

Федеральное агентство по образованию

**Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ
ПОЛИМЕРОВ**

КИНЕТОСТАТИКА

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
2009**

УДК 531,8 (075,8)

Кинестатика: учебное пособие. / сост. В.Е.Головко, М.В.Саблина, Ю.Н.Лазарев, С.Г.Петров, Н.В.Кузнецова; - ГОУВПО СПбГТУРП,- СПб., 2009. - 55 с.

В настоящем учебном пособии рассматриваются основные теоретические предпосылки кинестатического анализа, представлены материалы для силового расчёта плоских механизмов.

Пособие предназначено для студентов направлений 150400 “Технологических машин и оборудование” специальностей 150405 “Машины и оборудование лесного комплекса” и 240801 “Машины и аппараты химических производств”.

Рецензенты:

Зав. кафедрой Математического моделирования и оптимизации химико-технологических процессов Санкт-Петербургского Государственного технологического института, проф., д-р. техн. наук, заслуженный работник Высшей школы Холоднов В.А.

Доцент, канд. техн. наук кафедры Технической механики Санкт-Петербургского государственного университета сервиса и экономики Булычев А.В.

Подготовлено и рекомендовано к печати кафедрой теоретической механики и теории механизмов и машин Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров (протокол № 4 от 26.02.09.).

Утверждено к изданию методической комиссией факультета механики автоматизированных производств СПбГТУРП (протокол № 5 от 23.04.09).

© ГОУВПО Санкт-Петербургский
государственный технологический
университет растительных полимеров, 2009

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по курсу теории механизмов и машин студенты механического факультета выполняют в 4-м и 5-м семестрах. Его объем составляет 5 листов графических построений, выполненных на чертежной бумаге 24-го формата и сопровождаемых расчетно-пояснительной запиской.

Тематика проекта следующая:

- Лист 1. Кинематическое исследование шарнирно-рычажного механизма.
- Лист 2. Синтез кулачкового механизма.
- Лист 3. Синтез зубчатой передачи и планетарного редуктора.
- Лист 4. Кинетостатическое исследование шарнирно-рычажного механизма.
- Лист 5. Определение момента инерции маховика.

В данном учебном пособии проводится кинетостатический анализ типичных для курсового проекта механизмов.

Основное внимание при изложении уделяется наименее освещенным в различных курсах теории механизмов и машин вопросам.

Пособие рассчитано на самостоятельную работу студентов всех специальностей.

ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ КИНЕТОСТАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

Целью кинетостатического расчета механизма является определение сил, приложенных к каждому его звену, и в кинематических парах. Значения этих сил нужны для выполнения расчета на прочность,

устойчивость и износ деталей (звеньев) механизма, для расчета крепления машины к основанию и для других динамических расчетов.

Рассмотрим силовые факторы, которые могут действовать на звенья механизма при работе машины. В случае точечного контакта звеньев (кулачок-толкатель, взаимодействие зубчатых колес) силовое воздействие выражается сосредоточенной силой. Большинство сил, встречающихся в природе, представляет собой распределенную по некоторой поверхности или объему нагрузку. Например, силой тяжести звена является равнодействующая сил тяжести частиц, составляющих данное тело; давление газов на поршень машины представляет собой нагрузку, распределенную по рабочей поверхности поршня и т.п.

Иногда силовое воздействие сводится не к равнодействующей, а к паре сил. Так электромагнитные силы, приложенные к обмоткам ротора электродвигателя и приводящие его во вращательное движение, могут быть заменены равнодействующей парой сил.

Приложенные к механизму силы и моменты сил могут быть как постоянными, так и переменными. Во многих случаях закон изменения величин имеет периодический характер, обусловленный периодическим повторением рабочего процесса (например, в двигателях внутреннего сгорания, компрессорах, строгальных и долбежных станках, механизмах тряски сеточного стола бумагоделательной машины, щеполовках, вибрационных сортировках и т.п.).

Переменные силы могут задаваться различными способами, в частности, с помощью индикаторных и обычных диаграмм.

Силы и пары сил, действующие на механизм, можно разделить на две группы: внешние и внутренние.

К внутренним относятся силы взаимодействия между звеньями, образующими механизм. Эти силы приложены в местах взаимодействия звеньев, т.е. в кинематических парах. Согласно третьему закону Ньютона внутренние силы проявляют себя как взаимнообратные,

например, сила \vec{R}_{12} , действующая со стороны первого звена на второе, равна по модулю и противоположно направлена силе, действующей на первое звено со стороны второго звена \vec{R}_{21} .

К внешним силовым факторам относятся силы и пары сил, действующие на механизм извне. К ним относятся движущие силы и пары сил, силы и моменты сил сопротивления силы тяжести.

Движущие силы или пары сил приложены к ведущему звену или, если их несколько, ко всем ведущим звеньям. Эти силовые факторы совершают положительную работу.

Силы сопротивления и моменты сил сопротивления совершают отрицательную работу. Эти силовые факторы можно разделить на две группы - полезного и вредного сопротивления. Силы вредного сопротивления обусловлены наличием трения в кинематических парах и приложены в кинематических парах. В некоторых случаях, в качестве вредного учитывают сопротивление среды (воздуха, жидкости), в которой движутся звенья механизма. Обычно эти силы малы по сравнению с другими силами, действующими на механизм.

Силами и моментами сил полезных (иногда их называют технологическими) сопротивлений являются силы или пары сил, совершающие требуемую от механизма работу. Например, в слатаре силами полезного сопротивления являются силы сопротивления резанию (назначение слатара и заключается в том, чтобы преодолевать эти силы). В компрессоре силой полезного сопротивления является сила сопротивления воздуха при сжатии. В этих примерах вредное сопротивление создают силы трения в кинематических парах (бревна и рамы слешера, поршня и его направляющих).

Силовой расчет механизмов основывается на известном из курса теоретической механики принципа Даламбера: если к действующим на

материальную систему сил добавить силы инерции, то в результате будет получена уравновешенная (т.е. эквивалентная нулю) система сил, для рассмотрения которой можно использовать обычные уравнения статики.

Напомним, как определяются силы инерции.

Как известно из курса теоретической механики, при плоском (плоскопараллельном) движении тела ускорения всех его точек в общем случае различны (по величине и по направлению). Поэтому различаются и

элементарные силы инерции $d\vec{\Phi}_i = -\vec{a}_i dm_i$, приложенные к точкам В (элементарным частицам), образующим рассматриваемое тело (рис.1).

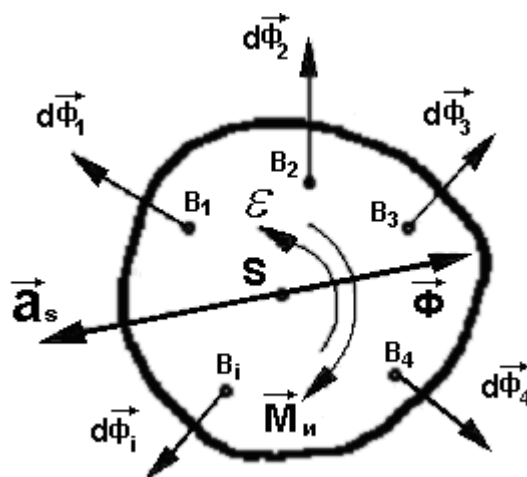


Рис.1. К определению главного вектора сил инерции $\vec{\Phi}$ и момента сил инерции M_n в общем случае плоскопараллельного движения звена

Так как любую систему сил можно представить силой и парой сил, то и рассматриваемую систему сил можно заменить силой инерции $\vec{\Phi}$ и моментом сил инерции M_n , которые определяются формулами:

$$\vec{\Phi} = -m \vec{a}_s$$

(1)

$$M = -I_S \varepsilon, \tag{2}$$

где m - масса тела; \vec{a}_S - ускорение центра тяжести тела; I_S - момент инерции массы тела относительно оси, проходящей через центр тяжести перпендикулярно плоскости действия; ε - угловое ускорение тела.

Минусы в формулах (1) и (2) показывают, что сила инерции и момент сил инерции направлены соответственно противоположно ускорению центра масс и угловому ускорению.

Рассмотрим, чему равны $\vec{\Phi}$ и M_{II} в частных случаях движения звеньев.

1. Поступательное движение звена.

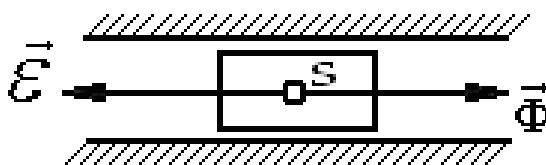


Рис.2. Силы инерции при поступательном движении звена

В этом случае (рис.2) ускорения всех его точек геометрически равны: $\vec{a}_i = \vec{a}$, поэтому сила инерции, определяемая формулой $\vec{\Phi} = -m\vec{a}$, приложена в центре тяжести звена. Поскольку при поступательном движении звена отсутствует вращательное движение, то $\varepsilon = 0$, и следовательно, $M_{II} = 0$.

2. Звено неравномерно вращается вокруг неподвижной оси, проходящей через центр тяжести (рис.3).

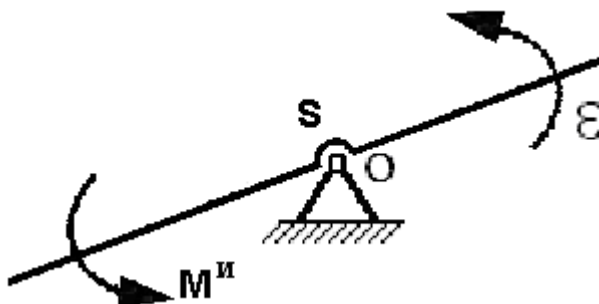


Рис.3. Силы инерции при неравномерном вращении звена вокруг оси, проходящей через центр тяжести

В этом случае, поскольку $a_s = 0$, сила инерции равна $\vec{\Phi} = 0$, и момент сил инерции равен $M_{II} = -I_S \varepsilon$ и направлен противоположно угловому ускорению.

3. Звено равномерно вращается вокруг оси, проходящей через центр тяжести (рис. 4).

В этом случае сила инерции $\vec{\Phi} = 0$ и момент сил инерции $M_{II} = 0$, т.к. $a_s = 0$ и $\varepsilon = 0$.

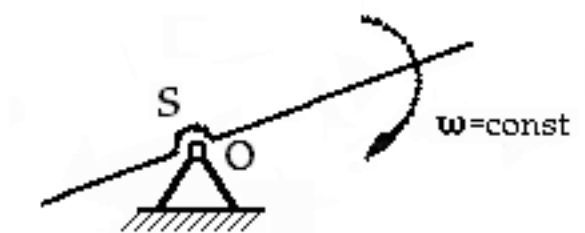


Рис.4. Силы инерции при равномерном вращении звена вокруг оси, проходящей через центр тяжести

4. Звено равномерно вращается вокруг оси, не проходящей через центр тяжести (рис.5).

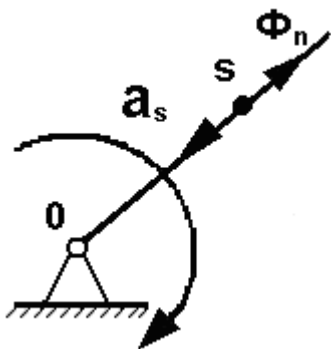


Рис.5. Силы инерции при равномерном вращении вокруг оси, не проходящей через центр тяжести

В этом случае сила инерции $\vec{\Phi} = -m\vec{a}_S$, причем ускорение $a_S = \omega^2 \cdot l_{OS}$. Сила инерции противоположна ускорению центра тяжести, т.е. она направлена вдоль прямой OS .

5. Звено неравномерно вращается вокруг оси, не проходящей через центр тяжести (рис.6).

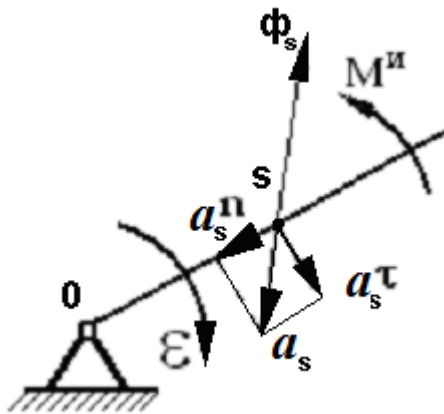


Рис.6. Силы инерции при неравномерном вращении вокруг оси, не проходящей через центр тяжести

Сила инерции равна $\vec{\Phi} = -m\vec{a}_S$, причем ускорение $\vec{a}_S = \vec{a}_S^n + \vec{a}_S^\tau$, а величина его $a_S = l_{OS} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}$. Момент сил инерции $M_{и} = -I_S \varepsilon$.

