

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

Владимирский государственный университет

Ю.С. ВОЛЮШКО А.А. РЯЗАНОВ

**СТРУКТУРА МЕХАНИЗМОВ
И ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ
ПОД ДЕЙСТВИЕМ СИЛ.
В ВОПРОСАХ И ОТВЕТАХ**

Учебное пособие

Владимир 2010

УДК 621.01
ББК 34.412
В 69

Рецензенты

Доктор технических наук, профессор
Ковровской государственной технологической академии
им. В.А. Дегтярева
В.М. Третьяков

Кандидат технических наук, доцент
Ковровской государственной технологической академии
им. В.А. Дегтярева
А.В. Терновой

Кандидат технических наук, доцент
Владимирского государственного университета
А.В. Жданов

Печатается по решению редакционного совета
Владимирского государственного университета

Волюшко, Ю.С.

В 69 Структура механизмов и исследование движения механизмов
под действием сил. В вопросах и ответах : учеб. пособие /
Ю.С. Волюшко, А.А. Рязанов; Владим. гос. ун-т. – Владимир:
Изд-во Владим. гос. ун-та, 2010. – 52 с. – ISBN 978-5-9984-0021-6.

Предназначено для студентов всех специальностей с целью облегчить им изучение наиболее сложных разделов дисциплины «Теория механизмов и машин».

Составлено в форме вопросов и ответов, что, с одной стороны, позволяет привлечь внимание и интерес студентов к принципиальным положениям изучаемых разделов, а с другой – четко и кратко сформулировать ответы на поставленные вопросы.

Ил. 29. Библиогр.: 4 назв.

УДК 621.01
ББК 34.412

ISBN 978-5-9984-0021-6

© Владимирский государственный
университет, 2010

ВВЕДЕНИЕ

Основная цель пособия – помочь студенту лучше осмыслить, упорядочить и закрепить в памяти те сведения, которые он получит на лекции или при чтении учебника. Оно не заменяет учебника и курса лекций. Наоборот, эффективность его использования будет наибольшей, если предварительно прослушать лекции по теме, затем поработать с учебником и лишь после этого пользоваться пособием. Именно такой порядок работы мы рекомендуем. Пособие составлено в форме вопросов и ответов, что позволяет привлечь внимание и интерес студентов к принципиальным положениям изучаемых разделов, а также помогает четко и кратко сформулировать ответы на поставленные вопросы.

КАК ПОЛЬЗОВАТЬСЯ ПОСОБИЕМ

Изучение учебного материала по тексту бывает затруднено ввиду того, что в нем используется много новых терминов и понятий, смысл и суть которых не были достаточно хорошо усвоены или забылись. Чтобы уменьшить эти трудности при чтении пособия, все термины и понятия, встречающиеся в тексте первый раз, подчеркнуты сплошной чертой, а в конце пособия дан алфавитный указатель. С его помощью определяется страница, на которой дается разъяснение термина или понятия. Это позволяет легко отыскать нужный термин и повторно уяснить его суть, когда в этом возникает необходимость.

Например, на стр. 43 в п. 10.1 встречаем термин «звено приведения». Требуется вспомнить, что такое звено приведения. Для этого по алфавитному указателю на букву «З» находим, что первый раз термин вводится на стр. 28. Смысл понятия вспомним, прочитав еще раз п. 6.2.

Заметим что термины, известные из курса теоретической механики, в пособии, как правило, не объясняются.

После внимательной проработки очередного параграфа рекомендуется еще раз прочитать каждый вопрос и ответить на него по своему, не заглядывая в текст ответа. После этого полезно сверить свой ответ с текстом.

I. ПЕРВИЧНЫЕ ПОНЯТИЯ И ПРОБЛЕМЫ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

1. Что такое машина?

Это устройство, предназначенное для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены и облегчения труда человека. Примеры машин: электрический двигатель, паровая турбина, двигатель внутреннего сгорания, токарный станок, грузоподъемный кран, промышленный робот, автоматическая линия (система машин), электронно-вычислительная машина и т.д. В теории механизмов и машин (ТММ) рассматриваются лишь такие машины, действие которых основано на выполнении механических движений. Эти движения осуществляются механизмами.

2. Что называют механизмом?

Устройство, состоящее обычно из твердых, а иногда также жидких и газообразных тел, предназначенное для преобразования движения одних тел в требуемые движения других. Твердые тела в механизмах называются звеньями, а любое подвижное соединение двух звеньев – кинематической парой.

3. Что представляет собой кинематическая схема механизма?

Это условное упрощенное изображение механизма, где с помощью простых линий показываются звенья и характер их соединения в кинематические пары (рис. 1, 2). Кинематическая схема характеризуется параметрами, к которым относятся основные постоянные размеры, а также массы звеньев и осевые моменты инерции. Так, на рис. 1 параметрами кинематической схемы являются длины звеньев l_{AB} и

l_{BC} , смещение e , массы m_1 , m_2 и m_3 звеньев 1, 2 и 3 соответственно, координаты центров масс l_{AS_1} , l_{BS_2} и l_{CS_3} , осевые моменты инерции звеньев относительно центральных осей J_{S1} и J_{S2} .

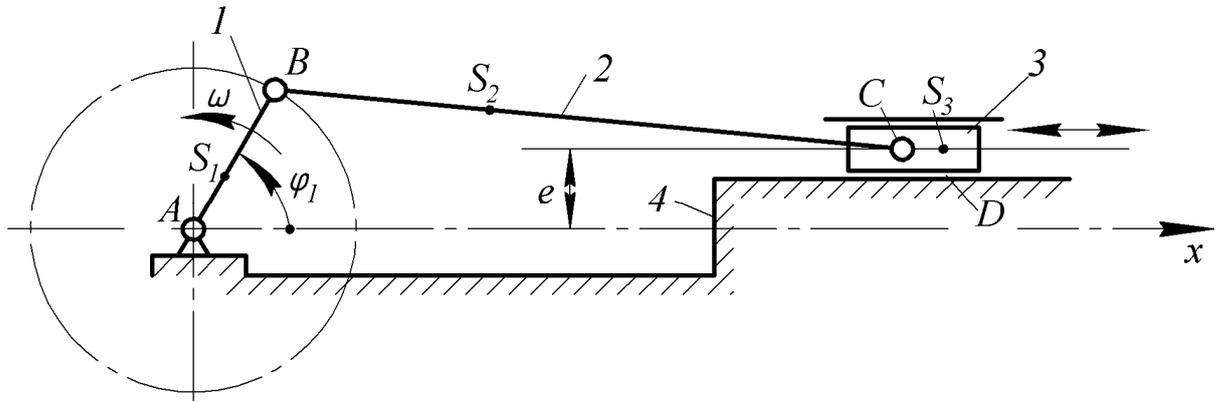


Рис. 1. Четырёхзвенный кривошипно–ползунный механизм. Звенья механизма: 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – ползун, 4 – стойка (неподвижное звено). Кинематические пары: A (звено 1 – звено 4), B (звено 1 – звено 2), C (звено 2 – звено 3), D (звено 3 – звено 4). Звено 1 вращается вокруг неподвижной оси A , при этом шатун 2 совершает плоскопараллельное движение, а ползун 3 – возвратно–поступательное движение вдоль оси x

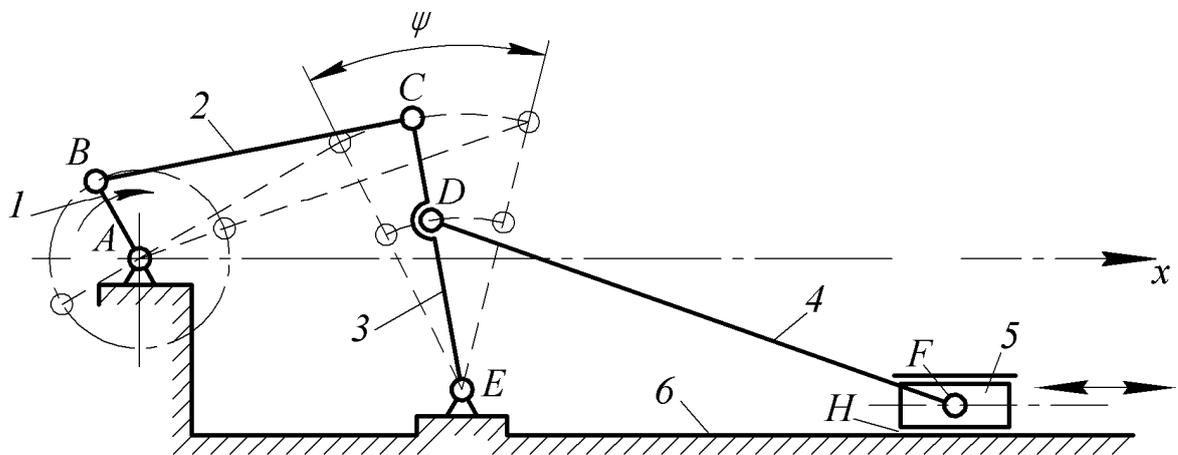


Рис. 2. Шестизвенный рычажный механизм. Звенья механизма: 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромысло, 4 – шатун, 5 – ползун, 6 – стойка (неподвижное звено). Кинематические пары: A (звено 1 – звено 6), B (звено 1 – звено 2), C (звено 2 – звено 3), D (звено 3 – звено 4), E (звено 3 – звено 6), F (звено 4 – звено 5), H (звено 5 – звено 6). Кривошип 1 вращается вокруг неподвижной оси A , при этом коромысло 3 совершает качательное движение на угол ψ , а ползун 5 движется возвратно–поступательно вдоль оси x

4. Какими основными качествами должна обладать современная машина?

Она должна быть надежной в работе, удобной в эксплуатации, высокопроизводительной, экономичной. Не должна быть опасной для здоровья человека, загрязнять окружающую среду, наносить ущерб природе.

5. С чего начинается разработка проекта любой машины?

Прежде всего нужно изучить проектное задание на новую машину. Разработка проекта начинается с выбора и проектирования кинематической схемы машины в целом и входящих в ее состав механизмов. От правильного решения этой задачи в значительной мере зависит качество будущей машины.

6. Что понимается под проектированием кинематической схемы?

Спроектировать кинематическую схему механизма – значит определить такие значения ее параметров (длин звеньев, масс и т.д.), при которых механизм будет иметь заданные кинематические и динамические свойства согласно заданию на проект. Решение такой задачи называется синтезом механизма. Разработка методов синтеза механизмов – основная проблема ТММ.

7. Какие другие задачи решает ТММ как научная дисциплина?

К наиболее важным задачам относятся:

- разработка общих методов анализа механизмов по их заданной кинематической схеме,
- синтез систем управления движением механизмов и машин,
- разработка способов защиты машин и работающих на них людей от вредного действия вибраций (виброзащита),
- разработка методов экспериментального исследования характеристик машин и механизмов.

8. Кому и для чего нужно изучать курс «Теория механизмов и машин»?

Инженерные специальности, которые приобретают студенты технических вузов, можно разделить на три группы:

1. Инженеры-конструкторы, занимающиеся проектированием новых машин и механизмов.

2. Инженеры-технологи, занимающиеся изготовлением машин и механизмов.

3. Инженеры по эксплуатации машин.

Инженеры-конструкторы должны изучить ТММ для получения знаний и навыков проектирования механизмов. Инженеры остальных двух групп должны хорошо понимать принципы действия основных типов механизмов, знать их кинематические и динамические свойства, понимать и соблюдать технологические требования и требования грамотной эксплуатации машин. Необходимые для этого знания приобретаются при изучении многих дисциплин, в том числе и ТММ.

9. Какие механизмы изучаются в учебном курсе «Теория механизмов и машин»?

В современной технике используются тысячи различных видов механизмов. Изучить их все невозможно, да и не нужно. Поскольку ТММ разрабатывает общие методы анализа и синтеза, то достаточно рассмотреть лишь некоторые виды механизмов, на примере которых можно изучить эти методы. В основном это плоские рычажные, зубчатые и кулачковые механизмы. Плоским называется механизм, у которого траектории всех его точек лежат в параллельных плоскостях. Движение плоских механизмов можно изучать в двух измерениях, то есть на плоскости чертежа.

II. СТРУКТУРА (СТРОЕНИЕ) МЕХАНИЗМОВ

§1. Основные понятия, относящиеся к структуре механизмов

1.1. Какие звенья механизма называют входными и выходными?

Входным называют звено, которое получает движение от внешнего по отношению к данному механизму устройства, например, непо-

средственно от двигателя. Выходным называют звено, совершающее требуемое движение соответственно назначению механизма.

Допустим, что механизм на рис. 1 применяется для прессования какого-либо материала. Прессование осуществляется ползуном 3. Вал кривошипа 1 получает движение от зубчатой передачи, не показанной на рисунке. В этом случае звено 1 – входное, а звено 3 – выходное.

1.2. Каким образом передаются усилия от входных звеньев к выходным во время работы механизма?

Усилия передаются через промежуточные звенья и кинематические пары. В зависимости от конструкции кинематической пары нагрузка в ней может распределяться либо по поверхности (плоской, цилиндрической и др.), либо по линиям или точкам соприкосновения одного звена с другим. При соприкосновении (контакте) по линиям или точкам кинематическая пара называется – высшей, а при контакте по поверхности – низшей. Усилия передаются кинематическими парами благодаря имеющимся в них связям.

1.3. Что такое связи и подвижности в кинематической паре?

Из механики известно, что любое сложное перемещение одного тела относительно другого можно разложить на шесть простейших перемещений: три поступательных вдоль трех координатных осей и три вращательных вокруг тех же осей. Связью называют ограничение, препятствующее одному простейшему перемещению.

На рис. 3 брус 1 расположен без зазора между двумя параллельными плоскостями неподвижного тела 2. Брус не может перемещаться вертикально вдоль оси Z , то есть на него наложена связь в этом направлении. Но зато он может перемещаться вдоль осей X и Y . В этих направлениях связи отсутствуют. Следовательно, брус имеет две линейные подвижности относительно тела 2. Нагрузки могут передаваться кинематическими парами только в тех направлениях, в которых имеются связи.

