают его больше, нежели те, которые пришли в голову другим.

Б.Паскаль

- 3.1. Какому рычажному механизму эквивалентен по кинематическим свойствам мальтийский механизм (рис.3.3) во время движения звена 2?
- 3.2. Найдите в механизме (рис. 3.7,б) кинематическое соединение, заменяющее высшую пару.
- 3.3. Является ли приведенный на рис.3.11,а механизм кулачковым, а звено 1 кулачком? Обоснуйте свой ответ.
- 3.4. Какой термин следует использовать для обозначения колеса с одним зубом.
- 3.5. Классифицируйте по функциональному назначению, числу степеней свободы и структуре кинематической цепи кривошипно-ползунный механизм двигателя внутреннего сгорания.
- 3.6. В учебнике [1] механизмы эллипсографа (рис.3.11, б), синусный (рис.3.11, в) и тангенсный (рис.3.11, г) названы кулисными. Какие из перечисленных механизмов в соответствии с современной терминологией кулисными не являются и почему? Дайте названия всем звеньям механизмов (рис.3.11).

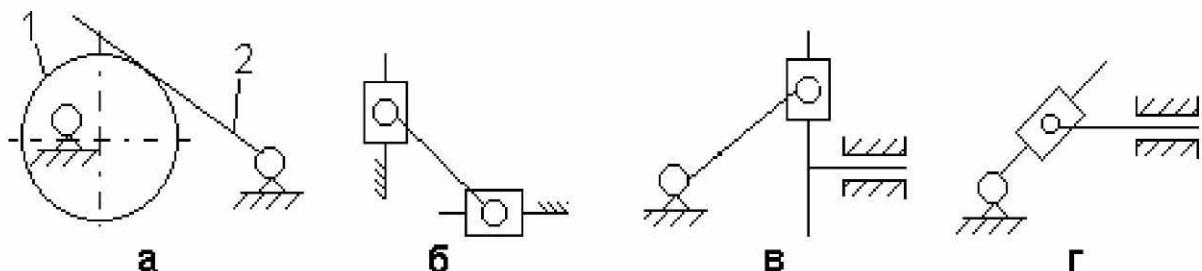


Рис. 3.11. Схемы механизмов

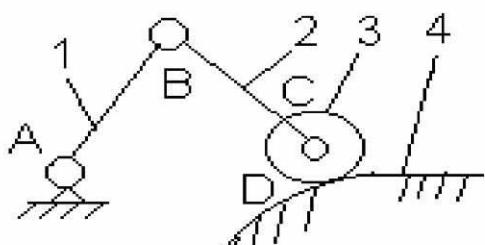


Рис. 3.12. Схема четырехзвенного механизма с высшей парой

- 3.7. Может ли одно звено одновременно быть:

- а) кулисой и направляющей;
- б) камнем и шатуном;
- в) ползуном и камнем;
- г) кулисой и коромыслом;
- д) камнем и кулисой;
- е) шатуном и направляющей?

- 3.8. Какое внутреннее противоречие присуще разделению механизмов на плоские и пространственные? Как избавиться от этого противоречия?

- 3.9. Составьте конспект-план главы 3.

- 3.10. Постройте заменяющий рычажный механизм для зубчатой передачи (рис.3.1).

**3.11.** Для механизма (рис.3.12) построить заменяющий механизм. Какое замыкание имеют кинематические пары С и D ? Дайте характеристику механизму по виду звеньев и кинематических пар. Как называются звенья, образующие механизм?

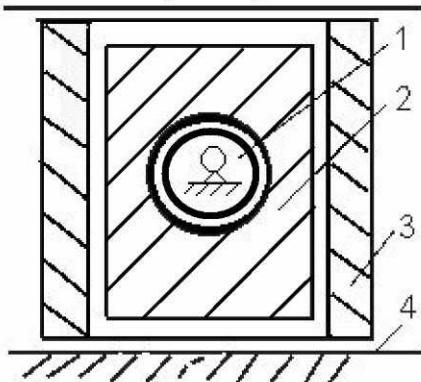


Рис. 3.13. Схема пресса

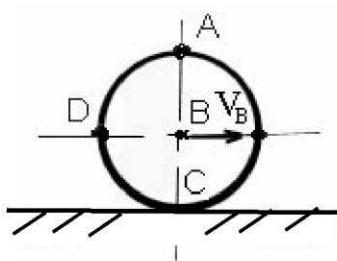


Рис. 3.14. Схема кинематической цепи

**3.19.** Докажите, что определение кинематической пары, принятное в теории механизмов, является, с одной стороны, перегруженным, а с другой – неполным. Дайте свой вариант определения кинематической пары.

**3.20.** Докажите возможность существования шестиподвижного соединения двух звеньев, обеспечивающего произвольное относительное перемещение этих звеньев. Как назвать такое соединение: кинематической парой, кинематическим соединением, чем – то другим?

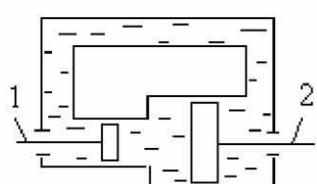


Рис. 3.15. Схема подвижного соединения

**3.12.** Механизм пресса задан полуконструктивной схемой (рис. 3.13). Изобразите структурную схему механизма. Дайте название механизму и всем его звеньям.

**3.13.** В каких случаях при силовом расчете плоского механизма можно использовать условия равновесия плоской системы сил, а при прочностном расчете звеньев плоский механизм можно считать плоской фермой.

**3.14.** Червяк, винт, зубчатое колесо. Что объединяет эти термины?

**3.15.** Колесо радиусом  $r = 0,5$  м катится без скольжения по рельсу (рис. 3.14). Скорость точки В  $V_B = 2$  м/с. Выполнить замену высшей кинематической пары и построить заменяющую кинематическую цепь. Найти с ее помощью скорости и ускорения точек А, В, С, Д.

**3.16.** Как устранить лишние степени свободы в следующих механизмах: а) кулачковом (рис. 2.6,а); б) рычажном (рис. 2.6,б)?

**3.17.** Какое относительное движение звеньев допускает плоская высшая пара?

**3.18.** Сформулируйте условия существования плоского рычажного механизма с незамкнутой кинематической цепью?

**3.19.** Докажите, что определение кинематической пары, принятное в теории механизмов, является, с одной стороны, перегруженным, а с другой – неполным. Дайте свой вариант определения кинематической пары.

**3.20.** Докажите возможность существования шестиподвижного соединения двух звеньев, обеспечивающего произвольное относительное перемещение этих звеньев. Как назвать такое соединение: кинематической парой, кинематическим соединением, чем – то другим?

**3.21.** Предложите формулу для подсчета числа контуров произвольной кинематической цепи.

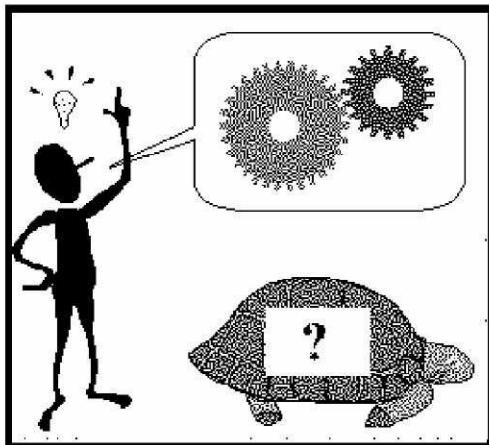
**3.22.** Какой кинематической паре эквивалентен плечевой сустав человека?

**3.23.** Какой кинематической паре эквивалентно соединение звеньев (рис.3.15) 1 и 2 с жидким промежуточным элементом? Какие связи накладывает жидкость на относительные движения этих звеньев?

Определите коэффициент качества обучения по формуле

$$K_3 = m/23 * 100\% = \dots .$$

## Глава 4. Структурные модели механизма



**Разум есть способность видеть связь общего с частным.**

**И. Кант**

**Система – полный, целостный набор элементов, взаимосвязанных между собой так, чтобы могла реализоваться функция системы.**

В любой научной теории переход от описания к объяснению, от явлений к сущности, от формы к содержанию совпадает с познанием *структур* исследуемых систем и процессов, с переходом от одних структурных уровней к другим, более глубоким.

**Структура – строение и внутренняя форма организации системы, выступающая как единство устойчивых взаимосвязей между ее элементами, а также законов данных взаимосвязей.** Структура – неотъемлемый атрибут всех реально существующих объектов и систем. Связь элементов в структуре подчиняется диалектике взаимоотношения *части и целого*.

Все многообразие существующих механизмов можно представить как внешнее проявление состояния внутренних параметров системы, имя которой механизм. Для изучения этих параметров удобно и естественно использовать структурные модели различного уровня сложности.

Изучив данную главу, вы будете

- **Знать назначение, содержание, способы описания, преимущества и недостатки структурных моделей и уметь различать и выделять составные части механизма, строить структурные модели, определять с их помощью структурные свойства механизма как целого .**
- **Знать структурные формулы и область их применения и уметь ими пользоваться.**
- **Знать определения и свойства ведущей и ведомой цепей, определения и свойства структурной группы и уметь выделять из схемы механизма структурные группы и собирать схему из структурных групп.**
- **Знать определения составного и элементарного механизмов, способы соединения элементарных механизмов и уметь строить схему составного механизма и выделять из нее элементарные механизмы.**

### 4.1. что такое «структурная модель механизма»?

Моделирование, являясь одним из приемов *научного познания*, широко используется для исследования механизмов. **Моделированием** называется замещение одного объекта другим с целью получения информации о

важнейших свойствах объекта-оригинала с помощью объекта-модели. Под **структурной моделью механизма** будем понимать **условный образ механизма, достоверно отображающий его структурные свойства**. Этот образ может быть описан словами, символами, графическими схемами, математическими выражениями и т.д. Поэтому, например, **обобщенная структурная схема механизма**, представляющая собой схему механизма, содержащую составные части и характеризующая вид их соединения между собой и со стойкой, является его структурной моделью.

Любой механизм является трехмерным объектом, поэтому для описания его строения используют трехмерные (пространственные) структурные модели. Для описания строения плоских механизмов используют также двумерные (плоские) структурные модели, представляющие собой проекцию трехмерных на плоскость.



*Система структурных моделей механизма, различных по уровню глубины изучения структуры, возможностям и принципам построения (геометрическим, кинематическим, функциональным), является центральным (связывающим) компонентом излагаемой в пособии новой редакции структурной теории, так как самые разные механизмы могут быть описаны одинаковыми, структурными моделями. Каждая модель отражает определенное представление о строении механизма и позволяет получить новое знание о механизме в целом. В теории механизмов «де-факто» нашли применение несколько структурных моделей. В пособии рассмотрены некоторые из них, получившие наибольшее применение.*

## Опорные точки

- Структурная модель механизма – условный образ механизма, достоверно отображающий его структурные свойства.
- Механизм можно описать системой структурных моделей, отличающихся глубиной структурных уровней (от крупных составных частей до элементарных), каждая из которых отражает определенное представление о строении механизма и позволяет получить новое знание о механизме.

## Контрольные вопросы

- ✓ В какой форме может быть представлена структурная модель механизма?
- ✓ Является ли структурной моделью механизма его структурная схема?
- ✓ Чем обобщенная структурная схема механизма отличается от структурной схемы и что у них общего?
- ✓ Чем отличаются структурные модели разных уровней?

## 4.2. Механизм как кинематическая цепь, состоящая из звеньев и кинематических пар

В соответствии с первым подходом механизм представляется состоящим из звеньев и кинематических пар. Графическим описанием такой модели является структурная схема механизма. Определив число  $n$  подвижных звеньев механизма и количество  $p$  и вид кинематических пар можно рассчитать число  $k$  замкнутых контуров в кинематической цепи (формула Гохмана):

$$k = p - n, \quad (1)$$

а также установить общие закономерности в строении механизма, носящие название **структурных формул**.



Пусть механизм состоит из  $n$  подвижных звеньев. Если бы все звенья были свободными телами, то суммарное число степеней свободы совокупности таких тел относительно стойки было бы  $6n$ . Каждая одноподвижная пара накладывает на относительное движение звеньев, образующих пару, 5 связей, каждая двухподвижная пара – 4 связи и т. д. Если учесть наличие в механизме избыточных связей, дублирующих другие, ранее наложенные связи, то число степеней свободы механизма относительно стойки  $W$  определяется по формуле Малышева:

$$W = 6n - (5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5 - q), \quad (2)$$

где  $p_i$  – число кинематических пар, подвижность которых равна  $i$ ;  $q$  – число контурных избыточных связей.

Для плоских и квазиплоских механизмов кроме пространственной структурной схемы с указанием действительных кинематических пар может быть использована и плоская структурная схема (см.п. 2.4), в которой указываются изображения кинематических пар. Число степеней свободы в плоской схеме механизма  $W_{\Pi}$  находится по формуле Чебышева-Малышева:

$$W_{\Pi} = q_t - 3n - 2p_{1\Pi} - p_{2\Pi}, \quad (3)$$

где  $p_{1\Pi}$ ,  $p_{2\Pi}$  – соответственно число одноподвижных и двухподвижных плоских пар;  $q_t$  – число избыточных связей (тангенциальных) в плоской схеме механизма.

Число степеней свободы механизма  $W$  включает число основных степеней свободы  $W_O$  (основных подвижностей), обеспечивающих преобразование движений, и число лишних степеней свободы – местных  $W_m$  и групповых  $W_g$  подвижностей. Поэтому в общем случае  $W = W_O + W_M + W_G$ . Число подвижностей в плоской схеме механизма  $W_{\Pi}$  подсчитывается по аналогичной формуле  $W_{\Pi} = W_{Op} + W_{Mp} + W_{Gp}$ . В плоском механизме  $W = W_{\Pi}$ , поэтому для таких механизмов индекс « $\Pi$ » в равенстве (3) часто опускается, но подразумевается. Для квазиплоского механизма  $W > W_{\Pi}$ , но  $W_O = W_{Op}$ .



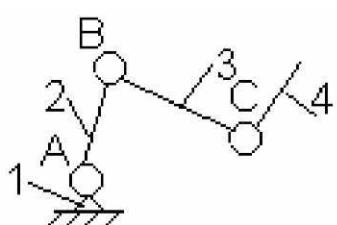
*В общем случае в структурные формулы (2), (3) входят по две неизвестные величины  $W$  и  $q$ . Поэтому для расчета по структурным формулам необходимо предварительно найти одну из них. Например, в незамкнутых кинематических цепях избыточные связи отсутствуют  $q=0$ . В таких механизмах  $k=0$ , а число подвижных звеньев равно числу*

кинематических пар. Из формулы (1) следует:  $n = p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5$ , и равенство (2) принимает вид

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



Определим число степеней свободы четырехзвенного плоского механизма (рис.4.1) с незамкнутой кинематической цепью и тремя вращательными кинематическими парами. По формуле (2) при  $n=3$ ,  $p_1=3$ ,  $W = 6n - 5p_1 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 3 = 3$ . Аналогичный результат получается и при использовании плоской структурной схемы и уравнения (3). При  $n=3$ ,  $q_t=0$ ,  $p_{1П}=3$ ,  $p_{2П}=0$   $W_{П}=3n - 2p_{1П} = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 = 3$ . Но удобнее воспользоваться формулой (4), из которой сразу получается результат  $W = p_1 = 3$



**Рис. 4.1.** Схема плоского манипулятора

Существуют и другие варианты структурных формул, однако все они могут быть выведены из формулы (2), справедливой для *любого* механизма,

поэтому формулу Малышева называют **универсальной структурной формулой**.

Предложите структурную формулу для произвольной части кинематической цепи механизма.

### Опорные точки

- Структурная модель первого уровня имеет следующие описания: словесное – механизм состоит из звеньев и кинематических пар; графическое – структурная схема; математическое – структурные формулы и формула Гохмана.
- Формулы Малышева для пространственной схемы механизма и формула Гохмана являются универсальными, справедливыми для *любого* механизма.
- Формула Чебышева – Малышева справедлива только для плоской структурной схемы механизма.
- В каждую структурную формулу (табл.4.1) входят по две неизвестные величины: число степеней свободы механизма и число избыточных связей.

Таблица 4.1.

Структурные формулы и область их применения

Вид структурной схемы	Вид механизма	Формула
Трехмерная (пространственная)	Плоский	$W - q = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5$
	Пространственный	
Двумерная (плоская)	Плоский	$W_{П} - q_t = 3n - 2p_{1П} - p_{2П}$
	Квазиплоский (пространственный)	

## Контрольные вопросы

- ✓ Между какими величинами устанавливается связь с помощью структурных формул?
- ✓ Что можно подсчитать по формуле Гохмана?
- ✓ Содержит ли величина  $W$ , входящая в структурные формулы, число лишних степеней свободы?

### 4.3. Механизм как комбинация ведущей и ведомой частей кинематической цепи



Как же найти еще одну структурную модель механизма? Воспользуемся аналогией и сравним механизм с поездом. В соответствии со структурной моделью первого уровня, основанной на геометрическом (структурном) расчленении системы на составляющие, поезд можно представить как совокупность железнодорожных экипажей (вагонов и локомотива) и их соединений. Однако ясно, что локомотив и вагоны имеют разные кинематические свойства: вагоны самостоятельно (без локомотива) двигаться не могут, а локомотив – может. Перейдем к механизму и разделим его кинематическую цепь на две части: ведущую и ведомую. **Ведущая цепь – часть кинематической цепи механизма с минимальным числом звеньев, обладающая таким же числом основных степеней свободы, что и механизм, звенья которой сохраняют свое движение после отсоединения (присоединения) остальной части (ведомой цепи).** Из определения следует, что ведомая цепь при ее присоединении к стойке образует ферму (кинематически неизменяемую систему).

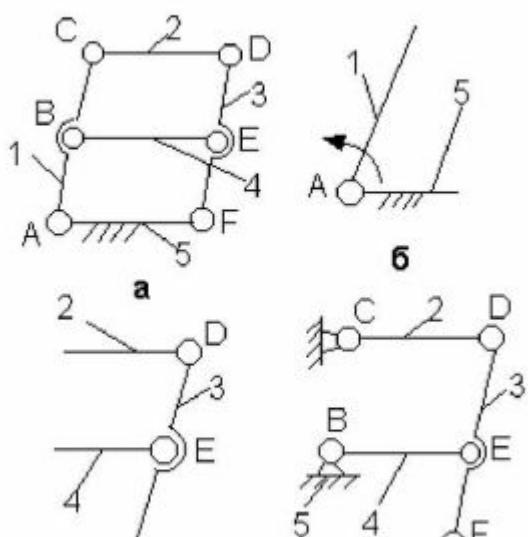


Рис. 4.2. Схемы кинематических цепей:  
а – механизма двойного параллелограмма; б – ведущей цепи;  
в, г – ведомой цепи

Так как разделение кинематической цепи механизма на ведущую и ведомую происходит по кинематическому признаку, то структура этих составных частей может быть самой разнообразной. Определим наиболее общие структурные свойства ведущей и ведомой цепей.

В плоском механизме двойного параллелограмма (рис. 4.2, а) одна степень свободы  $W=W_0=1$ . Чтобы ведущая цепь имела  $W=1$ , она должна состоять из двух звеньев: начального, которому приписывается обобщенная координата и стойки, относительно которой эта координата задается, а также кинематической пары, допускающей относительное движение звеньев.

**Почему ведущая цепь не может состоять из одного звена (кривошипа 1) или из двух подвижных звеньев 1 и 2, связанных кинематической парой С?**

**Если в качестве начального выбрать кривошип 1, то ведущая цепь будет состоять из кривошипа 1, стойки 5 и кинематической пары А (рис.4.2, б). Так как кинематические пары С, В, F образуются на звеньях ведущей цепи только при присоединении ведомой, то эти пары входят в состав последней. В ведущей цепи число звеньев на единицу больше количества кинематических пар, а сама цепь – *незамкнутая*, так как  $n = 1$ ,  $p = 1$ ,  $k = 0$ . Ведомая цепь включает шатуны 2, 4, кривошип 3 ( $n = 3$ ) и кинематические пары ( $p = 5$ ) В, С, D, E, F, из которых две (D, E) внутренние, а три В, С, F – внешние (рис. 4.2).**

**В шарнирном четырехзвеннике (рис. 3.4) и кулачково-рычажном (рис. 3.12) механизме, для которых  $W_O=1$ , ведущая цепь состоит из кривошипа 1, стойки 4 и пары А, а ведомая – из звеньев 2,3 и кинематических пар В, С, D. Существуют механизмы (рис. 4.1), состоящие только из ведущих цепей.**

Для ведомой цепи двойного параллелограмма (рис. 4.2, а)  $n=3$ ,  $p=5$  и по формуле Гохмана  $k=p - n=5 - 3=2$ . Следовательно, ведомая цепь должна образовывать два замкнутых контура. В кинематической цепи механизма имеются замкнутые контуры, но они образованы звеньями, входящими в состав не только ведомой, но и ведущей цепей.

**⚠ Ведущая цепь – незамкнутая кинематическая цепь, состоящая из стойки и начальных звеньев, число которых равно числу основных степеней свободы механизма.**

Для определения структурных свойств ведомой цепи выделим ее из кинематической цепи механизма (рис. 4.2, в), отсоединив шатуны 2 и 4 от кривошипа 1, а кривошип 3 от стойки 5. Так как при расчленении кинематической цепи пары В, С, F прекратили свое существование, то выделенная цепь включает в себя три звена и две кинематические пары.

**❓ Налицо противоречие. С одной стороны внешние кинематические пары В, С, F должны входить в состав ведомой цепи, а с другой – эти пары не могут входить в состав ведомой цепи, исходя из определения кинематической пары и кинематической цепи. В чем же причина этого противоречия? Как его разрешить? Это противоречие есть отражение более общего противоречия между *кинематическим* расчленением цепи на ведущую и ведомую и *структурным* разделением кинематической цепи на звенья и пары, в соответствии с которым кинематическую цепь нельзя разделить на две кинематические цепи. Для разрешения противоречия и согласования кинематических и структурных свойств ведомой цепи в механизме и вне его принимаем, что ведомая цепь – часть кинематической цепи механизма, может существовать вне механизма только присоединенная своими внешними парами к стойке. (В литературе по теории механизмов при изображении ведомых цепей стойка не указывается, но подразумевается). Ведомая цепь – не кинематическая**

*цепь, а часть кинематической цепи, состоит только из подвижных звеньев и кинематических пар и имеет внешние кинематические пары, которыми присоединяется к ведущей цепи (или к стойке).*



Что такое ведомая цепь? Дайте определение.

Если из ведомой цепи исключить кинематически пассивные звенья, то оставшаяся часть сохраняет все кинематические свойства ведомой цепи и, в свою очередь, может быть разделена на структурные группы, обладающие такими же свойствами, что и вся ведомая цепь.

**Структурная группа – часть кинематической цепи без кинематически пассивных звеньев, присоединение которой к механизму не изменяет число его основных степеней свободы, и не распадающаяся на более простые части, удовлетворяющие этому условию.**

**Читатель** – Но в литературе приводятся другие определения структурной группы. В пособии [4, с.30] структурной группой называется «кинематическая цепь, присоединение которой к механизму не изменяет число его степеней свободы, причем группа не должна распадаться на более простые кинематические цепи, удовлетворяющие этому условию», а в справочнике [2, с.443] и учебнике [6, с.50] структурная группа определяется как «кинематическая цепь, число степеней свободы которой относительно элементов ее внешних кинематических пар равно нулю, причем из нее нельзя выделить более простые кинематические цепи, удовлетворяющие этому условию».

**Автор** – Вам предстоит самостоятельно выбрать один вариант из трех. Сравните все три определения между собой. Найдите сходство и различие. Проверьте определения на примерах, выделив структурные группы, например, в следующих механизмах: двойного параллелограмма (рис.4.2, а), четырехзвенника (рис.2.6, б), фрикционном (рис.2.12, а), Беннета (рис.2.10, в), кулачковом (рис.3.2). если на данном этапе вы не смогли сделать осознанный выбор, то вернитесь к задаче после изучения этого параграфа.

**Обычно структурные не имеют в своем составе местных подвижностей и избыточных связей. Для таких пространственных структурных групп (структурных групп в пространственной схеме механизма) выполняется условие:**

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

для плоских (в плоской схеме механизма)

$$3n = 2p_{1\Pi} + p_{2\Pi} , \quad (6)$$

а для плоских структурных групп с одноподвижными парами

$$3n = 2p_{1\Pi} . \quad (7)$$

Какая связь между условиями (5), (6), (7) и структурными формулами (2), (3)?

Наибольшее практическое применение рассматриваемый подход к строению механизма получил при исследовании плоских механизмов с низшими парами, для которых и был сформулирован в начале XX века



*Л. Ассуром как принцип образования механизмов путем наложения (присоединения) структурных групп (групп Ассура).*

Предложенная Ассуром [10] и развитая И. И. Артоболевским [1], структурная классификация плоских механизмов с низшими парами, основанная на классификации структурных групп, связывает между собой строение механизма и методы его кинематического и силового анализа. Оказывается: 1) *кинематический и силовой расчет каждой группы Ассура можно проводить отдельно от механизма;* 2) *число структурных групп, применяемых на практике, невелико по сравнению с огромным количеством механизмов.* Поэтому было выгодно разработать алгоритмы расчета для каждой плоской структурной группы и по ним рассчитывать механизмы.