Для проведения силового расчета любого механизма необходимо, чтобы он был статически определимым, т.е. число уравнений, которые можно составить для этого механизма, должно равняться числу неизвестных.

Сила характеризуется тремя параметрами: величиной, точкой приложения и направлением.

Рассмотрим частные случаи кинематических пар, встречающихся в плоских механизмах, и выясним, какие параметры сил, действующих в этих кинематических парах, являются известными, а какие – нет.

Реакции (силы взаимодействия) между двумя соприкасающимися телами (звеньями) при отсутствии трения всегда направлены по нормали к соприкасающимся поверхностям. Поэтому во вращательной кинематической паре (рис.7) линия действия каждой элементарной силы взаимодействия между звеньями будет проходить через центр шарнира O . Следовательно и равнодействующая \vec{R}_{12} (реакция шарнира) будет проходить через эту точку. Величина и направлении этой силы нам неизвестны, они зависят от внешних

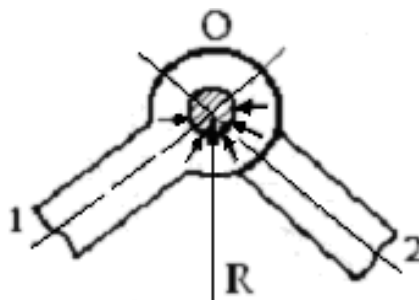


Рис.7. Направление реакции плоской вращательной кинематической пары

сил. Таким образом, во вращательной кинематической паре известна только точка приложения и неизвестны величина и направление реакции шарнира.

В поступательной кинематической паре (рис.8) реакция \vec{R}_{12} известна только по направлению (если пренебречь трением, она направлена перпендикулярно направляющим ползуна). Ни величина реакции, ни точка ее приложения неизвестны.

В высшей кинематической паре (рис.9), которая реализуется в кулачковых механизмах или в зубчатых зацеплениях, реакция \vec{R}_{12} направлена по общей нормали в точке касания звеньев (в случае касания

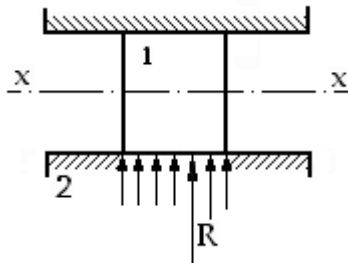


Рис.8. Направление реакции поступательной кинематической пары

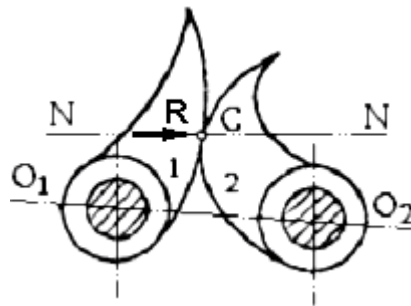


Рис.9. Направление реакции плоской кинематической пары IV класса

зубчатых колес нормалью является линия зацепления). Таким образом, в такой кинематической паре известна точка приложения и направления реакции, а ее величина неизвестна.

Следовательно, в кинематических парах V-го класса из трех параметров реакции связи неизвестными являются две, а в кинематических парах IV-го класса – один параметр.

Пусть кинематическая цепь плоского механизма состоит из n звеньев, соединенных в P_4 пар IV-го класса и P_5 пар V-го класса. Тогда для

такой кинематической цепи количество неизвестных параметров будет равно $2P_5 + P_4$.

Для каждого звена плоской кинематической цепи, как известно из курса теоретической механики, можно составить три уравнения статики, тогда для всей кинематической цепи можно составить $3n$ уравнений.

Кинематическая цепь будет статически определимой, если число неизвестных будет равно числу уравнений, т.е. если выполняется равенство:

$$2P_5 + P_4 = 3n \quad \text{или} \quad 3n - 2P_5 - P_4 = 0.$$

Выражение, стоящее в левой части равенства, показывает количество степеней подвижности плоской кинематической цепи, что видно из формулы Чебышева:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4,$$

где W – степень подвижности механизма;

n – число подвижных звеньев механизма;

P_5, P_4 – число пар V-го и IV-го класса соответственно.

Следовательно, статически определимыми являются кинематические цепи с нулевой степенью подвижности. В механизмах, в состав которых входят только кинематические пары V-го класса, такими цепями являются группы Ассур - кинематические цепи, удовлетворяющие соотношению $P_5 = \frac{3}{2}n$, следовательно, группы Ассур являются статически определимыми.

Силовой расчет механизма ведется в порядке, обратном кинематическому исследованию, т.е. сначала ведется расчет последней присоединенной группы Ассур, затем – предпоследней и т.д. Завершающим является силовой расчет ведущего звена (кривошипа).

Как правило, кинетостатический расчет механизма проводят графоаналитическим способом. Большую часть расчетов выполняют

графическим способом, а аналитические расчеты выполняют только тогда, когда это необходимо для проведения графических построений.

Силовой расчет можно проводить и чисто аналитическим методом, который излагается в разделе "Статика" курса теоретической механики и включает составление трех уравнений равновесия для каждого из n подвижных звеньев плоского механизма. Очевидно, что полная система уравнений имеет порядок $3n$ и включает $3n$ неизвестных. Решение такой системы уравнений при достаточно большом n с математической точки зрения не представляет принципиальной сложности, но чрезвычайно громоздко, поэтому его целесообразно проводить с помощью ЭВМ.

Как отмечалось выше, кинестатический расчет механизмов проводится по группам Ассур, причем ход расчета зависит от вида и класса группы.

Рассмотрим силовой расчет групп Ассур II класса 1-5 видов.

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА II КЛАССА 1-го ВИДА

При силовом расчете группы Ассур ее следует отсоединить от механизма. Рассмотрим, например, группу Ассур, изображенную на рис.10,А (см. с.17). На звенья 2 и 3 действуют силы тяжести \vec{P}_2 и \vec{P}_3 . В соответствии с принципом Даламбера приложим к звеньям силы инерции ($\vec{\Phi}_2$ и $\vec{\Phi}_3$) и моменты сил инерции (M_2^H и M_3^H). Вообще говоря, сил и моментов,

действующих на каждое звено, может быть значительно больше, однако все они являются известными и могут быть приведены к одной силе и паре сил.

Определим реакции в кинематических парах, соединяющих звенья 1 и 2, 2 и 3, 3 и 4, которые обозначены буквами А, В и С.

Отсоединив группу Ассура от звеньев 1 и 4, прикладываем в точках А и С силы \vec{R}_{12} и \vec{R}_{43} . Направления реакций вращательных кинематических пар неизвестны, поэтому направления сил \vec{R}_{12} и \vec{R}_{43} выбираем произвольно.

Условимся здесь и в дальнейшем реакции кинематической пары обозначать двумя цифрами, соответствующими номерам звеньев кинематической пары. Первая цифра будет означать звено, со стороны которого действует сила, а вторая цифра – звено, на которое действует сила. Например, реакция \vec{R}_{12} – это сила, с которой звено 1 действует на звено 2, а \vec{R}_{21} – сила, с которой звено 2 действует на звено 1. Отметим также, что в соответствии с III законом Ньютона действует векторное равенство:

$$\vec{R}_{21} = -\vec{R}_{12}.$$

На основании принципа Даламбера для рассматриваемой группы Ассура можно написать следующее векторное уравнение:

$$\vec{R}_{12} + \underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_2}} + \underline{\underline{\vec{P}_3}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_3}} + \vec{R}_{43} = 0$$

В этом уравнении два вектора \vec{R}_{12} и \vec{R}_{43} неизвестны ни по величине, ни по направлению, а остальные векторы известны полностью (они подчеркнуты двумя чертами). Поскольку данное векторное уравнение имеет 4 неизвестные величины (направления и абсолютные значения сил \vec{R}_{12} и \vec{R}_{43}), то оно не может быть решено.

В данном случае целесообразно силы \vec{R}_{12} и \vec{R}_{43} разложить на две составляющие и составить уравнения моментов для звеньев 2 и 3

относительно точки В и определить по одной составляющей каждой силы \vec{R}_{12}^τ и \vec{R}_{43}^τ . Очевидно, что направления составляющих сил \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{43}^n надо брать таким образом, чтобы относительно точки В они моментов не давали, т.е. линии действия этих сил должны пересекать эту точку.

Следовательно, силы \vec{R}_{12} и \vec{R}_{43} надо разложить на две составляющие, которые направлены по звену и перпендикулярно тому звену, к которому эти силы приложены. Силы, направленные по звеньям, \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{43}^n , а силы, направленные перпендикулярно звеньям, \vec{R}_{12}^τ и \vec{R}_{43}^τ :

$$\begin{aligned}\vec{R}_{12} &= \vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^\tau \\ \vec{R}_{43} &= \vec{R}_{43}^n + \vec{R}_{43}^\tau\end{aligned}$$

С помощью уравнений моментов определяем значения касательных составляющих реакции, для чего составим уравнения моментов относительно точки В для звеньев 2 и 3.

$$\text{Для звена 2: } \sum_{i=1}^n M_B = R_{12}^\tau l_{AB} + M_B(\vec{P}_2) + M_B(\vec{\Phi}_2) + M_2^H = 0.$$

$$\text{Откуда: } R_{12}^\tau = -\frac{1}{l_{AB}} \left[M_2^H + M_B(\vec{P}_2) + M_B(\vec{\Phi}_2) \right].$$

$$\text{Для звена 3: } \sum M_B = R_{43}^\tau l_{BC} + M_B(\vec{P}_3) + M_B(\vec{\Phi}_3) + M_3^H = 0.$$

$$\text{Из этого уравнения следует: } R_{43}^\tau = -\frac{1}{l_{BC}} \left[M_3^H + M_B(\vec{P}_3) + M_B(\vec{\Phi}_3) \right].$$

Истинные величины плеч сил $\vec{P}_2, \vec{\Phi}_2, \vec{P}_3, \vec{\Phi}_3$ определяются измерением с учетом масштаба, в котором выполнен рисунок.

При вычислении касательная составляющая может оказаться отрицательной. Это значит, что в действительности она направлена в противоположную сторону (реакции на расчетной схеме направляем произвольно).

Запишем уравнение кинестатики для рассматриваемой группы

Ассура в виде:
$$\underline{\underline{\vec{R}_{12}^n}} + \underline{\underline{\vec{R}_{12}^\tau}} + \underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_2}} + \underline{\underline{\vec{P}_3}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_3}} + \underline{\underline{\vec{R}_{43}^\tau}} + \underline{\underline{\vec{R}_{43}^n}} = 0.$$

Теперь это уравнение содержит всего два неизвестных (величины сил \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{43}^n). Данное векторное уравнение может быть решено.

В соответствии с уравнением строим так называемый план сил (рис. 10, Б). Для этого в выбранном масштабе сил из произвольной точки откладываем последовательно все известные силы $\vec{R}_{12}^\tau, \vec{P}_2, \vec{\Phi}_2, \vec{P}_3, \vec{\Phi}_3, \vec{R}_{43}^\tau$ (см. уравнение). Затем через начало вектора \vec{R}_{12}^τ проводим направление вектора \vec{R}_{12}^n , а через конец вектора \vec{R}_{43}^τ – направление вектора \vec{R}_{43}^n . Точка пересечения этих двух прямых является концом вектора \vec{R}_{43}^n и началом \vec{R}_{12}^n и будет, таким образом, определять величины этих сил. Направление сил выбирается так, чтобы полученный силовой многоугольник был замкнутым, т.е. каждая его вершина должна быть концом одной силы и началом другой. Если одна из его вершин будет началом или концом двух сил, то данный силовой многоугольник не будет замкнутым, а полученный результат не будет верным.