Связи могут делать невозможными не только линейные, но и угловые перемещения. На рис. 3 в результате наложенных связей брусок 1 нельзя повернуть вокруг осей X и Y , но можно поворачивать вокруг оси Z . Таким образом, возможно только одно угловое перемещение бруска относительно тела 2 и невозможны – два (еще две связи). С учетом сказанного брусок имеет всего 3 связи и три подвижности по отношению к телу 2.

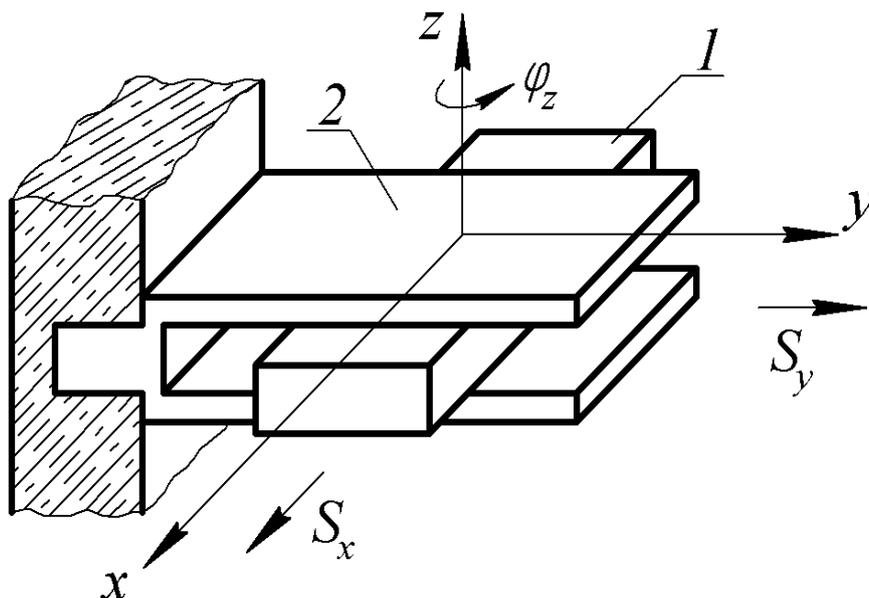
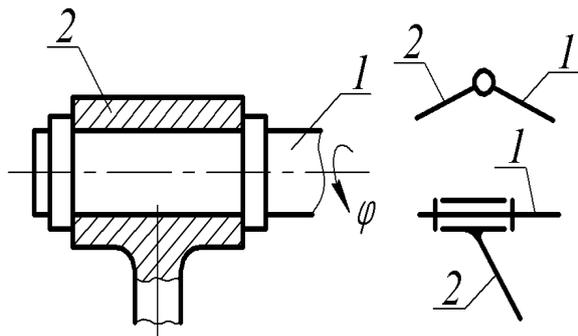


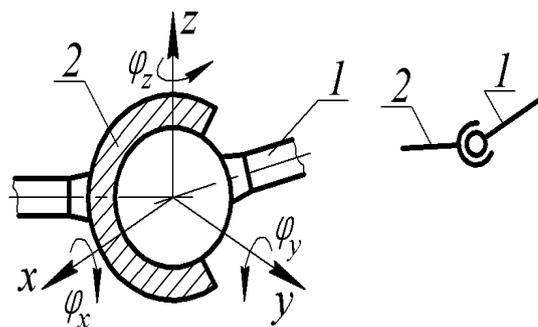
Рис. 3. Кинематическая пара с тремя связями и тремя подвижностями

1.4. Какие различают кинематические пары по числу связей и по числу подвижностей?

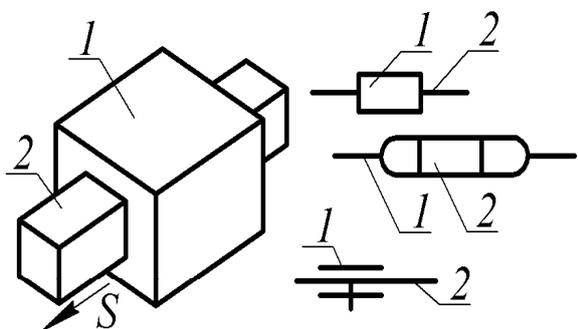
По числу связей кинематические пары делятся на классы от 1-го (имеют одну связь) до 5-го (имеют пять связей). По числу подвижностей пары делятся на одноподвижные (одно простое перемещение), двухподвижные (два простых перемещения) и т.д. до пятиподвижных (пять простых перемещений). Очевидно, одноподвижная кинематическая пара – это пара пятого класса, двухподвижная – пара 4-го класса и т.д. На рис. 4 показаны некоторые наиболее распространенные кинематические пары, указаны их подвижности и классы, а также условные обозначения на кинематических схемах.



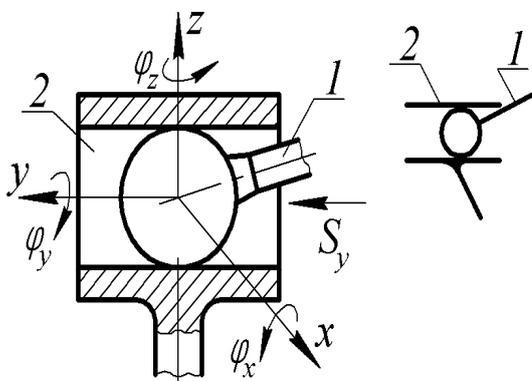
Вращательная кинематическая пара, одноподвижная (5-го класса), низшая



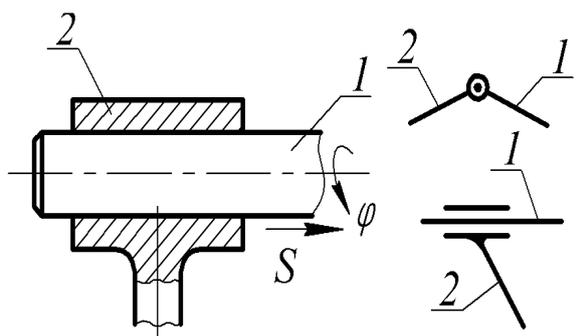
Сферическая кинематическая пара, трех подвижная (3-го класса), низшая



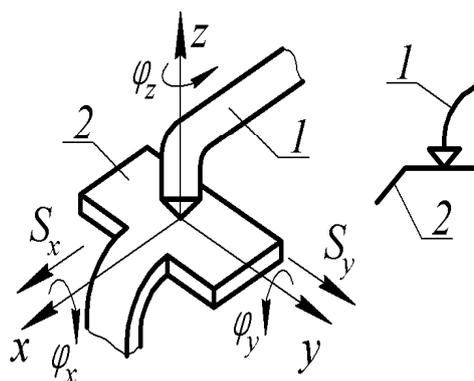
Поступательная кинематическая пара, одноподвижная (5-го класса), низшая



Кинематическая пара «шар в цилиндре», четырехподвижная (2-го класса), высшая



Цилиндрическая кинематическая пара, двухподвижная (4-го класса), низшая



Кинематическая пара «остроконечный рычаг – плоскость», пяти подвижная (1-го класса), высшая

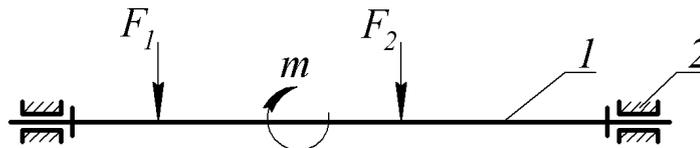
Рис. 4. Примеры кинематических пар различной подвижности. Стрелками указаны возможные линейные и угловые перемещения звеньев относительно друг друга

§2. Избыточные связи в механизмах

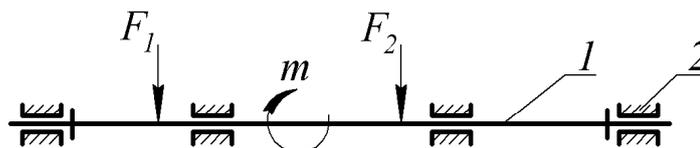
2.1. Что такое избыточные связи?

Избыточными называют связи, которые повторяют действие других связей и поэтому не изменяют степени свободы системы. Проще всего уяснить это понятие на примере отдельной кинематической пары.

На рис. 5, а, б условно показан вал 1, образующий вращательную кинематическую пару со стойкой 2. В первом варианте (рис. 5, а) число связей вполне достаточно, чтобы исключить все перемещения вала относительно опор, кроме поворота вокруг своей оси. Во втором варианте (рис. 5, б) для получения того же относительного движения добавлены еще две опоры, которые также накладывают «свои» связи. Так как характер движения не изменился, то связи, наложенные двумя внутренними опорами – избыточные. Избыточные связи в отдельно взятой кинематической паре называют локальными.



а) вал на двух соосных опорах



б) вал на четырех соосных опорах



в) вал на четырех несоосных опорах

Рис. 5. Варианты вращательной кинематической пары

2.2. Какие избыточные связи называют контурными?

Контурными называют такие избыточные связи, которые возникают при сборке кинематической цепи в замкнутый контур.

Допустим, что в кинематических парах механизма нет локальных избыточных связей. В этом случае, если кинематическая цепь не замкнута (например механизм на рис. 6), то в механизме избыточные связи вообще отсутствуют. Если же механизм собирается в замкнутый контур $ABCD A$ (рис. 7), то в нем могут появиться избыточные связи. Их называют контурными. Более подробное объяснение дано в п. 4.4.

2.3. Существует ли зависимость между избыточными связями и статической неопределимостью системы?

Да, зависимость самая прямая. Предположим, вал на рис. 5, *а* нагружен силами, действующими перпендикулярно его оси в плоскости рисунка. Будем считать также, что опоры имеют небольшую ширину. Тогда, как известно, уравнений статики достаточно для определения реакций в правой и левой опорах. При таком же нагружении вала, изображенного на рис. 5, *б*, не хватает двух уравнений статики для определения реакций во всех четырех опорах, то есть вал дважды статически неопределим. Степень статической неопределимости системы всегда равна числу избыточных связей в ней. Поэтому можно сказать об избыточных связях, что они не изменяют степень свободы системы, но превращают её из статически определимой в статически неопределимую.

2.4. Какое влияние оказывают избыточные связи в механизме на его свойства?

Чтобы ответить на этот вопрос, снова рассмотрим вращательную кинематическую пару на четырех опорах (рис. 5, *в*). Пусть опоры расположены не вполне соосно, то есть их оси не совпадают друг с дру-

гом. Несоосность опор может возникнуть из-за погрешностей изготовления, которые, как известно, всегда имеют место, или из-за деформации стойки. Тогда при сборке вал придется деформировать, как показано на рис. 5, в, а это вызовет определенные трудности, так как могут потребоваться большие усилия для деформации. Кроме того, собранная конструкция окажется напряженной: в материале вала появятся напряжения от изгиба, а в опорах – значительные давления. Эти давления вызовут, в свою очередь, повышенное трение при вращении вала, снижение КПД механизма, ускоренный износ опор.

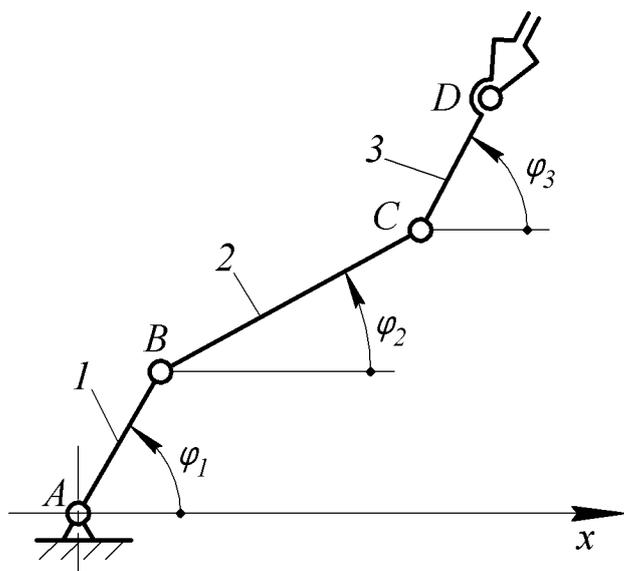


Рис. 6. Робот-манипулятор.
Степень свободы $W = 3$,
обобщенные координаты –
 φ_1 , φ_2 и φ_3

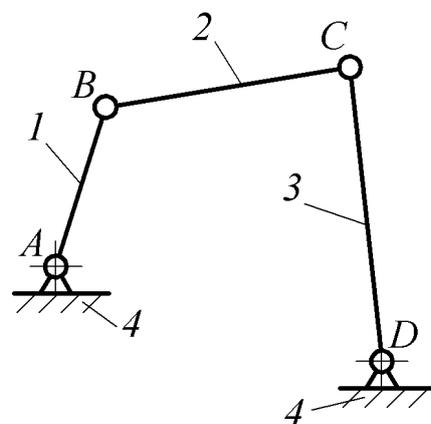


Рис. 7. Шарнирный
четырёхзвенник

Таким образом, на этом простом примере мы видим, что избыточные связи могут затруднить сборку механизма, а также снизить его надежность и долговечность. Эти нежелательные явления могут увеличиваться по мере увеличения числа избыточных связей и погрешностей изготовления (см. также п. 4.4).

2.5. Нужно ли всегда проектировать механизмы так, чтобы в них не было избыточных связей?

Во многих случаях нужно стремиться к тому, чтобы в механизмах не было избыточных связей, либо их число было минимальным. Но

иногда избыточные связи вводят специально. Возьмем, например, снова кинематическую пару, изображенную на рис. 5. Если длина вала мала и он достаточно жесткий, то лучше установить его на двух опорах, то есть сделать конструкцию без избыточных связей. Если же вал длинный, и жесткость его невелика, то он будет работать более надежно на четырех опорах (или на трех), то есть с избыточными связями. В этом случае жесткость конструкции повысится. Только нужно изготовить эти опоры с высокой точностью, чтобы свести несоосность к минимуму. Тогда и отрицательное влияние избыточных связей будет небольшим. Точность опор можно увеличить путем расточки их с одной установки.