В соответствии с классификацией И. И. Артоболевского начальное звено, обозначаемое на схеме стрелкой, и стойка образуют *механизм 1-го класса*, называемый еще [7] *первичным механизмом*. Условимся, что, если вращательная пара соединяет начальное звено и стойку (рис. 4.3, а), то

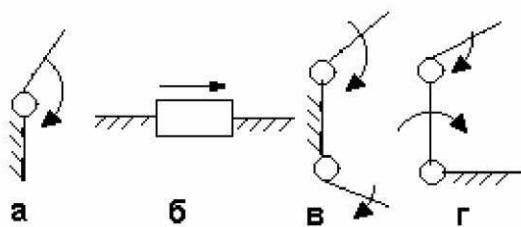


Рис. 4.3. Схемы ведущих цепей:  
а, б – двухзвенной; в, г - трехзвенной

механизму I-го класса присваивается 1-й вид, если поступательная – то 2-й вид (рис. 4.3, б). Ведущие цепи могут быть двухзвенными (начальное звено и стойка) и многозвенными, например, ведущая цепь может состоять из стойки и двух начальных звеньев (рис. 4.3, в), соединенных параллельно. В этом случае имеется два механизма 1-го

класса 1-го вида. Возможна ведущая цепь, в которой два начальных звена соединены последовательно (рис. 4.3, г).

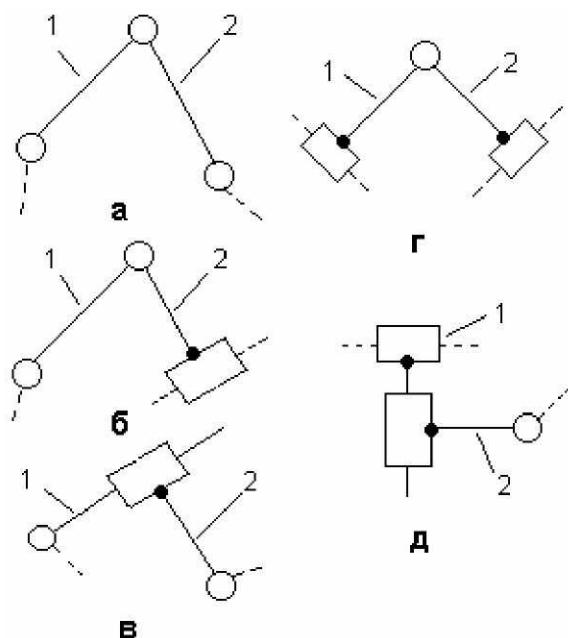


*Поскольку числа звеньев  $n$  и пар  $r_{1P}$  в структурных группах должны быть целыми, то из равенства (7) получим комбинации:  $n = 2, r_{1P} = 3; n = 4, r_{1P} = 6; n = 6, r_{1P} = 9$  и т. д. Число звеньев в структурной группе – четное.*

Как изменится число звеньев и кинематических пар механизма, если к одному из его подвижных звеньев присоединить структурную группу из двух звеньев?

Плоские структурные группы разделяются на классы. Номер **класса группы** равен числу кинематических пар, входящих в замкнутый контур, образованный внутренними кинематическими парами. Двухзвенная группа условно отнесена ко второму классу. **Порядок структурной группы** определяется числом внешних кинематических пар, которыми она присоединяется к механизму. Структурные группы второго класса (диады) всегда второго порядка. Они состоят из двух звеньев (поводков) и трех

кинематических пар (рис. 4.4), одна из которых (внутренняя) соединяет звенья группы, а две другие (внешние) образуются после присоединения звеньев 1 и 2 к каким-либо звеньям механизма



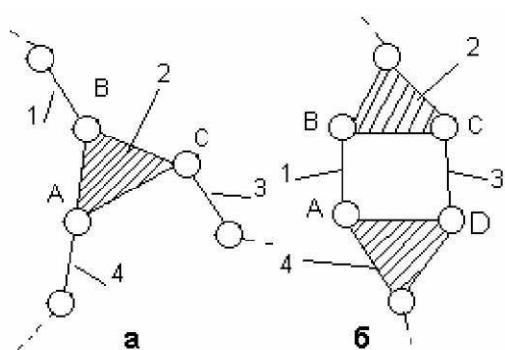
**Рис. 4.4.** Схемы двухзвенных плоских структурных групп:  
а – 1 вида; б – 2 вида; в – 3 вида;  
г – 4 вида; д – 5 вида

**Класс механизма** определяется наивысшим классом входящей в него структурной группы.

Докажите, что структурная группа в плоской схеме рычажного механизма с идеальными связями является статически определимой системой.



Рассмотрим примеры, иллюстрирующие принцип Ассура.  
Изобразим структурную схему механизма в соответствии с формулой строения



**Рис. 4.5.** Схемы плоских структурных групп III (а) и IV (б) классов

Группы второго класса разделяются на **виды** по сочетанию плоских вращательных и поступательных пар. В условном обозначении группы Ассура 2-го класса указываются класс, вид и в скобках номера звеньев, образующих группу. Например,  $\Pi_3(1,2)$  – группа 2-го класса, 3-го вида, образована звеньями 1 и 2.

Структурные группы из 4-х звеньев и 6-ти кинематических пар могут быть III (рис.4.5, а) или IV (рис.4.5, б) классов (соответствующие контуры показаны буквами: ABC и ABCD). Группы 3-го и более высоких классов могут иметь в своем составе плоские поступательные пары, но на виды не разделяются. Для них указывают класс и порядок. Например,  $IV_2(1,2,3,4)$  – группа Ассура 4-го класса, 2-го порядка, образована звеньями 1,2,3,4.

$$M = I_1(8,1) + \Pi_3(2,3,4,5) + \Pi_4(6,7).$$

**Формула строения механизма** представляет собой *символьную форму* структурной модели, в которой указаны в условных обозначениях ведущая цепь, структурные группы и последовательность их соединения.

При построении структурной схемы механизма (рис.4.6) воспользуемся следующими правилами.

- ◆ 1. Перед мысленной сборкой структурной схемы следует изобразить ее составные части, приведенные в формуле строения (ведущая цепь и структурные группы).
2. Структурные группы присоединяются к кинематической цепи по одной, в последовательности установленной формулой строения (сначала первая структурная группа присоединяется к ведущей цепи, затем вторая структурная группа - к образованной цепи и т.д.)
3. Группа Ассура присоединяется только своими внешними кинематическими парами.
4. Нельзя присоединять структурную группу к одному звену.
5. После присоединения очередной структурной группы следует изображать полученный механизм, который должен иметь замкнутую кинематическую цепь и число основных степеней свободы равное числу начальных звеньев в ведущей цепи.



Рис. 4.6. Схема сборки кинематической цепи механизма

Полученное решение *не единственное*, так как в рассмотренном варианте формулы строения не указаны звенья, образующие кинематические пары и места расположений кинематических пар.

Укажите последовательность кинематического и кинетостатического (силового) расчета механизма (рис.4.6)

**!** Класс механизма может изменяться в зависимости от выбора начальных звеньев. Методы кинематического и силового анализа, разработанные для структурных групп II класса (диад), существенно проще, чем для групп более высоких классов, поэтому при структурном анализе следует выбирать в качестве начальных такие звенья, при которых, если это возможно для данного механизма, структурные группы будут только II класса. Например, назначим обобщенную координату звену 3 (рис.4.7, а) и **■** найдем класс и формулу строения механизма, собранного в предыдущем примере. При мысленной разборке механизма на структурные группы воспользуемся следующими правилами.



1. Выделение из механизма групп Ассура следует проводить в порядке, обратном принятому при его сборке, начиная с наиболее удаленной от начального звена двухзвенной группы с тремя кинематическими парами. Если не удается найти в механизме группу II класса, то необходимо попытаться выделить группу из четырех звеньев и шести пар и т.д.

2. При отсоединении от механизма кинематической цепи все кинематические пары, которыми цепь присоединялась к механизму, считаются оставшимися на звеньях выделенной цепи.

3. Выделив из механизма часть кинематической цепи, следует проверить, является ли она структурной группой, учитывая структурные и кинематические признаки группы:

а) структурную группу нельзя расчленить на другие структурные группы (структурный признак);

б) для группы Ассура, у которой  $W_M = 0$ ,  $q_t = 0$  выполняются соотношения –  $n = 2$ ,  $r_{1P} = 3$ ;  $n = 4$ ,  $r_{1P} = 6$ ;  $n = 6$ ,  $r_{1P} = 9$  (структурный признак);

в) при отсоединении любой структурной группы кинематика оставшегося механизма не изменяется, а структурная группа, присоединенная к стойке, образует ферму (кинематические признаки).

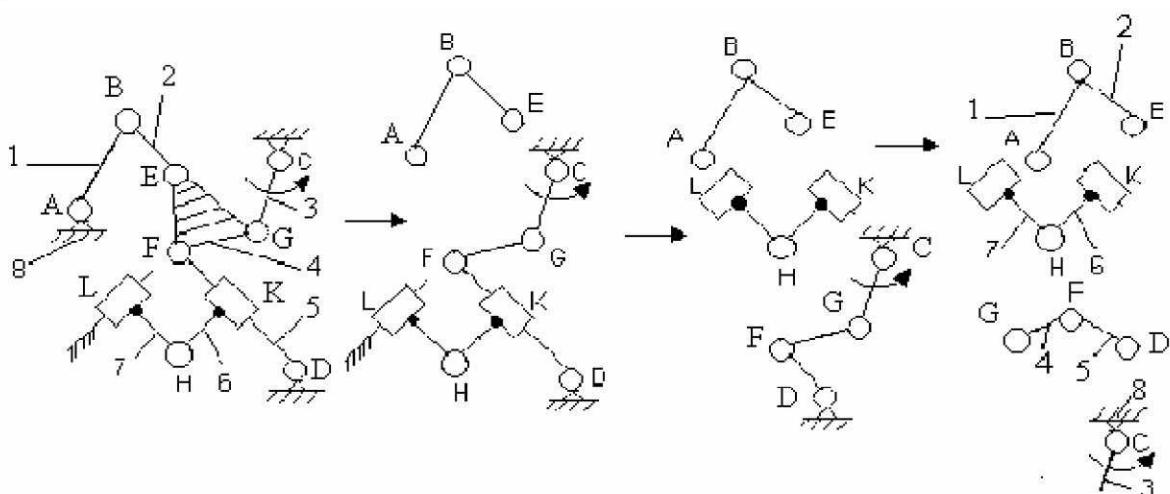


Рис. 4.7. Схема расчленения кинематической цепи механизма на составляющие

При таком варианте расчленения механизма (рис. 4.7) все группы Ассура оказались II класса и механизму присваивается II класс. Формула строения имеет вид:

$$M=I_1(3,8)+\Pi_1(4,5)+\Pi_1(1,2) \\ +\Pi_4(6,7).$$

## **Опорные точки**

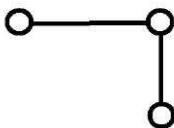
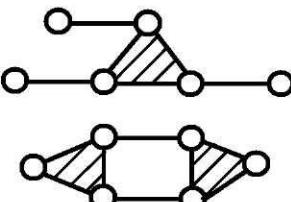
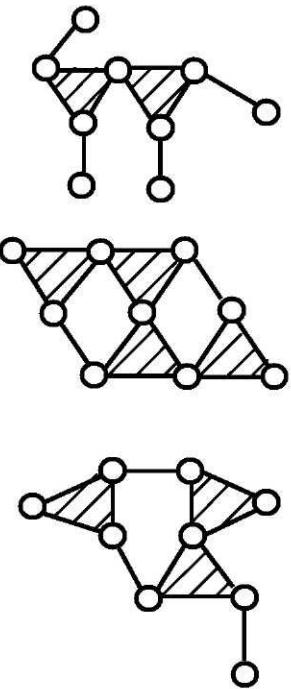
- Структурная модель второго уровня имеет следующие описания:  
словесное – механизм состоит из ведущей и ведомой цепей;  
символьное – формула строения механизма, в которой указаны в условных обозначениях ведущая цепь, структурные группы и последовательность их соединения.  
графическое – обобщенная структурная схема.
- Разделение кинематической цепи механизма на ведущую и ведомую цепи выполняется по кинематическому признаку.
- Ведущая цепь состоит из стойки и одного или нескольких начальных звеньев и является незамкнутой. Ведомая цепь состоит из одной или нескольких структурных групп (табл.4.2) и, если есть, кинематически пассивных звеньев.
- Для каждого механизма возможны несколько вариантов расчленения на ведущую и ведомую цепи. Число и вид структурных групп зависят от того, какое звено выбрано в качестве начального.
- Класс плоского механизма определяется наивысшим классом входящей в него плоской структурной группы. Число основных степеней свободы механизма  $W_0$  равно числу начальных звеньев механизма.
- Структурная группа – часть кинематической цепи без кинематически пассивных звеньев, присоединение которой к механизму не изменяет число его основных степеней свободы, и не распадающаяся на более простые части, удовлетворяющие этому условию.

## ***Контрольные вопросы***

- ✓ Как определить класс и число степеней свободы плоского механизма?
- ✓ Существуют ли механизмы, состоящие только из ведущей или только ведомой цепей?
- ✓ Как определить класс, порядок и вид группы Ассура?
- ✓ Может ли один и тот же механизм быть и не быть механизмом II класса?
- ✓ Если сравнить механизм с поездом, то чем в последнем будет структурная группа?

Таблица 4.2.

## Двумерные (плоские) структурные группы

Число звеньев группы	Число кинематических пар группы	Число групп	Схема	Класс группы	Порядок группы
2	3	1		II	2
4	6	2		III IV	3 2
6	9	10		III IV V	4 2 3

## 4.4. Механизм как совокупность элементарных механизмов

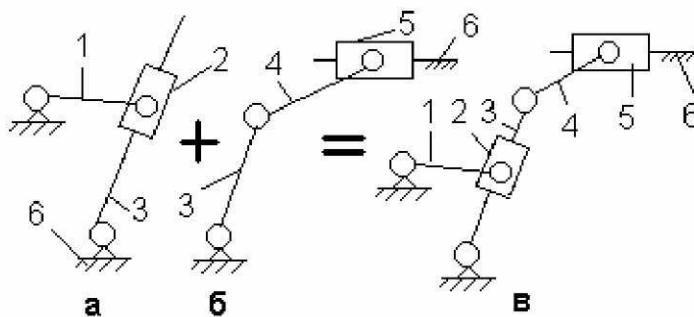


Рис. 4.8. Схема образования составного механизма путем последовательного соединения элементарных механизмов:  
а, б – элементарные механизмы;  
в – составной механизм

В соответствии с третьим подходом механизм рассматривается как элементарный или как **составной**, состоящий из нескольких механизмов. **Элементарным** называют механизм, кинематическую цепь которого нельзя расчленить на части так, чтобы

**каждая часть сохранила свои основные механические свойства.**

■ Кулисный (рис. 4.8, а) и коромыслово-ползунный (рис. 4.8, б) механизмы являются элементарными, так как каждый из них нельзя расчленить на два самостоятельных механизма. Если выходное звено (кулису 3) первого механизма жестко соединить с входным звеном (коромыслом 3) второго механизма, то получится составной кулисный механизм поперечно-строгального станка (рис. 4.8, в), предназначенный для перемещения рабочего органа – суппорта (ползуна 5). Любой многоступенчатый редуктор можно разделить на отдельные ступени, не нарушая свойств (передаточного отношения) каждой ступени, следовательно, каждая ступень является элементарным механизмом, а многоступенчатый редуктор – составным.

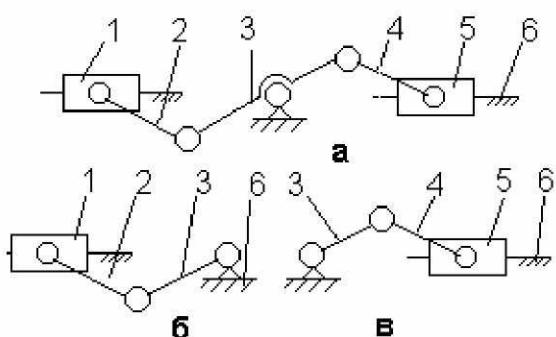
**Что происходит со звеньями и кинематическими парами при жестком соединении механизмов?**

Число степеней свободы  $W$  составного механизма, образованного жестким соединением элементарных механизмов, можно подсчитать по формуле

$$W = \sum_{i=1}^m W_i - J, \quad (8)$$

где  $W_i$  – число степеней свободы  $i$ -го элементарного механизма;  $m$  – число элементарных механизмов;  $J$  – число жестких соединений элементарных механизмов.

Например, для механизма поперечно-строгального станка (рис. 4.8, в)  $m = 2$ ,  $W_1 = W_2 = 1$ ,  $J = 1$ ,  $W = 1+1-1 = 1$



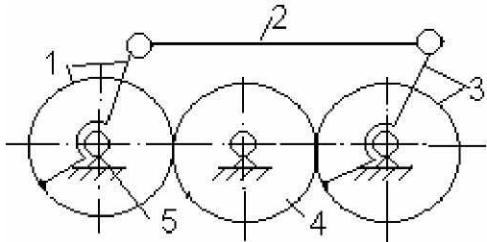
**Рис. 4.9.** Схемы составного (а) и элементарных (б, в) механизмов

**Последовательным соединением механизмов** называют совокупность механизмов, в которой выходное звено первого механизма соединено с входным звеном второго (рис. 4.8). **Параллельным соединением механизмов** называют совокупность механизмов, в которой все входные или все выходные звенья механизмов взаимосвязаны. В жестком параллельном соединении сливаются в одно

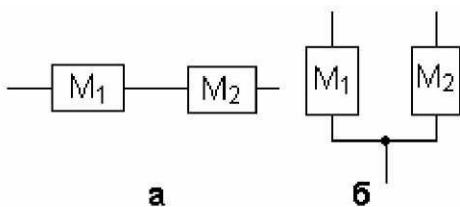
входные или выходные звенья элементарных механизмов, например, механизм ■ двухцилиндрового горизонтального ДВС (рис. 4.9, а) можно представить как параллельное соединение двух кривошипно-ползунных механизмов (рис. 4.8, б, в) путем слияния двух выходных звеньев (кривошипов) в одно. Параллельное соединение механизмов, в котором входные звенья соединены между собой и выходные звенья также соединены между собой, называют **замкнутым соединением механизмов**. К такому типу соединения относится

зубчато-рычажный механизм (рис.4.10), в котором входные звенья зубчатого и рычажного механизмов сливаются в одно звено 1 и выходные звенья также сливаются в одно звено 3.

В чем принципиальное различие с точки зрения структуры между структурной моделью третьего уровня и остальными моделями?



**Рис. 4.10.** Схема зубчато-рычажного механизма



**Рис. 4.11.** Обобщенные структурные схемы механизмов

к нему структурной группы, строгального станка (рис. 4.8, в) можно рассматривать как совокупность кулисного механизма (рис. 4.8, а) и группы Ассура  $\Pi_2(4,5)$ . В этом случае число основных степеней свободы сложного механизма совпадает с числом основных степеней свободы элементарного.

Представление механизма составным позволяет существенно упростить его проектирование и исследование, так как число элементарных механизмов ограничено (табл.4.3), их свойства изучены и для большинства из них разработаны эффективные методы анализа и синтеза.

Обобщенная структурная схема составного механизма (рис.4.11) отражает количество, вид и способ соединения элементарных механизмов и является графической формой структурной модели.

**В** некоторых случаях удобно представлять механизм состоящим из

элементарного механизма и присоединенной

наприимер, кулисный механизм поперечно-

строгального станка (рис. 4.8, в) можно рассматривать как совокупность

кулисного механизма (рис. 4.8, а) и группы Ассура  $\Pi_2(4,5)$ . В этом случае число

основных степеней свободы сложного механизма совпадает с числом основных

степеней свободы элементарного.

**Читатель -** Существуют ли другие структурные модели механизма?

**Автор -** Да, и одну из них мы уже неоднократно применяли.

**Читатель - ???**

**Автор -** Механизм можно представить состоящим из двух подсистем: системы звеньев и системы связей, установленных между звеньями. Такие модели в последние годы используются для математического моделирования динамических процессов в механизмах.

## Опорные точки

- Структурная модель третьего уровня имеет следующие описания:  
словесное – механизм рассматривается как элементарный или как составной, состоящий из нескольких элементарных механизмов;  
графическое – обобщенная структурная схема;  
математическое – уравнение для подсчета числа степеней свободы составного механизма

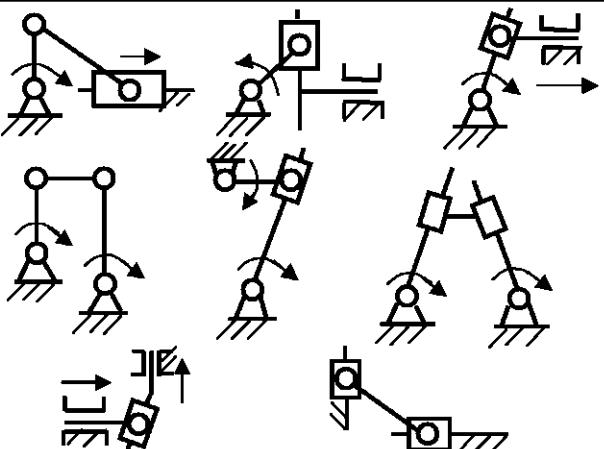
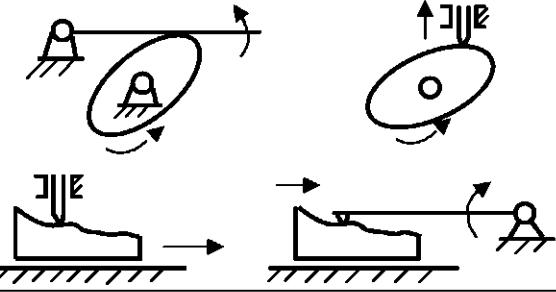
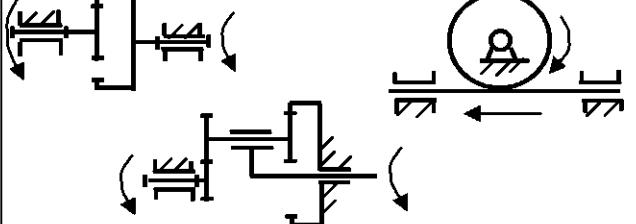
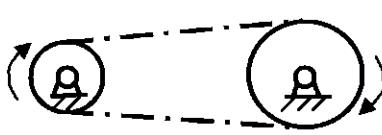
- Элементарным называется механизм, кинематическую цепь которого нельзя расчленить на части так, чтобы каждая часть сохранила свои основные механические свойства.
- Различают последовательное и параллельное соединения элементарных механизмов.

### *Контрольные вопросы*

- ✓ Какие величины входят в уравнение для подсчета числа степеней свободы составного механизма?
- ✓ Какое соединение механизмов называется замкнутым?
- ✓ Какие соединения механизмов указаны в обобщенной структурной схеме (рис.4.11, а,б)?

Таблица 4.3.

### **Некоторые плоские элементарные механизмы с одной степенью свободы**

Вид механизмов	Тип преобразования движения	Число звеньев	Схемы механизмов
Рычажные	$B \leftrightarrow \Pi$ $B \rightarrow B$ $\Pi \rightarrow \Pi$	4	
Кулачковые	$B \rightarrow B$ $B \rightarrow \Pi$ $\Pi \rightarrow \Pi$ $\Pi \rightarrow B$	3	
Зубчатые	$B \rightarrow B$ $B \leftrightarrow \Pi$ $B \rightarrow B$	3 4	
С гибкой связью (ременные, цепные)	$B \rightarrow B$	3	

---

В структурной теории И.И. Артоболевского и В.В. Добровольского механизмы, из которых предварительно удаляются кинематически пассивные звенья, в зависимости от числа общих связей, наложенных на движения всех звеньев механизма, разделялись на пять семейств от нулевого до четвертого (номер семейства определялся числом общих связей). Механизмы каждого семейства подразделялись на роды по виду движений, ограниченных общими связями. Например, сферические и плоские механизмы относятся к третьему семейству, но к разным родам, так как звенья сферических механизмов не имеют поступательного движения вдоль трех взаимно перпендикулярных осей, а звенья плоских механизмов не имеются двух вращательных движений и одного поступательного. Для каждого рода была построена своя классификация аналогично структурной классификации плоских рычажных механизмов, Ассура-Артоболевского. Для определения степени свободы механизма для каждого семейства предлагается своя формула, полученная из формулы Сомова-Малышева

$$W = (6-m)n - (5-m)p_V - (4-m)p_{IV} - (3-m)p_{III} - (2-m)p_{II} - (1-m)p_I,$$

где  $p_I, p_{II}, \dots, p_V$  – соответственно число кинематических пар первого, второго,..., пятого классов;  $m = 0,1,2,3,4$  – количество общих связей, накладываемых на движения звеньев.

Таким образом, структурная теория Артоболевского включает в себя строгую логическую схему: классификация кинематических пар; семейства механизмов, определяемые одной общей формулой, роды механизмов; построение структурных групп, аналогичных группам Ассура, и на базе этих групп система классификации механизмов.

В принятой идеологии класс кинематической пары, входящей в состав механизма, определялся с учетом общих связей, наложенных на относительное движение всех звеньев механизма, например, механизм нулевого семейства (пространственный механизм) может иметь кинематические пары всех пяти классов, а механизм первого семейства уже не может иметь кинематические пары 1-го класса, механизм третьего семейства (плоский механизм) имеет только пары 4-го и 5-го классов.

---

### Повторение пройденного

- ❖ Механизм можно описать системой, структурных моделей, отличающихся глубиной структурных уровней (от крупных составных частей до элементарных), каждая из которых отражает определенное представление о строении механизма и позволяет получить новое знание о механизме.
- ❖ Структурная модель может иметь словесное, символическое, графическое, математическое и т.д. описания.
- ❖ В пособии рассматриваются четыре структурные модели, в соответствии с которыми механизм представляется состоящим из элементарных механизмов, ведущей и ведомой цепей, звеньев и кинематических пар, звеньев и связей между ними.
- ❖ Центральными понятиями этих моделей являются соответственно: элементарные механизмы, структурные группы, кинематические пары, связи.
- ❖ Все механизмы являются трехмерными объектами, поэтому структурные модели трехмерные (пространственные). Для плоских механизмов, звенья которых движутся в плоскостях параллельных одной плоскости, применяются дополнительно и плоские структурные модели, которые являются проекциями трехмерных на плоскость.