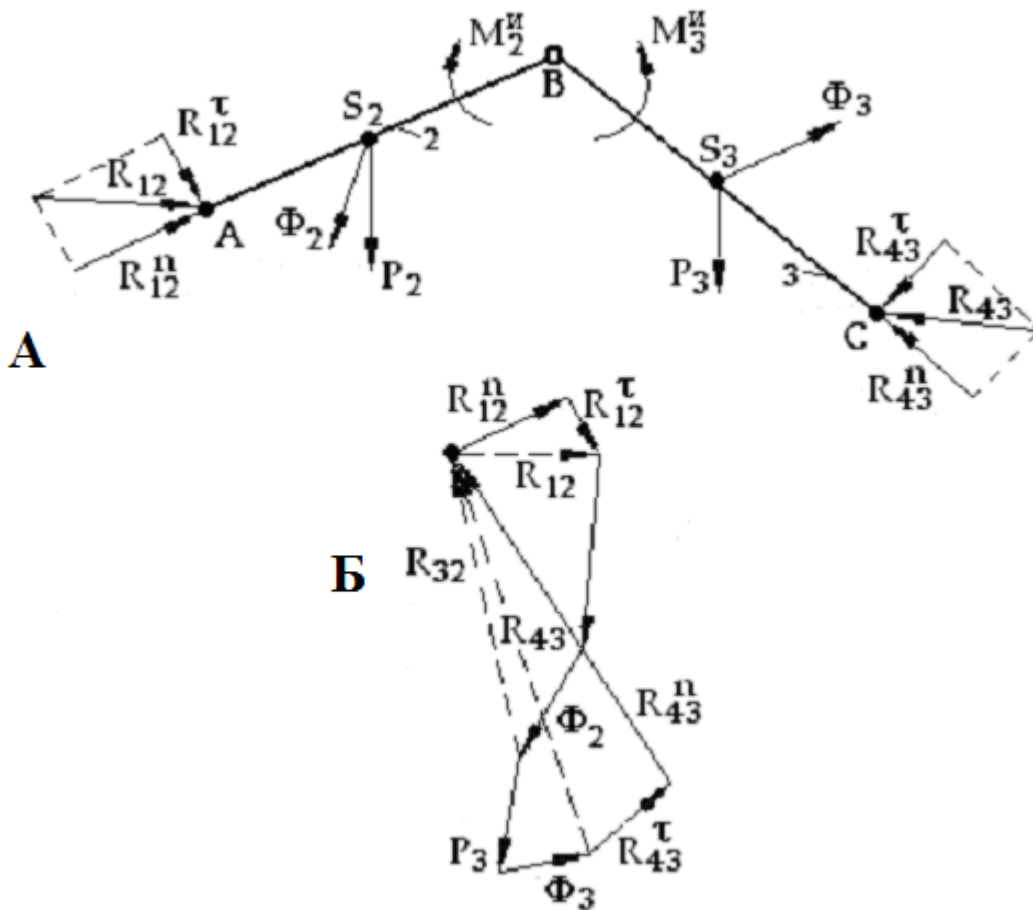


Рис.10. Группа Ассура II класса 1-го вида:

А - кинематическая схема с показанными на ней силами; Б - план сил

При построении данного плана сил предполагается, что сила \vec{R}_{43}^{τ} из уравнения моментов получилась со знаком минус.

Для определения полной реакции \vec{R}_{12} достаточно на плане сил соединить начало вектора \vec{R}_{12}^n с концом \vec{R}_{12}^{τ} , иначе говоря, геометрически сложить их. Для определения силы \vec{R}_{43} следует соединить начало силы \vec{R}_{43}^{τ} с концом силы \vec{R}_{43}^n .

Для определения реакции в кинематической паре В, соединяющей звенья 2 и 3, достаточно составить уравнение кинетостатики для одного из этих звеньев.

Для звена 2 уравнение будет выглядеть следующим образом:

$$\underline{\underline{\vec{R}_{12}}} + \underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_2}} + \underline{\underline{\vec{R}_{32}}} = 0.$$

Данное векторное уравнение содержит два неизвестных (величину и направление силы \vec{R}_{32}), следовательно, его можно графически решить. Для этого достаточно на плане сил соединить конец силы $\vec{\Phi}_2$ на плане сил с началом силы \vec{R}_{12} .

Чтобы не строить план сил для одного звена при определении реакции промежуточного шарнира, при построении основного плана сил следует откладывать сначала силы, действующие на одно звено, затем силы, действующие на другое звено. В противном случае нужно будет строить дополнительный план сил.

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА II КЛАССА 2-го ВИДА

Пусть на звенья 2 и 3 группы Ассура II класса 2 вида (рис.11,А) действуют силы тяжести \vec{P}_2 и \vec{P}_3 , на звено 3 действует сила полезного сопротивления \vec{P}_{nc} . Приложим к звеньям силы инерции $\vec{\Phi}_2$, $\vec{\Phi}_3$ и момент сил инерции M_2^H (рис.11,А).

Напишем уравнение кинетостатики для группы Ассура:

$$\underline{\underline{\vec{R}_{12}}} + \underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_2}} + \underline{\underline{\vec{P}_3}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_3}} + \underline{\underline{\vec{P}_{nc}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{43}}} = 0.$$

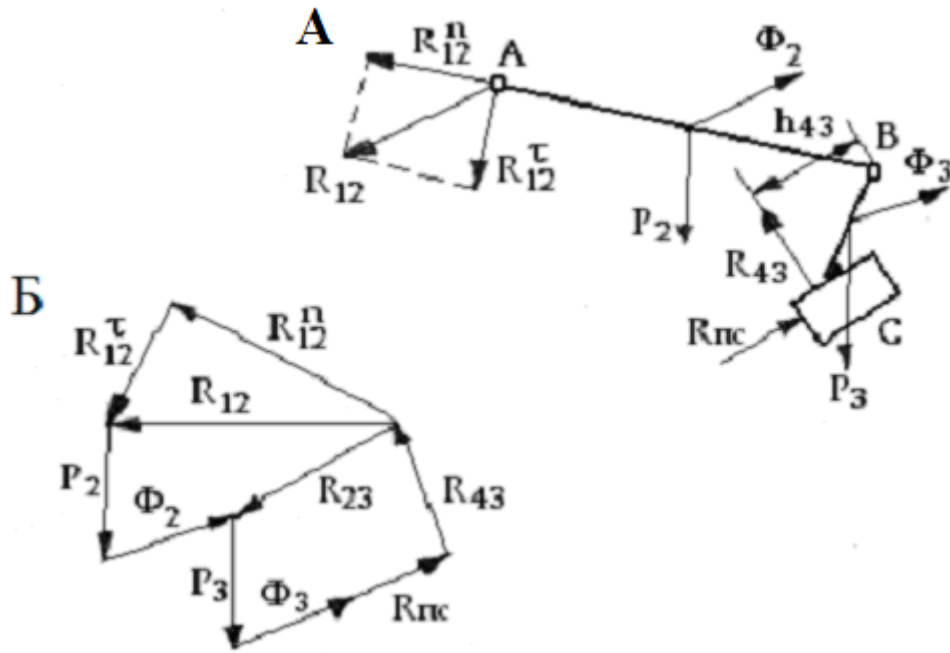


Рис.11 Группа Ассура II класса 2-го вида:

А – кинематическая схема с показанными на ней силами; Б - план сил

Поскольку кинематическая пара С поступательная, то линия действия ее реакции известна, а точка приложения – неизвестна. Уравнение кинетостатики содержит 3 неизвестных (величины сил \vec{R}_{12} и \vec{R}_{43} , а также направление силы \vec{R}_{12}).

Разложим силу \vec{R}_{12} на две составляющие таким образом, чтобы с помощью уравнения моментов определить одну из этих составляющих. Очевидно, что лучше всего одну составляющую силы направить по звену АВ (\vec{R}_{12}^n), а другую направить перпендикулярно АВ (\vec{R}_{12}^τ). Тогда при составлении уравнения моментов для звена 2 относительно точки В, можно определить \vec{R}_{12}^τ .

Составим для звена 2 уравнение моментов относительно точки В:

$$\sum_{i=1}^n M_B = R_{12}^\tau l_{AB} + M_B(\vec{P}_2) + M_B(\vec{\Phi}_2) + M_2^H = 0,$$

откуда
$$R_{12}^{\tau} = -\frac{1}{l_{AB}} \left[M_B(\vec{P}_2) + M_B(\vec{\Phi}_2) + M_2^H \right].$$

Теперь основное уравнение кинестатики выглядит следующим образом:

$$\underline{\underline{\vec{R}_{12}^n}} + \underline{\underline{\vec{R}_{12}^{\tau}}} + \underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_2}} + \underline{\underline{\vec{P}_3}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_3}} + \underline{\underline{\vec{P}_{nc}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{43}}} = 0.$$

Необходимо обратить внимание на то, что при написании этого уравнения сначала нужно записать силы, действующие на звено 2, а затем – на звено 3. Теперь можно составить план сил, поскольку число неизвестных величин, входящих в это уравнение, две.

В соответствии с этим уравнением из произвольно выбранной точки в масштабе последовательно откладываем все известные силы \vec{R}_{12}^{τ} , \vec{P}_2 , $\vec{\Phi}_2$ и далее по уравнению (рис.11,Б). Затем из начала вектора \vec{R}_{12}^{τ} проводим направление вектора \vec{R}_{12}^n , а из конца вектора \vec{P}_{nc} – направление вектора \vec{R}_{43} , который направлен перпендикулярно направляющим ползуна. Пересечение этих направлений определяет величины отрезков, изображающих в выбранном масштабе векторы \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{43} .

Напомним, что полученный силовой многоугольник должен быть замкнутым.

Далее определяем полную реакцию \vec{R}_{12} , складывая силы \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{12}^{τ} (соединяем начало силы \vec{R}_{12}^n с концом \vec{R}_{12}^{τ}).

Для определения реакции в кинематической паре В составим уравнение кинестатики для звена 2 или 3. Для звена 3 уравнение кинестатики выглядит так:

$$\vec{R}_{23} + \underline{\underline{\vec{P}_3}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_3}} + \underline{\underline{\vec{P}_{nc}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{43}}} = 0.$$

Так как это уравнение содержит два неизвестных (направление и величину силы \vec{R}_{23}), то его можно решить. Для этого на плане сил необходимо показать конец силы \vec{R}_{43} началом силы \vec{P}_3 . Полученный вектор будет соответствовать силе \vec{R}_{23} . Поскольку полученный силовой многоугольник также должен быть замкнутым, то начало силы \vec{R}_{23} должно совпадать с концом силы \vec{R}_{43} , а конец силы \vec{R}_{23} – с началом силы \vec{P}_3 .

Определяем точку приложения силы \vec{R}_{43} . Для этого воспользуемся уравнением моментов для звена 3 относительно точки В и определим расстояние h_{43} от точки В до линии действия силы \vec{R}_{43} .

При составлении уравнения моментов необходимо учесть действительное направление реакции \vec{R}_{43} , которое надо взять с плана сил:

$$\sum_{i=1}^n M_B = R_{43} h_{43} + M_B(\vec{P}_3) + M_B(\vec{\Phi}_3) + M_B(\vec{P}_{nc}) = 0,$$

откуда
$$h_{43} = -\frac{1}{R_{43}} \left[M_B(\vec{P}_3) + M_B(\vec{\Phi}_3) + M_B(\vec{P}_{nc}) \right].$$

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА II КЛАССА 3-го ВИДА

Пусть на звенья 2 и 3 группы Ассура действуют силы тяжести \vec{P}_2 и \vec{P}_3 , на звено 3 действует момент сил полезного сопротивления $M_{ПС}$ (рис.12 А). Приложим к звеньям силы инерции $\vec{\Phi}_2$ и $\vec{\Phi}_3$, к звену 3 – момент сил инерции M_3^H , считая, что M_2^H весьма мал.

Напишем уравнение кинетостатики для группы Ассура:

$$\vec{R}_{12} + \underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_2}} + \underline{\underline{\vec{P}_3}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_3}} + \vec{R}_{43} = 0.$$

Данное уравнение содержит четыре неизвестные величины, так как кинематические пары А и С, входящие в группу Ассура, являются вращательными.