2.6. Как можно определить, есть ли в механизме избыточные связи и сколько их?

Это можно сделать с помощью структурных формул. Структурные формулы устанавливают зависимость между числом звеньев механизма, числом связей в кинематических парах, включая избыточные связи, и степенью подвижности механизма.

§3. Структурные формулы механизмов

3.1. Что называют степенью подвижности механизма?

Степенью подвижности механизма называют число простых перемещений относительно стойки, которые можно задать его звеньям независимо друг от друга.

Рассмотрим механизм на рис. 1. В этом механизме можно поворачивать кривошип 1 на любой угол φ_1 (независимое перемещение). При этом, если считать звенья абсолютно твердыми телами, то есть не учитывать их упругие деформации, шатун 2 и ползун 3 получают перемещения, величина которых зависит от угла φ_1 (зависимые перемещения). Таким образом, степень подвижности этого механизма равна 1. Аналогично можно убедиться, что степень подвижности механизма на рис. 2 также равна 1.

3.2. Бывают ли механизмы, у которых степень подвижности больше единицы?

Большинство механизмов имеют степень подвижности $W = 1$. Однако применяются также механизмы с $W > 1$. На рис. 8 показана кинематическая схема суммирующего механизма, предназначенного для получения перемещения S_3 звена 3, кратного сумме перемещений S_1 и S_4 звеньев 1 и 4. S_1 и S_4 являются перемещениями, не зависимыми друг от друга, поэтому у этого механизма степень подвижности $W = 2$. Еще больше степень подвижности бывает у роботов-манипуляторов. На рис. 6 показана схема робота-манипулятора с $W = 3$: углы поворота φ_1 , φ_2 и φ_3 всех трех звеньев могут задаваться произвольно, независимо друг от друга. В современных роботах-манипуляторах W доходит до 8.

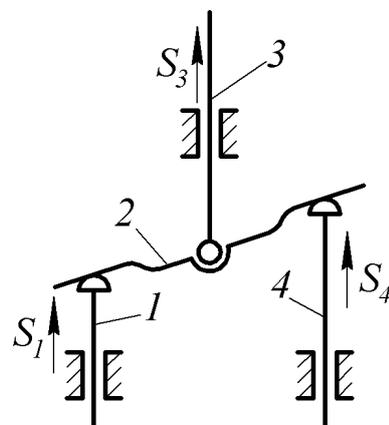


Рис. 8. Суммирующий механизм. Степень свободы $W = 2$; обобщенные координаты S_1 и S_4

3.3. Можно ли сказать, что степень подвижности механизма равна числу его обобщенных координат?

Да, можно. В механике обобщенными координатами системы твердых тел называют такие линейные и угловые перемещения, задание которых однозначно определяет положение всех тел этой системы. В механизмах на рис. 1 и 2 ($W = 1$) такой координатой может быть угол поворота звена 1, то есть эти механизмы имеют по одной обобщенной координате. Механизм на рис. 8 ($W = 2$) имеет две обобщенные координаты S_1 и S_4 , а механизм на рис. 6 – три обобщенные координаты – φ_1 , φ_2 и φ_3 . Степень подвижности каждого механизма равна числу его обобщенных координат.

3.4. Как можно получить структурную формулу механизма?

Одну из формул можно вывести на основе следующих рассуждений. Пусть механизм имеет n подвижных звеньев относительно стойки. Тогда до соединения звеньев друг с другом и со стойкой общее число их подвижностей равно $6n$. После соединения звеньев друг с другом для образования механизма каждая неподвижная пара 5-го класса отнимет 5 подвижностей (то есть наложит пять связей), каждая

двухподвижная пара 4-го класса отнимет 4 подвижности (наложит 4 связи) и т.д. Общее число подвижностей звеньев уменьшится на величину наложенных связей и станет равным

$$W = 6n - (5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5), \quad (1)$$

где p_1 , p_2 и т.д. – числа кинематических пар одноподвижных, двухподвижных и т.д. Число W и будет степенью подвижности механизма.

Если в числе наложенных связей окажется некоторое число q избыточных связей, то нужно уменьшить количество вычитаемых связей на q и формула получит вид

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

Эта формула была предложена профессором А.П. Малышевым и называется формулой Малышева. При ее использовании в ней берутся только те кинематические пары, которые фактически имеются в механизме.

3.5. Существуют ли другие структурные формулы?

Да, имеются формулы, предложенные П.Л. Чебышевым, П.И. Сомовым, О.Г. Озолем и др. Наиболее часто используется формула Чебышева-Малышева для плоских механизмов

$$W = 3n - (2p_H + p_B - q_{\Pi}). \quad (3)$$

Здесь p_H – число низших кинематических пар в механизме, p_B – число высших кинематических пар, q_{Π} – число «плоских» избыточных связей, то есть связей, действующих в двух измерениях, в которых происходит движение плоского механизма. Остальные обозначения прежние.

3.6. Можно ли определить степень свободы механизма по структурной формуле?

Можно только в том случае, когда заранее известно, что в механизме нет избыточных связей ($q = 0$ или $q_{\Pi} = 0$). Однако структурную формулу используют в основном для определения числа избыточных связей при структурном анализе и синтезе механизма.

3.7. Если по структурной формуле определяется число избыточных связей в механизме, то как определять входящую в нее степень подвижности W ?

Во многих случаях степень подвижности можно определить визуально по числу обобщенных координат. Для этого нужно «отнять» у механизма одну подвижность, для чего зафиксировать любое звено (на модели или мысленно на схеме). Затем посмотреть, смогут ли остальные звенья перемещаться относительно стойки. Если нет, то у механизма одна обобщенная координата, т.е. $W = 1$. Если же движение возможно, нужно зафиксировать еще одно звено и проверить подвижность. Число зафиксированных звеньев, необходимое и достаточное для потери механизмом подвижности, равно числу его обобщенных координат, то есть равно степени подвижности механизма.

§4. Структурный синтез и анализ механизмов

4.1. В чем состоит задача структурного синтеза?

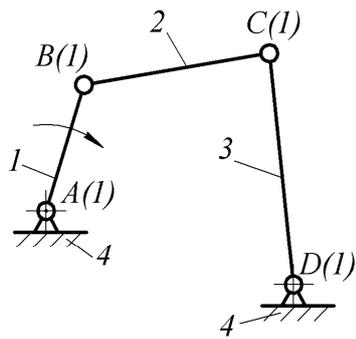
Эта задача включает выбор типа механизма, видов кинематических пар и их расположение в механизме.

Тип механизма выбирают исходя из его назначения и кинематических свойств. Иногда приходится придумывать (изобретать) совершенно новый механизм, который еще никто никогда не использовал.

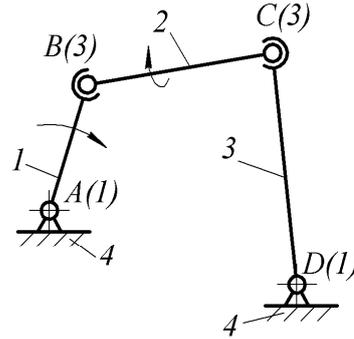
При выборе кинематических пар учитывают влияние избыточных связей. В одних случаях стремятся уменьшить число избыточных связей вплоть до полного их устранения ($q = 0$) с тем, чтобы избежать их вредного влияния на собираемость и работу механизма. В других случаях, наоборот, вводят избыточные связи для повышения жесткости и прочности конструкции.

4.2. Каким способом можно устранить избыточные связи в механизме или уменьшить их число?

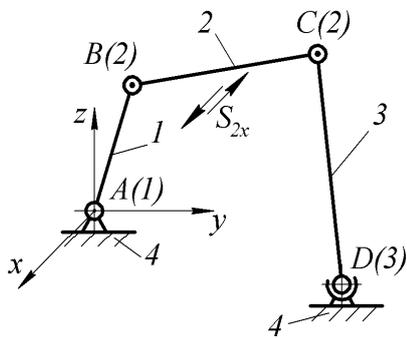
Этого можно добиться заменой кинематических пар с меньшей подвижностью парами с большей подвижностью. Для примера рассмотрим четырехзвенный механизм на рис. 9, который называется шарнирным четырехзвенником. Этот механизм очень распространен в технике.



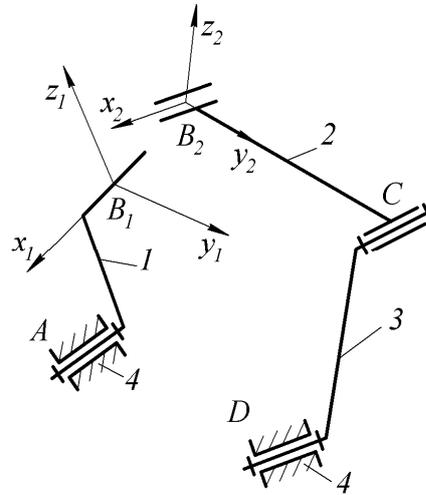
а) Все пары вращательные одноподвижные; $W=1$



б) Пары A и D – вращательные, пары B и C – сферические трёхподвижные; $W=2$



в) Пара A – вращательная, пары B и C – цилиндрические двухподвижные, пара D – сферическая; $W=2$



г) Схема совмещения осей координат

Рис. 9. Варианты структуры шарнирного четырёхзвенника с различными кинематическими парами

Исследуем сначала вариант (рис. 9, а), у которого все четыре пары A , B , C и D – вращательные одноподвижные (подвижность указана цифрами в скобках), то есть $p_1 = 4$. Число подвижных звеньев $n = 3$. Зафиксируем мысленно звено 1 в любом положении, после чего звенья 2 и 3 теряют подвижность. Следовательно, степень подвижности механизма $W = 1$. Из формулы (2) определим число избыточных связей в механизме

$$q = W - 6n + 5p_1 = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 4 = 3.$$

Число избыточных связей равно трем, механизм трижды статически неопределим. Теперь попробуем заменить одноподвижные пары B и C сферическими трехподвижными (рис. 9, б). В результате у ме-

ханизма появилась еще одна подвижность – свободное вращение шатуна 2 вокруг своей оси BC , и степень подвижности стала равной $W = 2$. Вращение шатуна не мешает работе механизма и не изменяет его закона движения. Такую подвижность можно назвать "нейтральной", или "местной". Для варианта (рис. 9, б) из формулы Малышева получаем

$$q = W - 6n + 5p_1 + 3p_3 = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 0.$$

Механизм не имеет избыточных связей. Он статически определен.

4.3. Возможны ли другие варианты шарнирного четырехзвенника без избыточных связей?

Конечно, можно спроектировать механизм и с другими кинематическими парами. Но при этом нужно следить за тем, чтобы у механизма не появились какие-нибудь нежелательные свойства, например, «вредные» подвижности звеньев. Так, если сделать пару D сферической, пары B и C заменить двухподвижными цилиндрическими, а пару A оставить вращательной (рис. 9, в), то получим

$$q = W - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 1 = 0.$$

Однако из-за того, что пары B и C не имеют связей в осевом направлении (перпендикулярно плоскости рисунка), шатун 2 может сместиться в этом направлении и отсоединиться от звеньев 1 и 3. Такая "местная" подвижность звена 2 недопустима. Ее можно назвать "вредной" подвижностью.

4.4. Какую конкретную пользу можно получить, проектируя механизм без избыточных связей?

Чтобы выяснить этот вопрос, рассмотрим сначала, как происходит сборка механизма, имеющего избыточные связи. На рис. 9, г изображена пространственная кинематическая схема шарнирного четырехзвенника с вращательными парами, у которого, как мы выяснили в п. 4.2, три контурные избыточные связи. Допустим, что из-за погреш-

ностей изготовления оси кинематических пар непараллельны между собой. Сборка незамкнутых кинематических цепей 4-1 и отдельно 4-3-2 не вызовет затруднений. Но для того чтобы соединить звенья 1 и 2 в кинематическую пару B , то есть чтобы получить замкнутый контур, нужно совместить систему координат $B_1x_1y_1z_1$ и $B_2x_2y_2z_2$. Для этого потребуется линейное перемещение точки B_2 вдоль оси x_1 и угловые перемещения звена 2 вокруг осей y_2 и z_2 . Если жесткость звеньев велика, то и усилия для деформаций потребуются большие, а собранная конструкция будет сильно напряженной. Возникают те же явления, которые описаны в § 2 на примере локальных избыточных связей.

Тот же механизм без избыточных связей, выполненный, например, по варианту (рис. 9, б), будет собираться без всяких деформаций и напряжений. Его надежность может оказаться более высокой.

4.5. Можно ли, не устраняя избыточные связи, как-то ослабить их влияние?

Да, это можно сделать несколькими способами. Во-первых, можно увеличить зазоры в кинематических парах, если это допустимо по условиям эксплуатации механизма. Это увеличит подвижности кинематических пар в небольших пределах, и этого может оказаться достаточно для уменьшения или исключения деформаций звеньев при сборке механизма.

Во-вторых, можно повысить точность изготовления механизма, не допуская несоосностей, перекосов и т.д. Например, если в механизме на рис. 9, г добиться строгой параллельности осей всех кинематических пар, то совмещение показанных осей координат можно осуществить без деформации звеньев. Нужно заметить, однако, что повышение точности изготовления удорожает производство.

В-третьих, можно использовать в некоторых случаях кинематические пары с промежуточными упругими элементами. На рис. 10 показана вращательная пара с упругой втулкой из эластичного материала (пластик, резина и т.п.). Ввиду большой податливости втулки пара будет легко собираться без деформаций звеньев даже при значительной несоосности.