## 4.5. Задания для самостоятельной работы

Творческие силы ума остаются бесплодными при отсутствии энтузиазма и силы воли.

А.Андронов

В копилку методов



### Советы решающим задачи (продолжение)

15. Толчком к решению задачи могут послужить разные ее формулировки.
16. Прежде чем доказывать, надо знать, что доказывать.
17. В задачах на вычисление какой-либо величины полезно начинать с записи формулы.
18. Разбейте задачу на этапы.

4.1. Докажите, что не существует шарнирного четырехзвенника, для которого  $W = 1$ ,  $q = 0$ . Определите число избыточных связей  $q$  для схем шарнирных четырехзвенников (рис.2.10).

4.2. В учебнике [1, с.37] приводится вывод структурной формулы Чебышева для плоских механизмов из формулы Сомова-Малышева. Докажите, что вывод ошибочен. Найдите несколько способов доказательства.

4.3. Почему в число структурных групп II класса (рис.4.4) не вошла диада с тремя поступательными парами

4.4. В монографии [26] утверждается, что в плоских механизмах фрикционная кинематическая пара является плоской двухподвижной, как и зубчатое зацепление. В качестве доказательства приводится следующее.

1. При расчете по формуле Чебышева  $W = 3n - 2p_v - p_{IV}$  (см. учение Артоболевского) получить  $W=1$  можно только при наличии в схеме трехзвенного фрикционного механизма (рис.2.12, а) плоской двухподвижной пары. При  $n=2, p_v=2, p_{IV}=1$   $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$ . Если все пары одноподвижные  $p_v=3, p_{IV}=0$ , то  $W = 3 \cdot 2 - 3 \cdot 2 = 0$ , что не соответствует действительности.

2. Полное сходство движений звеньев зубчатых и фрикционных трехзвенных механизмов, что возможно только при одинаковой структуре кинематических пар.

Докажите, что утверждения автора [26] ошибочны как по первому, так и по второму пунктам доказательства.

4.5. Изобразите структурные схемы механизмов в соответствии со следующими формулами строения:

- a)  $M = I_1(1,6) + \Pi_3(2,3) + \Pi_2(4,5);$
- b)  $M = I_1(3,6) + \Pi_2(1,2) + \Pi_2(4,5).$

4.6. Для пространственной структурной схемы четырехзвенника (рис.4.12):

а) в результате визуального осмотра схемы найдите местные подвижности и оцените их влияние на работу механизма;

б) рассчитайте число избыточных связей  $q$  и  $q_T$ .

4.7. Найти класс,  $W$  и формулу строения для следующих механизмов:

а) – рис.1.8; б) – рис.4.8, в в) – рис.4.9, а, если в качестве начального выбрано звено 5.

4.8. Для кулачково-рычажного механизма (рис.4.13):

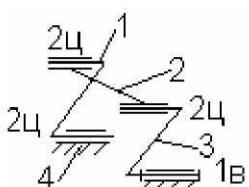
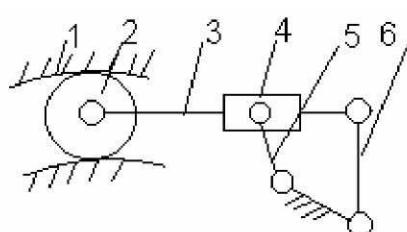


Рис. 4.12. Схема рычажного четырехзвенника

- а) рассчитайте число степеней свободы  $W$ , предварительно убедившись в результате визуального осмотра, что в механизме нет звеньев, вносящих избыточные связи; объясните полученный результат;
- б) постройте заменяющий механизм и, расчленив его на структурные группы, определите класс, число степеней свободы и формулу строения механизма, приняв за начальное звено 6.



**Рис. 4.13.** Схема кулачково-рычажного механизма

соответствии с формулой строения  $M = I_1(0,1)+\Pi_4(2,3)$  и в недоумении заявил, что построенная им кинематическая цепь имеет  $W = 1$ , но механизмом не является. Докажите, что данная ситуация возможна, установите причины и изобразите эту кинематическую цепь.

**4.13.** Три студента А, Б и В выполнили структурный анализ плоского механизма, используя для этого разные структурные модели. Студент А утверждает, что это элементарный некулачковый трехзвеный механизм и  $W = 1$ . Студент Б считает, что это механизм II класса и  $q_T = 0$ . Студент В утверждает, что в механизме три низшие пары и нет поступательных пар. Определите какой механизм изучали студенты, если один из них допустил ошибку.

**4.14.** Дайте вывод формулы (8).

**4.15.** что понимается под избыточными и тождественными связями в учебнике [6]? Сравните эти определения с определением избыточной связи, принятом в данном пособии.

**4.16.** К какому уровню относится структурная модель, в которой механизм представляется состоящим из системы звеньев и системы связей между ними?

**4.17.** объясните, возможно ли, чтобы при анализе плоского механизма структурная группа, состоящая из двух звеньев (поводков) и трех вращательных кинематических пар, была с одной стороны, статически определимой, а с другой – статически неопределенной?

Определите коэффициент качества обучения по формуле

$$K_4 = m/17 \cdot 100\% = \dots .$$

Рис.4.14. Конспект – план главы 4



звеньев и связей между ними

## 5. Структурный анализ механизмов



Не в количестве знаний заключается образование, но в полном понимании и в искусном применении всего того, что знаешь.

А. Дистервег

Если изучать механизм как элемент вышестоящей системы, то исследуется поведение механизма в рамках системы (машины), то есть его внешние свойства и выполняемые им функции. Это функциональный подход изучения механизма (принцип «черного ящика»). В структурном подходе (описании) механизм рассматривается как система: выделяются его составные части и связи между ними. При этом появляется возможность объяснить поведение механизма, ответить на вопрос: почему? (принцип «белого ящика»).

Изучив данную главу, вы будете

- **Знать** возможности структурных схем механизма, правила их построения из конструктивных схем механизмов и **уметь** строить структурные схемы.
- **Знать** цели и метод структурного анализа и **уметь** выполнять структурный анализ механизмов.

### 5.1. Цель и метод структурного анализа

Под **структурным анализом механизма** понимают **научное исследование для определения числа и геометрии составных частей механизма, их взаимного расположения и сочленения, а также структурных свойств механизма в целом**.

Метод изучения структуры механизма состоит в чередовании логических приемов анализа и синтеза с использованием различных структурных моделей механизма. **Анализ** - это мысленное расчленение изучаемого предмета на его элементы и исследование каждого элемента в отдельности, как части единого целого. **Синтез** - это мысленное соединение частей предмета, расчлененного в результате анализа, установление взаимодействия и связей частей и познание этого предмета как единого целого. При этом определяется новое качество целого, которого нет у отдельных его частей.

Поясним применение логических приемов анализа и синтеза на  примерах. При знакомстве с механизмом по чертежам, макету или натурному образцу выделяются и изучаются отдельные тела и их соединения (анализ). После чего в условных обозначениях изображаются пространственная, а для плоского механизма еще и плоская, структурные

схемы (синтез). При исследовании структурной схемы кинематическая цепь сначала мысленно расчленяется на составные части, которыми в зависимости от выбранной структурной модели могут быть: звенья и кинематические пары, группы Ассура и ведущая цепь, элементарные механизмы. Эти составные части исследуются (анализ), например, для кинематических пар определяются их число и вид, а для групп Ассура - класс, порядок и вид. После этого они вновь мысленно собираются в кинематическую цепь (синтез) и определяется новое качество, присущее всему механизму в целом, например, класс и формула строения механизма или число замкнутых контуров, число степеней свободы механизма и т.д.

Конкретные задачи, решаемые при структурном анализе, определяются видом механизма. В зависимости от поставленных задач применяется та или иная структурная модель механизма.

---

В конце 30-х годов XX в. зарождается советская школа теории механизмов и машин, объединенная общей тематикой и единым научным центром. Начиная с 1937 г. научным руководителем этой школы становится ученик В.П. Горячина и Д.С. Зернова, И.И. Артоболевский [13]. Рядом с ним в становлении научной школы принимали участие авторитетные и крупные ученые Н.И. Мерцалов, В.В. Добровольский, А.П. Малышев, Л.Б. Левенсон и другие. Сам Иван Иванович Артоболевский неоднократно указывал на то, что школа возникла на базе овладения классическим наследством отечественных и зарубежных механиков и машиноведов. «Катализатором» при этом послужила теория структуры плоских механизмов Л.В. Ассура. Среди проблем теории механизмов, которые особенно интересовали ученых в конце 30-х годов, следует отметить проблему структуры и классификации механизмов, от которой во многом зависело решение проблемы анализа и синтеза механизмов. Учение о структуре И. Артоболевского и В. Добровольского и структурная классификация стали каркасом создания теоретической науки теория механизмов и машин. Теория механизмов из учебного предмета, содержание которого полностью зависело от научных интересов и квалификации преподавателя, стала логически построенной наукой, имеющей свою «таблицу элементов» - учение о структуре и классификации.

---

### Опорные точки

- Под **структурным анализом механизма** понимают научное исследование для определения числа и геометрии составных частей механизма, их взаимного расположения и сочленения, а также структурных свойств механизма в целом.
- Метод изучения структуры механизма состоит в чередовании логических приемов анализа и синтеза с использованием различных структурных моделей механизма.
- Конкретные задачи, решаемые при структурном анализе, определяются видом механизма. В зависимости от поставленных задач применяется та или иная структурная модель механизма.

## Контрольные вопросы

- ✓ Какова цель структурного анализа?
- ✓ Что понимают под логическими приемами анализа и синтеза?

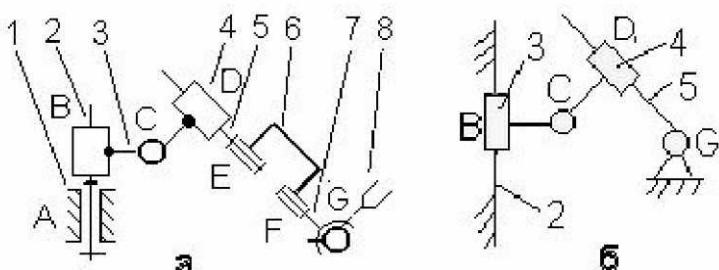
### 5.2. Структурный анализ механизмов с незамкнутыми кинематическими цепями

**Без примера ничему не выучишься.**  
**Я.Коменский**

**!** Целью структурного анализа таких механизмов является установление числа подвижных звеньев, числа и вида кинематических пар, и определение числа степеней свободы механизма с выделением местных и групповых подвижностей. Например, для манипулятора (рис. 5.1, а) требуется найти число степеней свободы  $W$  и число степеней свободы  $\mu$ , обеспечивающих его маневренность.

Решение начинается с обозначения звеньев и кинематических пар на структурной схеме. В механизме  $n = 7$ ,  $p_1 = 6$ ,  $p_2 = 1$ . Число подвижных звеньев должно совпадать с общим числом кинематических пар (см. п. 4.2). Проверяем:  $n = 7$ ,  $p_1 + p_2 = 7$ ,  $7 = 7$ . Из (2) имеем  $W = 6 \cdot 7 - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 1 = 8$ . Для обнаружения местных степеней свободы мысленно проверим, может

ли какое либо звено механизма двигаться при остальных неподвижных звеньях. Манипулятор имеет одну местную подвижность  $W_M = 1$  – звено 6 имеет возможность вращения вокруг оси, проходящей через вращательные кинематические пары E и F. Число степеней свободы, обеспечивающих маневренность манипулятора,



**Рис. 5.1.** Схема пространственного манипулятора  
определяется по формуле:

$$\mu = W^* - W_M, \quad (9)$$

где  $W^*$  – число степеней свободы механизма при неподвижном захвате 8.

Для манипулятора с неподвижным захватом  $n = 6$ ,  $p_1 = 6$ ,  $p_2 = 1$ , и из формулы (2) имеем  $W^* = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 1 = 2$ . Учитывая, что  $W_M=1$  находим  $\mu = 2 - 1 = 1$ .

Установим подвижность какой группы звеньев обеспечивает маневренность манипулятора. При рассмотрении движения звеньев механизма с неподвижным захватом в плоскости чертежа можно использовать плоскую структурную схему (рис. 5.1, б), в которой звенья 7,6,5 считаются одним звеном, а двухподвижная сферическая кинематическая пара G изображается как одноподвижная плоская вращательная пара. Звено 2 в плоскости чертежа не движется, поэтому считается стойкой. Плоский рычажный механизм ( $n = 3$ ,  $p_{1P} = 4$ ) обладает подвижностью, равной единице, т.к. может быть расчленен на структурную группу  $\Pi_3(4,5)$  и первичный механизм  $I_2(3,2)$ . Эта подвижность и обеспечивает маневренность манипулятора.

Ответ:  $W = 8$ ,  $\mu = 1$ ,  $W_M = 1$ .

## Опорные точки

- Целью структурного анализа механизмов с незамкнутой кинематической цепью является установление числа подвижных звеньев, числа и вида кинематических пар, и определение числа степеней свободы механизма с выделением групповых подвижностей, обеспечивающих маневренность манипулятора.
- Для определения числа степеней свободы механизма используются структурные формулы.

### Контрольные вопросы

- ✓ Как найти в механизме местные подвижности?
- ✓ Какая структурная модель применяется для анализа структуры механизмов с незамкнутыми кинематическими цепями?

### 5.3. Структурный анализ плоских механизмов с замкнутыми кинематическими цепями

При анализе структурной схемы такого механизма определяют следующие структурные признаки: число подвижных звеньев, количество и вид



кинематических пар, число замкнутых контуров в кинематической цепи, число степеней свободы механизма, класс механизма и формулу его строения, число контурных избыточных связей, количество и вид элементарных механизмов, а также способ их соединения. В зависимости от вида исследуемого механизма и поставленных задач обычно одна структурная модель применяется в качестве основной, а остальные служат для проверки решения и получения дополнительной информации. Рассмотрим несколько примеров структурного анализа механизмов.

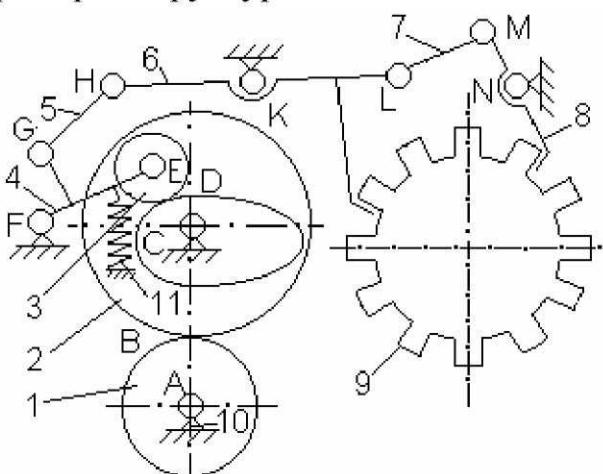


Рис. 5.2. Схема устройства для строения шпиндельного блока машины автомата

1. Для устройства стопорения шпиндельного блока машины-автомата (рис.5.2) найти число подвижных звеньев, число и вид кинематических пар, число замкнутых контуров, число, вид и способ соединения элементарных механизмов, число степеней свободы механизма, количество избыточных связей.

Механизм стопорения (фиксации) состоит из трех последовательно соединенных плоских механизмов: зубчатого, кулачкового и рычажного. Входным звеном является зубчатое

колесо 1, а выходными – звенья 6 и 8, которые фиксируют в определенном положении колесо 9, выполненное заодно со шпиндельным блоком. Так как механизмы соединены последовательно, то удобно провести анализ каждого из них в отдельности, используя плоские структурные схемы.

Трехзвенный зубчатый механизм состоит из стойки 10 и двух зубчатых колес 1 и 2 с неподвижными осями вращения ( $n = 2$ ). Кинематические пары А и С – плоские одноподвижные ( $p_{1\Pi} = 2$ ), а пара В – плоская двухподвижная ( $p_{2\Pi} = 1$ ). Из анализа движения звеньев следует, что механизм имеет одну степень свободы  $W_{\Pi} = W = 1$ . Из механизма нельзя удалить ни одного звена и ни одной кинематической пары без изменения его движения, поэтому в его плоской структурной схеме нет тангенциальных избыточных связей ( $q_t = 0$ ) и местных подвижностей ( $W_M = 0$ ). Проверка по формуле Чебышева дает аналогичный результат  $q_t = W - 3n + 2p_{1\Pi} + p_{2\Pi} = 1 - 6 + 4 + 1 = 0$ . В пространственной структурной схеме механизма высшая пара В обычно выполняется четырехподвижной с линейным контактом ( $p_4 = 1$ ), а пары А и С – вращательными ( $p_1 = 2$ ). Число избыточных связей в пространственной структурной схеме механизма найдем по формуле Малышева:

$$q = q_n = W - 6n + 5p_1 + 2p_4 = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 2 \cdot 1 = 1.$$

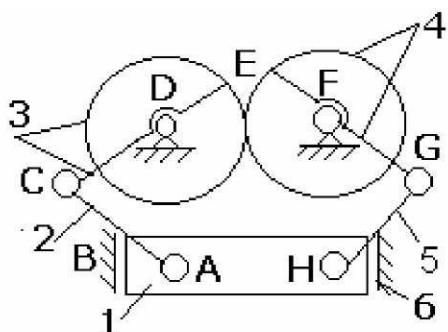
Следовательно, механизм один раз статически неопределен.

**⚠ При структурном анализе плоского механизма в случае, когда неизвестно, какие именно кинематические пары входя в его состав (задана только плоская структурная схема), низшие кинематические пары считаются вращательными или поступательными, а высшие, которые в плоской схеме изображаются как плоские двухподвижные, считаются четырехподвижными типа 4Л.**

Кулачковый механизм состоит из стойки 10, входного звена 2 (кулачка), выходного звена 4 (коромысла) и промежуточного звена 3 (ролика). В плоской структурной схеме имеются три плоские одноподвижные пары С, Е, F и одна плоская двухподвижная кинематическая пара D. Пружина 11 обеспечивает силовое замыкание высшей пары между роликом и кулачком. Ролик 3 имеет возможность поворачиваться вокруг своей оси, поэтому  $W_M = 1$ . Основная степень свободы  $W_O = 1$ , так как задание угла поворота кулачка 2 однозначно определяет положение коромысла 4. Всего механизм имеет  $W = W_O + W_M = 1 + 1 = 2$ . По формуле Чебышева найдем  $q_t$ , учитывая, что  $n = 3$ ,  $p_{1\Pi} = 3$ ,  $p_{2\Pi} = 1$ ,  $W = 2$ ,  $q_t = 2 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 3 + 1 = 0$ . Число избыточных связей в пространственной структурной схеме механизма найдем по формуле Малышева, учитывая, что  $W = W_{\Pi}$ , низшие пары вращательные, а высшая пара четырехподвижная  $p_4 = 1$ ,  $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 2 \cdot 1 = 1$ . Кулачковый механизм также один раз статически неопределен. Имеющаяся избыточная связь является нормальной.

Рычажный механизм состоит из двух последовательно соединенных шарнирных четырехзвенников FGHK и KLMN. Так как у каждого элементарного механизма  $W = 1$ , а число соединений  $J = 1$ , то из (8) следует, что число степеней свободы составного механизма  $W = 1 + 1 - 1 = 1$ . У шестизвенного рычажного механизма  $n = 5$ ,  $W_{\Pi} = W = 1$ ,  $p_1 = p_{1\Pi} = 7$ ,  $p_{2\Pi} = 0$ , поэтому  $q_t = 1 - 3 \cdot 5 + 2 \cdot 7 = 0$ ,  $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 7 = 6$ . Число замкнутых контуров определяем по формуле (1)  $k = p - n = 7 - 5 = 2$ . Так как в каждом замкнутом контуре плоского рычажного механизма с одноподвижными парами присутствуют три нормальные избыточные связи (см.п.2.4), то в двухконтурном механизме число этих связей равно 6, что соответствует результату, полученному по формуле Малышева. Рычажный механизм шесть раз статически неопределен. Для плоского составного механизма фиксации, состоящего из зубчатого, кулачкового и рычажного механизмов, общее число степеней свободы  $W = 2 + 1 + 1 - 2 = 2$ , из которых  $W_O = 1$  и  $W_M = 1$ . Общее число избыточных связей  $q_t = 0$ , а  $q = 6 + 1 + 1 = 8$ .

2. Выполнить структурный анализ основного механизма универсального двухкривошипного пресса (рис.5.3).



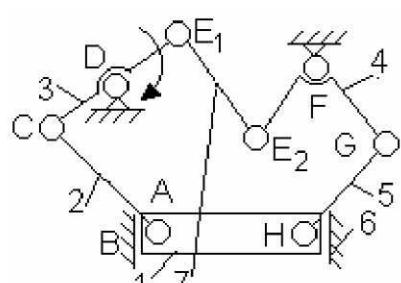
**Рис. 5.3.** Схема механизма двухкривошипного пресса

Так как в условии задачи не уточняется, что именно необходимо найти, то следует определять все структурные признаки механизма. Определение всех структурных признаков рычажных и комбинированных механизмов (зубчато-рычажных, кулачково – рычажных) удобно проводить в три этапа.

На первом (предварительном) обозначаются звенья и кинематические пары и подсчитывается их число; производится условная замена каждой высшей пары; устанавливаются и отсоединяются от механизма звенья, вносящие избыточные связи и местные подвижности.

На втором (основном) назначается начальное звено и выполняется расчленение механизма на структурные группы.

На третьем (вспомогательном) с использованием двух других структурных моделей механизма выполняется проверка решения, полученного на основном этапе, и формируется окончательный ответ на вопросы, поставленные в условии задачи.



**Рис. 5.4.** Схема заменяющего механизма двухкривошипного пресса

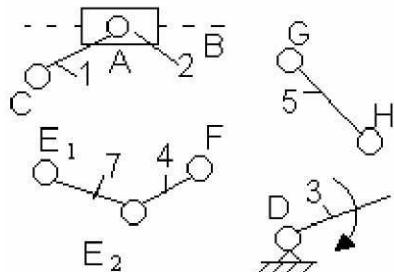
Механизм пресса является зубчато-рычажным и включает в себя пять (1,2,3,4,5) подвижных звеньев, семь (A,B,C,D,F,G,H) низших кинематических пар и одну высшую пару (E). Заменим высшую плоскую двухподвижную кинематическую пару E дополнительным звеном 7 и шарнирами E<sub>1</sub> и E<sub>2</sub> (рис.5.4). В полученном мгновенном заменяющем механизме n = 6, r<sub>пп</sub> = 9. Так как число подвижных звеньев n = 6 заменяющего механизма – четное, то следует ожидать, что в механизме есть либо два начальных звена, либо одно начальное звено и звено, вносящее избыточные связи.

Почему в рычажном плоском механизме с четным числом подвижных звеньев условие W = 1 и q<sub>т</sub> = 0 не выполняется?



Чтобы установить, является ли звено начальным или кинематически пассивным, можно использовать кинематический и структурный признаки. Так, удаление из механизма звена, вносящего в него избыточные связи, не изменяет движение оставшихся звеньев, в то же время исключение из кинематической цепи начального звена приводит к появлению неопределенности движения механизма. С точки зрения структуры одно звено и две низшие пары вносят в механизм лишнюю связь, которая может быть избыточной, повторяющей ранее наложенные связи, или дополнительной обычной связью, превращающей механизм в ферму, а одно звено и одна одноподвижная кинематическая пара вносят в механизм дополнительную подвижность, которая может быть основной или местной.

Из изучения структурной схемы следует, что местные подвижности отсутствуют, но в кинематической цепи есть кинематически пассивное звено, вносящее в механизм избыточную связь. Если в качестве начального принять звено 3, то расчленение механизма на структурные группы становится возможным, если *предварительно* отсоединить из кинематической цепи один из трех шатунов 2, 5, 7. Пусть это будет шатун 5. Удаление этого звена из механизма не изменяет кинематику шарнирного четырехзвенника  $DE_1E_2F$  и кривошипно-ползунного механизма  $DCAB$ . Кроме того, звено 5 отсоединяется вместе с двумя кинематическими парами  $G$  и  $H$ , что является структурным признаком кинематически пассивного звена.



**Рис. 5.5.** Разложение кинематической цепи пресса на структурные группы

Последовательно отсоединяя от механизма структурные группы  $\Pi_2(1,2)$  и  $\Pi_1(7,4)$  (рис. 5.5), пользуясь правилами, сформулированными в п. 4.3. Мысленная сборка кинематической цепи из выделенных структурных групп выполняется в соответствии с формулой строения

$$M = I_1(3,6) + \Pi_1(7,4) + \Pi_2(1,2).$$

Механизм пресса – второго класса, так как наивысший класс структурных групп равен II. Число степеней свободы механизма  $W = 1$ , так как в кинематической цепи одно начальное звено.

Продолжим решение с использованием других структурных моделей механизма. Составной механизм пресса (рис. 5.3) можно представить как замкнутое соединение рычажного шестизвенника (звенья 6, 5, 4, 3, 2, 1) и зубчатого трехзвенного механизма (звенья 3, 4, 6). Звено 3 является входным для рычажного и зубчатого механизмов, а звено 4 – выходным. Рычажный механизм, в свою очередь, представляет собой последовательное соединение двух кривошипно-ползунных механизмов. Такой составной механизм имеет одну степень свободы  $W_{II}=1$  и избыточную связь в плоской структурной схеме. Действительно, при задании вращения кривошипу 3 положение кривошипа 4 однозначно определяется, благодаря связям в рычажном механизме, но в тоже время, есть еще связь, накладываемая высшей парой Е в зацеплении зубчатых колес, которая *дополнительно* согласовывает движения звеньев 3 и 4. Число тангенциальных избыточных связей проверим по формуле Чебышева. При  $n = 5, p_{1II} = 7, p_{2II} = 1$ ,

$$q_t = W - 3n + 2p_{1II} + p_{2II} = 1 - 3 \cdot 5 + 2 \cdot 7 + 1 = 1.$$

Суммарное число нормальных и тангенциальных избыточных связей найдем по формуле Малышева  $q = W - 6n + 5p_1 + 2p_4 = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 7 + 2 \cdot 1 = 8$ . Из них одна связь тангенциальная, а семь – нормальные. Число замкнутых контуров найдем по формуле

Гохмана  $k = p - n = 8 - 5 = 3$ . Два замкнутых контура образует рычажный механизм, а один – зубчатый.