Поскольку данное уравнение в таком виде решено быть не может, разложим реакцию кинематической пары А (или С) на две составляющие, одна из которых направлена по прямой АС, а другая ей перпендикулярна, т.е.

$$\vec{R}_{12} = \vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^\tau.$$

Для определения величины составляющей \vec{R}_{12}^τ воспользуемся уравнением моментов для всей группы Ассура относительно точки С:

$$\sum_{i=1}^n M_C = R_{12}^\tau l_{AC} + M_C(\vec{P}_3) + M_C(\vec{\Phi}_3) + M_C(\vec{P}_2) + M_C(\vec{\Phi}_2) + M_{nc} + M_3^H = 0,$$

откуда
$$R_{12}^\tau = -\frac{1}{l_{AC}} \left[M_C(\vec{P}_3) + M_C(\vec{\Phi}_3) + M_C(\vec{P}_2) + M_C(\vec{\Phi}_2) + M_{nc} + M_3^H \right].$$

Теперь основное уравнение содержит три неизвестные величины и по-прежнему решено быть не может. Разложение реакции кинематической пары С на направление АС и перпендикулярное ему ничего не даст, так как после определения с помощью уравнения моментов составляющей \vec{R}_{43}^τ мы получим в исходном уравнении две неизвестные величины \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{43}^n ,

направленные по прямой AC. Поскольку \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{43}^n направлены по одной прямой, то исходное уравнение не может быть решено.

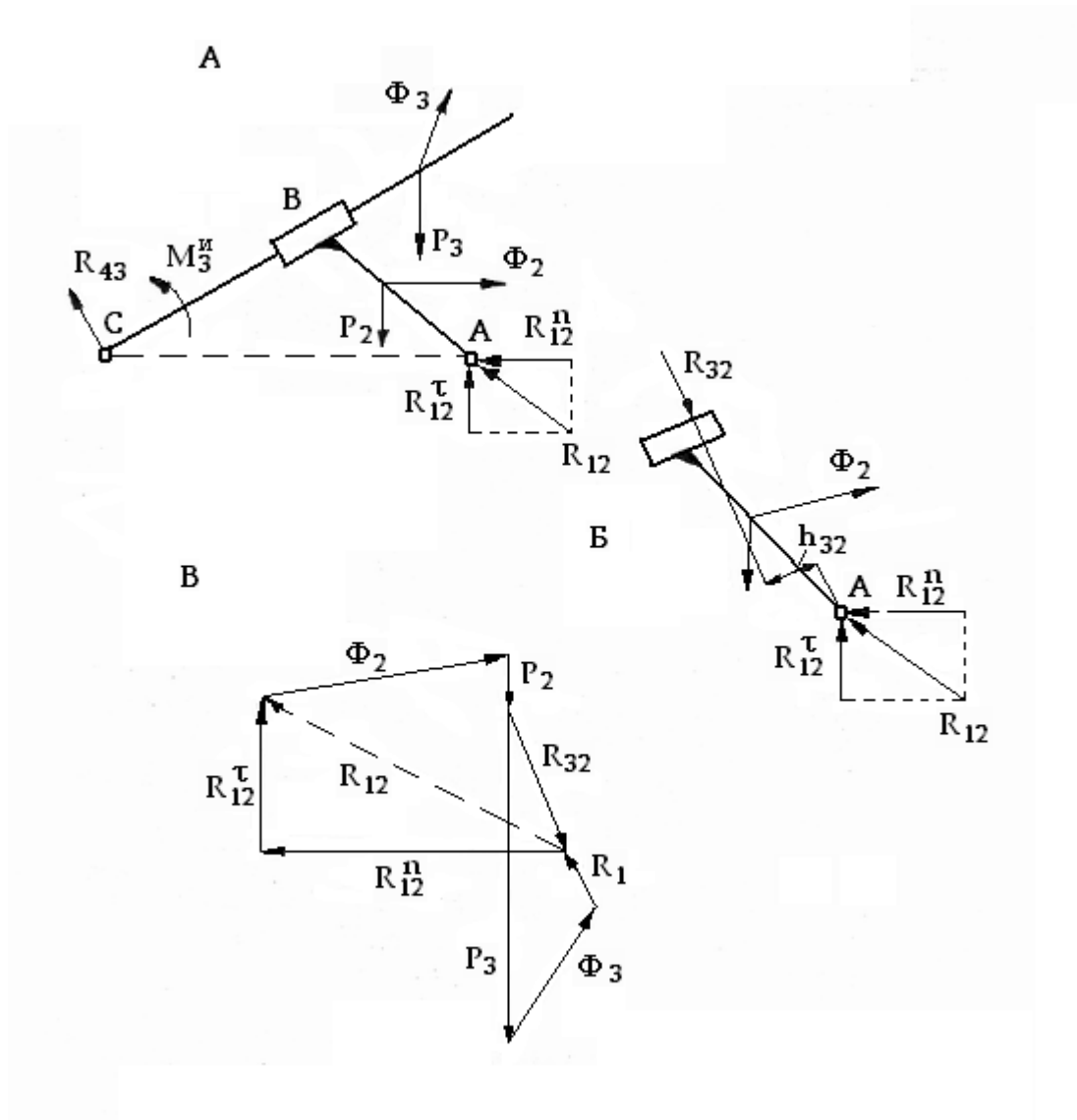


Рис.12. Группа Ассур II класса 3-го вида:

А - кинематическая схема с показанными на ней силами; Б - звено 2 с показанными силами, действующими на него; В - план сил

Для его решения следует рассмотреть равновесие звена, к которому приложена реакция кинематической пары, частично определенная ранее.

Если была определена составляющая \vec{R}_{12}^τ , то рассмотрим равновесие звена 2, если \vec{R}_{43}^τ , то звено 3 (рис.12 Б).

$$\text{Составим уравнение равновесия: } \underline{\vec{R}_{12}^n} + \underline{\vec{R}_{12}^\tau} + \underline{\vec{P}_2} + \underline{\vec{\Phi}_2} + \underline{\vec{R}_{32}} = 0.$$

При составлении этого уравнения учитываем, что реакция представлена в виде двух составляющих, направление реакции поступательной кинематической пары известно. Поскольку данное уравнение имеет два неизвестных, то его можно решить. Для этого из произвольной точки следует в масштабе последовательно в соответствии с написанным уравнением отложить силу \vec{R}_{12}^τ , затем из ее конца \vec{P}_2 и т.д. (рис.12 В). Из конца силы $\vec{\Phi}_2$ следует провести направление силы \vec{R}_{32} (перпендикулярно кулисе АД), а из начала силы \vec{R}_{12}^τ – направление составляющей реакции \vec{R}_{12}^n . Точка пересечения этих направлений будет являться концом силы \vec{R}_{32} и началом силы \vec{R}_{12}^n . Для определения полного значения реакции \vec{R}_{12} соединим начало составляющей и \vec{R}_{12}^n с концом \vec{R}_{12}^τ .

Для определения точки приложения реакции поступательной кинематической пары \vec{R}_{32} воспользуемся уравнением моментов для звена 2 относительно точки А:

$$\sum_{i=1}^n M_A = M_A(\vec{P}_2) + M_A(\vec{\Phi}_2) + R_{32}h_{32} = 0,$$

откуда
$$h_{32} = -\frac{1}{R_{32}} [M_A(\vec{P}_2) + M_A(\vec{\Phi}_2)].$$

Для определения реакции кинематической пары С \vec{R}_{43} обратимся к исходному уравнению, написанному для всей группы Ассура:

$$\underline{\vec{R}_{12}} + \underline{\vec{P}_2} + \underline{\vec{\Phi}_2} + \underline{\vec{P}_3} + \underline{\vec{\Phi}_3} + \underline{\vec{R}_{43}} = 0.$$

Сейчас это уравнение имеет всего два неизвестных (величину и направление силы \vec{R}_{43}). Для ее определения воспользуемся построенным для 2-го звена планом сил. Для этого из конца силы $\vec{\Phi}_2$ проведем силу \vec{P}_3 , а из ее конца – силу $\vec{\Phi}_3$, конец которой соединим с началом силы \vec{R}_{12} (или – то же самое и \vec{R}_{12}^n), причем началом силы \vec{R}_{43} будет конец $\vec{\Phi}_3$, а концом – начало \vec{R}_{12} .

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА II КЛАССА 4-го ВИДА

Предположим, что на звенья 2 и 3 группы Ассура действуют только силы тяжести \vec{P}_2 и \vec{P}_3 . Приложим силы инерции $\vec{\Phi}_2$ и $\vec{\Phi}_3$, допуская, что моменты сил инерции M_2'' и M_3'' малы (рис13 А).

Уравнение кинестатики для группы Ассура будет выглядеть следующим образом

$$\underline{\vec{R}_{12}} + \underline{\vec{P}_2} + \underline{\vec{\Phi}_2} + \underline{\vec{P}_3} + \underline{\vec{\Phi}_3} + \underline{\vec{R}_{43}} = 0.$$

Так как данное уравнение имеет две неизвестные величины, оно может быть решено. Для этого из произвольной точки отложим последовательно силы \vec{P}_2 и далее – остальные в соответствии с написанным уравнением. Из конца силы $\vec{\Phi}_3$ проведем направление реакции \vec{R}_{43} , а из начала силы \vec{P}_2 – направление реакции \vec{R}_{12} (рис.13 Б). Точка пересечения этих прямых будет являться концом силы \vec{R}_{43} и началом \vec{R}_{12} .

Для определения точки приложения этих реакций следует составить уравнение моментов относительно точки В для каждого звена.

Для звена 2:
$$\sum_{i=1}^n M_B = M_B(\vec{P}_2) + M_B(\vec{\Phi}_2) + R_{12}h_{12} = 0,$$

откуда
$$h_{12} = -\frac{1}{R_{12}} [M_B(\vec{P}_2) + M_B(\vec{\Phi}_2)].$$

Для звена 3:
$$\sum_{i=1}^n M_B = M_B(\vec{P}_3) + M_B(\vec{\Phi}_3) + R_{43}h_{43} = 0,$$

откуда
$$h_{43} = -\frac{1}{R_{43}} [M_B(\vec{P}_3) + M_B(\vec{\Phi}_3)].$$

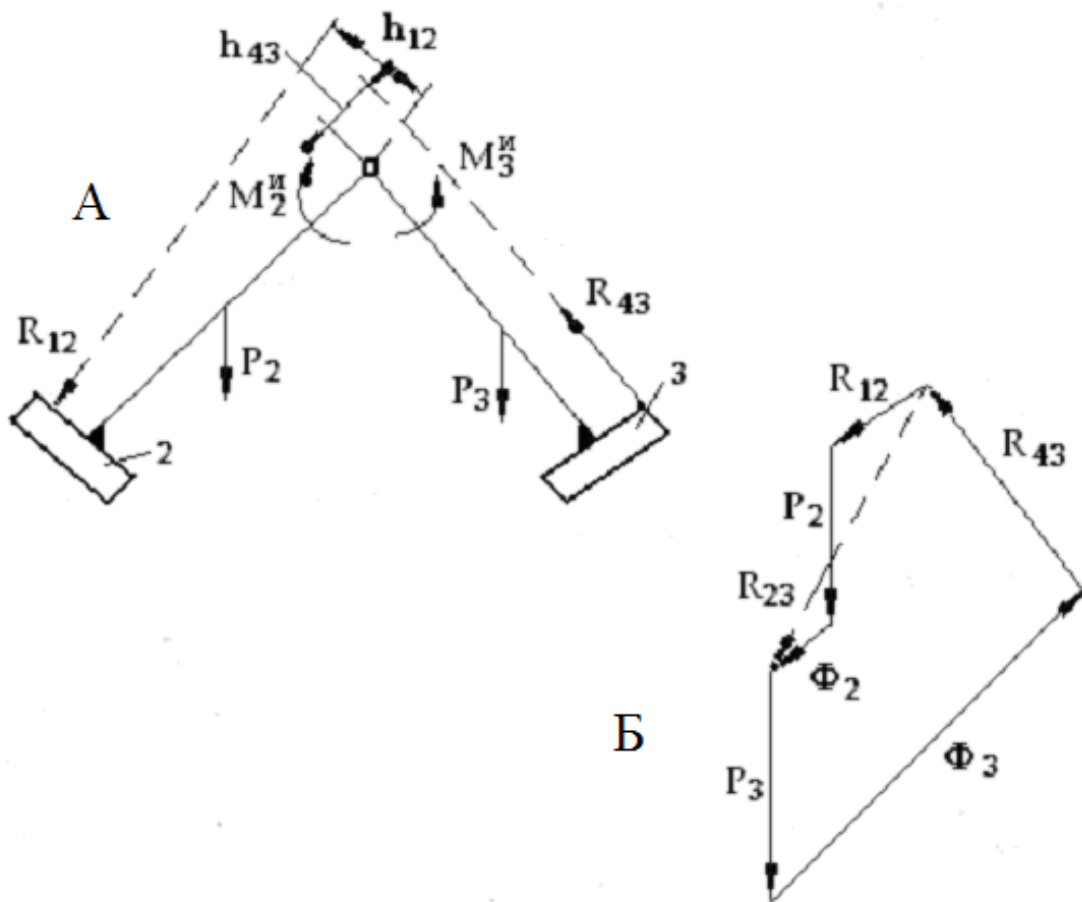


Рис.13. Группа Ассур II класса 4-го вида:

А - кинематическая схема с показанными на ней силами; Б - план сил

Для определения реакции в промежуточной кинематической паре В составим уравнение кинестатики для звена 2 или 3, сохранив в ней порядок сложения сил основного уравнения.