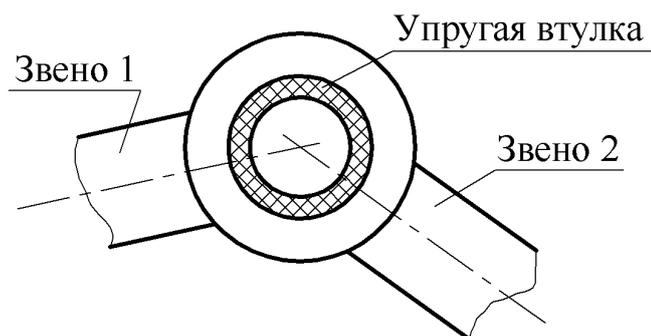


Рис. 10. Вращательная кинематическая пара с промежуточной упругой втулкой

4.6. Что такое структурная группа?

Структурной группой называют кинематическую цепь, присоединение которой к какому-либо механизму не изменяет его степень подвижности и не прибавляет избыточных связей. Любая структурная группа не имеет избыточных связей и поэтому статически определима, а ее собственная степень свободы после присоединения равна нулю.

Структурные группы в плоских механизмах часто называют «группами Ассура» (по имени проф. Л.В. Ассура, впервые предложившего это понятие) (рис. 11). Группы Ассура статически определимы только при нагружении силами, действующими в плоскости симметрии звеньев, параллельной плоскости движения механизма, то есть они не имеют «плоских» избыточных связей. В плоских механизмах эти связи бывают особенно нежелательными.

4.7. Как узнать, является кинематическая цепь группой Ассура или нет?

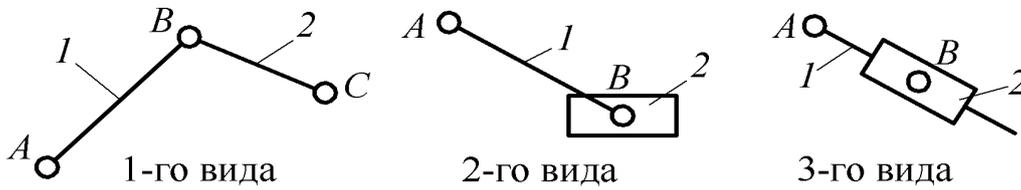
Согласно данному в п. 4.6 определению группа Ассура имеет $W = 0$ и $q_{\Pi} = 0$. Подставив эти значения в уравнение (3), получим:

$$n = \frac{2p_{\text{H}} + p_{\text{В}}}{3}. \quad (4)$$

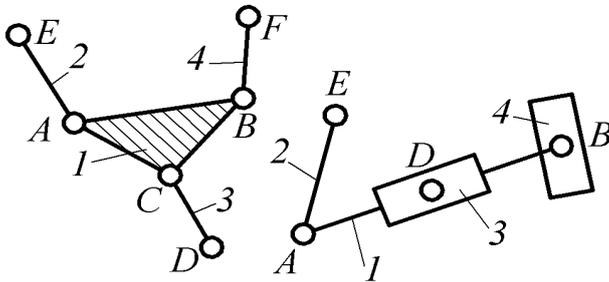
В таком соотношении должны находиться число звеньев группы n и числа ее низших p_{H} и высших $p_{\text{В}}$ кинематических пар, включая и те пары, с помощью которых осуществляется присоединение группы. На рис. 11 показаны кинематические схемы некоторых групп Ассура

без высших кинематических пар. На рис. 12 приведены примеры плоских структурных групп, имеющих как низшие, так и высшие кинематические пары.

Группы II класса; $n=2, p=3$



Группы III класса; $n=4, p=6$



Группа IV класса;
 $n=4, p=6$

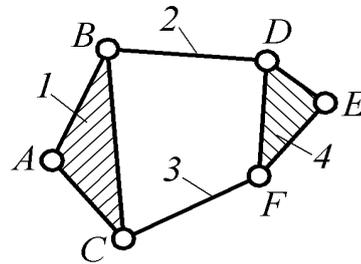
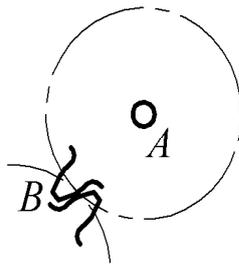
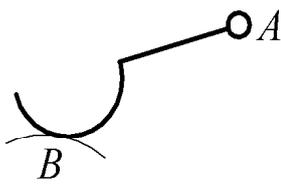
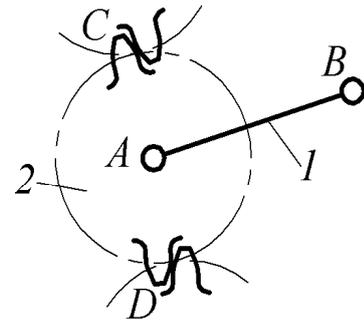


Рис. 11. Группы Ассура без высших кинематических пар (деление групп на классы – по Артоболовскому)

Статически определяемые звенья;
 $n=1, p_H=1, p_B=1$



Группа Ассура;
 $n=2, p_H=2, p_B=2$



рычаг;
высшая пара – В

зубчатое колесо;
высшая пара – В

зубчатое колесо 2
со стержнем 1;
высшие пары – С и D

Рис. 12. Плоские структурные группы с низшими и высшими кинематическими парами

4.8. Для чего введено понятие структурных групп? Какое это имеет практическое значение?

Использование структурных групп облегчает задачу структурного синтеза механизмов без избыточных связей. Например, чтобы получить какой-нибудь плоский механизм без «плоских» избыточных связей ($q_{\Pi} = 0$), нужно

а) выбрать начальный механизм с нужной степенью свободы (рис. 13),

б) присоединить к нему одну или несколько групп Ассура (рис. 14, а, б, в).

У всякого полученного таким путём механизма $q_{\Pi} = 0$, то есть он статически определим при нагружении плоской системой сил в плоскости его симметрии. Статическая определимость механизма облегчает выполнение его кинематического и динамического анализа.

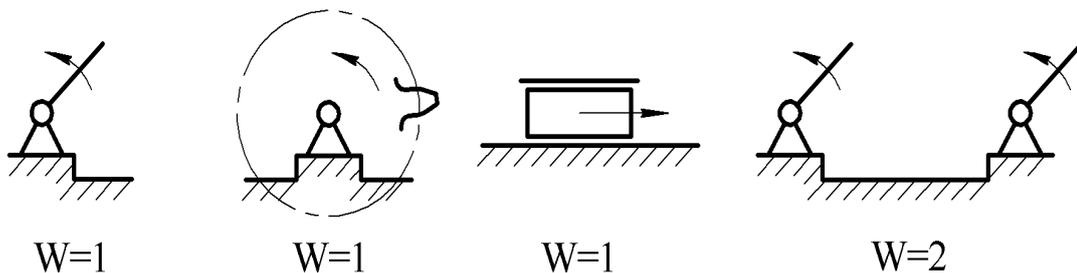


Рис. 13. Примеры начальных механизмов

4.9. Что понимается под структурным анализом механизма, и для чего его выполняют?

Структурный анализ включает определение числа звеньев, видов и подвижностей кинематических пар, степени подвижности механизма, включая местные подвижности, определение числа избыточных связей, а также расчленение механизма на структурные группы. Все это позволяет в дальнейшем решать вопросы, связанные с разработкой его конструкции и технологии изготовления.

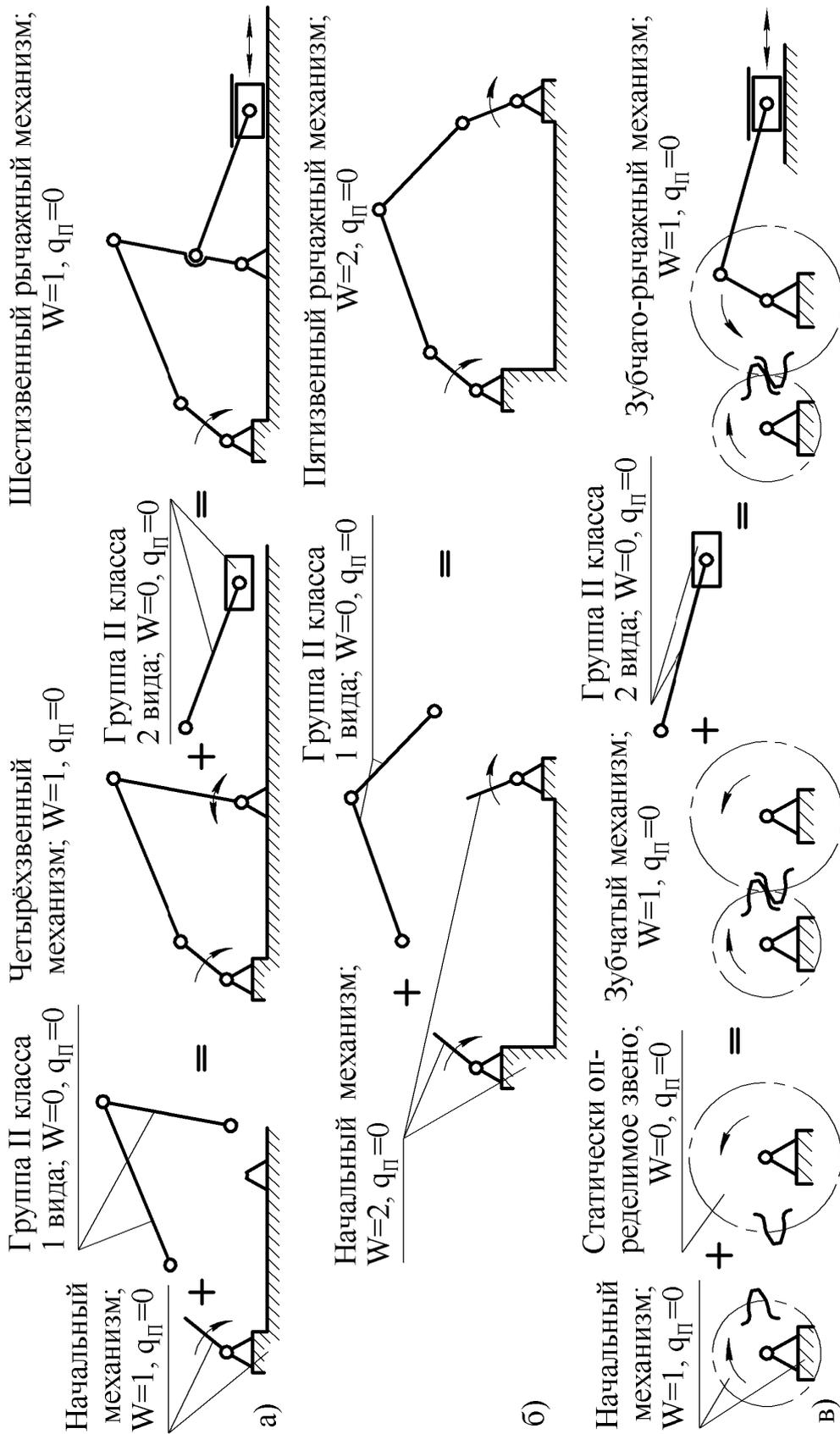


Рис. 14. Образование плоских механизмов без «плоских» избыточных связей

III. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИННОГО АГРЕГАТА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЗАДАННЫХ СИЛ

§5. Задачи исследования. Характеристики сил

5.1. В результате чего происходит движение механизма (машины)?

Согласно законам механики движение тел происходит в результате их взаимодействия с другими телами. Эти взаимодействия называются силами. Например, механизмы двигателя внутреннего сгорания испытывают давление газов на поршни, сопротивление вращению коленчатого вала, действие сил трения и некоторых других сил. Одновременное действие всех этих сил определяет характер движения механизмов двигателя.

5.2. Что определяют при исследовании движения и с какой целью?

Определяют законы изменения перемещений, скоростей и ускорений звеньев в зависимости от времени или от обобщенных координат, а также время перемещения механизма из одного положения в другое, время разгона до заданной скорости и т.д. Все эти характеристики необходимо определять при проектировании и расчётах механизмов, для разработки норм и правил их эксплуатации.

5.3. Какие исходные данные должны быть известны для исследования движения?

Должны быть известны основные размеры кинематической схемы механизма, массы звеньев, распределение масс в звеньях (координаты центров масс, осевые моменты инерции), а также характеристики действующих сил, то есть их зависимость от обобщенных координат, от скорости или времени.

5.4. Какие силы называют движущими?

Движущими считаются силы, совершающие положительную работу. Основная движущая сила прикладывается к ведущему звену с целью привести механизм в движение. Характеристики некоторых движущих сил (механические характеристики двигателя) показаны на рис. 15.

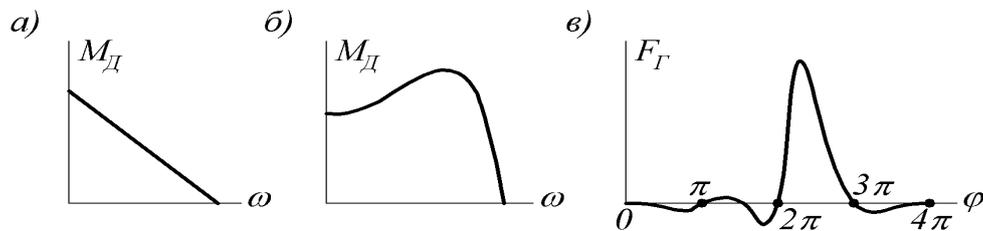


Рис. 15. Механические характеристики некоторых двигателей: а – зависимость движущего момента от угловой скорости ротора для электродвигателя постоянного тока; б – зависимость движущего момента от угловой скорости ротора для электродвигателя переменного тока; в – зависимость силы давления газов на поршень в четырёхтактном двигателе внутреннего сгорания

5.5. Какие силы называют силами сопротивления?