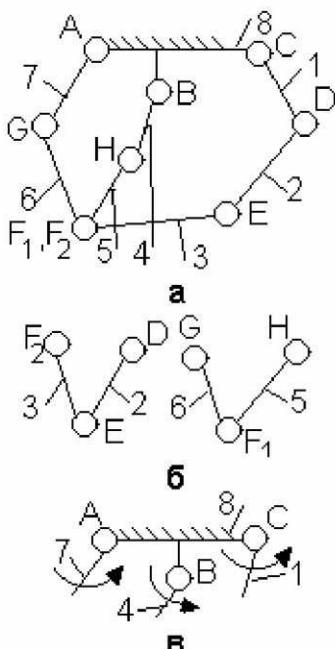


**Читатель** – Но ведь возможно и другое разложение зубчато-рычажного механизма пресса (рис.5.3.) на элементарные механизмы.

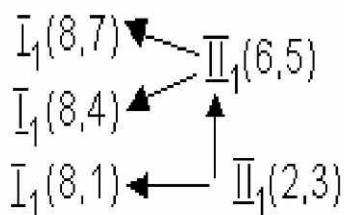
**Автор** – Какое?

**Читатель** – Механизм пресса можно представить также как замкнутое соединение двух кривошипно-ползунных механизмов, в котором соединены между собой входные (через зубчатое зацепление) и выходные (сливаются в одно звено 1) звенья.

**Автор** – Согласен.



**Рис. 5.6.** Схема механизма автогрейдера (а) и ее разложение на составляющие (б, в)



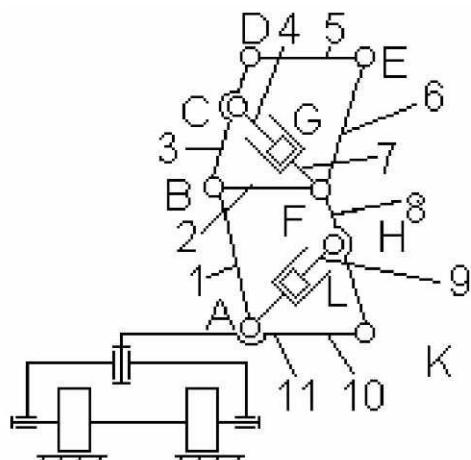
**Рис. 5.7.** Формула строения механизма автогрейдера

избыточные связи  $q_n = 3$ , поэтому в механизме автогрейдера  $q = q_n = 2 \cdot 3 = 6$ , что подтверждает полученный ранее результат.

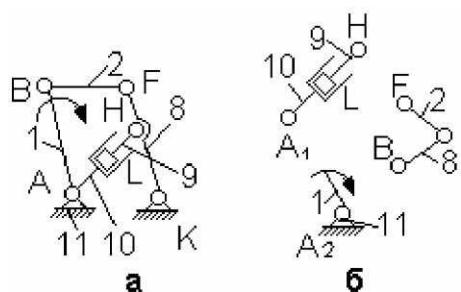
3. Для механизма автогрейдера (рис.5.6, а) найти  $W$ ,  $q$ ,  $q_t$  и формулу строения.



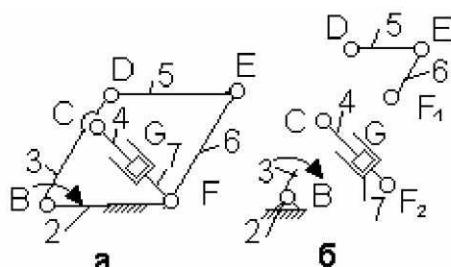
Решение начинаем с обозначения звеньев  $n = 7$  и кинематических пар  $p_{IP} = 9$ . Все пары – вращательные, причем шарнир F кратный – в нем две пары  $F_1(5,6)$  и  $F_2(5,3)$ . В результате визуального осмотра структурной схемы не удалось найти звенья и пары, вносящие в кинематическую цепь лишние степени свободы и избыточные связи. Назначим звено 4 в качестве начального и расчленим механизм на структурные группы и первичный механизм. Первой отсоединяем от кинематической цепи структурную группу  $\Pi_1(2,3)$ , а затем  $\Pi_1(5,6)$  (рис.5.6, б). Оставшаяся кинематическая цепь (рис.5.6, в) является ведущей, как по кинематическому, так и по структурному признаку. Она содержит стойку 8 и три начальных звена 4, 1, 7. Начальные звенья образуют со стойкой три первичных механизма  $I_1(8,7)$ ,  $I_1(8,4)$ ,  $I_1(8,1)$ . Число степеней свободы механизма  $W = 3$ , так как в механизме три начальных звена;  $q_t = 0$ , так как в кинематической цепи отсутствуют звенья и пары, вносящие тангенциальные избыточные связи. Проверим эту часть решения по формуле Чебышева-Малышева. При  $n = 7$ ,  $p_{IP} = 9$ ,  $q_t = 0$ ,  $W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 9 = 21 - 18 = 3$ , что подтверждает полученное решение. Формула строения механизма представлена на рис.5.7. Число избыточных связей  $q$  в пространственной структурной схеме механизма определим по формуле Малышева. При  $W = 3$ ,  $n = 7$ ,  $p_1 = 9$   $q = W - 6n + 5p_1 = 3 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 9 = 6$ . Проверим и этот ответ. Для этого найдем количество замкнутых контуров по формуле Гохмана  $k = p - n = 9 - 7 = 2$ . В каждом замкнутом контуре пространственной кинематической цепи с низшими одноподвижными парами имеется три нормальные



**Рис. 5.8.** Схема механизма подъема платформы

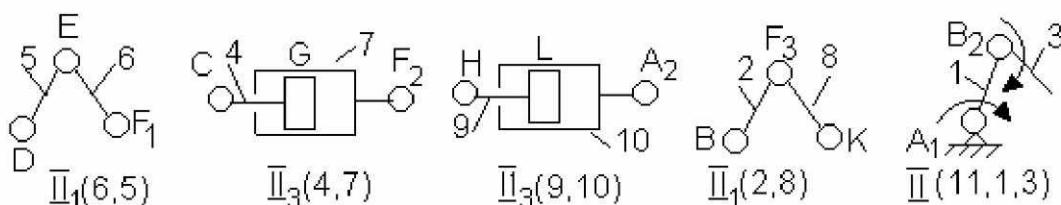


**Рис. 5.9.** Схема механизма подъема платформы при работающем гидроцилиндре 10 (а) и ее разложение на структурные группы (б)



**Рис. 5.10.** Схема механизма подъема платформы при работающем гидроцилиндре 7 (а) и ее расчленение на структурные группы

A, B, F, причем в шарнирах A и B по две кинематические пары: A<sub>1</sub>(1,11) и A<sub>2</sub>(10,11), B<sub>1</sub>(1,2) и B<sub>2</sub>(1,3), а в шарнире F – три пары: F<sub>1</sub>(6,8), F<sub>2</sub>(7,8), F<sub>3</sub>(8,2). Назначим обобщенную координату звену 1 и расчленим механизм на структурные группы (рис.5.11).



**Рис. 5.11.** Структурные группы и ведущая цепь механизма подъема платформы при двух одновременно работающих гидроцилиндрах

4. Для механизма подъема платформы для монтажа контактных сетей (рис.5.8) найти W, q<sub>T</sub>, класс механизма.

В механизме подъема нет неподвижных звеньев, поэтому за стойку принимаем звено 11, не учитывая при этом поворот платформы вокруг вертикальной оси. В кинематической цепи присутствуют два гидроцилиндра 7 и 10, поэтому рассмотрим два варианта их работы – последовательное и одновременное включение. Сначала рассмотрим режим работы механизма, при котором включен только гидроцилиндр 10, а шток 4 и гидроцилиндр 7 представляют собой одно звено 7. Тогда звенья 7, 3, 2 образуют жесткий шарнирный треугольник, превращаясь в одно звено 2. В свою очередь звено 2 образует жесткий треугольник со звеньями 5 и 6. В структурной схеме механизма (рис.5.9, а) вместо звеньев 2, 3, 4, 5, 6, 7 исходного механизма имеем одно звено 2. Приписываем обобщенную координату звену 1 и расчленяем механизм на группы Ассура (рис.5.9, б). Механизм II класса, W = 1, q<sub>T</sub> = 0. Проверим по формуле Чебышева

$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$ . Далее рассмотрим работу механизма подъема при включенном гидроцилиндре 7 и выключенном гидроцилиндре 10. Звенья 10, 11 и 8 образуют одно звено 11, а звенья 11, 1, 2 – одно звено 2. Получим структурную схему (рис.5.10, а), аналогичную рассмотренной ранее. Выбираем в качестве начального звено 3 и выделяем из механизма структурные группы (рис.5.10, б), учитывая, что шарнир F кратный, в нем две кинематические пары F<sub>1</sub>(6,2) и F<sub>2</sub>(7,2). Число степеней свободы W = 1, q<sub>T</sub> = 0, а механизм II класса.

При анализе механизма с двумя одновременно работающими гидроцилиндрами определим число подвижных звеньев n = 10 и число плоских одноподвижных пар p<sub>pp</sub>=14. В структурной схеме (рис.5.8) три кратных шарнира

A, B, F, причем в шарнирах A и B по две кинематические пары: A<sub>1</sub>(1,11) и A<sub>2</sub>(10,11), B<sub>1</sub>(1,2) и B<sub>2</sub>(1,3), а в шарнире F – три пары: F<sub>1</sub>(6,8), F<sub>2</sub>(7,8), F<sub>3</sub>(8,2). Назначим обобщенную координату звену 1 и расчленим механизм на структурные группы (рис.5.11).

После отсоединения от механизма структурных групп в нем осталось начальное звено 1, стойка 11 и еще одно звено 3, соединенное с начальным звеном 1 кинематической парой  $B_2$ . Это звено не может быть пассивным, так как его удаление из механизма изменит движение последнего: звенья 4, 7, 5 потеряют определенность движения. Кроме того, пассивное звено должно иметь две кинематические пары для подсоединения к механизму. Следовательно, звено 3 – еще одно начальное звено и ведущая цепь имеет  $W = 2$ . В соответствии с принятой классификацией структурных групп по классу контура, данный первичный механизм будет механизмом II класса. Число степеней свободы механизма  $W = 2$ ,  $q_T = 0$ , класс II. Проверим решение по формуле Чебышева. При  $n = 10$ ,  $r_{III} = 14$ ,  $r_{II} = 0$ ,  $q_T = 0$ ,  $W = 3 \cdot 10 - 2 \cdot 14 = 2$ . Рассмотренный механизм подъема платформы является механизмом переменной структуры.

## Опорные точки

- При структурном анализе плоских механизмов с замкнутыми кинематическими цепями определяют следующие структурные признаки: число подвижных звеньев; число и вид кинематических пар; число замкнутых контуров; число степеней свободы механизма; класс механизма и формулу его строения; число контурных избыточных связей; число и вид элементарных механизмов, а также способ их соединения.
- В зависимости от вида механизма и поставленных задач обычно одна структурная модель применяется в качестве основной, а остальные служат для проверки решения и получения дополнительной информации.
- Определение всех структурных признаков рычажных и комбинированных плоских механизмов с замкнутой кинематической цепью (зубчато-рычажных, кулачково-рычажных) удобно проводить в три этапа.

На первом (предварительном) обозначаются звенья и кинематические пары и подсчитывается их число; производится условная замена каждой высшей пары; устанавливаются и отсоединяются от механизма звенья, вносящие избыточные связи и местные подвижности (кинематически пассивные звенья).

На втором (основном) назначается начальное звено и выполняется расчленение механизма на структурные группы.

На третьем (вспомогательном) с использованием других структурных моделей механизма выполняется проверка решения, полученного на основном этапе, и формируется окончательный ответ на вопросы, поставленные в условии задачи.

## ***Контрольные вопросы***

- ✓ В каких случаях необходимо выполнять условную замену высшей кинематической пары и строить заменяющий механизм?
- ✓ Зачем при расчленении механизма на структурные группы предварительно следует отсоединить из кинематической цепи кинематически пассивное звено?

## **Повторение пройденного**

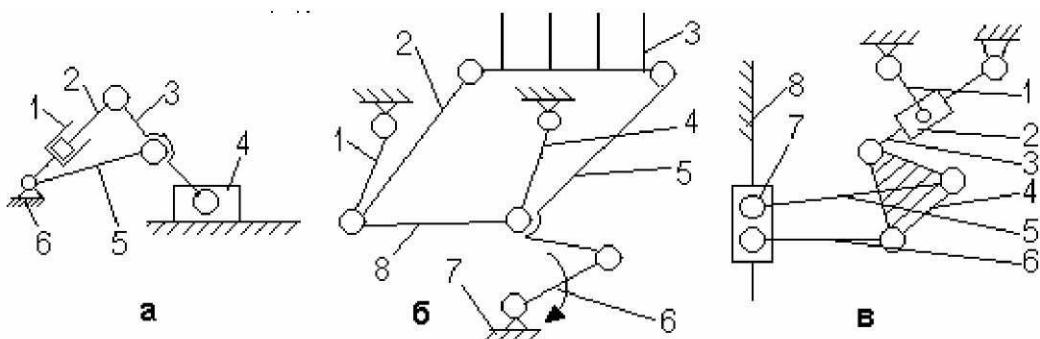
- ❖ Под структурным анализом механизма понимают научное исследование для определения числа и геометрии составных частей механизма, их взаимного расположения и сочленения, а также структурных свойств механизма в целом.
- ❖ Метод изучения структуры механизма состоит в чередовании логических приемов анализа и синтеза с использованием различных структурных моделей механизма.
- ❖ Конкретные задачи, решаемые при структурном анализе, определяются видом механизма. В зависимости от поставленных задач применяется та или иная структурная модель механизма.
- ❖ Целью структурного анализа механизмов с незамкнутой кинематической цепью является установление числа подвижных звеньев, числа и вида кинематических пар, и определение числа степеней свободы механизма с выделением групповых подвижностей, обеспечивающих маневренность манипулятора.
- ❖ При структурном анализе плоских механизмов с замкнутыми кинематическими цепями определяют следующие структурные признаки: число подвижных звеньев; число и вид кинематических пар; число замкнутых контуров; число степеней свободы механизма; класс механизма и формулу его строения; число контурных избыточных связей; количество и вид элементарных механизмов, а также способ их соединения.

Как научиться решать задачи, не решая их?

## Задания для самостоятельной работы

Упражнения рождают мастерство.  
Тацит

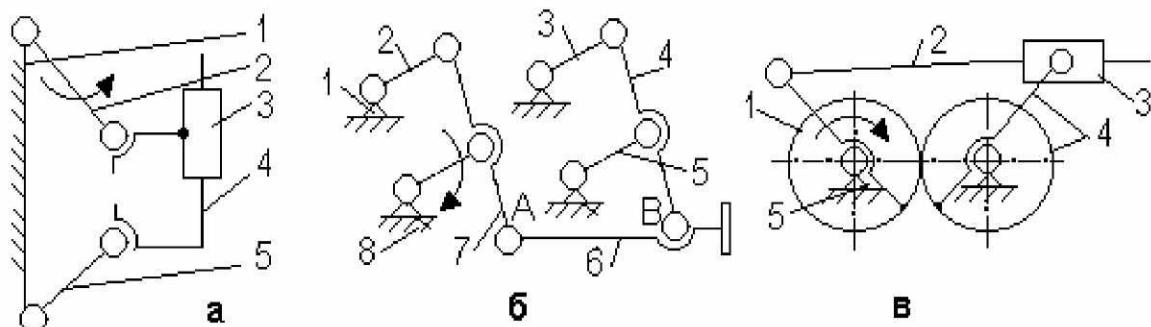
- 5.1.** Для механизма опрокидывания кузова автосамосвала (рис. 5.12, а) найдите  $W$ ,  $q_t$ , класс и формулу строения, если в качестве начального выбрано: а) звено 1; б) звено 4; в) звено 5;
- 5.2.** Механизм толкающего конвейера состоит из двух шарнирных четырехзвенников и двухзвенной структурной группы (рис. 5.12, б). Найдите указанные элементарные механизмы и укажите способ их соединения. Определите класс механизма, если начальное звено указано на схеме стрелкой.
- 5.3.** Для механизма, служащего для преобразования равномерного вращательного движения кривошипа в равномерное движение ползуна (рис. 5.12, в) найдите  $W$ ,  $q_t$ , класс и формулу строения, если в качестве начального выбрано: а) звено 1; б) звено 7;



**Рис. 5.12.** Схемы плоских рычажных механизмов: а – опрокидывания кузова автосамосвала; б – толкающего конвейера; в – преобразования движений

- 5.4.** Выполните структурный анализ следующих механизмов:

- а) ножниц для резки металла (рис. 5.13, а); б) шлакового стопора – устройства для обслуживания шлаковых леток доменной печи (рис. 5.13, б); в) двигателя внутреннего сгорания (рис. 5.13, в).



**Рис. 5.13.** Схемы плоских рычажных механизмов: а – ножниц для резки металла; б – шлакового стопора; в – двигателя внутреннего сгорания

- 5.5.** Определите число степеней свободы  $W$  и количество подвижностей  $\mu$ , характеризующих маневренность манипуляторов (рис. 5.14).

- 5.6.** Для механизма инверсора, у которого положение выходного звена изменяется обратно пропорционально положению входного звена (рис. 5.15, а) найдите  $W$  и класс.

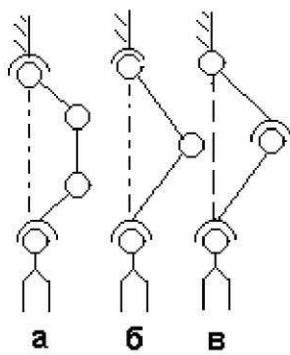


Рис. 5.14. Схемы механизмов манипуляторов

механизмов. В учебнике [1, с.37] подчеркивается, что эта формула может быть использована только для пространственных механизмов, на движения звеньев которых не наложено общих для всего механизма дополнительных условий, например требование параллельности осей вращательных пар в шарнирном механизме. Докажите, что в учебнике неверно указана область применения данной формулы. Для каких механизмов приведенная структурная формула может применяться и почему? Доказательство приведите двумя способами – дедуктивным и индуктивным.

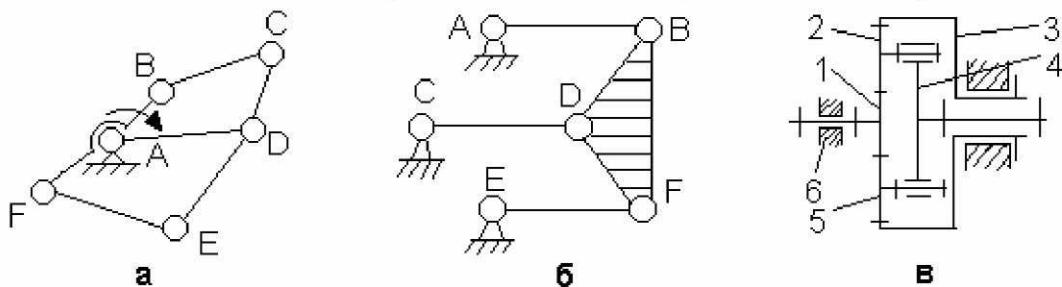


Рис. 5.15. Схемы плоских механизмов: а – инверсора; б – параллельных кривошипов; в – зубчатого дифференциала

5.11 В монографии [5, с.63] приводится расчленение кинематической цепи гидрофицированного механизма подъема плуга на составляющие (рис. 5.16). Автор (О.Г.Озол) на основании этого расчленения утверждает, что механизм имеет одну степень свободы и является диадным механизмом II класса (по Артоболевскому). Однако, С.Н.Кожевников (научный редактор перевода) не согласен с решением: «Если из механизма выделить ведущую группу 23, то ведомая цепь будет представлять собой

шарнирный четырехзвенник с неподвижным звеном 6. Звенья 5, 6, оставшиеся после отделения звеньев 1 и 4, не образуют диаду. Решение будет правильным, если за ведущую цепь принять 16.» Какая координата принята в примере (рис. 5.16) за обобщенную? В чем прав и в чем не прав С.Н.Кожевников?

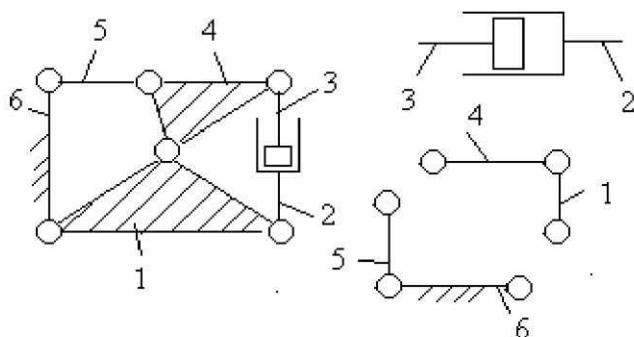
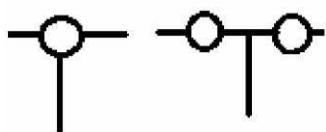


Рис. 5.16. Схема плоского рычажного механизма подъема плуга и ее расчленение на составляющие

**5.12.** Обоснуйте, можно ли при определении числа избыточных связей  $q$  плоского механизма с высшей парой использовать структурную схему заменяющего рычажного механизма?

**5.13.** Обоснуйте, можно ли при построении структурной схемы механизма изображать:

- а) двукратный шарнир как два однократных (рис.5.17);
- б) прямолинейную направляющую как криволинейную;
- в) произвольно изменять:
- г) положение шарнира на звене;
- д) форму звена, образующего высшую пару, например круглый диск изображать как эллиптический;
- е) направление оси вращательной пары?



**Рис. 5.17.** Схема преобразования двукратного шарнира в два однократных

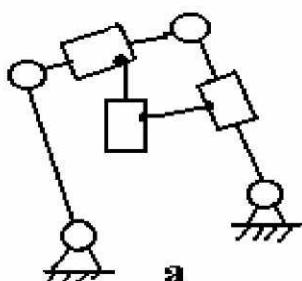
**5.14.** Найдите правильное продолжение фразы. Для структурного анализа плоского механизма достаточно использовать...

- а) обобщенную структурную схему;
- б) схему, в которой указываются звенья и характер их взаимосвязи (вид кинематических пар);
- в) упрощенную кинематическую схему, в которой указываются не размеры звеньев, а их соотношения, позволяющие найти связь между скоростями точек, но не сами скорости;
- г) кинематическую схему – структурную схему с указанием размеров звеньев, необходимых для структурного анализа.

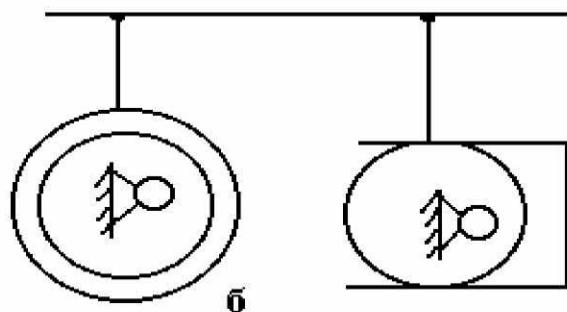
**5.15.** Для плоского механизма (рис.5.18, а) найдите  $k$ ,  $W$ ,  $q_T$ ,

класс.

**5.16.** Определите  $W$ ,  $q_T$ , класс для плоского механизма шагового конвейера (рис.5.18, б).



**Рис. 5.18.** Схемы плоских механизмов



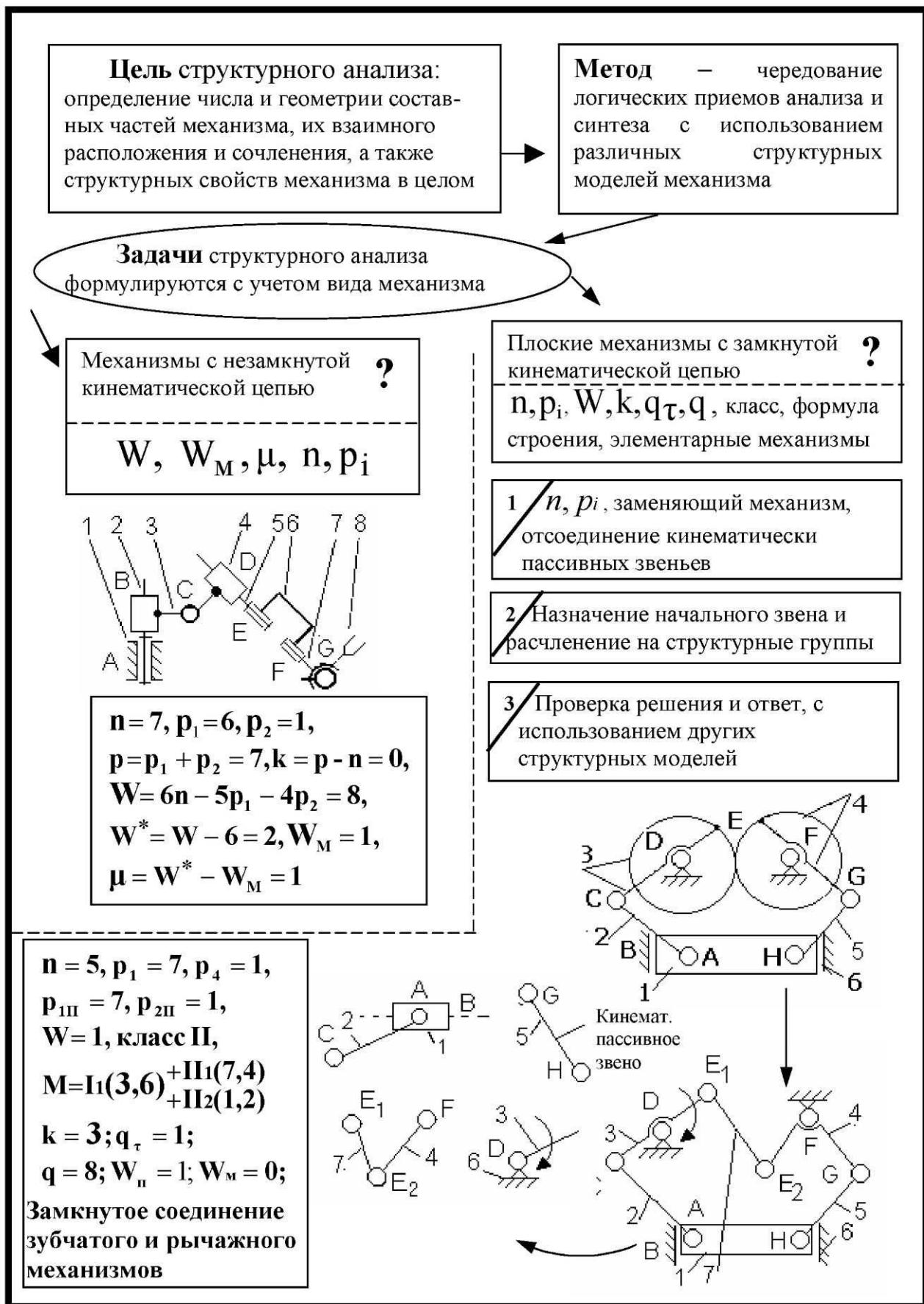
**5.17.** Выполните структурный анализ ременной передачи (табл.4.3). Какую связь накладывает ремень на относительное движение шкивов?