Для звена В уравнение кинестатики будет выглядеть следующим образом:

$$\vec{R}_{23} + \underline{\underline{\vec{P}_3}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_3}} + \underline{\underline{\vec{R}_{43}}} = 0.$$

Так как данное уравнение имеет две неизвестные величины, то оно может быть решено. Воспользуемся для этого построенным для всей группы Ассура планом сил. Поскольку порядок сложения сил сохранен, то нам достаточно на построенном плане сил соединить конец вектора \vec{R}_{43} с началом вектора \vec{P}_3 , что даст вектор \vec{R}_{23} с началом в конце вектора \vec{R}_{43} и концом в начале вектора \vec{P}_3 .

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА II КЛАССА 5-го ВИДА

Приложим к звеньям 2 и 3 группы Ассура силы тяжести \vec{P}_2 и \vec{P}_3 , силы инерции $\vec{\Phi}_2$ и $\vec{\Phi}_3$, а к звену 3 – силу полезного сопротивления $\vec{P}_{рс}$ (рис.14 А). Считаем, что моменты сил инерции весьма малы.

Составим для всей группы Ассура уравнение кинестатики:

$$\underline{\underline{\vec{R}_{12}}} + \underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_2}} + \underline{\underline{\vec{P}_3}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_3}} + \underline{\underline{\vec{R}_{43}}} = 0.$$

Данное уравнение содержит три неизвестные величины и поэтому не может быть решено.

Замечаем, что звено 2 соединяется со звеньями 1 и 3 поступательными кинематическими парами (рис.14 Б), направление которых нам известно, и

составляем для этого звена уравнение кинестатики, сохраняя порядок сложения сил в основном уравнении:

$$\underline{\underline{\vec{R}_{12}}} + \underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_2}} + \underline{\underline{\vec{R}_{32}}} = 0.$$

Последовательно складывая силы \vec{P}_2 и $\vec{\Phi}_2$, строим план сил. Из конца силы $\vec{\Phi}_2$ проводим направление вектора \vec{R}_{32} , а из начала силы \vec{P}_2 – направление вектора \vec{R}_{12} (рис.14 В). Точка пересечения этих прямых является концом силы \vec{R}_{32} и началом \vec{R}_{12} .

Возвратимся к исходному уравнению кинестатики для всей группы

Ассура:
$$\underline{\underline{\vec{R}_{12}}} + \underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_2}} + \underline{\underline{\vec{P}_3}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_3}} + \underline{\underline{\vec{R}_{43}}} = 0.$$

Теперь это уравнение имеет две неизвестные величины и может быть решено. Для этого из конца силы $\vec{\Phi}_2$ на плане сил, построенном для звена 2, последовательно проведем силы \vec{P}_3 , $\vec{\Phi}_3$, \vec{P}_{PC} . Из конца силы \vec{P}_{PC} проведем в начало силы \vec{R}_{12} вектор \vec{R}_{43} , начало которого совпадает с концом вектора \vec{P}_{PC} (рис.14 Г).

Для определения точки приложения силы \vec{R}_{32} составим уравнение моментов для звена 3 относительно точки В:

$$\sum_{i=1}^n M_B = M_B(P_3) + M_B(\Phi_3) + R_{23}h_{23} = 0,$$

откуда
$$h_{23} = -\frac{1}{R_{23}}[M_B(P_3) + M_B(\Phi_3)].$$

При составлении уравнения моментов необходимо помнить, что в этом уравнении должен быть учтен момент силы \vec{R}_{23} , а на плане сил получена реакция \vec{R}_{32} , т.е. необходимо учесть, что

$$\vec{R}_{32} = -\vec{R}_{23}.$$

Для определения точки приложения силы \vec{R}_{12} напомним уравнение моментов для всей группы Ассур относительно точки А:

$$\sum_{i=1}^n M_A = [M_A(P_3) + M_A(\Phi_3) + M_A(P_2) + M_A(\Phi_2) + R_{43}h_{43}].$$

Откуда $h_{43} = -\frac{1}{R_{43}} [M_A(P_3) + M_A(\Phi_3) + M_A(P_2) + M_A(\Phi_2)].$

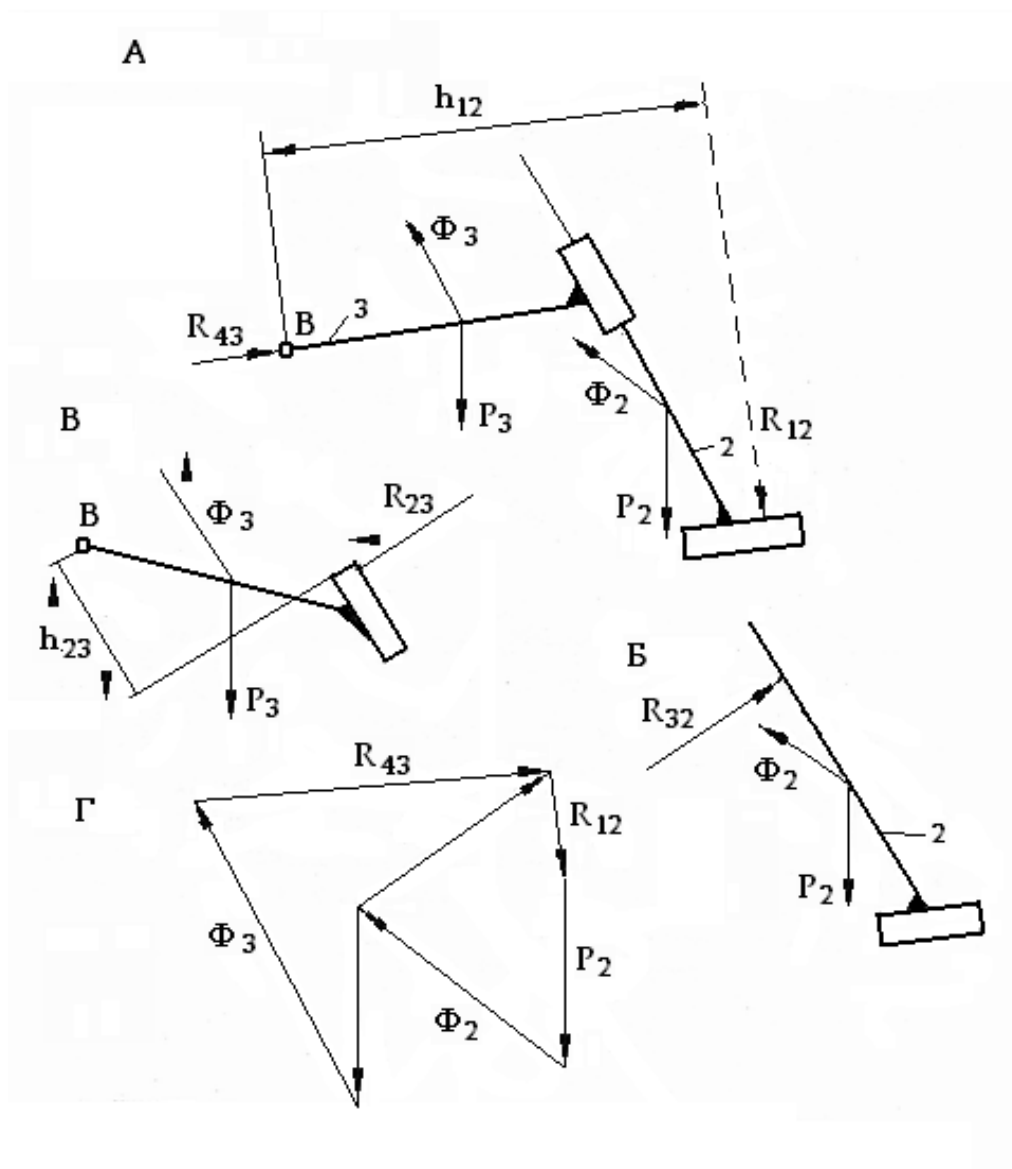


Рис.14. Группа Ассур II класса 5-го вида:

А - кинематическая схема с показанными на ней силами; Б - звено 2 с показанными силами, действующими на него; В - звено 3 с показанными силами действующими на него; Г - план сил

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ТРЕХПОВОДКОВОЙ ГРУППЫ АССУРА III КЛАССА С ВРАЩАТЕЛЬНЫМИ ПАРАМИ

На рис.15 А представлена схема трехповодковой группы, состоящей из базисного звена 5 и трех поводков 2, 3 и 4. Все кинематические пары группы Ассура А, В, С, Д, Е, Н - вращательные.

На каждое звено группы действуют известная внешняя сила и момент М, в которые как слагаемые входят главный вектор и главный момент сил инерции звена, силы тяжести, моменты сил полезного сопротивления и другие.

Напишем уравнение кинетостатики для всех звеньев группы Ассура:

$$\begin{aligned}\vec{R}_{62} + \vec{F}_2 + \vec{R}_{52} &= 0; \\ \vec{R}_{73} + \vec{F}_3 + \vec{R}_{53} &= 0; \\ \vec{R}_{84} + \vec{F}_4 + \vec{R}_{54} &= 0; \\ \vec{R}_{25} + \vec{R}_{35} + \vec{R}_{45} + \vec{F}_5 &= 0.\end{aligned}$$

Очевидно, что в данном случае надо воспользоваться уравнениями моментов, поскольку составленные уравнения кинетостатики содержат слишком много неизвестных.

Для этого представим неизвестные реакции связей \vec{R}_{62} , \vec{R}_{73} и \vec{R}_{84} в виде двух составляющих, одна из которых направлена по поводку, к которому она приложена, а другая ему перпендикулярна.

Составим уравнения моментов для каждого из поводков относительно кинематической пары, соединяющей поводок с базисным звеном.

Для звена 2:

$$\sum_{i=1}^n M_E = M_E(\vec{F}_2) + M_2 + R_{62}^\tau l_{BE} = 0,$$

откуда

$$R_{62}^\tau = -\frac{1}{l_{BE}} [M_E(\vec{F}_2) + M_2].$$

Для звена 3:

$$\sum_{i=1}^n M_H = M_H(\vec{F}_3) + M_3 + R_{73}^\tau l_{CH} = 0.$$

Из этого уравнения следует:

$$R_{73}^\tau = -\frac{1}{l_{CH}} [M_H(\vec{F}_3) + M_3].$$

Для звена 4:

$$\sum_{i=1}^n M_D = M_D(\vec{F}_4) + M_4 + R_{84}^\tau l_{AD} = 0.$$

значение неизвестной

$$R_{84}^\tau = -\frac{1}{l_{AD}} [M_D(\vec{F}_4) + M_4].$$

Следующее уравнение моментов следует составить так, чтобы из него можно было бы определить одну из нормальных составляющих реакций. Для этого следует составить уравнение моментов для всей группы относительно особой точки Ассур, являющейся точкой пересечения осей поводков. Заданная схема позволяет получить три такие точки, одна из которых (точка К) показана на рис. 15 А.

$$\sum_{i=1}^n M_K = R_{34} l_{AK} + M_4 + M_K(\vec{F}_4) + R_{62}^r l_{BK} + M_2 + M_K(\vec{F}_2) +$$

$$+ M_5 + M_K(\vec{F}_5) + M_3 + M_K(\vec{F}_3) + R_{73}^r l_{CT} + R_{73}^n l_{KT} = 0,$$

откуда

$$R_{73}^r = -\frac{1}{l_{KT}} \left[R_{84}^r l_{AK} + M_4 + M_K(\vec{F}_4) + R_{62}^r l_{BK} + M_2 + M_K(\vec{F}_2) + \right.$$

$$\left. + M_5 + M_K(\vec{F}_5) + M_3 + M_K(\vec{F}_3) + R_{73}^r l_{CT} \right].$$