Силами сопротивления считаются силы, совершающие отрицательную работу. Различают силы полезных сопротивлений и силы вредных сопротивлений. Полезное сопротивление возникает на ведомом звене механизма как реакция со стороны обрабатываемых или перемещаемых тел. Вредные сопротивления – это силы трения и силы сопротивления среды (воздуха, жидкости и др.). На рис. 16 показаны характеристики сил полезного сопротивления некоторых машин.

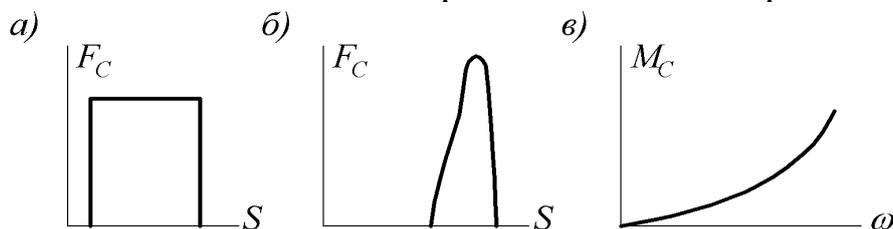


Рис. 16. Характеристики сил полезного сопротивления некоторых машин: а – зависимость силы резания от перемещения резца (строгальный станок); б – зависимость усилия деформации от перемещения пуансона (ковочная машина); в – зависимость момента сопротивления от скорости при смешивании жидких и сыпучих материалов (роторные смесители)

§ 6. Динамические модели механизмов и машин. Приведение сил и масс

6.1. Что такое динамическая модель механизма (машины) и для чего она используется?

В любом механизме перемещения, скорости и ускорения звеньев зависят от законов изменения его обобщенных координат и их производных. Поэтому достаточно вначале изучить движение лишь тех звеньев механизма, перемещения которых могут быть приняты за обобщенные координаты. Это приводит к идее, что для исследования движения механизма можно рассмотреть более простую систему тел по сравнению с самим механизмом. Упрощенная система тел, составленная по определенным правилам, называется динамической моделью механизма (машины). Замена механизма динамической моделью упрощает запись и решение уравнений, с помощью которых исследуется движение.

6.2. Что представляет собой одномассовая динамическая модель?

Рассмотрим какой-нибудь механизм, имеющий степень подвижности $W = 1$, то есть одну обобщенную координату (рис. 17). Движение его звеньев будет определяться законом движения одного звена, например 1-го. Следовательно, достаточно изучить движение только звена 1. С этой целью нужно:

- а) отсоединить (можно мысленно) звено 1 вместе со стойкой от механизма,
- б) сосредоточить в какой-либо точке звена условную массу m_{Π} , заменяющую массы всех звеньев механизма (рис. 18),
- в) приложить к звену условную силу F_{Π} , заменяющую действие всех сил, приложенных к механизму.

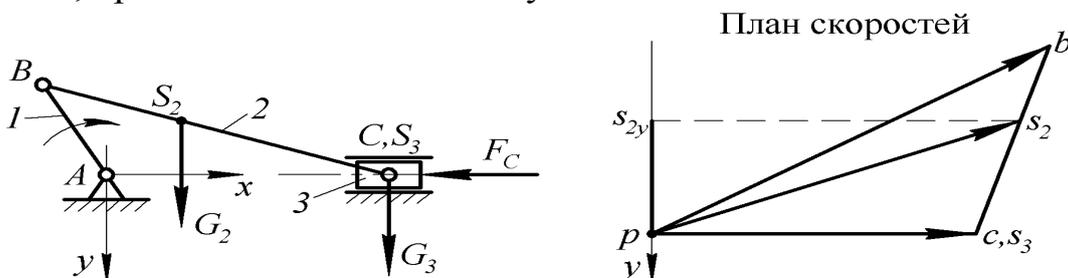


Рис. 17. Кривошипно-шатунный механизм. Определение приведённой силы и приведённой массы

Полученная система называется одномассовой динамической моделью, так как имеет одно подвижное звено. Массу m_{Π} называют приведенной массой, силу F_{Π} – приведенной силой, а звено 1 – звеном приведения. Обычно приведенную силу представляют в виде суммы приведенной движущей силы $F_{\Pi д}$ (она заменяет действие всех движущих сил) и приведенной силы сопротивления $F_{\Pi с}$ (заменяет действие всех сил сопротивления)

$$F_{\Pi} = F_{\Pi д} + F_{\Pi с}.$$

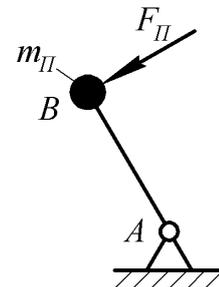


Рис. 18. Одномассовая динамическая модель механизма

6.3. Как следует определять приведенную силу и приведенную массу?

Это нужно делать так, чтобы движение отдельно взятого звена приведения с массой m_{Π} под действием силы F_{Π} не отличалось от движения соответствующего звена в механизме. Для выполнения этого требования необходимо соблюдение двух условий:

1) мгновенная мощность условной приведенной силы F_{Π} должна быть равна в каждом положении механизма суммарной мгновенной мощности реальных сил, действующих на механизм;

2) кинетическая энергия приведенной массы m_{Π} должна быть равна в каждом положении механизма кинетической энергии всех его звеньев в этом положении.

6.4. Как можно вычислить приведенную силу?

Рассмотрим для примера механизм на рис. 17. На ползун 3 действует сила полезного сопротивления F_c . Учтем также, что звенья 2 и 3 находятся под действием сил тяжести G_2 и G_3 соответственно.

Возьмём звено 1 в качестве звена приведения и заменим действие сил F_c , G_2 и G_3 приведенной силой сопротивления $F_{\Pi с}$, которую приложим в точке B перпендикулярно AB (как на рис. 18). Согласно условию 1, указанному в п. 6.3, пишем равенство мощностей сил

$$N(F_{\Pi с}) = N(F_c) + N(G_2) + N(G_3)$$

или

$$F_{\text{пс}} \cdot V_B = -F_c \cdot V_C + G_2 \cdot V_{S2y} + G_3 \cdot V_{S3y}, \quad (5)$$

где V_B и V_C – скорости точек B и C ,

V_{S2y} и V_{S3y} – проекции скоростей центров масс S_2 и S_3 на направление сил тяжести (направление оси y).

Из выражения (5)

$$F_{\text{пс}} = -F_c \frac{V_C}{V_B} + G_2 \frac{V_{S2y}}{V_B} + G_3 \frac{V_{S3y}}{V_B}. \quad (6)$$

Для определения аналогов скоростей можно построить план скоростей в неопределённом масштабе (см. рис. 17), тогда

$$\frac{V_C}{V_B} = \frac{pc}{pb}, \quad \frac{V_{S2y}}{V_B} = \frac{-ps_{2y}}{pb}, \quad \frac{V_{S3y}}{V_B} = 0$$

и, следовательно,

$$F_{\text{пс}} = -F_c \frac{pc}{pb} - G_2 \frac{ps_{2y}}{pb}.$$

Точно так же можно определить приведенную движущую силу, если будут известны движущие силы, действующие на механизм. При этом не нужно учитывать силы тяжести, так как они уже учтены при определении $F_{\text{пс}}$.

6.5. Как можно определить приведенную массу?

Снова рассмотрим механизм на рис. 17. Массы звеньев 2 и 3 обозначим соответственно m_2 и m_3 , моменты инерции звеньев 1 и 2 – J_{S1} , J_{S2} .

Напишем выражения кинетической энергии для каждого звена:

$$\text{Звено 1 (вращательное движение)} \quad T_1 = \frac{1}{2} J_{S1} \cdot \omega_1^2,$$

$$\text{Звено 2 (плоскопараллельное движение)} \quad T_2 = \frac{1}{2} m_2 \cdot V_{S2}^2 + \frac{1}{2} J_{S2} \cdot \omega_2^2,$$

Звено 3 (поступательное движение)

$$T_3 = \frac{1}{2} m_3 \cdot V_{S3}^2.$$

Кинетическая энергия звена приведения, то есть приведенной массы, сосредоточенной в точке В:

$$T_{\Pi} = \frac{1}{2} m_{\Pi} \cdot V_B^2.$$

Согласно условию 2, указанному в п. 6.3, пишем равенство кинетических энергий

$$T_{\Pi} = T_1 + T_2 + T_3$$

или

$$\frac{1}{2} m_{\Pi} \cdot V_B^2 = \frac{1}{2} J_{S1} \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot V_{S2}^2 + \frac{1}{2} J_{S2} \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \cdot V_{S3}^2, \quad (7)$$

откуда

$$m_{\Pi} = J_{S1} \left(\frac{\omega_1}{V_B} \right)^2 + m_2 \left(\frac{V_{S2}}{V_B} \right)^2 + J_{S2} \left(\frac{\omega_2}{V_B} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_{S3}}{V_B} \right)^2. \quad (8)$$

Аналоги скоростей определяем с помощью плана скоростей, построенного в неопределенном масштабе:

$$\frac{\omega_1}{V_B} = \frac{V_B}{l_{AB} \cdot V_B} = \frac{1}{l_{AB}}, \quad \frac{V_{S2}}{V_B} = \frac{ps_2}{pb}, \quad \frac{\omega_2}{V_B} = \frac{V_{CB}}{l_{CB} \cdot V_B} = \frac{pc}{l_{CB} \cdot pb},$$

$$\frac{V_{S3}}{V_B} = \frac{ps_3}{pb}.$$

6.6. Что называют приведенным моментом инерции и приведенным моментом сил?

Приведенный момент инерции – это момент инерции приведенной массы относительно оси вращения звена приведения (см. рис. 18)

$$J_{\Pi} = m_{\Pi} \cdot l_{AB}^2.$$

Приведённый момент сил M_{Π} – это момент приведённой силы относительно оси вращения звена приведения. Согласно рис. 18

$$M_{\Pi} = F_{\Pi} \cdot l_{AB}.$$

В тех случаях, когда звено приведения совершает вращательное движение, удобнее вместо m_{Π} и F_{Π} использовать величины J_{Π} и M_{Π} . Их можно сразу вычислять по формулам (5) и (7), записав в левой части формулы (5) мощность приведённого момента сопротивления $M_{\Pi c} \cdot \omega_1$

вместо мощности силы $F_{\text{пс}} \cdot V_B$ и в левой части формулы (7) – кинетическую энергию $\frac{1}{2} J_{\text{п}} \cdot \omega_1^2$ вместо $\frac{1}{2} m_{\text{п}} \cdot V_B^2$. Тогда получим

$$M_{\text{пс}} = -F_C \frac{V_C}{\omega_1} + G_2 \frac{V_{S2y}}{\omega_1} + G_3 \frac{V_{S3y}}{\omega_1}, \quad (9)$$

$$J_{\text{п}} = J_{S1} + m_2 \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_{S3}}{\omega_1} \right)^2. \quad (10)$$

6.7. Чем отличается одномассовая динамическая модель механизма от того звена, которое принимается за звено приведения? Что общего между ними?

Основное отличие состоит в том, что момент инерции $J_{\text{п}}$ динамической модели не равен собственному моменту инерции J_{S1} звена приведения. Более того, J_{S1} – постоянная величина, а $J_{\text{п}}$ – в общем случае переменная величина, зависящая от положения звена приведения, то есть от угла поворота φ_1 . В этом легко убедиться, учитывая, что аналоги скоростей в выражении (10) изменяются в зависимости от φ_1 . Кроме того, приведённый момент также не равен моменту реальных сил, действующих на звено приведения.

Общее между динамической моделью и звеном приведения то, что законы их движения одинаковы или почти одинаковы. Небольшие отличия законов движения могут быть из-за неточного учета сил и масс, а также из-за упругих деформаций звеньев механизма, которые не учтены при составлении динамической модели.

6.8. Во всех ли случаях можно не учитывать деформации звеньев механизмов при составлении динамических моделей?

Нет, не во всех. Например, можно не учитывать деформации для механизмов с очень жесткими звеньями. Однако во многих современных машинах, особенно в быстроходных, упругие деформации звеньев могут вызвать опасные колебания, значительно искажающие закон движения и увеличивающие напряжения в звеньях сверхдопустимых. В этих случаях нужно составлять динамические модели с учетом упругости звеньев. Одна из таких моделей показана на рис. 19. Она со-

стоит из двух вращающихся масс, соединенных между собой условным упругим валом. Это двухмассовая динамическая модель. В результате упругих деформаций вала законы движения вращающихся масс отличаются друг от друга.

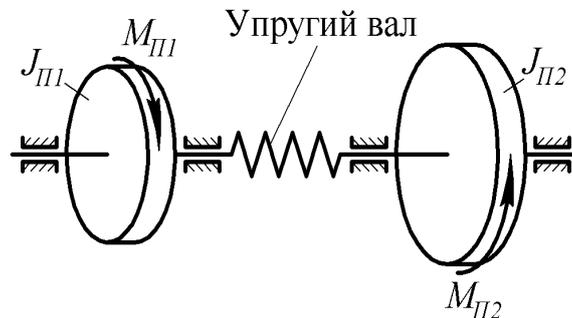


Рис. 19. Двухмассовая динамическая модель механизма

§ 7. Уравнения движения масс динамической модели

7.1. Как пишется уравнение движения одномассовой динамической модели?

В дальнейшем будем рассматривать случаи, когда звено привода совершает вращательное движение, то есть вместо приведенной массы удобнее использовать приведенный момент инерции J_{II} , а вместо приведенной силы – приведенный момент сил M_{II} .

Уравнение движения звена привода может быть записано в одной из двух форм:

– для заданного положения механизма – в дифференциальной форме

$$J_{II} \cdot \varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \frac{\partial J_{II}}{\partial \varphi} = M_{пд} + M_{пс}, \quad (11)$$

– для некоторого перемещения входного звена – в интегральной форме (на основании теоремы об изменении кинетической энергии)

$$\frac{1}{2} J_{II} \cdot \omega^2 - \frac{1}{2} J_{II0} \cdot \omega_0^2 = \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_{пд} + M_{пс}) d\varphi. \quad (12)$$

В левой части уравнения записано изменение кинетической энергии механизма, в правой части – работа всех сил на перемещении $\varphi - \varphi_0$.