Определите коэффициент качества обучения по формуле

$$K_5 = m / 17 * 100\% = \dots$$

К нерешенным задачам следует вернуться после окончания работы с книгой перед выполнением контрольного теста (порция 7).

## Конспект – план главы 5



## Глава 6.

### Структурный синтез механизмов



Если бы делать было бы столь же легко,  
как знать, что надо делать,  
- часовни были бы соборами,  
хижины – дворцами.

У.Шекспир

Проектирование любого механизма начинается с построения его *схемы*. Последующие расчеты на прочность, конструктивное оформление звеньев и кинематических пар, выбор материалов и т.д. уже не могут существенно изменить основные свойства механизма. Проектирование схемы механизма по заданным его свойствам называется **синтезом механизма**.

Различают два вида задач синтеза: структурный и параметрический. **Структурным синтезом механизма называется проектирование структурной схемы механизма.** При **параметрическом синтезе** определяются постоянные параметры кинематической схемы механизма: длины звеньев, положения точек, массы и моменты инерции звеньев и т.д. Изучив данную главу, вы будете

- **Знать** цель, задачи и метод структурного синтеза и **уметь** ставить и решать задачи синтеза структуры механизма по заданным свойствам.
- **Знать** возможности структурных моделей и **уметь** подбирать наиболее подходящие к конкретным задачам структурного синтеза.
- **Знать** приемы проектирования самоустановливающихся механизмов, возможные ошибки, их причины и способы обнаружения и исправления и **уметь** проектировать статически определимые схемы механизмов.

#### 6.1. Задачи структурного синтеза

К проектируемой структурной схеме могут предъявляться самые разные требования (условия синтеза), что определяет многообразие задач структурного синтеза. Использование только структурных условий синтеза часто оказывается недостаточным, так как структура кинематической цепи во многом определяет кинематические, динамические, технологические и другие свойства механизма. Поэтому, при синтезе структурной схемы учитывают *функциональные* возможности механизма той или иной структуры, которые ограничены определенными пределами. Так, кривошипно-ползунный механизм не может обеспечить длительную остановку ползуна при равномерном вращении кривошипа. Вопрос о рациональном выборе структуры проектируемого

механизма сравнительно сложен, поскольку он трудно поддается формализации, недостаточно освещен в литературе и требует учета многих часто взаимоисключающих факторов.

В практике машиностроения выбор структурной схемы, обеспечивающей выполнение механизмом заданных свойств, проводится в основном на основе сравнительного анализа кинематических, динамических и других свойств типовых (элементарных) механизмов.

В тридцатые годы XX в. были созданы механизмы для решения алгебраических уравнений, интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений, интегрирования уравнений Лапласа, построения некоторых функций комплексного переменного. Найдены механизмы для воспроизведения и огибания кривых (параболы, гиперболы, эллипса), механизмы для возведения в куб, решения квадратного уравнения и другие [13].

Метод структурного синтеза, также как и структурного анализа, заключается в чередовании логических приемов анализа и синтеза. Вид структурной модели выбирается в результате сравнения условий поставленной задачи синтеза с возможностями той или иной структурной модели.



Структурный синтез плоских механизмов обычно проводят в два этапа. На первом проектируется плоская структурная схема, на которой указываются изображения (проекции) звеньев и кинематических пар. Такая схема позволяет проводить кинематическое и динамическое исследования механизма. На втором этапе переходят от плоской к пространственной структурной схеме, учитывая, что звенья движутся в разных плоскостях, а реальные кинематические пары могут быть трех-, четырех- и пятиподвижными. При проектировании пространственной структурной схемы решается задача синтеза самоустанавливающихся механизмов, т. е. механизмов без избыточных связей, сборка и движение которых происходят без деформации звеньев.

## Опорные точки

- Структурным синтезом механизма называется проектирование структурной схемы механизма.
- При синтезе структуры механизма учитывают структурные, кинематические, динамические и другие условия.
- Структурный синтез плоских механизмов обычно проводят в два этапа. На первом проектируется плоская структурная схема, на которой указываются изображения звеньев и кинематических пар. На втором этапе (синтез самоустанавливающихся механизмов) переходят от плоской к пространственной структурной схеме, учитывая, что звенья движутся в разных плоскостях, а реальные

**кинематические пары могут быть трех-, четырех- и пятиподвижными.**

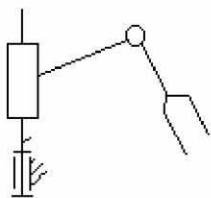
- Метод структурного синтеза заключается в чередовании логических приемов анализа и синтеза с использованием подходящей структурной модели механизма. Вид структурной модели выбирается в результате сравнения условий поставленной задачи с возможностями той или иной структурной модели.

### **Контрольные вопросы**

- ✓ Чем параметрический синтез механизма отличается от структурного?
- ✓ С чего начинается проектирование любого механизма?
- ✓ Как выбирается подходящая структурная модель при структурном синтезе?
- ✓ Каким образом при выборе структурной схемы механизма учитываются ее функциональные возможности?

## **6.2. Проектирование структурных схем механизмов**

1. Построить структурную схему пространственного механизма манипулятора с



**Рис. 6.1.** Схема манипулятора

числом степеней свободы  $W = 3$  при минимальном числе звеньев и с использованием только одноподвижных кинематических пар.

Для решения применим структурную модель, в которой механизм представляется состоящим из звеньев и кинематических пар. Манипулятор имеет незамкнутую кинематическую цепь, поэтому из формулы (1) при  $k = 0$ ,  $n = p = p_1$ . Из формулы (4) следует, что  $W = p_1 = 3$ . Кинематическая цепь состоит из трех подвижных звеньев и трех одноподвижных кинематических пар. Один из возможных вариантов решения представлен на рис.6.1.

2. Построить все возможные плоские структурные схемы плоского четырехзвенного механизма с низшими одноподвижными кинематическимиарами и замкнутой кинематической цепью, у которого  $W = 1$ ,  $q_t = 0$ , а одна кинематическая пара – поступательная.

Как и в предыдущем примере механизм рассматривается как совокупность звеньев и кинематических пар. Так как в четырехзвенном механизме одно звено принимается за неподвижное, то число подвижных звеньев  $n = 3$ . Из (3), учитывая, что  $W = 1$ ,  $q_t = 0$ ;  $p_{2\Pi} = 0$ , имеем  $p_{1\Pi} = 4$ . Число замкнутых контуров найдем из формулы (1)  $k = p - n = 4 - 3 = 1$ . Следовательно, кинематическая цепь из четырех звеньев (рис.6.2, а) имеет одно неподвижное звено, один замкнутый контур, три вращательные и одну поступательную кинематические пары. Если применить метод *инверсии* и рассмотреть варианты структурных схем, в которых за неподвижное принимаются *поочередно* все звенья в кинематической цепи четырехзвенника, то получим четыре варианта структурных схем (рис.6.2).



*Для структурного синтеза механизмов с числом звеньев более четырех используемая структурная модель неэффективна. В этом*

случае удобным является представление механизма в виде совокупности ведущей и ведомой цепей и использование принципа наложения структурных групп.

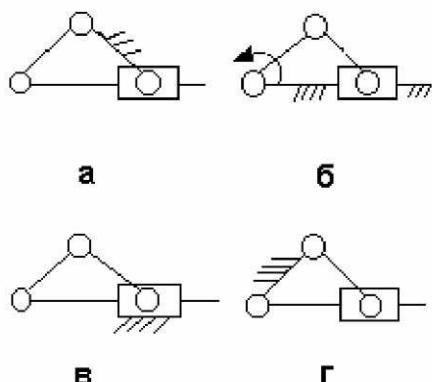


Рис. 6.2. Схемы плоских четырехзвенных механизмов

3. Построить плоскую структурную схему пятизвездного плоского механизма с числом степеней свободы  $W = 1$ , без тангенциальных избыточных связей  $q_t = 0$ , преобразующего вращательное движение входного звена в возвратно-поступательное движение выходного звена .

Так как по условию задачи  $W = 1$ , то в проектируемом механизме будет одно начальное звено. В пятизвездном механизме два звена (начальное и стойка) образуют ведущую цепь, а остальные три – две структурные группы.

Принимаем, что первая структурная группа состоит из одного звена, а вторая из двух. Тогда, учитывая, что для структурной группы  $W = 0$ ,  $q_t = 0$ , получим из уравнения (3) для группы из одного звена  $r_{1\Pi} = 1$ ,  $r_{2\Pi} = 1$ , а для группы из двух звеньев  $r_{1\Pi} = 3$ ,  $r_{2\Pi} = 0$ . Так как выходное звено совершает возвратно-поступательное движение, то в качестве двухзвенной группы Ассура используем диаду II класса 2 вида. Два варианта решения поставленной задачи приведены на рис.6.3.

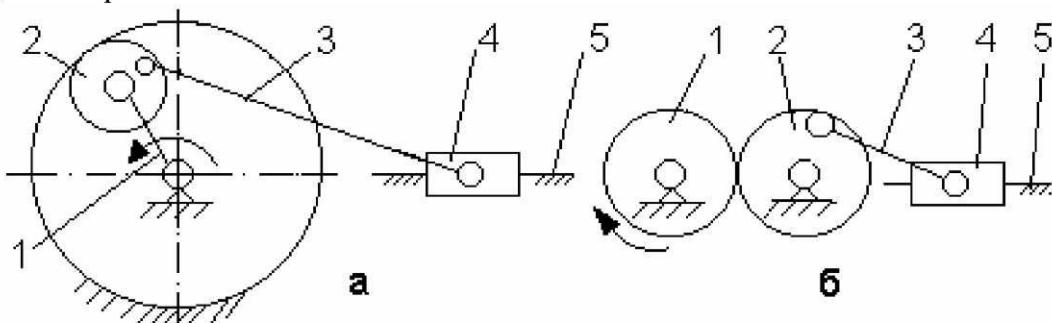


Рис. 6.3. Схемы пятизвездных плоских механизмов

Из структурных групп достаточно просто построить кинематическую цепь механизма по структурным условиям. Однако такая структурная модель не позволяет обеспечить при структурном синтезе выполнение *кинематических* и *динамических* условий, так как группы Ассура не обладают самостоятельными характеристиками. Так, приведенные на рис.6.3 механизмы имеют существенно различные кинематические свойства. Механизм (рис.6.3, а) обеспечивает длительный выстой выходного звена 4, а механизм (рис.6.3, б) такой способностью не обладает. Поэтому при проектировании структурной схемы

механизма, обеспечивающего выполнение кинематических и динамических условий, применяется структурная модель, в которой механизм рассматривается как совокупность элементарных механизмов или элементарных механизмов и структурных групп.

4. Подобрать плоскую структурную схему механизма для передачи вращения между параллельными валами без изменения угловой скорости.

Известно, что поставленную задачу можно решить с использованием следующих механизмов: зубчатого (рис. 6.4, а); с гибкой связью (рис. 6.4, б); шарнирного параллелограмма (рис. 6.4, в); муфты Ольдгейма (рис. 6.4, г). Для выбора единственного решения необходимо учитывать дополнительные условия: структурные, кинематические, динамические, технологические, экономические и т.п., например расстояние между параллельными валами, диапазоны передаваемой мощности и частоты вращения, стоимость изготовления, КПД и т. д.

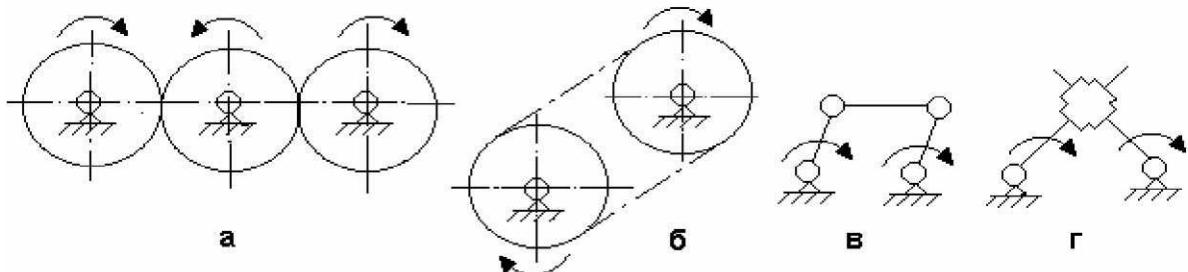


Рис. 6.4. Схемы плоских механизмов

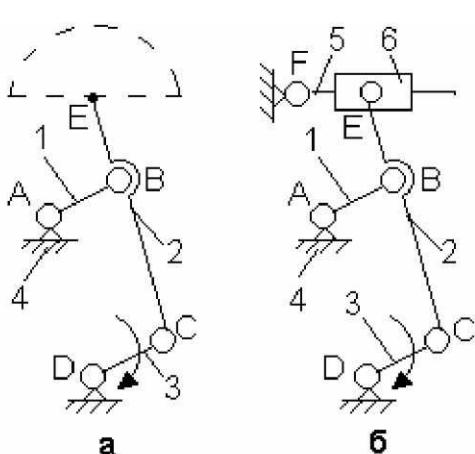


Рис. 6.5. Схемы плоских механизмов:  
А – прямолинейно-направляющего;  
б – с длительной остановкой  
выходного звена

5. Спроектировать плоскую структурную схему рычажного механизма с числом степеней свободы  $W = 1$ , преобразующего вращательное движение входного звена во возвратно-вращательное с длительными остановками движение выходного звена.

Решение основано на применении прямолинейно-направляющего механизма Чебышева (рис. 6.5, а), у которого точка Е шатуна 2 на определенном участке движется по прямой. Присоединив к шарнирному четырехзвеннику группу Ассура из звеньев 5 и 6, получим искомую кинематическую цепь (рис. 6.5, б), в которой при вращении кривошипа 3 кулиса 5 движется с длительными остановками.

## Опорные точки

- Для структурного синтеза механизмов с замкнутой кинематической цепью и числом звеньев более четырех структурная модель первого уровня (звенья и кинематические пары) неэффективна. В этом случае удобным является представление механизма в виде комбинации ведущей и ведомой цепей и использование принципа наслаждения структурных групп.
- Из структурных групп достаточно просто построить замкнутую кинематическую цепь по структурным условиям. Однако такая структурная модель не позволяет обеспечить при структурном синтезе выполнения кинематических и динамических условий.
- При проектировании структурной схемы механизма, обеспечивающего выполнение кинематических и динамических

условий, применяется структурная модель, в которой механизм рассматривается как совокупность элементарных механизмов или элементарных механизмов и структурных групп.

- Структурный синтез механизмов является многовариантным процессом, имеющим множество решений. Окончательный выбор структурной схемы происходит после дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

### *Контрольные вопросы*

- ✓ *Что такое метод инверсии?*
- ✓ *Какую структурную модель следует использовать при синтезе многозвенного манипулятора промышленного робота с шестью степенями свободы?*

---

К началу XX в. было известно всего несколько пространственных механизмов. С появлением и развитием рабочих машин (сельскохозяйственных, строительно-дорожных, транспортных и некоторых других) стали создаваться и входить в их состав пространственные рычажные механизмы с замкнутой кинематической цепью. В середине XX в. появляются пространственные рычажные механизмы с незамкнутой кинематической цепью, имитирующие движение руки человека, - манипуляторы. В последней четверти XX в. получили развитие пространственные рычажные механизмы параллельной структуры (платформенного типа), сочетающие в себе преимущества механизмов с замкнутой и незамкнутой кинематическими цепями. В этих механизмах платформа (многолинейное звено) соединяется со стойкой несколькими одинаковыми «ногами». Каждая «нога» представляет собой незамкнутую двухзвенную цепь, которая сферическими (двух- и трехподвижными) парами связана с платформой и стойкой. Манипуляторы на основе этих механизмов более устойчивы в работе, обладают большей грузоподъемностью и точностью позиционирования по сравнению с традиционными. Механизм платформенного типа использовался в проекте стыковочного устройства космического корабля «Союз», участвовавшего в совместном полете по программе «Союз – Аполлон» в 1975 г.

---

## 6.3. Синтез плоских самоустанавливающихся механизмов



Голый результат есть труп,  
оставивший позади себя  
тенденцию.

Гегель

- ❖ Построение структурной схемы плоского механизма без контурных избыточных связей удобно проводить в три этапа:
1. Выявление избыточных связей в плоской и пространственной схемах механизма и постановка задачи синтеза.
  2. Синтез структурной схемы механизма без избыточных связей.
  3. Проверка правильности решения.

- Наличие избыточных связей определяют в процессе структурного анализа механизма (см. п. 5.3). При этом можно воспользоваться структурными формулами, расчленением механизма на структурные группы или анализом подвижностей и связей в кинематических парах при сборке замкнутого контура механизма. Тангенциальные избыточные связи выявляют с использованием плоской структурной схемы. Нормальные избыточные связи можно определить только на основе анализа пространственной структурной схемы.
- Синтез структурной схемы самоустанавливающего механизма можно выполнять с помощью структурных формул, пространственных структурных групп, у которых  $q = 0$ , элементарных механизмов без избыточных связей. При формировании структурной схемы из звеньев и кинематических пар используются следующие приемы:

- ◆ 1. Отсоединение от кинематической цепи кинематически пассивного звена и двух кинематических пар, которыми это звено соединялось с другими звеньями механизма.
- 2. Размещение в структурной схеме дополнительного (разгрузочного) звена и одной кинематической пары.
- 3. Замена подвижного соединения на другое с большим числом подвижностей.
- 4. Исключение из кинематической цепи отдельных кинематических пар.

**⚠ Увеличение числа подвижностей в соединении звеньев можно получить тремя способами: понижением класса кинематических пар, например заменой вращательной кинематической пары цилиндрической или сферической; применением вместо кинематических пар многоподвижных кинематических соединений; использованием зазоров, например вращательная пара с зазорами в определенных пределах может быть кинематически эквивалентна сферической паре.** Вопрос выбора того или иного способа для практической реализации достаточно сложен и рассматривается в курсе «Детали машин» и специальных дисциплинах.

**⚠ Следует отметить, что во избежании потери определенности движения нельзя размещать многоподвижное соединение между входным звеном и стойкой.**



При выборе варианта механизма без избыточных связей следует учитывать, что удаление избыточной связи не должно приводить к снижению качественных показателей механизма. В каждом конкретном случае необходимо найти такую статически определимую систему, в которой не были бы нарушены функциональные свойства механизма и многопоточность передачи энергии. Эта задача достаточно сложна, многовариантна и ее окончательное решение

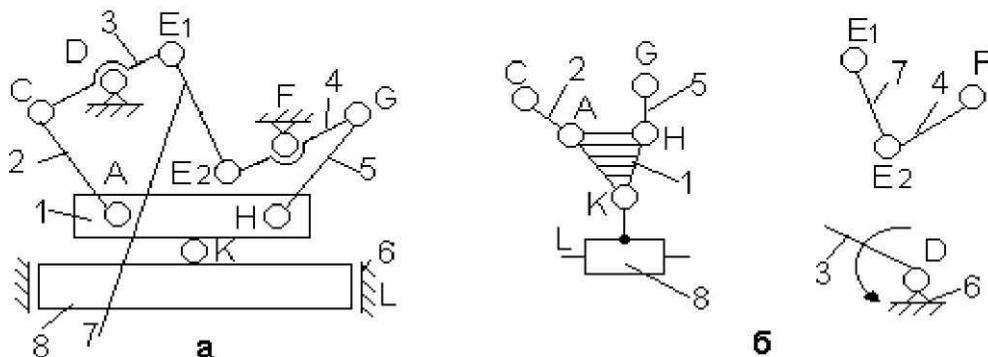
можно получить в результате специальных исследований при реальном проектировании.

При проектировании структурных схем механизмов иногда ограничиваются исключением только части избыточных связей. Рассмотрим примеры устранения тангенциальных избыточных связей в плоской структурной схеме механизма.

Во фрикционном плоском механизме (рис. 2.12,а)  $n = 2$ ,  $r_{1П} = 3$ ,  $W = 1$ , поэтому  $q_t = 1 - 3 \cdot 2 + 2 \cdot 3 = 1$ . Устранение тангенциальной избыточной связи выполняется введением разгрузочного звена (рис. 2.2). Для четырехзвенного фрикционного механизма  $n = 3$ ,  $r_{1П} = 3$ ,  $W = 1$ , поэтому

$$q_t = W - 3n + 2r_{1П} = 1 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 4 = 0.$$

В результате структурного анализа двухкривошипного пресса (рис. 5.3) установлено, что в его плоской структурной схеме присутствует тангенциальная избыточная связь  $q_t = 1$ . Эту связь можно устранить: *удавив* из механизма или поступательную пару В, или шатун 5, или зубчатое зацепление; *заменив* поступательную пару В высшей с точечным контактом в плоскости; или, *добавив* в кинематическую цепь пресса разгрузочное звено 8 и кинематические пары К и L, удалив при этом поступательную пару В (рис. 6.6, а). Разложение механизма с разгрузочным звеном на структурные группы (рис. 6.6, б) показывает, что в кинематической цепи нет тангенциальных избыточных связей, однако из исходного механизма II класса получен механизм III класса.

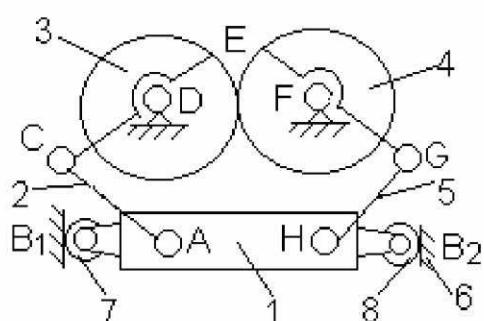


**Рис. 6.6.** Схема механизма двухкривошипного пресса с разгрузочным звеном (а) и ее разложение на структурные группы (б)

Анализируя возможные пути решения задачи, уже на данном этапе следует отказаться от варианта, связанного с исключением из кинематической цепи пресса (рис.5.3)

шатуна 5 или зубчатого зацепления, так как в этом случае нагрузка будет восприниматься не двумя шатунами, а одним, как в однокривошипном прессе, что приведет к увеличению размеров звеньев, появлению нормальной реакции и силы

трения в поступательной паре, снижению КПД и износу ползуна и направляющей. В варианте решения, основанном на замене поступательной одноподвижной пары В высшей плоской двухподвижной кинематической парой, для уменьшения износа целесообразно ввести ролики 7 и 8 (рис.6.7), а для устранения локальных избыточных связей в разветвлении кинематической пары В между одним роликом и направляющей следует предусмотреть минимальный зазор. Если кинематическую пару В вообще удалить из структурной схемы, что можно сделать, например,



**Рис. 6.7.** Схема плоского механизма двухкривошипного пресса с местными подвижностями

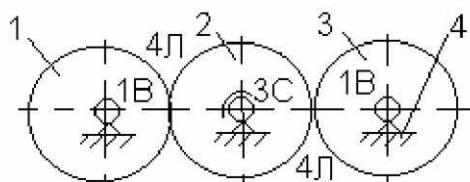
установив между направляющей 6 и роликами 7, 8 гарантированный зазор, то механизм будет иметь две основные степени свободы, так как вместе с неподвижными кривошипами 3 и 4 звенья 2, 1, 5 образуют шарнирный четырехзвенный механизм. Для сравнительного анализа кинематических, динамических и эксплуатационных свойств рассмотренных статически определимых плоских структурных схем необходимы дополнительные исследования.

Спроектировать плоский самоустанавливающийся зубчатый механизм (рис. 6.4, а).