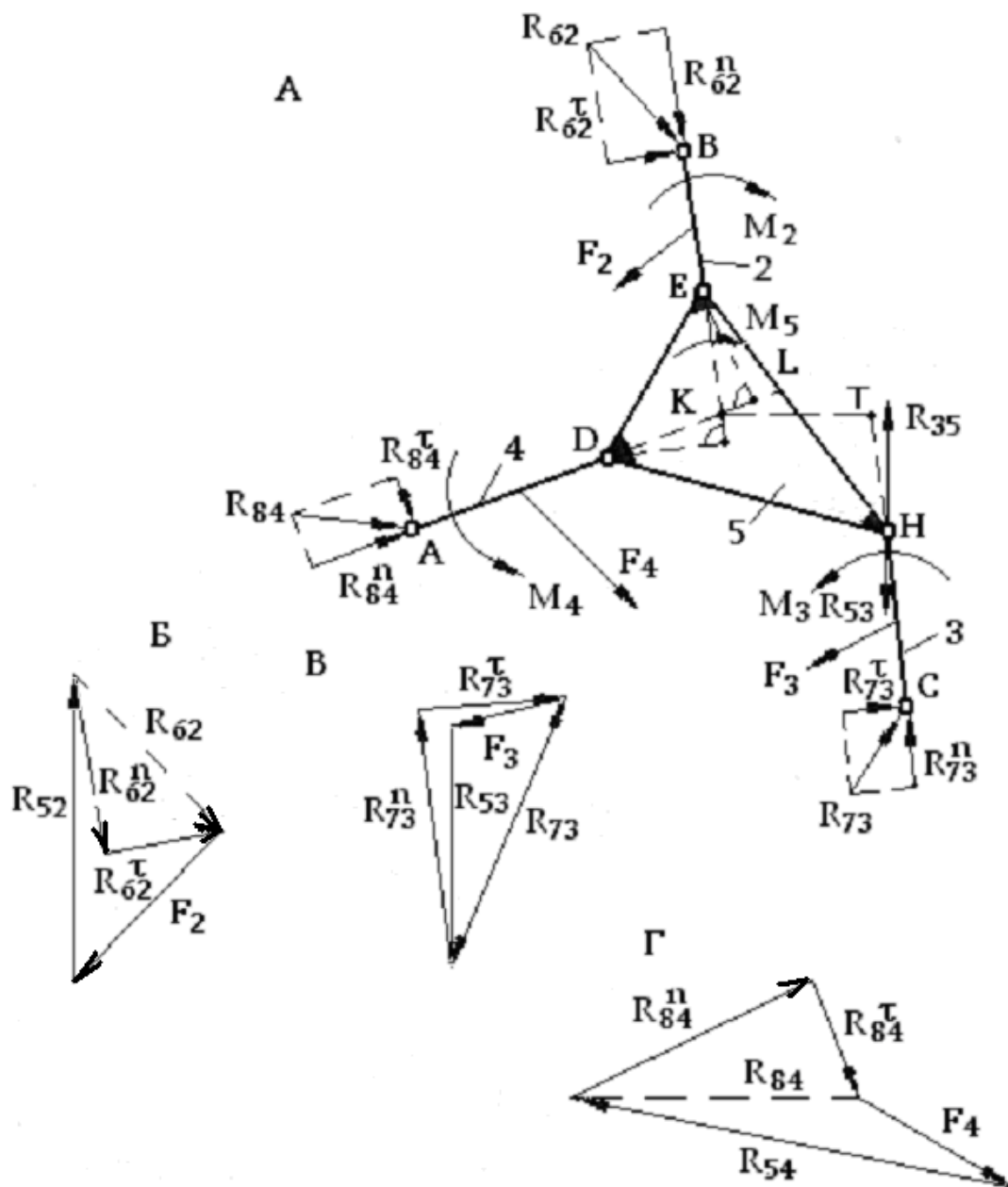


Рис.15. Группа Ассура III класса:

А - кинематическая схема с показанными на ней силами; Б - план сил 2-го звена; В - план сил 3-го звена; Г - план сил 4-го звена

Поскольку значение всей силы

$$\vec{R}_{73} = \vec{R}_{73}^n + \vec{R}_{73}^\tau$$

определено, то можно по уравнению кинетостатики, написанному для звена 3:

$$\underline{\underline{\vec{R}_{73}^n}} + \underline{\underline{\vec{R}_{73}^\tau}} + \underline{\underline{\vec{F}_3}} + \vec{R}_{53} = 0$$

построить план сил и определить значение реакции связи в шарнире Н (рис.15 Б).

Нормальную составляющую \vec{R}_{84} реакции шарнира В следует определять из уравнения момента для звеньев 2 и 5 относительно точки Д:

$$\sum_{i=1}^n M_D = M_2 + M_5 + M_D(\vec{F}_2) + M_D(\vec{F}_5) + M_D(\vec{R}_{62}^n) + M_D(\vec{R}_{62}^\tau) + M_D(\vec{R}_{35}) = 0.$$

Из этого следует:

$$R_{62}^n = \frac{M_D(\vec{R}_{62}^\tau)}{l_{DW}}.$$

Нормальную составляющую \vec{R}_{84} реакции шарнира А определим из уравнения момента для звеньев 4 и 5 относительно точки Е:

$$\sum_{i=1}^n M_E = M_4 + M_5 + M_E(\vec{F}_4) + M_E(\vec{F}_5) + M_E(\vec{R}_{84}^\tau) + M_E(\vec{R}_{84}^n) + M_E(\vec{R}_{35}) = 0,$$

откуда

$$R_{84}^n = \frac{M_D(\vec{R}_{84}^\tau)}{l_{EL}}.$$

Построим планы сил для звеньев 2 и 4 (рис.15 В, Г) по уравнениям:

$$\underline{\underline{\vec{R}_{62}^n}} + \underline{\underline{\vec{R}_{62}^\tau}} + \underline{\underline{\vec{F}_2}} + \underline{\underline{\vec{R}_{52}}} = 0,$$

$$\underline{\underline{\vec{R}_{84}^n}} + \underline{\underline{\vec{R}_{84}^\tau}} + \underline{\underline{\vec{F}_4}} + \underline{\underline{\vec{R}_{54}}} = 0,$$

План сил для базисного звена 5 по существу является проверочным, так как все векторы в уравнении кинетостатики для этого звена уже определены.

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЕРВИЧНОГО МЕХАНИЗМА

Первичный механизм состоит из подвижного (ведущего) звена и неподвижного (стойки) и встречается в двух модификациях: одна с вращательной парой, другая с поступательной. Для ведущего звена можно составить три уравнения равновесия. Имеются две неизвестные величины, подлежащие определению, – величина и линия действия реакции кинематической пары, соединяющей ведущее звено и стойку, если ведущее звено совершает вращательное движение, и величина и точка приложения, если оно соединено со стойкой поступательной парой. Поскольку число уравнений, которые можно составить, на одно превышает число неизвестных, то «лишнее» уравнение дает возможность определить уравновешивающую силу P_{yp} и уравновешивающий момент M_{yp} , который нужно приложить к ведущему звену для уравновешивания всех сил, действующих на него.

Иногда определение уравновешивающей силы P_{yp} и уравновешивающего момента M_{yp} дается по-другому: это такая сила или момент, который должен быть приложен к ведущему звену, чтобы механизм

двигался по заданному закону (если ведущим звеном является кривошип, то обычно его движение задается равномерным).

Из-за некоторых различий между модификациями первичного механизма необходимо рассмотреть расчет каждого варианта отдельно.

Рассмотрим три случая: 1-й – когда на ведущее звено, совершающее вращательное движение (кривошип), действует уравновешивающий момент M_{VP} ; 2-й – когда на кривошип действует уравновешивающая сила и 3-й – когда на ведущее звено, совершающее поступательное движение, действует уравновешивающая сила.

Случай 1-й. На кривошип действуют известные силы – вес кривошипа P_1 , реакция звена 2, приложенная к кинематической паре А и момент M_1 . Определим уравновешивающий момент M_{VP} и реакцию R_{01} (рис. 16 А).

Если кривошип вращается равномерно, то момент сил инерции $M_1^H = 0$, а сила инерции Φ_1^H будет направлена по звену от центра.

Составим уравнения кинестатики для кривошипа:

$$\underline{\vec{P}}_1 + \underline{\vec{R}}_{21} + \underline{\vec{\Phi}}_1 + \underline{\vec{R}}_{01} = 0.$$

В соответствии с этим уравнением откладываем в масштабе последовательно известные векторы \vec{P}_1 , \vec{R}_{21} и $\vec{\Phi}_1$. Замыкающий вектор, соединяющий конец вектора $\vec{\Phi}_1$ с началом вектора \vec{P}_1 , есть искомый вектор \vec{R}_{01} (рис. 16 Б).

Для определения уравновешивающего момента составляем уравнение моментов относительно точки О:

$$\sum_{i=1}^n M_O = M_O(\vec{P}_1) + M_O(\vec{R}_{21}) + M_1 + M_{VP} = 0,$$

откуда

$$M_{VP} = -[M_O(\vec{P}_1) + M_O(\vec{R}_{21}) + M_1].$$

Напомним, что так как сила $\vec{\Phi}_1$ направлена по OA , то $M_O(\vec{\Phi}_1) = 0$.

Случай 2-й. На кривошип действует уравнивающая сила \vec{P}_{yp} , направление и точка приложения которой заданы (предположим, что в данном случае она перпендикулярна звену и приложена в его середине), вес звена \vec{P}_1 , реакция звена 2 - \vec{R}_{21} и момент M_1 (рис. 17 А).

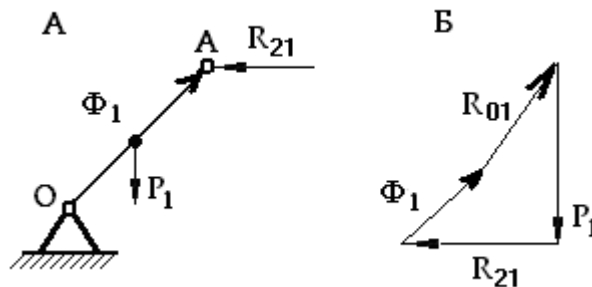


Рис. 16. Ведущее звено, входящее во вращательную пару со стойкой, при действии на него уравнивающего момента M_{yp} :

А – кинематическая схема с показанными на ней силами; Б – план сил

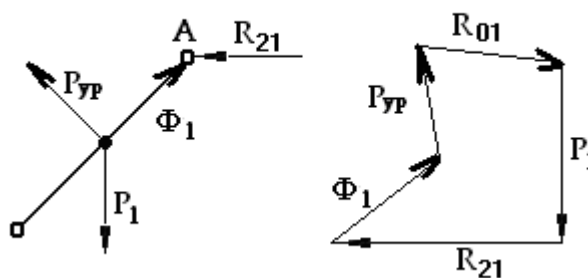


Рис. 17. Ведущее звено, входящее во вращательную пару со стойкой, при действии на него уравнивающей силы \vec{P}_{yp} : А – кинематическая схема с показанными на ней силами; Б – план сил

Составим уравнение моментов относительно точки O , предварительно приложив силу инерции, которая, как и в предыдущем случае, направлена по звену:

$$\sum_{i=1}^n M_O = M_1 + M_O(\vec{P}_{VP}) + M_O(\vec{P}_1) + M_O(\vec{R}_{21}) = 0.$$

Так как в нашем случае $M_O(\vec{P}_{VP}) = P_{VP} 0,5l_{OA}$, то

$$P_{VP} = -\frac{1}{0,5l_{OA}} [M_1 + M_O(\vec{P}_1) + M_O(\vec{R}_{21})].$$

Реакцию шарнира O определяем из уравнения кинетостатики:

$$\underline{\underline{\vec{P}_1}} + \underline{\underline{\vec{R}_{21}}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_1}} + \underline{\underline{\vec{P}_{VP}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{01}}} = 0.$$

В соответствии с этим уравнением откладываем в масштабе последовательно известные силы \vec{P}_1 , \vec{R}_{21} , $\vec{\Phi}_1$, \vec{P}_{VP} (рис.17 Б). Замыкающий вектор, соединяющий конец \vec{P}_{VP} с началом вектора \vec{P}_1 , есть искомый вектор \vec{R}_{01} .