В этих уравнениях

$J_{\text{п}}$, ε , ω , φ – текущие значения приведенного момента инерции, углового ускорения, угловой скорости и угла поворота звена приведения,

$J_{\text{п}0}$, ω_0 , φ_0 – значения приведенного момента инерции, угловой скорости и угла поворота в начале рассматриваемого интервала времени,

$M_{\text{пд}}$, $M_{\text{пс}}$ – приведенные моменты движущих сил и сил сопротивления, которые могут быть функциями перемещения (φ), скорости (ω) или времени (t), а в частном случае могут быть постоянными величинами.

Иногда уравнения (11) и (12) называют уравнениями движения механизма с жесткими звеньями.

7.2. Как пишутся уравнения движения для многомассовых динамических систем?

В принципе используются те же уравнения (11) и (12). Но так как каждое уравнение описывает движение только одной массы, то число уравнений должно быть равно числу движущихся масс в динамической модели. Кроме того, массы соединены друг с другом с помощью условного упругого вала, поэтому дополнительно учитываются силы упругости, возникающие от закручивания вала.

7.3. От чего зависит выбор той или иной формы уравнения движения при решении конкретной задачи?

Уравнения (11) и (12) равнозначны. Какое из них использовать и как его решать зависит от характеристик $J_{\text{п}}$, $M_{\text{пд}}$, $M_{\text{пс}}$, а также от исследуемого режима движения машины.

7.4. Какие различают режимы движения машины?

Для большинства машин характерны три режима движения: разбег, установившееся движение и выбег. График изменения скорости звена приведения во всех трех режимах показан на рис. 20.

При разбеге скорость возрастает от $\omega_0 = 0$ до $\omega = \omega_y$. Согласно уравнению (12) для такого изменения скорости необходимо, чтобы работа всех сил была положительной ($A > 0$). При установившемся движении скорость ω_y должна оставаться постоянной, следовательно, работа всех сил должна равняться нулю ($A = 0$). Выбег характеризуется уменьшением скорости от $\omega_0 = \omega_y$ до $\omega = 0$, для этого необходимо, чтобы работа всех сил была отрицательной ($A < 0$).

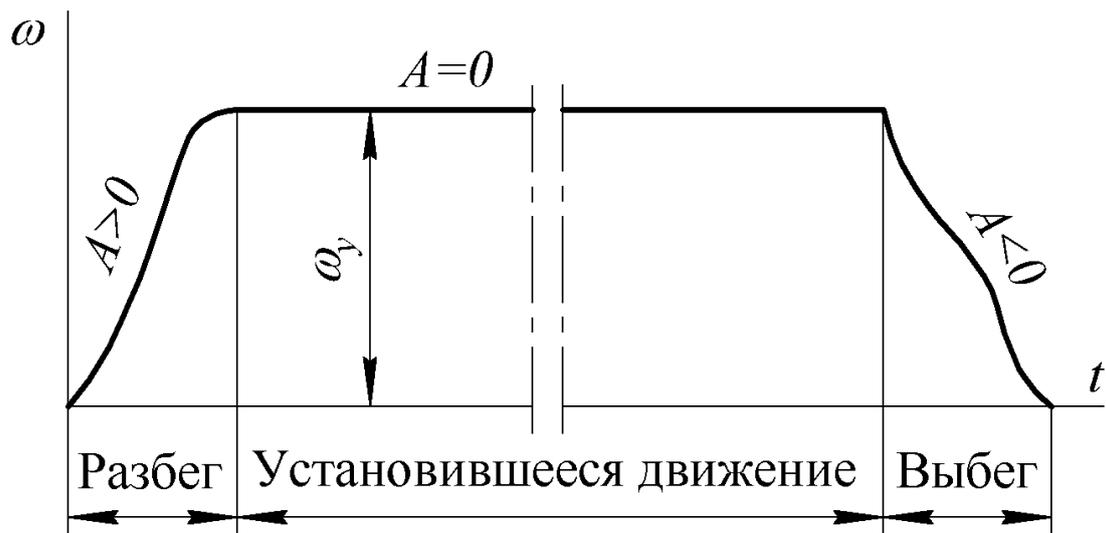


Рис. 20. Основные режимы движения машины

Отдельные механизмы машины, а иногда и сама машина могут работать в режиме «разбег – выбег», то есть без установившегося движения.

Установившееся движение называют также стационарным режимом, а разбег и выбег – нестационарными режимами.

7.5. Всегда ли скорость звена привода при стационарном режиме бывает постоянной?

Нет, не всегда. Наоборот, в большинстве машин скорость установившегося движения изменяется периодически, при этом остаётся постоянным лишь среднее её значение ω_{cp} (рис. 21). Поэтому установившимся называют движение, когда скорость либо постоянна, либо есть периодическая функция времени при постоянном среднем значе-

нии. В последнем случае период изменения скорости звена привода называют иногда кинематическим циклом.

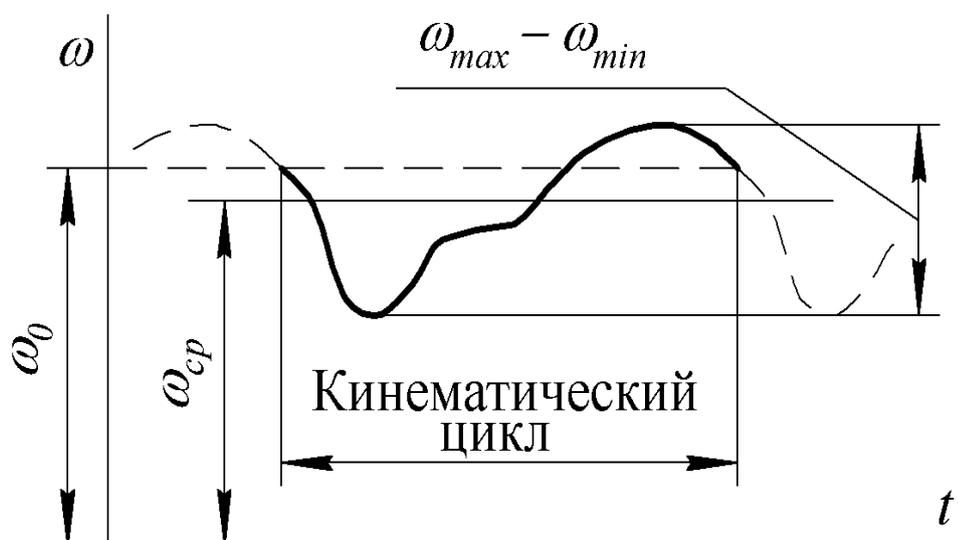


Рис. 21. Периодическое изменение скорости звена привода при стационарном режиме движения

7.6. По каким причинам скорость звена привода при установившемся движении периодически изменяется?

Анализируя уравнение (12), замечаем, что изменение скорости ω на некотором перемещении от φ_0 до φ зависит от того, как изменяются приведенный момент инерции $J_{п}$, приведенный момент движущих сил $M_{пд}$ и приведенный момент сил сопротивления $M_{пс}$. У большинства машин $J_{п}$, $M_{пд}$ и $M_{пс}$ зависят от перемещения (от обобщенной координаты φ)

$$J_{п} = J_{п}(\varphi), M_{пд} = M_{пд}(\varphi), M_{пс} = M_{пс}(\varphi), \quad (13)$$

причем данные функции – периодические. Это и является причиной периодического изменения скорости звена привода при установившемся движении. Иногда зависимости (13) называют возмущающими факторами.

§8. Исследование движения машины роторного типа без учета упругости звеньев с помощью одномассовой динамической модели

8.1. Какие машины относят к машинам роторного типа?

Это машины, у которых все звенья совершают вращательные движения. Например, турбогенератор. Он состоит из турбины и генератора электрического тока, получающего вращение от этой турбины. Другой пример – токарный, фрезерный или сверлильный станок, где все агрегаты – электродвигатель, передаточные механизмы, шпиндель – совершают вращательное движение. Для роторных машин типичны следующие характеристики:

$$J_{\Pi} = \text{const}, M_{\text{пд}} = M_{\text{пд}}(\omega), M_{\text{пс}} = M_{\text{пс}}(\omega). \quad (14)$$

В некоторых случаях $M_{\text{пс}} = \text{const}$.

8.2. Какова особенность движения машин роторного типа?

Основная особенность состоит в том, что отсутствуют возмущающие факторы, то есть периодическая зависимость J_{Π} , $M_{\text{пд}}$ и $M_{\text{пс}}$ от φ . Поэтому такие машины имеют почти идеально постоянную скорость установившегося движения.

Задачи исследования движения в этом случае:

- 1) определение зависимостей перемещения $\varphi(t)$, скорости $\omega(t)$ и ускорения $\varepsilon(t)$ при разбеге или выбеге (t – время),
- 2) нахождение скорости установившегося движения ω_y ,
- 3) расчет времени, необходимого для разбега или выбега.

8.3. Как можно определить скорость звена приведения при установившемся движении машины роторного типа?

Для этого удобно использовать уравнение движения в дифференциальной форме (11), в которое подставим $\partial J_{\Pi} / \partial \varphi = 0$ (так как $J_{\Pi} = \text{const}$) и $\varepsilon = d\omega/dt$. Получим

$$J_{\Pi} \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{пд}}(\omega) + M_{\text{пс}}(\omega). \quad (15)$$

После того как машина выйдет на стационарный режим, её скорость перестанет изменяться, поэтому $d\omega/dt = 0$. Уравнение (15) принимает вид

$$M_{\text{пд}}(\omega)M_{\text{пс}}(\omega). \quad (16)$$

Откуда можно найти скорость установившегося движения ω_y .

Как правило, функции $M_{\text{пд}}(\omega)$ и $M_{\text{пс}}(\omega)$ не могут быть описаны достаточно простыми уравнениями, ввиду чего решение уравнения (16) выполняют графически. Для этого необходимо построить графики $M_{\text{пд}}(\omega)$ и $M_{\text{пс}}(\omega)$ в некоторых масштабах μ_ω и μ_M (рис. 22). тогда ω_y определится общей точкой обоих графиков: $\omega_y = x_y \cdot \mu_\omega$.

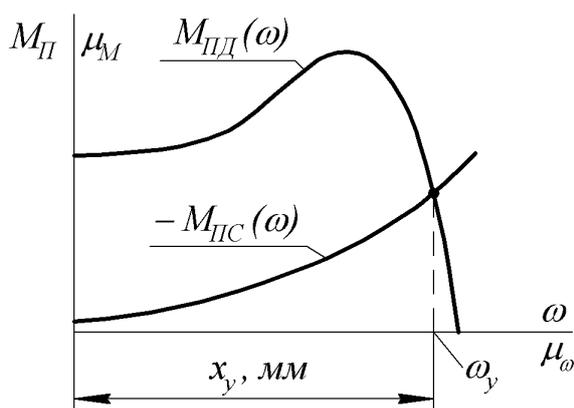


Рис. 22. Определение скорости установившегося движения ω_y

8.4. Как определяется зависимость $\omega(t)$ при разбеге и выбеге?

Из уравнения (15) находим для режима разбега

$$t = \int_0^{\omega_y} \frac{J_{\text{п}} d\omega}{M_{\text{пд}}(\omega) + M_{\text{пс}}(\omega)}.$$

Интеграл также приходится вычислять графическими или численными методами. Рассмотрим графический метод.

1) Изменяя ω от 0 до $0,95\omega_y$, определяем ряд значений $M_{\text{пд}}(\omega)$ и $M_{\text{пс}}(\omega)$ по соответствующим графикам, а затем значения подынтегральной функции

$$\Phi = \frac{J_{\text{п}}}{M_{\text{пд}}(\omega) + M_{\text{пс}}(\omega)}. \quad (17)$$

2) Строим график функции $\Phi(\omega)$ в некоторых масштабах μ_ω и μ_Φ (рис. 23, а).

3) Графическим интегрированием функции $\Phi(\omega)$ получаем зависимость $t(\omega)$, которую можно рассматривать как $\omega(t)$ (рис. 23, б). Масштаб времени на интегральном графике $\mu_t = \mu_\Phi \cdot \mu_\omega \cdot H$, с/мм.

Аналогично решается вопрос для режима выбега.

8.5. Как определяется время разбега машины?

Временем разбега считается отрезок времени t_p , по истечении которого скорость достигает величины $0,95\omega_y$. Это время получаем на графике $\omega(t)$ (см. рис. 23, б).

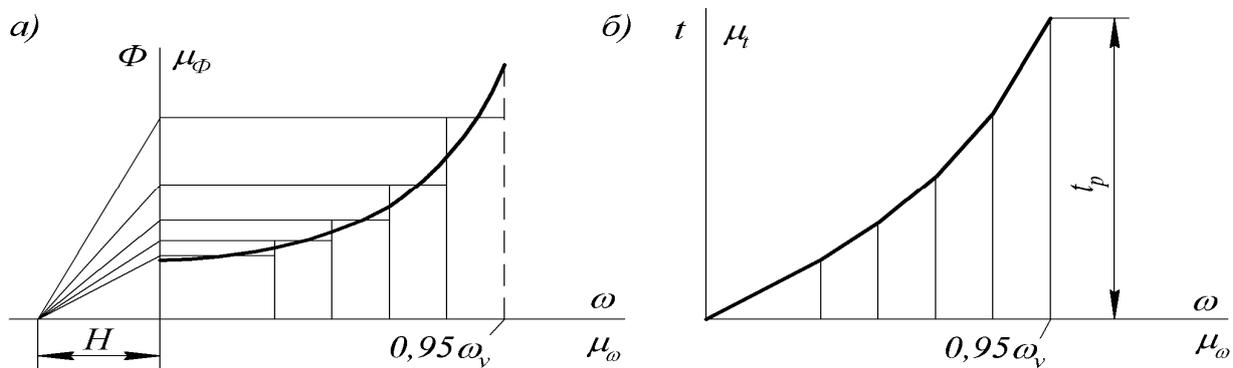


Рис. 23. Определение зависимости $\omega(t)$

8.6. Как определить зависимости перемещения $\varphi(t)$ и ускорения $\varepsilon(t)$ звена приведения?