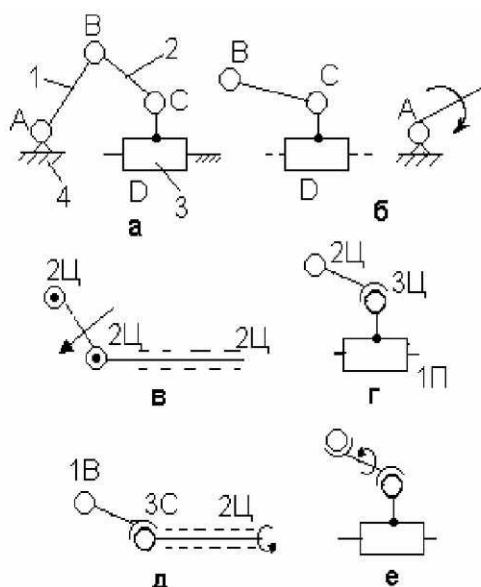


В плоской схеме четырехзвенного зубчатого механизма  $n = 3$ ,  $p_{1\Pi} = 3$ ,  $p_{2\Pi} = 2$ ,  $W_{\Pi} = 1$ , поэтому  $q_t = W_{\Pi} - 3n + 2p_{1\Pi} + p_{2\Pi} = 1 - 9 + 6 + 2 = 0$ . Тангенциальные избыточные связи отсутствуют. Рассмотрим пространственную схему этого механизма, считая, что каждое зубчатое зацепление представляет собой высшую пару типа 4Л, а все низшие пары – вращательные. Тогда из формулы (2) при  $n = 3$ ,  $p_1 = 3$ ,  $p_4 = 2$ ,  $W = 1$  получим  $q = W - 6n + 5p_1 + 2p_4 = 1 - 18 + 15 + 4 = 2$ . Следовательно, в механизме есть две нормальные избыточные связи. Для их устранения заменим вращательную одноподвижную пару на звене 2 сферической трехподвижной (рис.6.8).

Спроектировать плоский самоустанавливающийся кривошипно-ползунный механизм.



**Рис. 6.8.** Схема самоустанавливающегося зубчатого механизма с промежуточным "плавающим" колесом.



**Рис. 6.9.** Схемы кинематических цепей:  
а – плоского кривошипно-ползунного механизма; б – ведущей и ведомой; в, г, д, е – пространственных структурных групп

**□** Плоская кинематическая цепь четырехзвенного кривошипно-ползунного механизма (рис.6.9, а) состоит только из структурной группы  $\Pi_2$  (2,3) и первичного механизма  $I_1(1,4)$  (рис. 6.9, б), поэтому в механизме отсутствуют тангенциальные избыточные связи  $q_t = 0$  и  $W_{\Pi} = W = 1$ . Построим пространственную схему плоского кривошипно–ползунного самоустанавливающегося механизма, используя принцип наложения структурных групп. Для пространственной структурной группы без избыточных связей  $W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 = 0$ . Учитывая, что в рычажных механизмах  $p_4 = p_5 = 0$ , получим  $6n = 5p_1 + 4p_2 + 3p_3$ . Для структурной группы из двух звеньев  $12 = 5p_1 + 4p_2 + 3p_3$ . Откуда, подбирая значения  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ , найдем несколько вариантов структурных групп и соответственно механизмов:  $p_1 = 0$ ,  $p_2 = 3$ ,  $p_3 = 0$  (рис.6.9,в);  $p_1 = 1$ ,  $p_2 = 1$ ,  $p_3 = 1$  (рис. 6.9, г, д). Иногда для увеличения числа вариантов решения допускают присутствие в структурных группах безвредных местных подвижностей. В этом случае связь между числом подвижных звеньев и кинематических пар разного класса в группе Ассура принимает вид неравенства  $6n \geq 5p_1 + 4p_2 + 3p_3$ . При  $n=2$ ,  $p_1 = 1$ ,  $p_2 = 0$ ,  $p_3 = 2$  (рис. 6.9, е) в пространственной структурной группе шатун имеет возможность вращения вокруг своей оси.

3. При использовании принципа наложения структурных групп при синтезе самоустанавливающихся механизмов возможны ошибки – появление в кинематической цепи вредных подвижностей

при сохранении избыточных связей. Это происходит, когда вместо одной из тождественных связей удаляют обычную связь, существующую в

**!** единственном числе. Для проверки правильности решения следует проанализировать подвижности в кинематической цепи, рассматривая механизм в целом и по частям. Так, в механизме (рис.6.9, а), с группой

Ассура, включающей три цилиндрические пары (рис.6.9, в), шатун имеет возможность перемещаться в направлении, перпендикулярном плоскости

**!** чертежа, что приводит к потери работоспособности механизма. Так как  $W = W_0 + W_M = 1 + 1 = 2$ , то для механизма при  $n = 3$ ,  $p_2 = 3$ ,  $p_1 = 1$  получим  $q = 1$ , хотя механизм считался самоустанавливающимся. В структурной группе

(рис. 6.9, д) при размещении сферической пары на одной линии с направляющей ползуна также появляется вредная местная подвижность – вращение ползуна вокруг оси направляющей и избыточная связь.

**!** Эффективным методом обнаружения ошибок при структурном синтезе самоустанавливающихся механизмов и установления избыточных связей и местных подвижностей в пространственной структурной схеме является метод мысленной сборки, в соответствии с которым осуществляется мысленная сборка последней (обычно с наибольшим числом подвижностей) кинематической пары в каждом замкнутом контуре механизма. Число независимых замкнутых контуров определяется по формуле Гохмана. В качестве примера рассмотрим плоский

**!** шарнирный четырехзвенник (рис.6.10, а), а в качестве последней собираемой пары в замкнутом контуре механизма – шарнир С. Для сборки кинематической пары без деформации звеньев необходимо обеспечить

сближение звеньев 2 и 3 и совмещение элементов кинематической пары С на этих звеньях по трем линейным x, y, z и трем угловым  $\Phi_x$ ,  $\Phi_y$ ,  $\Phi_z$  координатам. При сборке следует учитывать, что линейная подвижность может быть заменена угловой вокруг оси, перпендикулярной направлению линейной подвижности, а подвижность в кинематической паре А, обеспечивающая движение собранного механизма, не используется. Вдоль оси x нельзя выполнить сближение звеньев 2 и 3 за

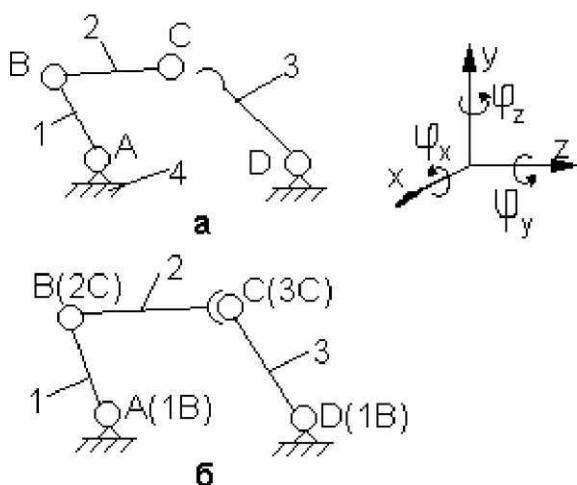


Рис. 6.10. Схема мысленной сборки механизма

счет подвижностей в кинематических парах В и Д, что указывает на присутствие избыточной связи. Вдоль оси у совмещение элементов пары С на звеньях 2 и 3 обеспечивается поворотом звена 3 относительно стойки за счет степени свободы во вращательной паре D. Вдоль оси z сближение происходит благодаря подвижности во вращательной паре В. Поворот вокруг оси x ( $\Phi_x$ )

реализуется за счет подвижности в собираемой паре С. Все подвижности во вращательных парах В, Д, С к этому этапу сборки оказались использованными, поэтому невозможно обеспечить повороты вокруг осей у ( $\phi_y$ ) и z ( $\phi_z$ ), что указывает на присутствие еще двух избыточных связей. Таким образом, установлено, что в плоском механизме шарнирного четырехзвенника имеются три нормальные избыточные связи. Линейную подвижность вдоль оси x при сборке контура можно обеспечить, заменив вращательную пару В на цилиндрическую, а угловые подвижности ( $\phi_y$ ) и ( $\phi_z$ ) в кинематической паре С появляются при замене ее сферической трехподвижной (рис.6.10, б).

*Самоустанавливающийся рычажный механизм (рис.6.10, б)*

 будет плоским только при строгой параллельности осей вращательных и цилиндрической пар. Если учесть неизбежные неточности изготовления и монтажа кинематических пар, то такие механизмы являются квазиплоскими и могут быть только приближенно описаны плоскими расчетными схемами.

### Опорные точки

- Построение структурной схемы плоского механизма без контурных избыточных связей удобно проводить в три этапа:
  1. Выявление избыточных связей в плоской и пространственных схемах механизма и постановка задачи синтеза.
  2. Синтез структурной схемы механизма без избыточных связей.
  3. Проверка правильности решения.
- Синтез структурной схемы самоустанавливающегося механизма можно выполнять с помощью структурных формул, пространственных структурных групп, у которых  $q = 0$ , элементарных механизмов без избыточных связей. При формировании структурной схемы из звеньев и кинематических пар используются следующие приемы:
  1. Отсоединение от кинематической цепи кинематически пассивного звена и двух кинематических пар, которыми это звено соединялось с другими звеньями механизма.
  2. Размещение в структурной схеме дополнительного (разгрузочного) звена и одной кинематической пары.
  3. Замена подвижного соединения на другое с большим числом подвижности.
  4. Исключение из кинематической цепи отдельных кинематических пар.
- Удаление избыточных связей не должно приводить к снижению качественных показателей механизма. В каждом конкретном случае необходимо найти такую статически определимую систему, в

которой не были бы нарушены функциональные свойства механизма и многопоточность передачи энергии.

- Для проверки правильности решения следует проанализировать подвижности в кинематической цепи, рассматривая механизм в целом и по частям. Эффективным методом обнаружения ошибок при структурном синтезе самоустанавливающихся механизмов является метод мысленной сборки, который можно использовать и для обнаружения избыточных связей при структурном анализе.

### ***Контрольные вопросы***

- ✓ *Почему возникают ошибки при устранении избыточных связей?*
- ✓ *Можно ли допускать присутствие местных подвижностей в пространственных структурных группах?*
- ✓ *Почему нельзя размещать сферическую пару между стойкой и входным звеном плоского механизма?*
- ✓ *Почему плоские самоустанавливающиеся механизмы называют квазиплоскими?*

### ***Повторение пройденного***

- ❖ Структурным синтезом механизма называется проектирование структурной схемы механизма.
- ❖ При синтезе структуры механизма учитывают структурные, кинематические, динамические и другие условия.
- ❖ Метод структурного синтеза заключается в чередовании логических приемов анализа и синтеза с использованием подходящей структурной модели. Вид структурной модели выбирается в результате сравнения условий поставленной задачи синтеза с возможностями той или иной структурной модели.
- ❖ Структурный синтез плоских механизмов обычно проводят в два этапа. На первом проектируется плоская структурная схема, на которой указываются изображения звеньев и кинематических пар. На втором этапе (синтез самоустанавливающихся механизмов) переходят от плоской к пространственной структурной схеме, учитывая, что звенья движутся в разных плоскостях, а реальные кинематические могут быть трех-, четырех- и пятиподвижными.
- ❖ Структурный синтез механизмов является многовариантным процессом, имеющим множество решений. Окончательный выбор структурной схемы происходит после дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.
- ❖ Удаление избыточных связей не должно приводить к снижению качественных показателей механизма. В каждом конкретном случае необходимо найти такую статически определимую систему, в которой не были бы нарушены функциональные свойства механизма и многопоточность передачи энергии.

## Задания для самостоятельной работы

Для того, чтобы усовершенствовать ум,  
надо больше размышлять,  
чем заучивать.

Декарт



### Советы решающим задачи (окончание)

В копилку  
методов

19. Не бойтесь делать к задаче несколько рисунков особенно, если нужные мысли не появляются.
20. При решении задачи не обязательно логически обосновывать каждый шаг (к этому вернетесь позже). Используйте интуицию и аналогию.
21. «Чтобы изобретать надо думать около» (Сурье).
22. Попробуйте рассмотреть изучаемый объект как часть целого, или как предельный случай чего-либо известного.

**6.1. Найдите минимальное число звеньев и постройте структурную схему манипулятора, обеспечивающего перемещение объекта в пространстве вдоль осей x, y, z и его ориентацию (повороты вокруг осей x, y, z), с использованием только одноподвижных пар, три из которых—поступательные.**

**6.2. Определите минимальное число звеньев и кинематических пар и изобразите структурную схему шарнирного механизма с замкнутой кинематической цепью при следующих условиях:  $W = 1$ ,  $q = 0$ , все пары—вращательные. Сравните полученный механизм с шарнирными четырехзвенниками и объясните возможность существования последних.**

**6.3. Спроектируйте самоустанавливающийся плоский зубчато–рычажный механизм (рис.6.3, б).**

**6.4. Используя метод наслоения структурных групп, найдите структурную схему плоского и пространственного кулисного механизма.**

**6.5. Спроектируйте самоустанавливающийся плоский трехзвеный кулачковый механизм с тарельчатым (плоским) толкателем, преобразующий вращательное движение кулачка в возвратно–поступательное движение толкателя.**

**6.6. Выведите структурную формулу для плоских клиновых механизмов, звенья которых не могут совершать вращательные движения, так как входят только в поступательные пары. Используя эту формулу, постройте структурную схему клинового механизма с минимальным числом звеньев, у которого  $W = 2$ .**

**6.7. Сформулируйте признаки структурной группы в клиновом механизме. Что общего и в чем принципиальное различие структурных групп в трехзвенных зубчатом и клиновом механизмах? Используя принцип расчленения механизма на структурные группы, проверьте решение предыдущей задачи.**

**6.8. Образовать механизм можно не только путем слияния звеньев и пар элементарных механизмов (см.п.4.4), но и соединением элементарных механизмов с помощью дополнительных кинематических пар и звеньев. Так , два шарнирных четырехзвенника 1278 и 1345 (рис.5.13, б) присоединены шарнирами А и В к промежуточному звену 6. Объясните, почему число степеней свободы такого составного механизма можно определить по формуле (8), полученной для другого способа соединения?**

**6.9. Какая связь и почему будет между подвижностями составного и элементарных механизмов, если последние соединить:**

- а) с помощью неподвижных соединений к промежуточному звену?  
 б) одноподвижной или двухподвижной плоской кинематической парой?  
 в) структурной группой из двух звеньев?

Предложите вместо равенства (8) более общую формулу, учитывающую разные виды соединений элементарных механизмов.

- 6.10. Предложите еще одну структурную модель механизма второго уровня.  
 6.11. От чего зависят основные свойства механизма? Причинно–следственные отношения следует установить, рассматривая три уровня глубины проблемы.  
 6.12. Предложите свой вариант вывода формулы (3) из формулы (2).  
 6.13. Предложите структурную схему плоского рычажного механизма переменной структуры на базе кривошипно-ползунного механизма.  
 6.14. Предложите схему плоского самоустанавливающегося механизма шарнирного четырехзвенника с разгрузочными звеньями.  
 6.15. что представляет собой стержневая система (рис.6.11), если оси аа и вв вращательных пар параллельны, а ось сс цилиндрической пары D не параллельна осям аа и вв?

1. Кинематически неизменяемая система.
2. Пространственный механизм.
3. Плоский несамоустанавливающийся механизм.
4. Плоский самоустанавливающийся механизм.

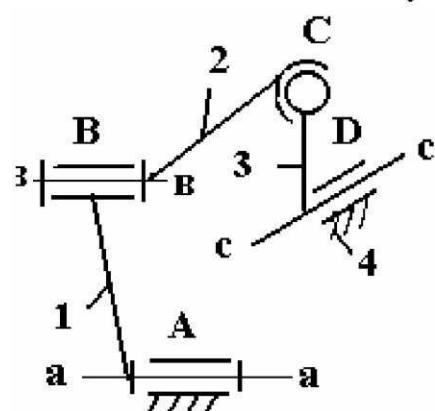


Рис. 6.11. Схема стержневой системы

6.16. Чем станет стержневая система (рис.6.11), если ось сс цилиндрической пары D выполнить параллельной осям аа и вв?

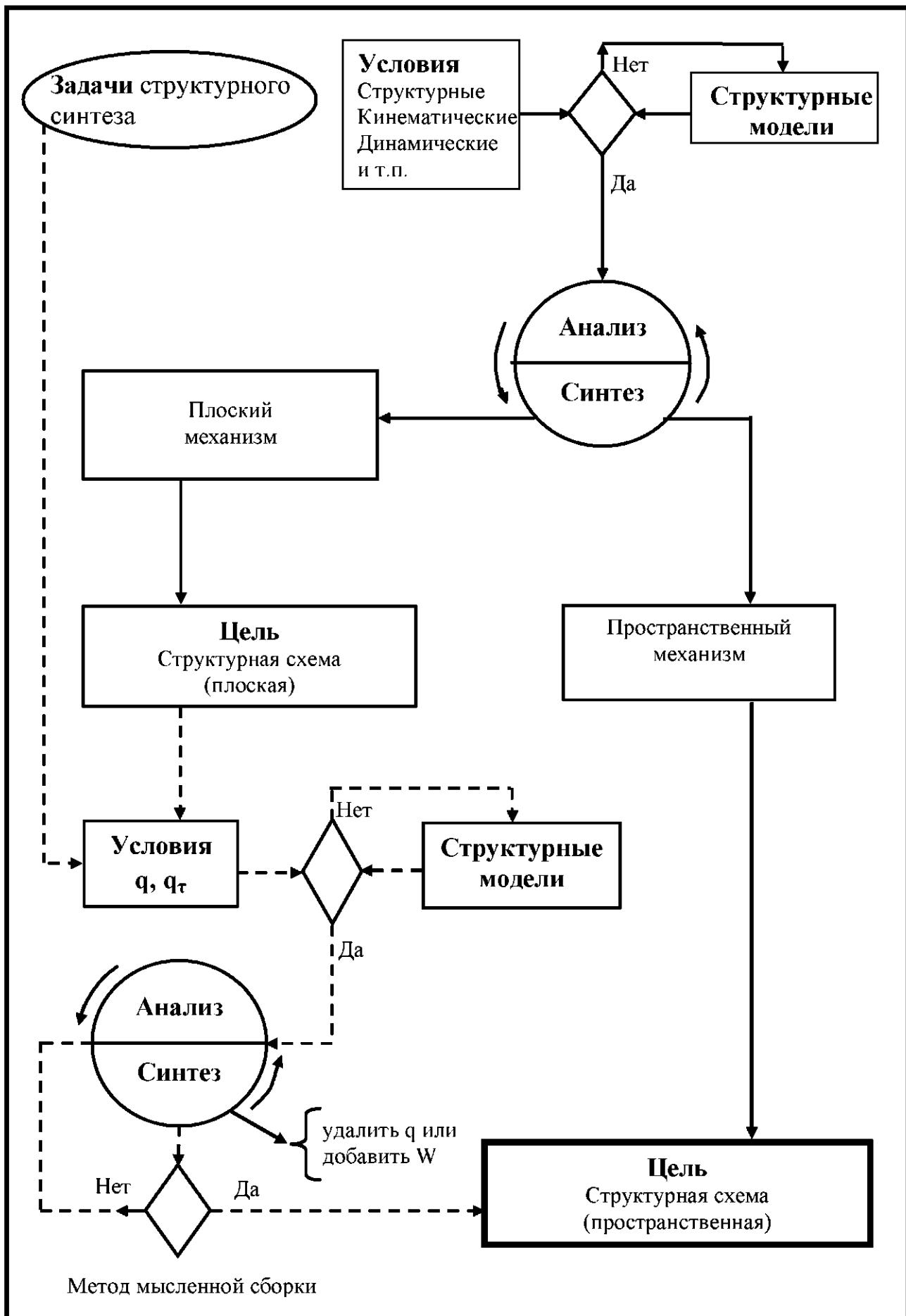
6.17. Чем станет стержневая система (рис.6.11), если цилиндрическую пару D заменить вращательной, у которой ось сс не параллельна осям аа и вв?

6.18. Чем станет стержневая система (рис.6.11), если цилиндрическую пару D заменить вращательной, у которой ось сс параллельна осям аа и вв?

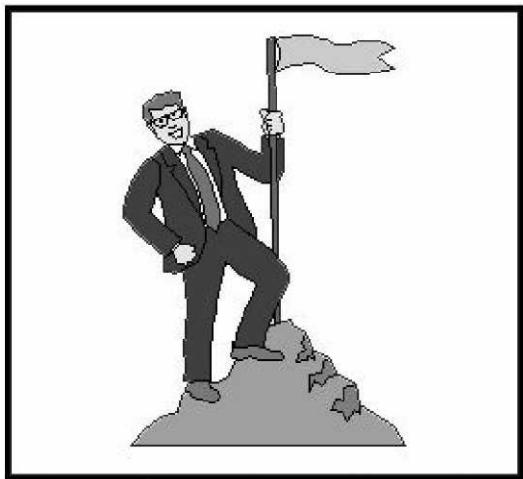
Определите коэффициент качества обучения по формуле

$$K_6 = m/18 * 100\% = \dots .$$

## Конспект – план главы 6



## Заключение



**В учении нельзя останавливаться.  
Сюнь-цзы**

Настало время подвести итоги, сделать выводы и определить перспективы. Что же это такое механизм? Механизм – это система тел, предназначенная для преобразования движения одних твердых тел в требуемые движения других твердых тел, но это и элемент более общей системы (машины).

Проектирование любого механизма начинается с выбора его структурной схемы. От структуры зависят вид и основные свойства механизма. Особенностью развития структурной теории на современном этапе является то, что форма учения о структуре, разработанная И.И.Артоболевским и В.В.Добровольским, уже не соответствует его содержанию, а новая общепринятая редакция структурной теории как системы еще не создана, что наглядно проявляется в учебной литературе. В пособии излагается предложенная автором редакция учения о структуре механизмов, основанная на системном подходе, в соответствии с которым механизм рассматривается как определенное множество элементов, взаимосвязь которых обуславливает целостные свойства этого множества. Важной особенностью системного исследования является то, что не только механизм, но и структурная теория выступает как сложная система. Для определения целей и способа функционирования этой системы используется контекстный подход, учитывающий практику проектирования механизмов.

**Структурная теория** – это система, созданная с целью познания составных частей механизма и связей между ними, отражающих их взаимодействие, и общих методов структурного анализа и структурного синтеза.

**⚠ Основным способом познания структуры механизма является моделирование, а ключевым понятием предлагаемой редакции структурной теории – структурная модель механизма**, под которой понимается условный образ механизма, достоверно отображающий его структурные свойства. Структурные модели могут иметь словесное, символное, графическое, математическое и т.д. описания. Система структурных моделей механизма, различных по уровню глубины

описания структуры, возможностям и принципам построения (геометрическим, кинематическим, функциональным), является центральным связывающим компонентом теории, так как самые разные механизмы могут быть описаны одинаковыми структурными моделями. Каждая модель отображает определенное представление о строении механизма и позволяет получить новое знание о механизме. В пособии рассматриваются четыре структурные модели, в соответствии с которыми механизм представляется состоящим из элементарных механизмов, ведущей и ведомой частей кинематической цепи, звеньев и кинематических пар, звеньев и связей. Центральными понятиями этих моделей являются соответственно: элементарные механизмы, структурные группы, кинематические пары, связи.

 *Все механизмы являются трехмерными объектами, поэтому структурные модели – пространственные. Для плоских механизмов, звенья которых движутся в плоскостях параллельных одной плоскости, строятся дополнительно двумерные (плоские) структурные модели, применяемые при кинематическом и динамическом исследовании, которые являются проекциями трехмерных на плоскость. В плоских моделях (схемах) используются плоские одно- и двухподвижные кинематические пары, плоские структурные группы, тангенциальные связи, накладывающие ограничения на движение изображений звеньев в плоскости.*

 *Метод анализа и синтеза структуры механизма заключается в чередовании логических приемов анализа и синтеза применительно к различным структурным моделям механизма. Структурный синтез выполняется исходя из структурных и некоторых кинематических и динамических условий. Одной из актуальных задач структурного синтеза является проектирование самоустанавливающихся (без избыточных связей) механизмов. В результате структурного анализа определяются структурные признаки механизма, по которым проводится его классификация, и по аналогии оцениваются технологические, конструкционные, кинематические и динамические свойства, а также подбираются методы его кинематического и силового анализа.*

Предлагаемая редакция структурной теории позволяет установить причинно-следственные отношения и дать правильную трактовку научным фактам; выявить и устраниТЬ терминологические неточности, устаревшие понятия и определения; обнажить общие законы и идеи, имеющие мировоззренческое значение; определить роль и место частных законов и принципов; установить связи между различными теориями и методами; систематизировать и упорядочить знания о механизме и методах познания его структуры; определить перспективу развития структурной теории, и, в конечном итоге, сделать еще один шаг на пути повышения качества механизмов и машин.

 *Учение о структуре механизмов является динамично развивающимся разделом (подсистемой) теории механизмов и машин. Перспективу развития структурной теории следует рассматривать через призму*

требований отрасли машиностроения к теории механизмов и к машиноведению в целом для создания новых качественных, конкурентоспособных механизмов, машин и машинных агрегатов. Можно выделить несколько уровней, определяющих круг задач, связанных с анализом и синтезом структуры механизмов и машин. На уровне изучения составных частей механизма и связей между ними перспективными являются следующие направления: создание новых механизмов переменной структуры, пространственных, комбинированных, самоустанавливающихся механизмов и развитие соответствующих теорий. На уровне учета внешних связей механизма-системы с окружающей средой – создание математических моделей структуры системы, позволяющих определить ее функциональные возможности, и синтез оптимальной структуры механизма, наилучшим образом приспособленной к внешним связям. Наконец, для машинного агрегата актуальной является проблема оптимального выбора механизмов для отдельных частей и управления.