Случай 3-й. На поступательно движущееся звено (ползун) действуют известные силы – вес \vec{P}_1 , реакция звена 2 \vec{R}_{21} , сила движущая или полезного сопротивления \vec{F}_1 , а также уравновешивающая сила \vec{P}_{VP} , точка приложения и линия действия которой известны (допустим, что в данном случае уравновешивающая сила приложена в точке А и направлена по прямой mn) (рис.18 А).

Требуется разделить величины уравновешивающей силы \vec{P}_{VP} , реакции стойки \vec{R}_{01} и точку ее приложения.

Приложим к ползуну силу инерции $\vec{\Phi}_1$ и составим для него уравнение кинетостатики: $\underline{\underline{\vec{P}_{VP}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{21}}} + \underline{\underline{\vec{F}_1}} + \underline{\underline{\vec{P}_1}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_1}} + \underline{\underline{\vec{R}_{01}}} = 0.$

Для построения плана сил в масштабе в соответствии с уравнением откладываем последовательно известные силы \vec{R}_{21} , \vec{F}_1 , \vec{P}_1 и $\vec{\Phi}_1$. Затем из начала силы \vec{R}_{21} проводим направление уравнивающей силы $\vec{P}_{ур}$ (параллельно mn), а из конца силы Φ_1 - направление реакции \vec{R}_{01} (перпендикулярно направляющей ползуна). Точка пересечения этих направлений будет являться началом уравнивающей силы $\vec{P}_{ур}$ и концом реакции \vec{R}_{01} (рис.18 Б).

Для определения точки приложения реакции \vec{R}_{01} составим уравнение моментов относительно точки А:

$$\sum_{i=1}^n M_A = M_A(\vec{F}_1) + M_A(\vec{P}_1) + M_A(\vec{\Phi}_1) + M_A(\vec{R}_{01}).$$

Так как $M_A(\vec{R}_{01}) = R_{01} h_R$, то

$$h_R = -\frac{1}{R_{01}} [M_A(\vec{F}_1) + M_A(\vec{P}_1) + M_A(\vec{\Phi}_1)].$$

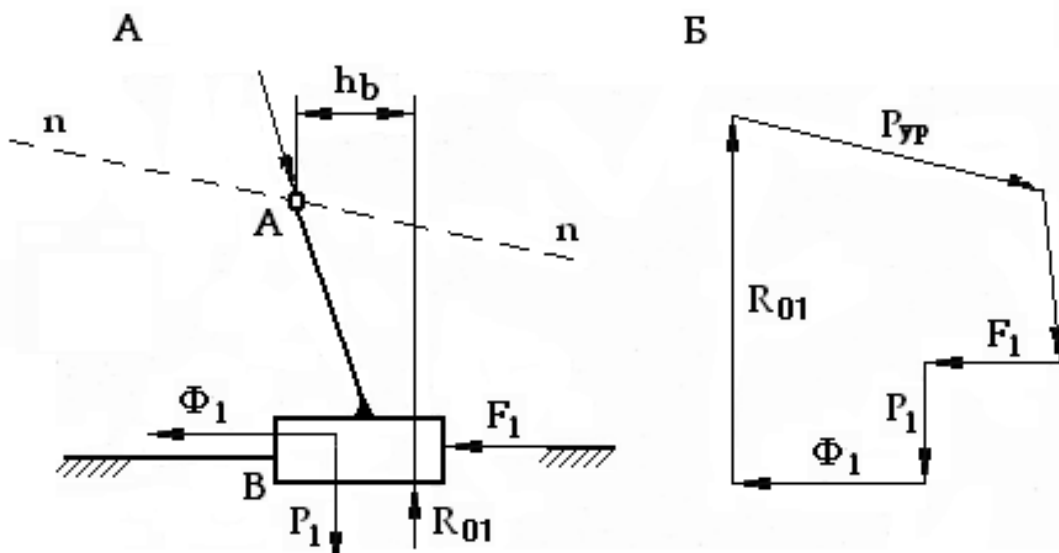


Рис.18. Ведущее звено, входящее в поступательную пару со стойкой:

А - кинематическая схема с показанными на ней силами; Б - план сил

Уравновешивающий момент (сила) равен и противоположно направлен моменту сил (силам) движущих и сопротивления, приведенных к ведущему звену, т.е.:

$$M_{ур} = -(M_{пр.сопр.} + M_{пр.дв.})$$
$$P_{ур} = -(P_{пр.сопр.} + P_{пр.дв.}) \quad \text{или}$$

Пример. Рассмотрим силовой расчет механизма, кинематическая схема которого представлена на рис.19. Ведущим звеном является кривошип 1.

Данный механизм состоит из 6 звеньев (5 подвижных и стойки), соединенных 7 кинематическими парами. Степень подвижности механизма

$$W = 3(6 - 1) - 7 \cdot 2 = 1.$$

Механизм образован путем присоединения к первичному механизму (стойки 1 и кривошипа 2) группы Ассура II класса, состоящей из звеньев 3 и 4, с последующим присоединением еще одной группы Ассура II класса, которая образована звеньями 5 и 6. Поскольку наивысший класс групп Ассура, входящих в данный механизм – II, то механизм относится ко II классу.

Поскольку последней к механизму присоединена группа Ассура 5 x 6, то силовой расчет надо начинать именно с этой группы, затем провести силовой расчет группы 3 x 4, а в последнюю очередь производится силовой расчет первичного механизма.

Покажем силы, действующие на механизм. На каждое звено действуют силы тяжести, кроме этого, на звено 6 действует сила полезного сопротивления $\vec{P}_{ПС}$. Силы $\vec{P}_1, \vec{P}_2, \vec{P}_3, \vec{P}_4, \vec{P}_5, \vec{P}_6$ являются геометрической суммой сил тяжести и сил инерции, приложенных соответственно к 1, 2, 3, 4, 5, 6 звеньям. Определим и покажем на расчетной схеме направления моментов сил инерции. Все это делается на основе сделанного ранее кинематического анализа.

Задачей силового расчета является определение реакций кинематических пар механизма.

Рассмотрим группу Ассура 5 x 6, которая является группой II класса 2-го вида (рис.20 А), для чего вычертим ее отдельно и покажем все силы, действующие на нее ($\vec{P}_5, \vec{P}_6, \vec{P}_{ПС}$). Покажем реакции кинематических пар Д и Н. Направление реакции поступательной пары Н известно (перпендикулярно направляющим ползуна), точка приложения неизвестна, для реакции вращательной пары Д известна точка приложения, а величина и направление силы – неизвестны. Представим неизвестную реакцию \vec{R}_{45} в виде двух

составляющих, одна из которых направлена по звену ДЕ, а другая ему перпендикулярна: $\vec{R}_{45} = \vec{R}_{45}^n + \vec{R}_{45}^\tau$.

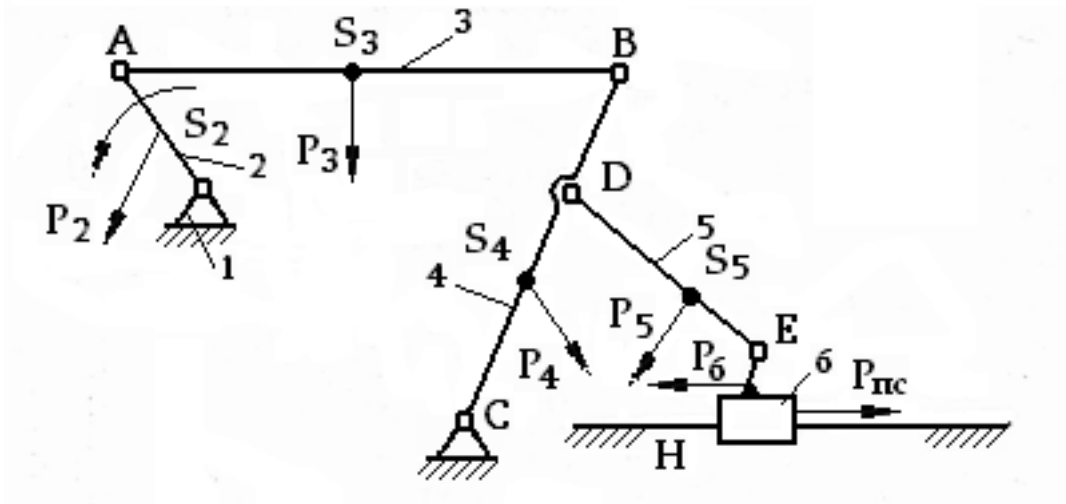


Рис.19. Кинематическая схема шестизвенного механизма с показанными на ней силами.

С помощью уравнения моментов для звена 5

$$\sum_{i=1}^n M_E = M_E(\vec{P}_5) + R_{45}^\tau l_{DE} = 0$$

определим величину составляющей R_{45}^τ :

$$R_{45}^\tau = -\frac{1}{l_{DE}} M_E(\vec{P}_5).$$

Напишем уравнение кинестатики для группы Ассура:

$$\vec{R}_{45}^n + \vec{R}_{45}^\tau + \vec{P}_5 + \vec{P}_6 + \vec{P}_{ПС} + \vec{R}_{16} = 0,$$

откуда определим значение сил \vec{R}_{45}^n и \vec{R}_{16} . Для этого из произвольной точки отложим в масштабе вектор силы \vec{R}_{45}^τ , из ее конца проведем \vec{P}_5 , затем \vec{P}_6 и $\vec{P}_{ПС}$, из конца которой проведем направление действия силы \vec{R}_{45}^n , а из начала

\vec{R}_{45}^{τ} проведем направление составляющей \vec{R}_{45}^n . Точка пересечения этих направлений будет являться концом силы \vec{R}_{16} и началом \vec{R}_{45}^n (рис.20 Б).

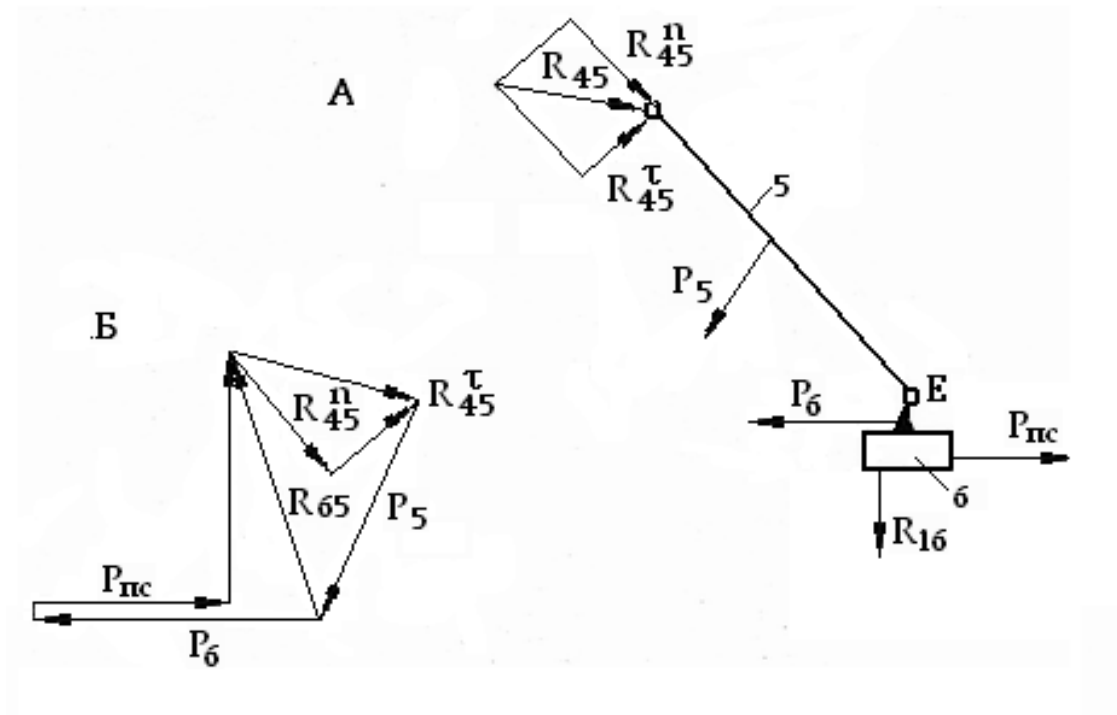


Рис.20. Группа Асура 5-6 механизма (см.рис.19):

А - кинематическая схема с показанными на ней силами; Б - план сил

Для определения реакции в шарнире Е построим план сил для звена 5 по уравнению:

$$\underline{\underline{\vec{R}_{45}}} + \underline{\underline{\vec{P}_5}} + \underline{\underline{\vec{R}_{65}}} = 0.$$

Определим значение R_{65} , для чего на построенном плане сил соединим конец вектора \vec{P}_5 с началом \vec{R}_{45} и получим силу \vec{R}_{65} с началом в конце силы \vec{P}_5 .