Так как $\varphi = \int \omega dt$ и $\varepsilon = d\omega/dt$, то интегрированием графика $\omega(t)$ получим зависимость $\varphi(t)$, а дифференцированием – зависимость $\varepsilon(t)$.

§9. Исследование движения машин, нагруженных силами, зависящими только от положения, без учета упругости звеньев

9.1. Какова особенность движения машин, нагруженных силами, зависящими только от положения механизма?

Такие машины имеют обычно следующие характеристики:

$$J_{\text{п}} = J_{\text{п}}(\varphi), M_{\text{пс}} = M_{\text{пс}}(\varphi), M_{\text{пд}} = M_{\text{пд}}(\varphi) \text{ или } M_{\text{пд}} = \text{const},$$

причем все эти функции периодические, то есть являются возмущающими факторами. Ввиду этого стационарный режим движения происходит с периодическими колебаниями скорости относительно среднего значения $\omega_y = \omega_{cp}$ (см. п. 7.6). Разность между истинной и средней скоростями $\Delta\omega = \omega - \omega_{cp}$ называется динамической ошибкой скорости.

К задачам исследования движения, кроме указанных в п. 8.2, добавляется определение динамических ошибок при стационарном режиме.

9.2. Какие машины можно отнести к рассматриваемому случаю?

К этому случаю можно отнести механизмы с пружинными двигателями, машины с приводом от поршневого двигателя внутреннего сгорания (у них $M_{пд} = M_{пд}(\varphi)$), машины, в составе которых имеются шарнирно-рычажные механизмы и др.

9.3. Как определяется скорость звена приведения при установившемся движении?

В принципе скорость установившегося движения ω_y можно определить в данном случае только в результате исследования режима разбега от $\omega_0 = 0$ до $\omega = \omega_y$.

9.4. Как определяется скорость звена приведения при разбеге?

Скорость следует вычислять дискретно для конечных интервалов движения. Для этого удобно использовать уравнение движения в интегральной форме (12), в которое подставим $\omega_0 = 0$, после чего найдем

$$\omega = \sqrt{\frac{2}{J_{п}} \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_{пд} + M_{пс}) d\varphi}. \quad (18)$$

Функции $M_{пд}(\varphi)$ и $M_{пс}(\varphi)$ обычно невозможно описать достаточно простыми уравнениями, и поэтому интеграл вычисляют численными или графическими методами. Этот интеграл равен работе всех сил на интервале перемещения $\varphi - \varphi_0$. На рис. 24, а показаны

графики моментов $M_{\text{пд}}(\varphi)$ и $-M_{\text{пс}}(\varphi)$, а на рис. 24, б – интегральные графики работ движущих сил $A_{\text{д}}(\varphi)$ и сил сопротивления $-A_{\text{с}}(\varphi)$. По графикам работ найдем для любого i -го положения механизма

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_{\text{пд}} + M_{\text{пс}}) d\varphi = (y_{\text{Ад}} + (-y_{\text{Ас}})) \mu_A.$$

Можно также вычислить этот интеграл методом площадей с учетом масштабов графика моментов (см. рис. 24, а)

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_{\text{пд}} + M_{\text{пс}}) d\varphi = (S_{\text{д}} + (-S_{\text{с}})) \mu_M \cdot \mu_{\varphi}.$$

Вычислив ряд значений ω , можно построить график $\omega(\varphi)$ (рис. 25).

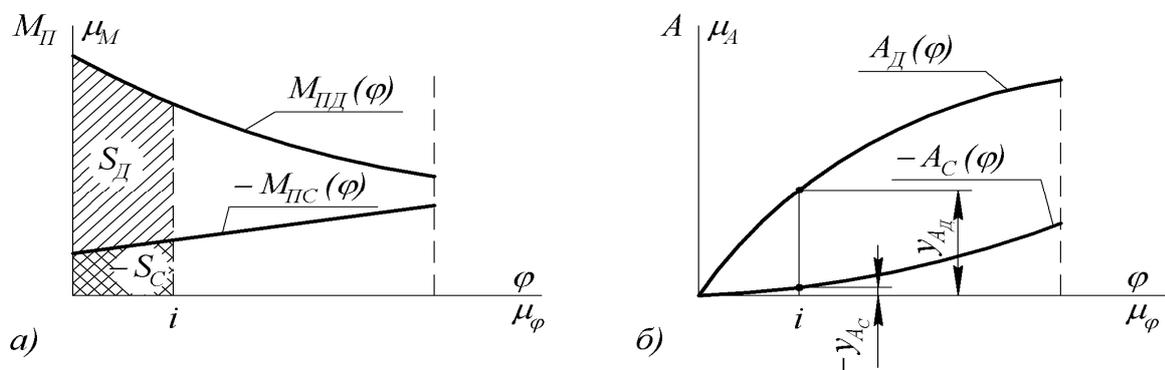


Рис. 24. К вычислению работ движущих сил и сил сопротивления

9.5. Как определить динамическую ошибку скорости при стационарном режиме?

В принципе решение не отличается от рассмотренного в предыдущем пункте, если известна скорость ω_0 в начале кинематического цикла (см. рис. 21). Для вычисления значений скорости находим из уравнения (12)

$$\omega = \sqrt{\frac{2}{J_{\text{п}}} \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_{\text{пд}} + M_{\text{пс}}) d\varphi + \frac{J_{\text{п0}} \omega_0^2}{J_{\text{п}}}}. \quad (19)$$

Величина интеграла определяется так же, как в предыдущем пункте. Вычислив ряд значений ω , можно определить среднюю скорость $\omega_{\text{ср}}$, если она не задана, а потом и динамическую ошибку скорости

$$\Delta\omega = \omega - \omega_{\text{ср}}.$$

9.6. Как можно определить ω по уравнению (19), когда скорость ω_0 неизвестна?

Часто бывает необходимо исследовать стационарный режим движения, не имея данных, необходимых для изучения режима разбега. В таких случаях скорость ω_0 неизвестна ни в одном положении механизма, и второе слагаемое под радикалом в выражении (19) не может быть вычислено точно. Имеется несколько способов приближенного определения величины $J_{п0}\omega_0^2$. Один из них состоит в том, что принимают $\omega_0 \approx \omega_{ср} = \pi n/30$, где n – частота вращения звена приведения, об/мин.

9.7. Как определить ускорение звена приведения при любом режиме движения?

Это можно сделать двумя способами.

1-й способ. Ускорение определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\partial\omega}{\partial\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\partial\omega}{\partial\varphi} \omega. \quad (20)$$

Так как значения ω считаются уже найденными, остается определить производную $\frac{\partial\omega}{\partial\varphi}$. С этой целью

можно применить, например, метод касательных (см. рис. 25). В данном i -м положении проводим касательную к кривой $\omega(\varphi)$. Тогда

$$\frac{\partial\omega}{\partial\varphi} = \operatorname{tg}\alpha \frac{\mu_\omega}{\mu_\varphi}, \quad \text{где } \operatorname{tg}\alpha = y/x.$$

Этим способом нельзя определить ε в начале и конце движения, когда $\omega=0$. В этих положениях $\frac{\partial\omega}{\partial\varphi} = \infty$ и получается неопределенность вида $\infty \cdot 0$.

2-й способ. Ускорение определяется с помощью уравнения движения в дифференциальной форме (11), из которого находим

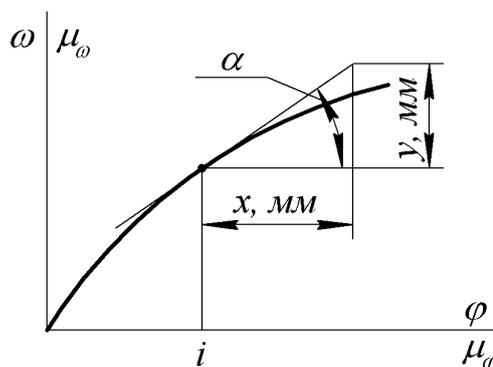


Рис. 25. К определению производной $\frac{\partial\omega}{\partial\varphi}$

$$\varepsilon = \frac{1}{J_{\Pi}} \left(M_{\text{пд}} + M_{\text{пс}} - \frac{\omega^2}{2} \frac{\partial J_{\Pi}}{\partial \varphi} \right). \quad (21)$$

В этом уравнении для каждого положения механизма все величины известны, кроме производной $\frac{\partial J_{\Pi}}{\partial \varphi}$. Ее можно определить с помощью графика $J_{\Pi}(\varphi)$ аналогично определению $\frac{\partial \omega}{\partial \varphi}$ (рис. 26). По уравнению

(21) значения ε могут быть вычислены и для моментов начала или окончания движения, когда $\omega = 0$.

9.8. Как определяется время разбега, выбега и вообще время перемещения механизма из одного положения в другое?

После того, когда найдена зависимость $\omega(\varphi)$, время движения t можно определить методом конечных приращений. Известно, что $dt = d\varphi/\omega$. Заменяем дифференциалы малыми приращениями

$$d\varphi \approx \Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i, \quad dt \approx \Delta t = t_{i+1} - t_i,$$

а переменную скорость на перемещении $\Delta\varphi$ заменим постоянной средней скоростью

$$\omega = \frac{1}{2}(\omega_{i+1} + \omega_i).$$

Тогда можем записать
$$t_{i+1} - t_i \approx \frac{2 \cdot \Delta\varphi}{\omega_{i+1} + \omega_i}.$$

Отсюда
$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta\varphi}{\omega_{i+1} + \omega_i}.$$

Вычисления будут тем точнее, чем меньше взятый интервал $\Delta\varphi$.

Выполнив вычисления для ряда последовательных интервалов, получим значение t и построим график зависимости $t(\varphi)$. Она дает значение времени t для любого перемещения механизма.

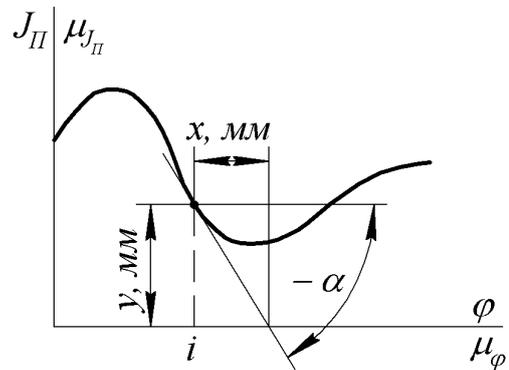


Рис. 26. К определению производной $\frac{\partial J_{\Pi}}{\partial \varphi}$

§ 10. Уменьшение периодических изменений скорости звена приведения при стационарном режиме

10.1. Как оценивают величину периодических изменений скорости?

При стационарном режиме наибольшее изменение скорости звена приведения равно разности между ее максимальным и минимальным значениями (см. рис. 21). Одна и та же величина разности $\omega_{max} - \omega_{min}$ при различной величине средней скорости ω_{cp} будет по-разному характеризовать степень неравномерности движения. Поэтому для оценки периодических изменений колебаний скорости используют отношение

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}, \quad (22)$$

которое называют коэффициентом неравномерности установившегося движения. В механизмах с абсолютно жесткими звеньями величина δ одинакова для всех частей, вращающихся с постоянной средней скоростью, в том числе и для главного (ведущего) вала машины. Чем меньше величина δ , тем равномернее вращается главный вал. При $\delta = 0$ движение абсолютно равномерное.

10.2. Для чего нужно уменьшать колебания скорости?

Колебания скорости главного вала ухудшают рабочий процесс машины. Кроме того, они вызывают дополнительные динамические нагрузки, из-за чего может снизиться долговечность и надежность машины. Ввиду этого наилучшее условие для работы машины в стационарном режиме – это абсолютно равномерное вращение ее главного вала ($\delta = 0$). Однако на практике для большинства машин этого добиться не удастся. Можно лишь уменьшить колебания скорости вращения вала.

10.3. Почему не удастся добиться абсолютно равномерного вращения главного вала машины?

В п. 7.6. указаны причины периодических изменений скорости (возмущающие факторы). Для многих машин эти причины полностью устранить нельзя, поэтому невозможно обеспечить абсолютно равно-

мерное вращение главного вала машины. Допустимые значения коэффициентов неравномерности движения различны для машин разных типов и колеблются в довольно широких пределах – $\delta = 0,2 \dots 0,002$.

10.4. Как определяются наибольшие допустимые значения δ ?

Допустимые значения коэффициента неравномерности движения δ для машин различных типов установлены практикой путем наблюдения за работой машин. Например, машины ударного действия (молоты, штампы и т.п.) работают нормально, если $\delta \leq 0,2$, для поршневых двигателей внутреннего сгорания, устанавливаемых на автомобили, тракторы – $\delta \leq 0,05$, а для электрических генераторов $\delta \leq 0,01$ и т.д.

10.5. Как получить зависимость между экстремальными значениями скорости и коэффициентом неравномерности движения?

Примем с достаточной степенью приближения

$$\omega_{\text{ср}} \approx \frac{1}{2}(\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}),$$

Отсюда
$$\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}} = 2\omega_{\text{ср}}. \quad (23)$$

Из выражения (22) находим
$$\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}} = \delta\omega_{\text{ср}}. \quad (24)$$

Решая (23) и (24) совместно, получим:

$$\omega_{\text{max}} = \omega_{\text{ср}}(1 + \delta/2), \quad \omega_{\text{min}} = \omega_{\text{ср}}(1 - \delta/2).$$

Вместо этих формул удобно пользоваться их квадратами. Учтем, что $\delta \leq 0,2$ и член $\delta^2/4$ мал, им можно пренебречь

$$\omega_{\text{max}}^2 = \omega_{\text{ср}}^2 (1 + \delta/2)^2 \approx \omega_{\text{ср}}^2 (1 + \delta), \quad (25)$$

$$\omega_{\text{min}}^2 = \omega_{\text{ср}}^2 (1 - \delta/2)^2 \approx \omega_{\text{ср}}^2 (1 - \delta). \quad (26)$$

10.6. Как можно уменьшить колебания скорости вращения главного вала машины (уменьшить δ)?