Уважаемый читатель, автор надеется, что цель пособия достигнута, и вы: владеете знаниями структурной теории и умеете применять эти знания при исследовании и проектировании механизмов; дали достаточно пищи своему уму и развили свои творческие способности; сделали еще один шаг в самообразовании и закрепили навыки работы с учебной литературой. Углубить свои знания о строении механизмов и машин вы сможете, воспользовавшись дополнительными литературными источниками по теории механизмов; при изучении других учебных дисциплин машиностроительного направления, например в деталях машин используется структурная модель, в соответствии с которой механизм и машина представляются состоящими из узлов и деталей; в практической деятельности по выбранной специальности.

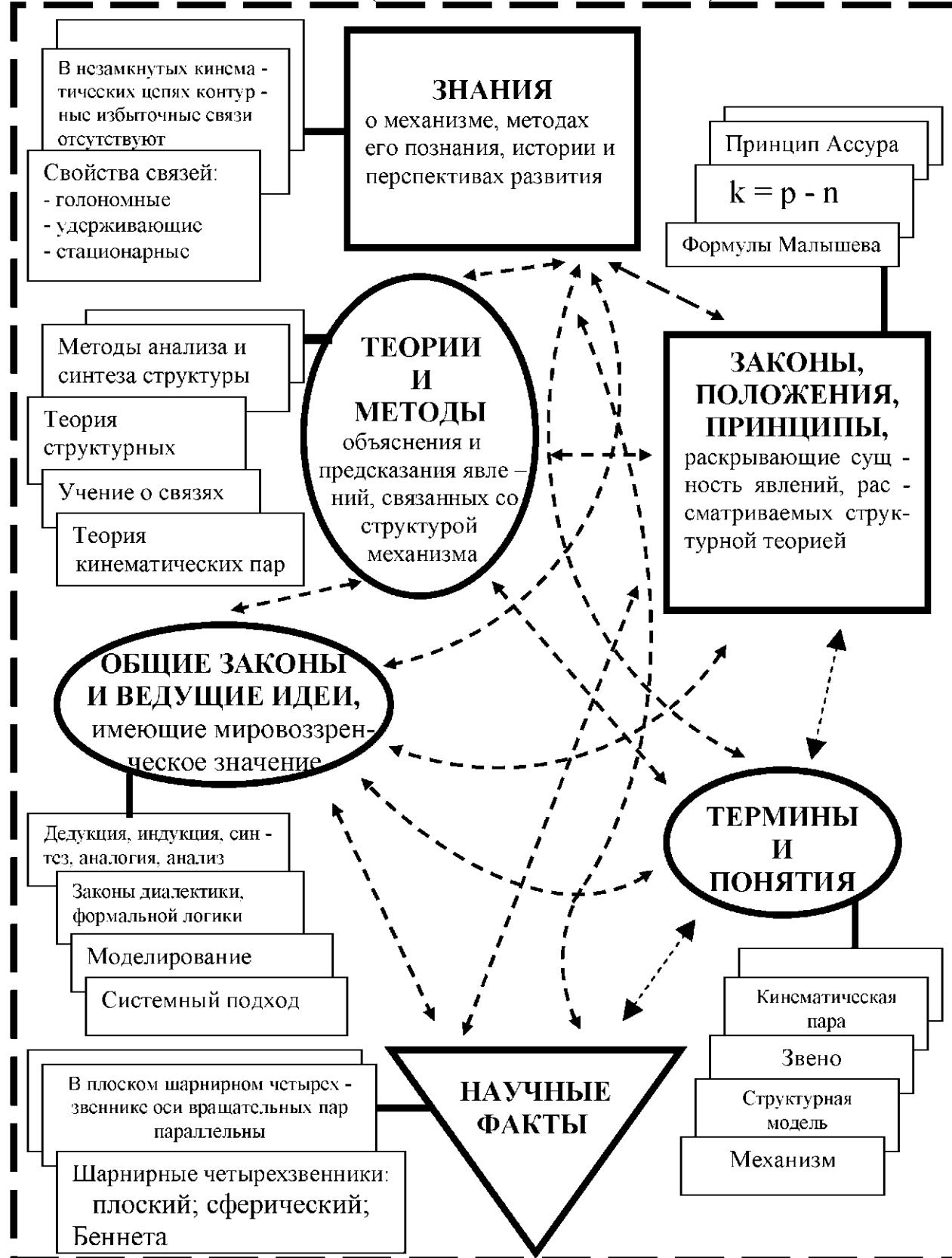
**⚠ Использованный в пособии системный подход поможет вам не только в трудовой деятельности, связанной с машиностроением, но и при анализе структуры любой из систем, в изобилии окружающих нас и влияющих на качество жизни: биологической, социальной, экономической, политической и т. д.; поможет найти ответ на вопрос: почему?**

**«Есть книги, которые надо только отведать, есть такие, которые лучше всего проглотить, и лишь немногие стоит разжевывать и переварить»** (**Ф.Бэкон**). К какому виду относится это пособие судить вам, но, в любом случае, автор надеется, что общение пошло вам на пользу и не оставило равнодушным.

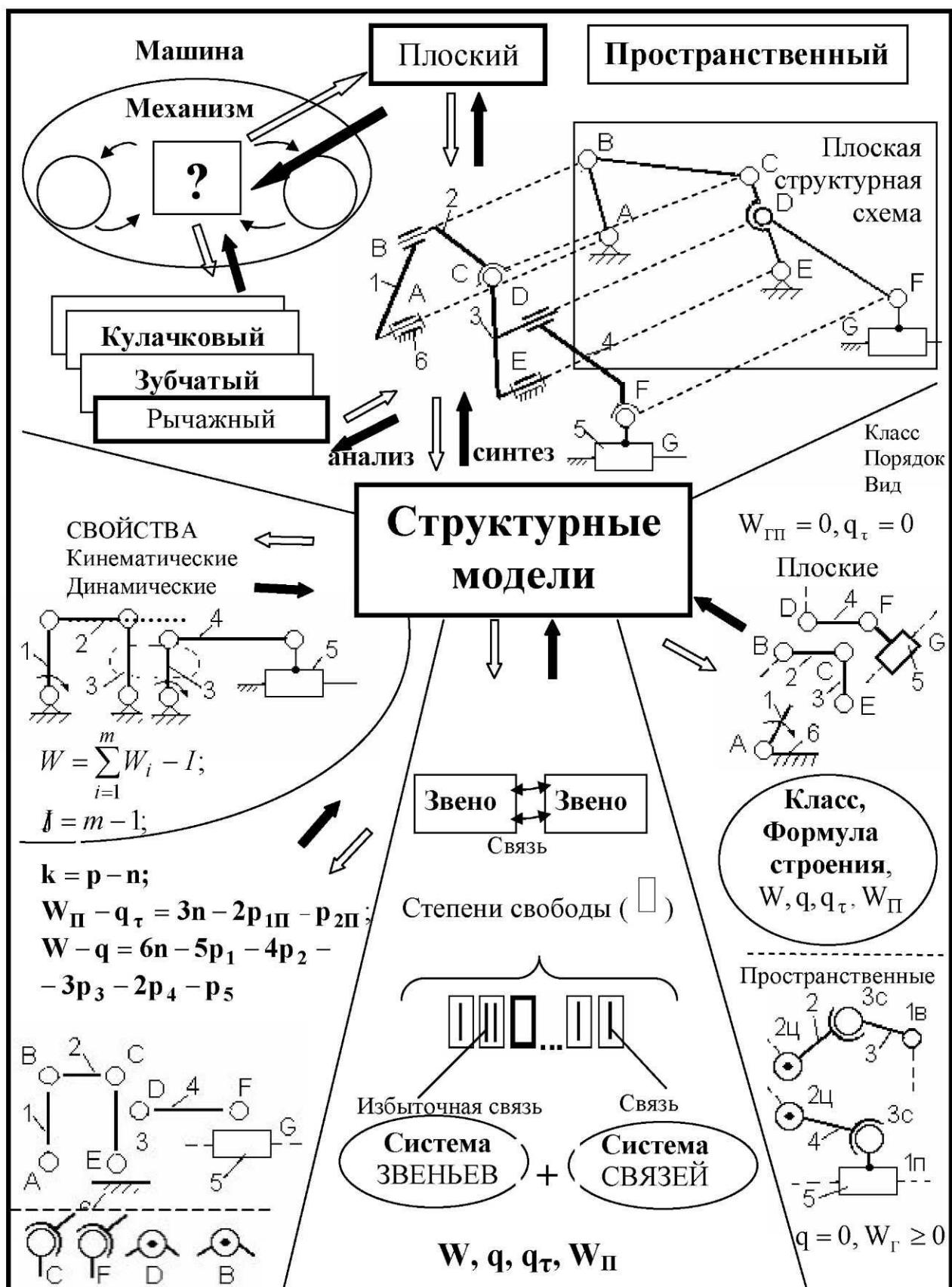


# Структурно-логические схемы структурной теории

## Структура учения о строении механизма как науки (методологический подход)



**Схема функционирования структурной теории применительно к плоским механизмам с замкнутой кинематической цепью  
(контекстный подход)**



## Контрольный тест



Знание только тогда знание,  
когда оно приобретено усилиями  
своей мысли, а не памятью.

Л.Толстой

Контрольный тест считается выполненным, если правильные решения получены для 11-ти и более заданий (из 17) за время  $t = 120$  мин.

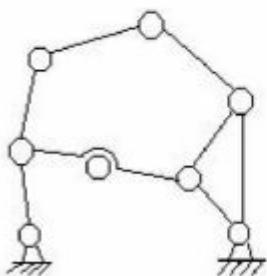


Рис.1

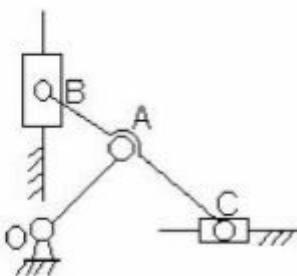


Рис.2

1. Для плоского механизма (рис.1) найдите  $n$ ,  $p_{in}$ ,  $W$ ,  $q_t$ ,  $k$ ,  $q$ , класс.

2. В рычажном механизме двигателя Баландина (рис.2)  $AB = AC = OA$ . Чему равны  $W$ ,  $q_t$ , класс механизма? Укажите правильный ответ среди перечисленных:  
а)  $W = 1$ ,  $q_t = 1$ , II класс;  
б)  $W = 2$ ,  $q_t = 0$ , II класс;  
в)  $W = 0$ , III класс,  $q_t = 0$ ;  
г)  $W = 1$ ,  $q_t = 0$ , II класс.

3. Что произойдет с механизмом (рис.2), если соотношение длин звеньев сделать произвольным  $AB \neq AC \neq OA$  ?

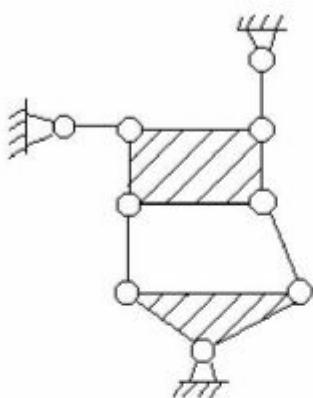


Рис.3

- А. В механизме появится еще одна степень свободы.  
Б. Механизм превратится в статически определимую ферму.  
В. Механизм превратится в статически неопределенную ферму.

Г. Структурные признаки ( $W$ ,  $q$ , класс) останутся без изменения.

4. Сущность механизма заключается:

- а) в передаче сил;  
б) в преобразовании энергии;  
в) в преобразовании движения;  
г) в облегчении и замене умственного и физического труда человека.

5. Дайте характеристику кинематической цепи (рис.3):

А. Механизм,  $W = 2$ , III класс.

Б. Статически определимая ферма.

В. Механизм,  $W = 1$ ,  $q_t = 1$ , III класс.

Г. Статически определимая ферма, состоящая из двух структурных групп.

6. В структурной схеме механизма долбежного станка (рис.4) выделите элементарные механизмы и укажите способ их соединения.

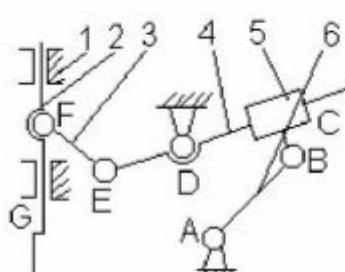


Рис.4

7.\* Найдите  $W$ ,  $q_T$ , класс для следующих плоских механизмов:

- двигателя внутреннего сгорания (рис.5, а);
- литьевой машины (рис.5, б);
- схватка манипулятора (рис.5, в);

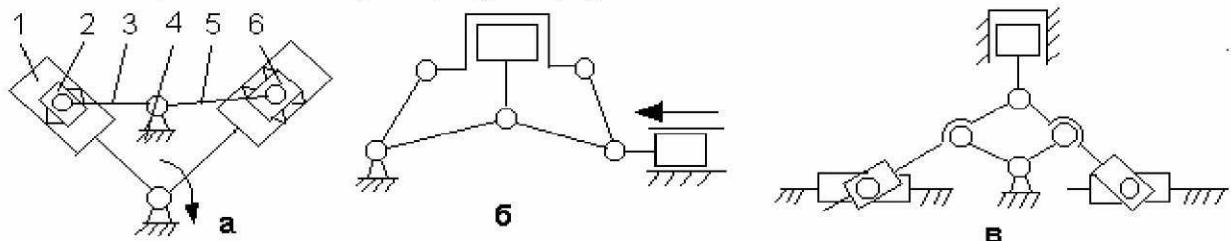


Рис.5

8. Спроектируйте самоустанавливающийся механизм долбежного станка (рис.4). Укажите правильное решение среди перечисленных:

- A(1в), B(1в), C(1п), D(1в), E(1в), F(1в), G(1п);
- A(1в), B(3с), C(2ц), D(1в), E(1в), F(3с), G(2ц);
- A(3с), B(3с), C(1п), D(1в), E(3с), F(3с), G(1п);
- A(1в), B(3с), C(2ц), D(1в), E(3с), F(3с), G(1п).

9. В учебнике [ 6 ] для определения числа  $W_{II}$  степеней свободы плоского механизма

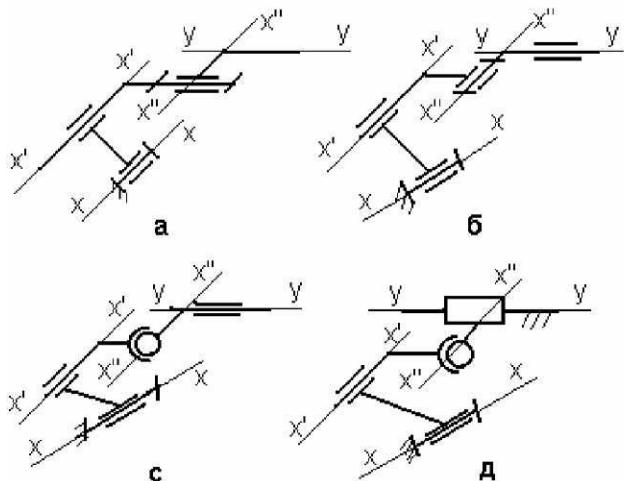


Рис.6

$XX \parallel X'X'' \parallel X''X'$  и  $XX \perp YY'$ ? Укажите правильное решение среди перечисленных.

- Кинематически неизменяемая система.
- Плоский несамоустанавливающийся механизм.
- Плоский самоустанавливающийся механизм.
- Пространственный механизм.
- Сферический механизм.

11. Изобразите структурную схему механизма в соответствии с формулой строения

$$M = I_1(1,6) + \Pi_3(4,5) + \Pi_2(2,3).$$

12. Какую плоскую кинематическую пару образуют в плоской схеме звенья 1 и 2 (рис. 5, а) механизма двигателя внутреннего сгорания?

- Высшую одноподвижную.
- Высшую двухподвижную.
- Низшую одноподвижную.
- Низшую двухподвижную



\* Задание содержит несколько самостоятельных заданий.

## **Приложения**

**Не бойся невозможного.  
Никому еще дважды не отрубали  
голову и трижды – руку.  
Древнеиндийский афоризм**

## **Указания и рекомендации для разрешения проблемной ситуации**

Проблемный вопрос отличается от информационного тем, что он ориентирован на противоречивую ситуацию и побуждает к поиску неизвестного, нового знания. Например, может ли кинематическая цепь быть одновременно механизмом II класса и механизмом III класса? Как конструктивно реализовать соединение двух звеньев, допускающее относительное вращение вокруг двух осей, не используя ненадежную и неконструктивную двухподвижную сферическую кинематическую пару? Процедура разрешения противоречия, заключенного в структуре проблемного вопроса (задачи), состоит в преобразовании заданных условий, анализе фактов и нахождении линии связи между известным и неизвестным, поиске того, что лежит в основании единства противоречивых элементов задачи, некоторого искомого «третьего». Учащемуся это искомое пока неизвестно, но он уже знает, что оно должно одновременно подводиться и под характеристику «А» и под характеристику «не-А».

Схема разрешения проблемной ситуации, спровоцированной проблемными вопросами и задачами, включает несколько этапов.

*1. Анализ условия задачи и выявление основного противоречия и типа проблемной ситуации.*

Известно несколько типов проблемных ситуаций, основанных на противоречиях:

- а) знаниями, имеющимися у студента, и теми требованиями, которые возникают в ходе решения новых учебных нетиповых задач;
- б) многообразием систем сложившихся знаний и необходимостью выбора одной из них, использование которой только и может обеспечить правильное решение задачи;
- в) сложившимися способами использования знаний и необходимостью видоизменять эти способы в данной ситуации;
- г) теоретически возможным путем решения задачи и практической нецелесообразностью или невозможностью осуществления этого способа на практике;
- д) «статическим» характером схематического изображения и необходимостью прочитать в нем «динамические» процессы;
- е) схематическим изображением и многообразием конструктивного оформления.

*2. Выдвижение предположений.*

На этапе генерирования идей могут быть использованы самые разнообразные методы и приемы: аналогия, индукция, интуиция, преобразование заданных исходных данных (геометрии, структуры, кинематики). Главное условие – никакой критики на данном этапе.

*3. Построение гипотезы.*

Начинается этап с критического анализа и отсея высказанных ранее догадок. Если предположение не противоречит научным положениям, здравому смыслу, практике, то оно становится гипотезой. Обоснование гипотезы, доказательство ее истинности проводится методами индукции и дедукции (прил.2).

*4. Проверка решения.*

Проверка проводится по двум направлениям. Во-первых, оценивается соответствие решения условию поставленной задачи. Во-вторых, достоверность решения подтверждается научными фактами и практикой.

**Неправильное знание хуже, чем незнание.**  
**А. Дистервег**

## **Справочный материал формальной логики**

### **Доказательство и опровержение**

**Доказательство** логическое действие, в процессе которого истинность какой-либо мысли обосновывается с помощью других мыслей, истинность которых доказана практикой. В доказательстве (умозаключении или цепочке умозаключений) различают тезис, доводы и способ доказательства. **Тезис** – мысль или положение, истинность которого требуется доказать. **Доводы** (основания, аргументы) – мысли, истинность которых проверена и доказана практикой и которые приводятся в обоснование тезиса. **Способ доказательства** – формы связи и сочетания доводов и тезиса, которые дают возможность обосновать истинность тезиса. **Основное условие доказательства – тезис и доводы должны быть истинными.**

Различают *прямые* и *косвенные*, *дедуктивные* и *индуктивные* доказательства. Прямыми называют доказательство, в котором доводы непосредственно обосновывают истинность тезиса. Доказательство, в котором истинность тезиса обосновывают посредством опровержения истинности противоречивого положения (антитезиса) называют косвенным доказательством (от противного).

Выделяют два вида косвенных доказательств. В первом, ложность антитезиса устанавливают, доказав ложность следствия из него. Докажем, например, что винтовой механизм, состоящий из стойки и двух подвижных звеньев (винта и гайки), является пространственным механизмом. Предположим, что передача винт – гайка является плоским механизмом. Тогда все подвижные звенья передачи должны совершать плоское движение параллельное одной и той же неподвижной плоскости. Однако звенья винтового механизма не совершают таких движений, поэтому утверждение, что передача винт – гайка – плоский механизм неверно. Так как механизм не является плоским, то он пространственный. Во втором доказательстве последовательно исключаются все члены разделенного суждения, кроме одного, которое и является доказываемым тезисом, например, если кинематическая пара не является одно-, двух-, трех- и четырехподвижной, следовательно, она – пятиподвижная.

Если тезис является общим положением и известны единичные достоверные суждения, подтверждающие общее положение, то указанный способ доказательства «от частного к общему» является индуктивным. Например, стойка входит в состав рычажного механизма; стойка входит в состав зубчатого механизма; стойка входит в состав кулачкового механизма. Отсюда вывод – стойка входит в состав любого механизма. Когда тезис является единичным или частным положением, а при этом известно общее правило, распространяющееся на подобные единичные и частные положения, то доказательство имеет форму дедуктивного умозаключения. Например, все четырех- и пятиподвижные пары – высшие; кинематическая пара типа цилиндр – плоскость – четырехподвижная, следовательно, она высшая. Иногда доказательство принимает форму аналогии, и умозаключение строится на основании какого-либо частного сходства двух предметов (явлений). Например, одноподвижная вращательная пара относится к низшим парам, так как поступательная пара является одноподвижной, то она относится к низшим. Доказательство по аналогии, как и индуктивное умозаключение носит вероятностный характер и не гарантирует от ошибок.

## **Окончание приложения 2**

### **Правила доказательства**

1. Тезис и аргументы должны быть суждениями ясными и точно определенными.
2. Тезис должен оставаться тождественным, т.е. одним и тем же на протяжении доказательства.
3. Тезис не должен содержать в себе логическое противоречие.
4. Тезис не должен находиться в логическом противоречии с высказанными ранее суждениями по данному вопросу.
5. Доводы не должны противоречить друг другу.
6. Тезис и доводы должны быть в конечном счете обоснованы фактами.
7. Доводы должны являться достаточным основанием для данного тезиса.
8. Доводы должны быть суждениями, истинность которых доказывается самостоятельно независимо от тезиса.

### **Способы опровержения**

1. Опровержение фактами.
2. Подвергаются критике доводы, которые оппонентом выдвинуты в обоснование тезиса.
3. Доказывается, что истинность опровергаемого тезиса не вытекает из доводов, приведенных в подтверждение тезиса.
4. Самостоятельно доказывается новый тезис, который является противоречивым к тезису оппонента.
5. Доказывается, что из данного тезиса необходимо вытекает следствие, противоречащее истине.

### **Законы логики**

1. **Закон тождества** – каждая мысль в процессе данного рассуждения сохраняет одно и тоже определенное содержание, сколько бы оно не повторялась. (Если A, то A)
2. **Закон противоречия** – в процессе рассуждения о каком –либо определенном предмете нельзя одновременно утверждать и отрицать что- либо в одном и том же отношении, в противном случае оба суждения могут быть вместе истинными. («A или не-А»; неверно, что «A и не-А»)
3. **Закон исключения третьего** – две противоречащих мысли об одном и том же предмете, взятом в одно и тоже время и в одном и том же отношении не могут быть одновременно ни истинными ни ложными – одна из них истина, а другая ложь. («Или A или не-А»).
4. **Закон достаточного основания** – всякая правильная мысль должна быть обоснована другими мыслями, истинность которых доказана практикой человека. (Если верно следствие, то верно и основание; если верно основание, то верно и следствие; «A – B, если B истинно, то A истинно»).

# Ответы

**Ошибки, которые не исправляются,  
вот настоящие ошибки.**

**Конфуций**

Глава 1.

1.1. По возможности реализовать требуемое относительное движение взаимодействием звеньев по поверхности. 1.2. Нет; 5 звеньев и 4 кинематические пары; незамкнутая. 1.3. Нет. 1.4. Вращательную. 1.5. 6 звеньев (в том числе – стойка) и семь кинематических пар (6 низших и 1 высшая). 1.6. Да; плоскостной; а, б – используйте принципы освобождаемости связей. 1.7. Используйте поступательную пару и рис. 1.9., рис. 1.10. Кинетическая пара не существует. 1.8. Используйте аналогию и сферическую пару. 1.9. Какие системы сил образуют реакции связей в сферической и вращательных парах? 1.10. а – плоскостная; б – не существует. 1.11. Используйте индуктивный подход (прил. 3). 1.12. См. рис. 1.6. 1.13. Вращательную; цилиндрическую; вращательной; сферической. 1.15. См. определения кинематических пар. 1.16, г.

1.17, в. 1.18, в. 1.19. Да, но..... покажите на примерах. 1.20. См. рис. 1.12. и определение звена. 1.21. Нет, см. определения. 1.22. Кинематическими соединениями, одно условие связи. 1.23. Связей. 1.24. Два звена и одна кинематическая пара. 1.25. Шар в ..... 2.1, а – ни при каких; б – три точки в плоскости, но не на одной линии; в – три точки на сфере; г – на одной линии; д - ни при каких. 2.2. Общие связи не являются тождественными (избыточными). 2.3. Нельзя. 2.4. Умозаключение ошибочно. 2.5. Опора С должна быть на одной линии с опорами А и В. 2.6. Две степени свободы, местных подвижностей нет. 2.7.  $AB \parallel CF \parallel DE$ ;  $AB = CF = DE$ . 2.8. Две избыточные связи, запрещающие линейные перемещения вдоль осей, перпендикулярных от вращения вала. 2.9. Кинематические пары с точным контактом, а число точек контакта должно соответствовать классу кинематической пары, например, плоская трехточечная (рис. 1.6.). 2.10. Нельзя. 2.11. См. п.2.1. 2.12. Да, но .... 2.13 Как найти силу в месте контакта двух упругих дисков? 2.14. Найдите причину появления подвижности в кинематической цепи. 2.15, Б – нет. 2.16. Условия разделены на необходимые и достаточные. Используйте индуктивный подход. 2.17. Сферическую; три избыточных связи. 2.18, а – плоская; б – пространственная; в – пространственная. 2.19, в. 2.20. Да, так как при геометрическом замыкании в кинематической паре присутствуют избыточные связи (см. задание 2.17.). 2.21. Установите причинно-следственные отношения. 2.22. Можно использовать дедуктивный и индуктивный способы доказательства. 2.23. Да, может. 2.24. См. свойства избыточных и дополнительных связей. 2.25. Что не учитывается в структурных формулах? 2.26. Неопределенность движения связана с появлением мгновенной подвижности. Всякое ли звено можно выбирать в качестве начального? 2.28. Следует учитывать, что кривые  $f-f$  и  $s-s$  могут иметь любой вид. Разберите частные случаи. 2.29. См. определения плоского механизма, плоской системы сил, плоской стержневой системы, соответственно в теории механизмов, теоретической механике, сопротивлении материалов. 3.1. Кулисному. 3.2. Кинематическое соединение состоит из звеньев 1,2,4 и кинематических пар С1 и С2 (рис. 3.7,б). 3.3. Нет. 3.4. Да. 3.5. Плоский передаточный механизм с замкнутой кинематической целью, с одной степенью свободы и постоянной структурой. 3.6. Кулисным является только один механизм (рис. 3.11, г). 3.7, а – да; б – да; в – да; г - да; е – да. 3.8. Является ли плоский механизм частным случаем пространственного?