Чтобы ответить на этот вопрос сделаем небольшой анализ. Напишем уравнение движения для интервала времени, в течение которого

скорость изменяется от ω_{\min} до ω_{\max} . Изменение приведенного момента инерции за этот отрезок времени обозначим ΔJ_{Π} . Работу всех сил за это же время назовем избыточной работой и обозначим $A_{\text{изб}}$. Тогда уравнение движения (12) запишется так

$$\frac{1}{2} J_{\Pi} \omega_{\max}^2 - \frac{1}{2} (J_{\Pi} + \Delta J_{\Pi}) \omega_{\min}^2 = A_{\text{изб}}.$$

Подставим сюда ω_{\max}^2 и ω_{\min}^2 по формулам (25) и (26). После несложных преобразований получим

$$\delta = \frac{2A_{\text{изб}} / \omega_{\text{ср}}^2 + \Delta J_{\Pi}}{2J_{\Pi} + \Delta J_{\Pi}}. \quad (27)$$

Для конкретной машины величины $A_{\text{изб}}$, $\omega_{\text{ср}}$ и ΔJ_{Π} имеют определенные значения, их практически изменять нельзя. Отсюда вывод: уменьшить колебания скорости главного вала машины при стационарном режиме, то есть уменьшить величину δ , можно путем увеличения приведенного момента инерции J_{Π} механизма.

10.7. Как практически увеличивают приведенный момент инерции механизма?

Для этого на каком-нибудь валу механизма устанавливают специальное массивное колесо – маховик (рис. 27). В некоторых случаях можно увеличить J_{Π} за счет подбора размеров и массы вращающихся звеньев без установки маховика. В принципе, важно добиться, чтобы моменты инерции всех вращающихся частей машины и привода к ней, включая маховик, были достаточны для получения нужной величины приведенного момента инерции.

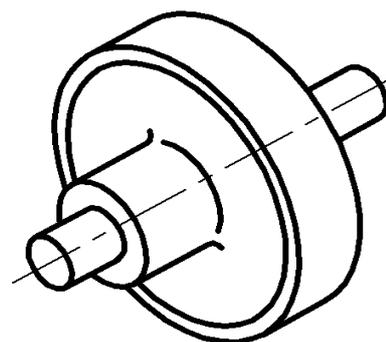


Рис. 27. Маховик (одна из возможных конструкций)

10.8. Как определить величину приведенного момента инерции механизма, необходимую для обеспечения заданного значения δ ?

Есть несколько способов. Выбор способа зависит от требуемой точности. Для тихоходных машин (когда $\omega_{\text{ср}}$ не превышает 10 с^{-1}), можно пренебречь величиной $\Delta J_{\text{п}}$, тогда из формулы (27) получим

$$J_{\text{п}} = \frac{A_{\text{изб}}}{\delta \cdot \omega_{\text{ср}}^2}. \quad (28)$$

Это приближенная формула, которая не учитывает возмущающего влияния переменного момента инерции на движение механизма. Более точный метод, учитывающий возмущающее влияние момента инерции – метод Виттенбауэра, с которым можно ознакомиться по учебнику.

10.9. Откуда брать данные для определения $J_{\text{п}}$?

Величина допустимого коэффициента неравномерности δ задается в задании на проектирование механизма машины. Средняя скорость звена приведения определяется по заданной частоте вращения $n, \text{ мин}^{-1}$: $\omega_{\text{ср}} = \frac{\pi n}{30}$. Для определения избыточной работы $A_{\text{изб}}$ достаточно построить графики приведенных моментов сил сопротивления $M_{\text{пс}}(\varphi)$ и движущих сил $M_{\text{пд}}(\varphi)$ (рис. 28). По графикам находим избыточную работу методом площадей. Можно также проинтегрировать эти графики, то есть построить графики работ и взять наибольшую по модулю алгебраическую сумму работ $A_{\text{д}} + A_{\text{с}} = A_{\text{изб}}$.

10.10. Какой момент инерции должен быть у маховика?

Найденная по формуле (28) величина $J_{\text{п}}$ обеспечивается массами всех подвижных звеньев механизма, включая маховик, то есть равна сумме

$$J_{\text{п}} = \bar{J}_{\text{пзв}} + J_{\text{пм}},$$

откуда

$$J_{\text{пм}} = J_{\text{п}} - \bar{J}_{\text{пзв}}, \quad (29)$$

где через $\bar{J}_{\text{пзв}}$ обозначена часть приведенного момента инерции звеньев без маховика. Если маховик будет устанавливаться на вал звена приведения, то его момент инерции должен быть равен

$J_M = J_{\text{ПМ}}$, если же на другой вал, то делается пересчет из условия равенства кинетических энергий, что дает

$$J_M = J_{\text{ПМ}} (\omega / \omega_M)^2,$$

где ω, ω_M – скорость звена приведения и скорость вращения маховика.

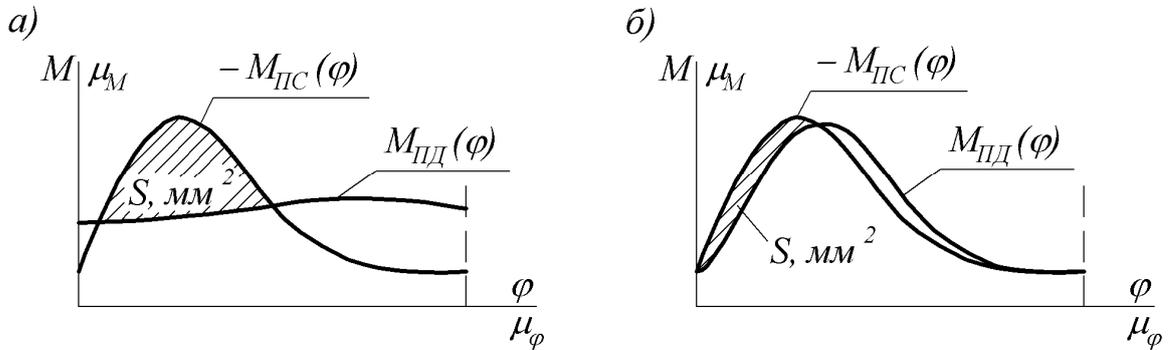


Рис. 28. Избыточная работа сил $A_{\text{изб}} = S \cdot \mu_M \cdot \mu_\varphi$: а – при мягкой характеристике двигателя, б – при жёсткой характеристике двигателя

10.11. Можно ли уменьшить приведенный момент инерции маховика, не изменяя коэффициент неравномерности δ и скорость $\omega_{\text{ср}}$?

Можно, если для привода машины использовать двигатель с большой крутизной характеристики. Крутизна характеристики двигателя $M_D(\omega)$ в данной ее точке есть производная $\partial M_D / \partial \omega$. Графически она определяется тангенсом угла наклона касательной к кривой $M_D(\omega)$ в рассматриваемой точке (рис. 29). Характеристика с малой крутизной называется «мягкой», а с большой крутизной – «жесткой».

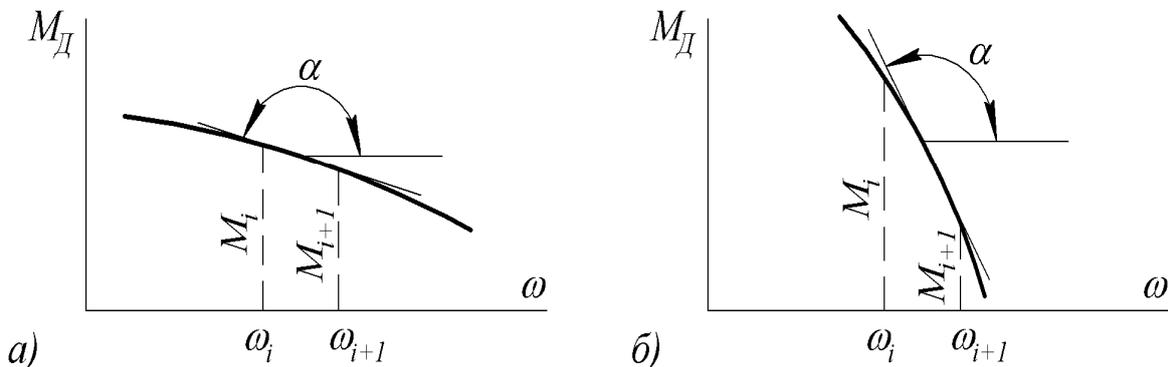


Рис. 29. Типы характеристик двигателей: а – с малой крутизной («мягкая»), б – с большой крутизной («жесткая»)

10.12. Как изменяется движущий момент в двигателях с различными типами характеристик при колебаниях скорости?

Из рис. 29 видно, что в двигателях с мягкой характеристикой колебания скорости в некоторых пределах от ω_i до ω_{i+1} вызывают незначительные изменения момента M_d . В двигателях с жесткой характеристикой те же колебания скорости приводят к резким изменениям M_d .

10.13. Почему для машин с приводом от двигателя с жесткой характеристикой требуется меньший момент инерции маховика?

Рассмотрим рис. 28, а и 28, б, на которых показаны одинаковые графики приведенного момента сил сопротивления и разные графики приведенного момента движущих сил. В первом случае характеристика двигателя мягкая, колебания движущего момента невелики и графики $M_d(\varphi)$ и $M_c(\varphi)$ сильно отличаются друг от друга. Во втором случае характеристика двигателя жесткая, колебания движущего момента почти повторяют колебания момента сопротивления. Соответственно избыточная работа $A_{изб}$ во втором случае получается значительно меньшей, чем в первом, поэтому согласно формулам (28) и (29), требуются меньшие $J_{п}$ и $J_{пм}$.

Если получится отрицательный $J_{пм}$, то это означает, что маховик в машине не нужен, так как величина $\bar{J}_{пзв}$ обеспечивает вращение главного вала машины более плавное, чем требуется.

Указатель основных терминов и понятий

	стр.
Возмущающие факторы	35
Вредная подвижность	19
Выходное звено	7
Выбег	34
Входное звено	7
Высшая кинематическая пара	8
Группа Ассура	21
Движущие силы	26

Динамическая модель механизма	27
Динамическая ошибка скорости	39
Звенья	4
Звено приведения	28
Избыточные связи	11
Избыточная работа	45
Кинематическая пара	4
Кинематическая схема	4
Кинематический цикл	35
Класс кинематической пары	9
Контурные избыточные связи	12
Коэффициент неравномерности движения	43
Крутизна характеристики двигателя	47
Локальные избыточные связи	11
Машина	4
Механизм	4
Маховик	45
Местная подвижность	19
Низшая кинематическая пара	8
Нестационарные режимы	34
Обобщенные координаты	15
Одномассовая динамическая модель	27
Плоский механизм	7
Плоские избыточные связи	16
Подвижности кинематической пары	8
Приведенная масса	28
Приведенный момент инерции	30
Приведенная сила	28
Приведенный момент сил	30
Приведенная движущая сила	28
Приведенная сила сопротивления	28
Режим движения машины	34

Разбег	34
Связи в кинематических парах	8
Силы сопротивления	26
Силы полезных сопротивлений	26
Силы вредных сопротивлений	26
Синтез механизма	6
Стационарный режим	34
Степень свободы механизма	14
Структурная группа	21
Структурный анализ механизма	25
Структурный синтез механизма	17
Структурные формулы	14
Уравнения движения механизма	33
Установившееся движение	34
Характеристики сил	26

Библиографический список

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин: учеб. для втузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с. – ISBN 5-02-013810-X.
2. Вульфсон, И. И. Механика машин: учеб. пособие для втузов / И. И. Вульфсон [и др]; под ред. Г.А. Смирнова. – М.: Высш. шк., 1996. – 511 с. – ISBN 5-06-002373-7.
3. Левитская, О. Н. Курс теории механизмов и машин: учеб. пособие для механ. спец. вузов / О. Н. Левитская, Н.И. Левитский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985. – 279 с.
4. Фролов, К. В. Теория механизмов и механика машин: учебник для втузов / К.В. Фролов [и др] ; под ред. К.В. Фролова. – 4-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с. – ISBN 5-06-003118-7.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
Как пользоваться пособием.....	3
I. Первичные понятия и проблемы теории механизмов и машин.....	4
II. Структура (строение) механизмов.....	7
§1. Основные понятия, относящиеся к структуре механизмов.....	7
§2. Избыточные связи в механизмах.....	11
§3. Структурные формулы механизмов.....	14
§4. Структурный синтез и анализ механизмов.....	17
III. Исследование движения машинного агрегата под действием заданных сил.....	25
§5. Задачи исследования. Характеристики сил.....	25
§6. Динамические модели механизмов и машин. Приведение сил и масс.....	27
§7. Уравнения движения масс динамической модели.....	32
§8. Исследование движения машины роторного типа без учета упругости звеньев с помощью одномассовой динамической модели.....	36
§9. Исследование движения машин, нагруженных силами, зависящими только от положения, без учета упругости звеньев.....	38
§10. Уменьшение периодических изменений скорости звена приведения при стационарном режиме.....	43
Указатель основных терминов и понятий.....	48
Библиографический список.....	50

Учебное издание

Волюшко Юрий Степанович

Рязанов Андрей Алексеевич

**СТРУКТУРА МЕХАНИЗМОВ И ИССЛЕДОВАНИЕ
ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ ПОД ДЕЙСТВИЕМ СИЛ.
В ВОПРОСАХ И ОТВЕТАХ**

Учебное пособие

Подписано в печать 18.12.09.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 3,02. Тираж 500 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета.

600000, Владимир, ул. Горького, 87.