3.10. Общая нормаль проводится в точке контакта эвольвентных боковых поверхностей зубьев. 3.11. Механизм – кулачковый. Стойка (кулачок) имеет переменную кривизну, поэтому следует построить два заменяющих механизма (шарнирный четырехзвенник и

кривошипно-ползунный). Кинематическая пара С имеет геометрическое замыкание, а кинематическая пара D – силовое. 3.12. Синусный механизм (рис. 3.11, в). Звено 1 – кривошип, звено 2 – камень; звено 3 – ползун; звено 4 - стойка. 3.13. Стойка и ползун. 3.15  $V_A = 4 \text{ м/с}$ ,  $V_D = 2,86 \text{ м/с}$ ,  $V_C = 0$ ,  $A_B = 0$ ,  $A_D = A_A = A_C = 2 \text{ м/с}^2$ . Следует построить две заменяющие кинематические цепи: одну (шарнир в точке C) для анализа скоростей, а другую (шарнир в точке B) для анализа ускорений. Ускорение точек A,D,C равны по модулю и направлены к точке B.

4.1. Для доказательства используйте формулу Малышева для пространственной схемы механизма. Для всех шарнирных четырехзвенников  $q = 3$ . 4.3. Диада с тремя поступательными парами является механизмом, у которого  $q_t = 1$ . 4.5. Структурные схемы представлены на рис. 4.8,в (а) и 4.9,а (б). 4.6, а – вредные подвижности, так как могут привести к разрушению механизма (шатун 2 и коромысло 3 могут свободно перемещаться – обладают местными подвижностями). Так как  $W=3$ ,  $W_{II}=1$ ,  $q=2$ ,  $q_t=0$  4.7, а - $W_{II}=1$ , II класс,  $M = I_2(5,8)+II_1(7,6)+II_2(3,4)$

$$+II_1(1,2)$$

б -  $W=1$ , II класс,  $M = I_2(5,6)+II_1(4,3)+II_2(1,2)$ ;

в -  $W=1$ , II класс,  $M = I_2(5,6)+II_1(4,3)+II_2(1,2)$ .

4.8. а - $W=2$ , в механизме  $W_O=1$ ,  $W_M=1$ ; в -  $W_O=1$ , класс II,  $M = I_1(1,6)+II_1(3,7)+II_2(4,5)$ , где звено 7 является дополнительным звеном в заменяющем механизме; звено 2 - кинематически пассивно, дает местную подвижность и в формулу строения не входит.

4.9. Механизм (рис. 1.9) состоит из трех элементарных механизмов. Коромыслово-ползунные механизмы 3,4,7,8 и 5,6,7,8 образуют параллельное соединение (звено 7 считается входным, а звенья 4,5 – выходными). Шарнирный четырехзвенник 8127 и составной шестизвенник образуют последовательное соединение. Механизм

(рис. 1.10.в) можно рассматривать как последовательное соединение кулачкового и коромыслового-ползунного механизмов. 4.10. Механизм II класса. Формула строения имеет вид  $M = II_1(1,5)+II_1(2,3)$

$$+II_1(4,6).$$

Звено 6 появляется в схеме при замене высшей кинематической пары. Звено 7, которое также появляется при замене высшей кинематической пары, вносит избыточную связь  $q_t=1$  и не входит в формулу строения. 4.12. Предварительно следует рассмотреть структурную группу присоединенную к стойке, и установить причину появления в ней степени свободы.

4.13. Зубчатый механизм. 4.14. При выводе формулы следует сравнивать две кинематические цепи: исходную, которая включает в себя два элементарных механизма до их соединения в составной, и результирующую, образовавшуюся после жесткого соединения элементарных механизмов. 4.15. Сравните оба определения применительно к нескольким механизмам, например, (рис. 2.6.; рис. 2.13, б). 4.16. Понятие общих связей, классификация кинематических пар, структурные формулы. 4.18. Нулевой уровень. 4.19. Достоинства и недостатки следует определять, учитывая простоту описания структурной модели, универсальность применения, эффективность (какие сведения о механизме в целом позволяет получить). 4.20. Что означает: с одной стороны, с другой стороны, статически неопределенная группа Ассура?

5.1, а)  $n=5$ ,  $p_{1II}=7$ ,  $W=1$ ,  $q_t=0$ , III класс,  $M=I_1(1,6)+III_3(2,3,4,5)$ ;

б)  $W=1$ ,  $q_t=0$ , II класс,  $M=I_2(4,6)+II_1(3,5)+III_3(1,2)$ ;

в) II класс,  $M=I_1(5,6)+II_2(3,4)+III_3(1,2)$ ;

5.2. Четырехзвенники 7654 и 4817 соединены последовательно,  $n=7$ ,  $p_{1II}=10$ ,  $W=1$ ,  $q_t=0$ ,  $k=3$ ,  $q=9$ , II класс,  $M=I_1(6,7)\leftarrow II_1(4,5)\leftarrow II_1(1,8)\leftarrow II_1(2,3)$ ;

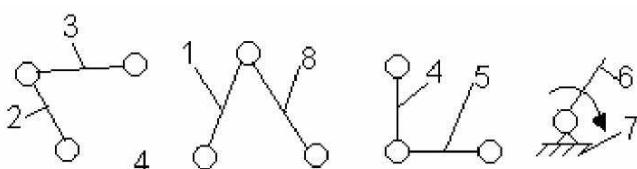


Рис.1 (к ответу 5.2)

5.3, а)  $W=1$ ,  $q_t=0$ , IV класс,  $M=I_1(1,8)+\Pi_3(2,3)+IV_2(4,5,6,7)$ ;  
б) III класс,  $M=I_2(7,8)+\Pi_3(3,4,5,6)+\Pi_2(1,2)$ .

5.4, а)  $n=4$ ,  $p_{1n}=5$ ,  $W=2$ ,  $k=1$ , II класс,  $M=(I_1(1,2) I_1(1,5))+\Pi_3(3,4)$ , ,  $q_t=0$ ,  $q=3$ ;

б)  $n=7$ ,  $P_{1n}=10$ ,  $W=1$ ,  $k=3$ , III класс,

$M=I_1(1,8)+\Pi_1(2,7)+\Pi_3(3,4,5,6)$ ,  $q_t=0$ ,  $q=9$ ;

в)  $W=1$ ,  $k=2$ , II класс,  $q_t=0$ ,  $q=4$ , замкнутое параллельное соединение зубчатого и рычажного механизмов.

5.5, а)  $W=8$ ,  $\mu=2$ ; б)  $W=7$ ,  $\mu=1$ ; в)  $W=7$ ,  $\mu=0$ ,  $W_M=1$ .

5.6.  $W=2$ ,  $q_t=0$ ,  $q=6$ , II класс.

5.7.  $W=1$ ,  $q_t=1$ ,  $q=7$ ,  $n=4$ ,  $p_{1n}=6$ .

5.8.  $W=0$ ,  $q_t=0$ ,  $q=6$ , так как звено EF вносит не избыточную связь, а дополнительную связь, превращая механизм в статически неопределенную ферму.

5.9, а)  $k=4$ ,  $W=2$ ,  $q_t=1$ ,  $q=5$ ; б) избыточные связи всех трех типов (см. п. 2.2), причем контурную тангенциальную избыточную связь вносит один из сателитов, например 5; в) первичный механизм  $W=2$  включает в себя начальные звенья 1 и 4 и стойку 6, ведомая цепь состоит из двух структурных групп и кинематически пассивного звена 5. Первой из кинематической цепи следует отсоединить структурную группу из одного звена 3 и двух пар (вращательной и высшей плоской двухподвижной пары между звеньями 3 и 2). Вторая структурная группа включает в себя звено 2 и кинематические пары между звеньями 1,2 и

звеньями 2,4.

5.10. См. прил. 3.

См. свойства ведущей и ведомой кинематических цепей. За обобщенную принята относительная координата – перемещение поршня 3 относительно гидроцилиндра 6. Обобщенная координата присвоена не звену а поступательной паре.

5.12 Нельзя.

5.13 Нельзя.

6.1, См. рис. 5,  $n=6$ ,  $p_1=6$ .

6.2. В шарнирном механизме  $n=6$ ,  $p_1=7$ . Оси вращательных пар произвольно ориентированы в пространстве.

6.3. См. рис. 6,  $W=2$ ,  $W_0=1$ ,  $W_M=1$ ,  $q_t=0$ ,  $q=0$ .

6.5. Толкатель образует цилиндрическую пару со стойкой и пятиподвижную с точечным контактом кинематическую пару с кулачком. В таком механизме есть безвредная местная подвижность  $W_M=1$ ,  $W=2$ , т.к. толкатель может вращаться вокруг своей оси.

6.6. При выводе формулы можно использовать как индуктивный, так и дедуктивный (прил. 3) подходы.

6.7. Сколько звеньев и кинематических пар входят в структурную группу клинового механизма? При присоединении такой структурной группы к стойке, образуется статически определимая ферма?

6.8. Проанализируйте число связей и подвижностей в исходных и составном механизмах.

6.9. Использовать индуктивный подход на конкретных примерах.

6.10. В качестве примера следует рассмотреть плоский шарнирный четырехзвенник и учесть задачи 6.8, 6.9 и прил. 2. После формулировки гипотезы ее следует обосновать на более сложных примерах.

6.12. Структура механизма, кинематические пары, связи.

6.13. Следует сравнивать пространственную и плоскую схемы плоского механизма.

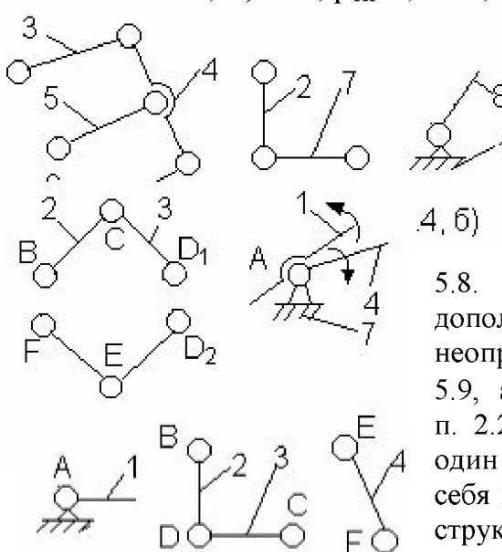


Рис.4 (к ответу 5.7, EF - кинематически пассивное звено)

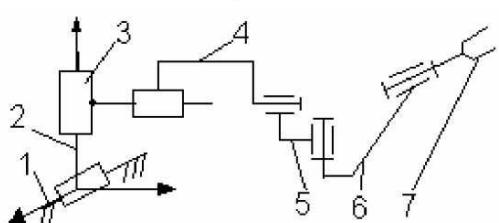


Рис.5 (к ответу 6.1)

6.1, См. рис. 5,  $n=6$ ,  $p_1=6$ .

6.2. В шарнирном механизме  $n=6$ ,  $p_1=7$ . Оси вращательных пар произвольно ориентированы в пространстве.

6.3. См. рис. 6,  $W=2$ ,  $W_0=1$ ,  $W_M=1$ ,  $q_t=0$ ,  $q=0$ .

6.5. Толкатель образует цилиндрическую пару со стойкой и пятиподвижную с точечным контактом кинематическую пару с кулачком. В таком механизме есть безвредная местная подвижность  $W_M=1$ ,  $W=2$ , т.к. толкатель может вращаться вокруг своей оси.

6.6. При выводе формулы можно использовать как индуктивный, так и дедуктивный (прил. 3) подходы.

6.7. Сколько звеньев и кинематических пар входят в структурную группу клинового механизма? При присоединении такой структурной группы к стойке, образуется статически определимая ферма?

6.8. Проанализируйте число связей и подвижностей в исходных и составном механизмах.

6.9. Использовать индуктивный подход на конкретных примерах.

6.10. В качестве примера следует рассмотреть плоский шарнирный четырехзвенник и учесть задачи 6.8, 6.9 и прил. 2. После формулировки гипотезы ее следует обосновать на более сложных примерах.

6.12. Структура механизма, кинематические пары, связи.

6.13. Следует сравнивать пространственную и плоскую схемы плоского механизма.

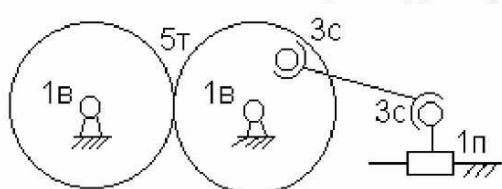


Рис.6 (к ответу 6.3)

6.14. В этом механизме  $q_t=0$ ,  $W=1$ .

6.15. Шатун можно выполнить в виде гидроцилиндра в кривошипно – ползунном механизме.

### Тренировочный тест (прил. 4)

1, а)  $W=1$ ,  $n=3$ ,  $p_{1\pi}=4$ ,  $q_t=0$ ,  $q=3$ ,  $k=1$ , II класс; б)  $n=2$ ,  $p_1=3$ ,  $W=1$ ,  $q_t=1$ ,  $q=4$ ,  $k=1$ , не классифицируется.

2, а). 3. В. 4, б). 5. Б. 6. Б. 7. А. 8, а)  $W=2$ ,  $q_t=0$ , II класс; б)  $W=1$ ,  $q_t=0$ , III класс; в)  $W=1$ ,  $q_t=0$ , II класс; г)  $W=2$ ,  $q_t=0$ , II класс. 9, г) 10. Для плоских механизмов без тангенциальных избыточных связей и без плоских высших одноподвижных кинематических пар. 11, а) А; б) Б; в) В; г) Г. 12. См. рис.5, кулисный механизм долбежного станка.

# Список основных понятий \*—

## I. Общие понятия

1. **Машина** — устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.
2. **Механизм** — система тел предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел.
3. **Звено механизма** — твердое тело, входящее в состав механизма.  
Звено  
*Примечание.* Звено механизма может состоять из нескольких деталей (отдельно изготовленных частей механизма), не имеющих между собой относительного движения.
4. **Стойка** — звено, принимаемое за неподвижное.
5. **Входное звено** — звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев
6. **Выходное звено** — звено, совершающее движения, для выполнения которого предназначен механизм .
7. **Начальное звено** — звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма.
8. **Обобщенная координата механизма** — каждая из независимых между собой координат, определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки.
9. **Число степеней свободы** — число независимых вариаций обобщенных координат механизма  
*Примечание.* Для механизмов, в которых все связи голономные, число степеней свободы равно числу обобщенных координат.
10. **Кинематическая пара** — соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающие их относительное движение.  
Пара
11. **Кинематическая цепь** — система звеньев, связанных между собой кинематическими парами.
12. **Замкнутая кинематическая цепь** — кинематическая цепь звенья которой образуют один или несколько замкнутых контуров.
13. **Незамкнутая кинематическая цепь** — кинематическая цепь звенья которой не образуют замкнутых контуров.
14. **Кинематическое соединение** — кинематическая цепь, конструктивно заменяющая в механизме кинематическую пару.
15. **Структурная схема механизма** — схема механизма, указывающая стойку, подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение.

\* Список дан по [ 28 ]

*Примечание.* Структурная схема механизма может быть представлена или графическим изображением с применением условных обозначений звеньев и кинематических пар, или аналитической записью, допускающей применение ЭВМ.

**16. Кинематическая схема механизма** — структурная схема механизма с указанием размеров звеньев, необходимых для кинематического анализа механизма.

**17. Плоский механизм** — механизм, подвижные звенья которого совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости.

*Примечание.* Все остальные механизмы относятся к "пространственным механизмам".

**18. Синтез механизма** — проектирование схемы механизма по заданным его свойствам.

**19. Структурный синтез механизма** — проектирование структурной схемы механизма.

## II. Виды кинематических пар

**20. Одноподвижная пара** — кинематическая пара с одной степенью свободы в относительном движении ее звеньев.

**21. Класс кинематической пары** — число связей, наложенных на относительное движение звеньев.

**22. Поступательная пара** — одноподвижная пара, допускающая прямолинейно – поступательное движение одного звена относительно другого.

**23. Вращательная пара** — одноподвижная пара, допускающая вращательное движение одного звена относительно другого.

**24. Винтовая пара** — одноподвижная пара, допускающая винтовое движение одного звена относительно другого.

**25. Цилиндрическая пара** — двухподвижная пара, допускающая вращательное и поступательное (вдоль оси вращения) движения одного звена относительно другого.

**26. Двухподвижная сферическая пара** — двухподвижная пара, допускающая сферическое движение одного звена относительно другого.

**27. Трехподвижная сферическая пара** — трехподвижная пара, допускающая сферическое движение одного звена относительно другого.

**28. Плоская пара** — трехподвижная пара, допускающая плоское движение одного звена относительно другого.

**29. Низшая пара** — кинематическая цепь, в которой требуемое относительное движение звеньев может быть получено постоянным соприкосновением ее элементов по поверхности.

*Примечание.* Фактическое соприкосновение звеньев, образующих низшую пару, может быть как по поверхности, так и по линиям и в точках.

### **30. Высшая пара**

--

кинематическая пара, в которой требуемое относительное движение звеньев может быть получено только соприкосновением ее элементов по линиям и в точках.

# АЛФАВИТНО – ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

## Анализ

Ветви кинематической пары

Вид структурной группы

Винтовой механизм

Винтовая пара

Вращательная пара

Входное звено

Высшая пара

Выходное звено

Геометрические связи

Гибкая связь

Коромысло-ползунный механизм

Голономные связи

Группа Ассура

Групповые подвижности

Двойной шарнирный параллелограмм

Двухкоромысловый механизм

Двухкривошипный механизм

Двухподвижная пара

– сферическая пара

Диада

– Сильвестра

Дифференциальные связи

Жесткое соединение механизмов

Замыкающий механизм

Замкнутая кинематическая цепь

Замкнутый контур механизма

Замыкание кинематической пары

— — — кинематическое

— — — силовое

Звено механизма

Зубчатая рейка

Зубчатое звено

– колесо

Зубчатый дифференциал

– механизм

Избыточные связи

– в разветвлениях кинематических пар

– контурные

– локальные

– мгновенные

– на элементах кинематических пар

Инвертор

Исполнительный орган машины

Незамкнутая кинематическая цепь

Нестационарные связи

Камень

Квазиплоский механизм

Кинематическая пара

– схема

– цепь

Кинематическое соединение

Класс кинематической пары

– механизма

– структурной группы

Клиновой механизм

Комбинированный механизм

Коромысло

Гидравлический механизм

Конструктивное преобразование механизмов

Кратный шарнир

Кривошип

Кривошипно-коромысловый механизм

– ползунный механизм

Кулакок

Кулакковый механизм

Кулиса

Кулисный механизм

Лишние степени свободы

Мальтийский механизм

Мансардность манипулятора

Манипулятор

Машина

Машинный агрегат

Мгновенная подвижность

Местные подвижности

Метод инверсии

– мысленной сборки

Механизм

– Бенниста

– параллельных кривошипов

– с гибкой связью

– эллипсографа

Муфта Ольдгейма

Направляющая

Направляющий механизм

Начальное звено

Неголономные связи

Стойка

Структура

– механизма

Неудерживающие связи	Структурная
Низшая пара	– группа
Обобщенная координата механизма	– модель механизма
– структурная схема	– схема механизма
Объемный механизм	Структурное преобразование
Одноподвижная пара	механизма
Передаточный механизм	Структурные признаки
Плоская	Структурный анализ механизма
– двухподвижная пара	Синтез механизма
– одноподвижная пара	Структурные формулы
– структурная группа	Сферический механизм
– структурная схема	– шарнир
Плоский механизм	Тангенсный механизм
Плоскостная пара	Теория механизмов и машин
Подвижные звенья	Толкатель
Подшипник качения	Тракторная пара
Поверхностный механизм	Трехподвижная пара
Ползун	– сферическая пара
Порядок структурной группы	Уравнение связи
Поступательная пара	Универсальная структурная
Привод	формула
Пространственная структурная схема	Формула
Пространственный механизм	– Гохмана
Прямолинейно-направляющий	– Сомова-Малышева
механизм (правило) Чебышева	– строения механизма
Пятиподвижная пара	– Чебышева-Малышева
Разветвленная пара	Фрикционная пара
Ролик	– передача
Рычажный механизм	Фрикционный механизм
Самоустанавливающийся механизм	Центроидная пара
Сателлит	Цилиндрическая пара
Связи	Цилиндрический механизм
– геометрические	– шарнир
– голономные	Четырехподвижная пара
– дифференциальные	Число степеней свободы
– избыточные	– Шарнир Кардана
– нормальные	Шарнирный механизм
– тангенциальные	– параллелограмм
– стационарные	– четырехзвенник
– удерживающие	Шатун
Синтез	Элементарный механизм
Синусный механизм	Элемент кинематической пары
Соединение механизмов	
– замкнутое параллельное	
– параллельное	
– последовательное	
Составной механизм	

## **Список рекомендуемой литературы**

**Люди перестают мыслить,  
когда перестают читать.  
Д. Дидро**

### **Основной**

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Крайнев А.Ф. Словарь – справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.
3. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, 1990. – 592 с.
4. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин. – М. : Высш. шк., 1985. – 279 с.
5. Озол О. Г. Теория механизмов и машин. Пер. с латыш. / Под ред. С. Н. Кожевникова. – М. : Наука, 1984. – 432 с.
6. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др. ; Под ред. К. В. Фролова. - 2-е изд, перераб. и доп.– М. : Высш. шк., 1998. – 496с.
7. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др. ; Под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.
8. Теория механизмов и машин: Учебник / К. И. Заблонский, И. М. Белоконев, Б. М. Щекин. – Киев: Вища шк., 1989. – 376 с.
9. Юдин В. А., Петрокас Л. В. Теория механизмов и машин : Учеб . пособие для вузов. 2-е изд; перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1977. – 527с.

### **Дополнительный**

10. Ассур Л. В. Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации. –М. : АН СССР, 1952. – 592 с.
11. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин: Учеб. пособие. – М. : Машиностроение, 1974. - 494 с.
12. Боголюбов А. Н. Теория механизмов и машин в историческом развитии ее идей. – М. : Наука, 1976. – 468 с.
13. Боголюбов А. Н. Советская школа механиков машин. М. : Наука, 1975. -176 с.
14. Диментберг Ф. М. Теория пространственных шарнирных механизмов. – М.: Наука, 1982.- 336 с.
15. Зиновьев В. А. Курс теории механизмов и машин. –М. : Наука, 1975. -384 с.
16. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие для студентов вузов. –М. : Машиностроение, 1973. – 592 с.
17. Кожевников С. Н. Основания структурного синтеза механизмов. - Киев: Наук. думка, 1975. - 232 с.
18. Колчин Н. И. Механика машин. Т.1. Структура и кинематика механизмов. Геометрический и кинематический анализ и синтез механизмов. – М; Л., 1962. - 552 с.
19. Конструирование машин : Справочно-методическое пособие: т.1/ К. В. Крейнин и др.; Под общ. Ред. К. В. Фролова. - М. : Машиностроение, 1994. – Т.1 - 528 с.
20. Машиностроение: Терминологический словарь/ Под общ.ред. М. К. Ускова, Э. Ф. Богданова. - М. : Машиностроение, 1995. - 592 с.

21. Машиностроение. Энциклопедия/ Ред. совет: К. В. Фролов (пред.) и др. -М. : Машиностроение. Динамика и прочность машин . Теория механизмов и машин. Т. 1-3. В 2-х кн. Кн. 2/ А. В. Александров, Н. А. Алфутов, В. В. Астанин и др. ; Под общ.ред. К.С.Колесникова. 1995 - 624 с.
22. Механика машин: Учеб. пособие для втузов/ И.И. Вольфсон, М.Л. Ерихов, М.З. Коловский и др.; Под ред. Г.А. Смирнова. – М. : Высш. шк., 1996. – 511с.: ил.
23. Пейсах Э. Е., Нестеров В. А. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Под ред. К. В. Фролова. - М. : Машиностроение, 1988. - 232 с.
24. Решетов Л. Н. Конструирование рациональных механизмов. - М. : Машиностроение, 1972. - 256 с.
25. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы; Справочник. - М. : Машиностроение, 1991. - 288 с.
26. Семенов М. В. Структура механизмов. - М. : Наука, 1959. - 284 с.
27. Теоретическая механика. Терминология. Буквенные обозначения величин. - М. : Наука, 1984. - 48 с. (Сборники рекомендуемых терминов; вып. 102).
28. Теория механизмов и машин. Проектирование / Под ред. О. И. Кульбачного. – М.: Высш. шк., 1970. – 288 с.
29. Теория механизмов и машин. Терминология. Буквенные обозначения величин. - М. : Наука, 1984. - 40 с.
30. Теория механизмов. Учеб. пособие для втузов / Под. ред. В. А. Гавриленко. – М. : Высш. шк. , 1973. - 511 с.