Точку приложения реакции \vec{R}_{16} определим из уравнения:

$$\sum_{i=1}^n M_E = M_E(\vec{P}_6) + M_E(\vec{P}_{ПС}) + R_{16}h_{16} = 0,$$

откуда
$$h_{16} = -\frac{1}{R_{16}} \left[M_E(\vec{P}_6) + M_E(\vec{P}_{nc}) \right].$$

Перейдем к группе Ассур 3 х 4, группе II класса 1-го вида. Вычертим ее отдельно (рис.21 А). На звенья группы действуют силы \vec{P}_3 и \vec{P}_4 (являющиеся геометрической суммой сил тяжести и сил инерции), моменты сил инерции M_3^H и M_4^H , а также определенная ранее реакция в шарнире D – \vec{R}_{54} .

Представим реакции в шарнирах А и С в виде двух составляющих:

$$\vec{R}_{23} = \vec{R}_{23}^n + \vec{R}_{23}^\tau,$$

$$\vec{R}_{14} = \vec{R}_{14}^n + \vec{R}_{14}^\tau,$$

причем нормальные составляющие направим по звеньям АВ и СВ соответственно, а касательные – по перпендикуляру к ним.

Составим уравнения моментов для звеньев 3 и 4 и определим значения касательных составляющих реакций:

$$\sum_{i=1}^n M_B = M_B(\vec{P}_3) + M_3^n + R_{23}^\tau l_{AB} = 0,$$

откуда
$$R_{23}^\tau = -\frac{1}{l_{AB}} \left[M_B(\vec{P}_3) + M_3^H \right].$$

$$\sum_{i=1}^n M_B = M_B(\vec{P}_4) + M_B(\vec{R}_{54}) + M_4^H + R_{14}^\tau l_{BC} = 0.$$

Из этого следует:
$$R_{14}^\tau = -\frac{1}{l_{BC}} \left[M_B(\vec{P}_4) + M_B(\vec{R}_{54}) + M_4^H \right].$$

Напишем уравнение кинетостатики для группы Ассур:

$$\underline{\vec{R}_{23}^n} + \underline{\vec{R}_{23}^\tau} + \underline{\vec{P}_3} + \underline{\vec{R}_{54}} + \underline{\vec{P}_4} + \underline{\vec{R}_{14}^\tau} + \underline{\vec{R}_{14}^n} = 0$$

и решим его, найдя, таким образом, значения величин сил R_{23}^n и R_{14}^n , а следовательно и реакций в шарнирах А и С \vec{R}_{23} и \vec{R}_{14} (рис.21 Б).

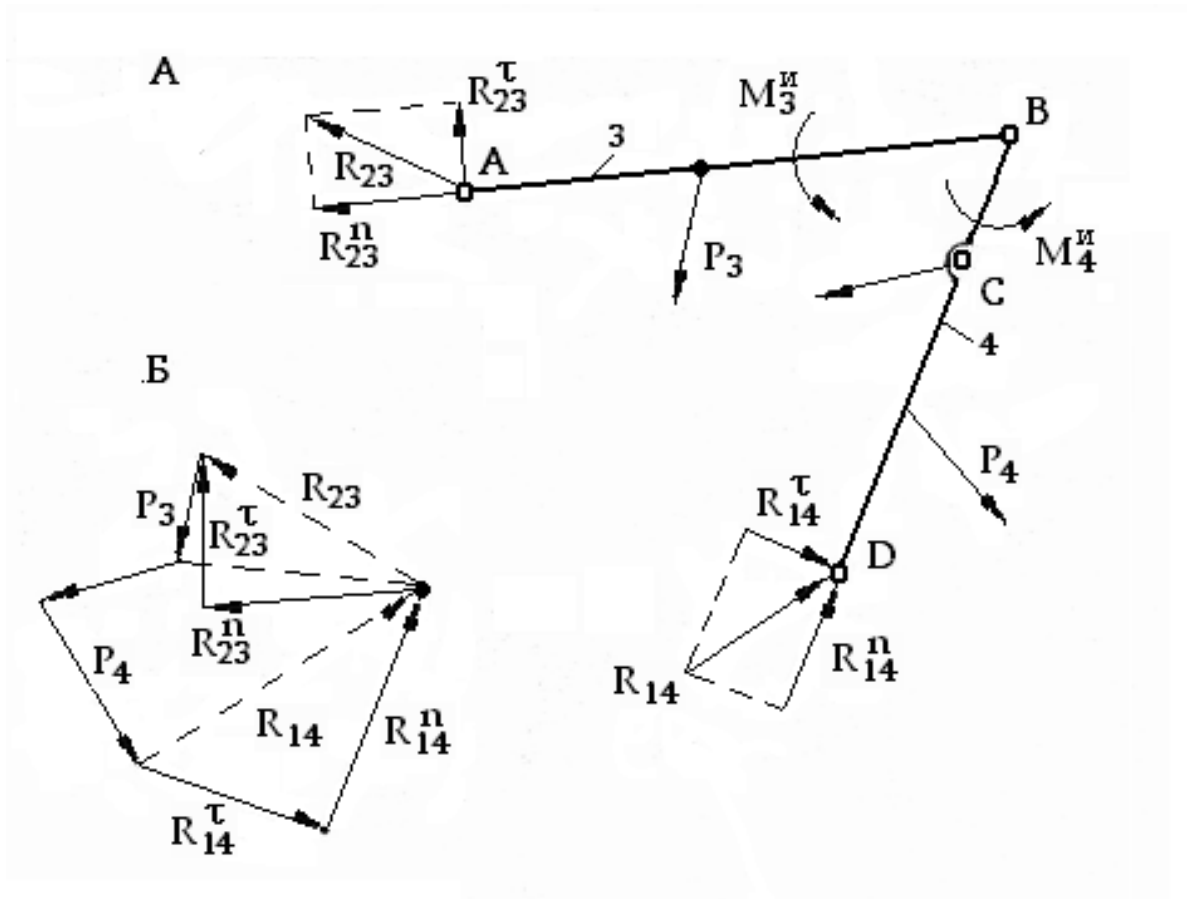


Рис.21. Группа Ассура 3-4 механизма (см. рис.19): А - кинематическая схема с показанными на ней силами; Б - план сил

Для определения реакции в шарнире В составим уравнение кинетостатики для звена 3:
$$\underline{\underline{\vec{R}_{23}}} + \underline{\underline{\vec{P}_3}} + \vec{R}_{43} = 0$$

и получим силу \vec{R}_{43} как вектор, соединяющий конец силы \vec{P}_3 с началом \vec{R}_{23} .

Переходим к силовому анализу кривошипа, на который действует сила \vec{P}_2 , являющаяся суммой силы тяжести и силы инерции, реакция кинематической пары А, определенная ранее, и уравновешивающий момент M_{yp} (рис.22 А).

Из уравнения кинетостатики для кривошипа:

$$\underline{\underline{\vec{R}_{32}}} + \underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{R}_{12}}} = 0$$

определяем силу \vec{R}_{12} как вектор, соединяющий на плане сил конец вектора \vec{P}_2 с началом \vec{R}_{32} (рис.21,б).

Значение уравновешивающего момента M_{yp} определяем из уравнения моментов:

$$\sum_{i=1}^n M_O = M_{yp} + M_O(\vec{P}_2) + M_O(\vec{R}_{32}) = 0,$$

откуда $M_{yp} = -[M_O(\vec{P}_2) + M_O(\vec{R}_{32})]$.

Реакции во всех кинематических парах определены.

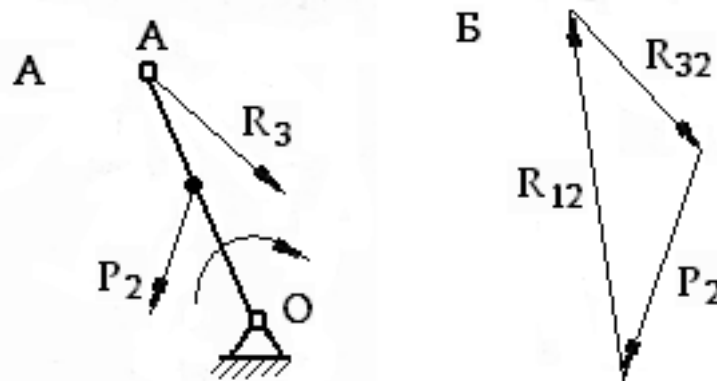


Рис.22. Ведущее звено 1 механизма (см. рис.19)

А - кинематическая схема с показанными на ней силами; Б - план сил

НЕКОТОРЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СИЛОВОМУ АНАЛИЗУ МЕХАНИЗМОВ

При проведении силового анализа следует учитывать, что описанный здесь способ является графоаналитическим, и поэтому его точность зависит в значительной мере от точности производимых графических построений.

Следует отметить, что точность 3-5%, как правило, считается удовлетворительной для научных и технических расчетов.

Поэтому нужно иметь в виду, что, если в результате проведенных расчетов получаются силы, близкие к нулю или весьма малые в сравнении с другими, то такими малыми силами можно пренебречь.

СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ С КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ IV КЛАССА

Как известно, в плоских механизмах кинематические пары IV класса существуют в виде зубчатых и кулачкового механизмов. Кулачковые механизмы имеют несколько конструкций. Наиболее часто встречаются кулачковые механизмы с вращающимся кулачком и толкателем, движущимся поступательно и вращательно.

В качестве примера рассмотрим силовой расчет кулачковых механизмов с вращающимся кулачком и двумя видами движения толкателя (поступательным и вращательным), а также силовой расчет зубчатого механизма.

Отметим, что в отличие от пар V класса, содержащих две неизвестные величины реакции кинематических пар IV класса, всегда имеют только один неизвестный параметр – величину реакции, а точка приложения и направления всегда известны. Реакции кинематических пар IV класса всегда направлены по общей нормали к соприкасающимся поверхностям (см. рис.9).

Общую методику силового расчета механизмов с высшими кинематическими парами можно сформулировать следующим образом: расчленив механизм на звенья, нужно рассматривать каждое звено в отдельности, переходя от звена к звену в направлении к первичному механизму, к которому приложен неизвестный внешний момент (или сила). При этом внутренние силы, найденные на предшествующих этапах силового расчета,

при выполнении последующих этапов прикладываются к звеньям как уже известные. Переход от звена к звену следует делать в строго определенном порядке – от наиболее удаленного звена к первичному механизму.

Случай 1-й. Рассмотрим силовой расчет кулачкового механизма с вращающимся кулачком и поступательно движущимся толкателем (рис.23 А).

На звенья кулачкового механизма действуют вес звеньев \vec{P}_1 и \vec{P}_2 , сила упругости пружины, прижимающая толкатель к кулачку.

В результате силового расчета должны быть определены реакции кинематических пар А, В, О - \vec{R}_{02} , \vec{R}_{12} , \vec{R}_{01} , а также направление силы \vec{R}_{01} , точка приложения \vec{R}_{02} и величина уравновешивающего момента.

Приложим к звеньям 1 и 2 силы инерции (рис.23 Б, Г) и составим уравнение кинетостатики для толкателя, заменив все известные силы, действующие по одной прямой (силу инерции, вес и силу упругости пружины) их равнодействующей \vec{F}_2 :

$$\vec{R}_{12} + \vec{F}_2 + \vec{R}_{02} = 0.$$

Определим значения неизвестных реакций, для чего из конца силы \vec{F}_2 проведем направление силы \vec{R}_{02} (в данном случае горизонтальную линию), а из начала \vec{F}_2 – прямую, параллельную прямой pp (направление \vec{R}_{12}) (рис.23 В). Точка пересечения этих линий будет концом силы \vec{R}_{02} началом \vec{R}_{12} .

Точку приложения реакции \vec{R}_{02} можно определить с помощью уравнения моментов относительно точки С:

$$\sum_{i=1}^n M_C = M_C(\vec{R}_{12}) + M_C(\vec{F}_2) + R_{02}h = 0,$$

откуда
$$h = -\frac{1}{R_{02}} [M_C(\vec{R}_{12}) + M_C(\vec{F}_2)].$$

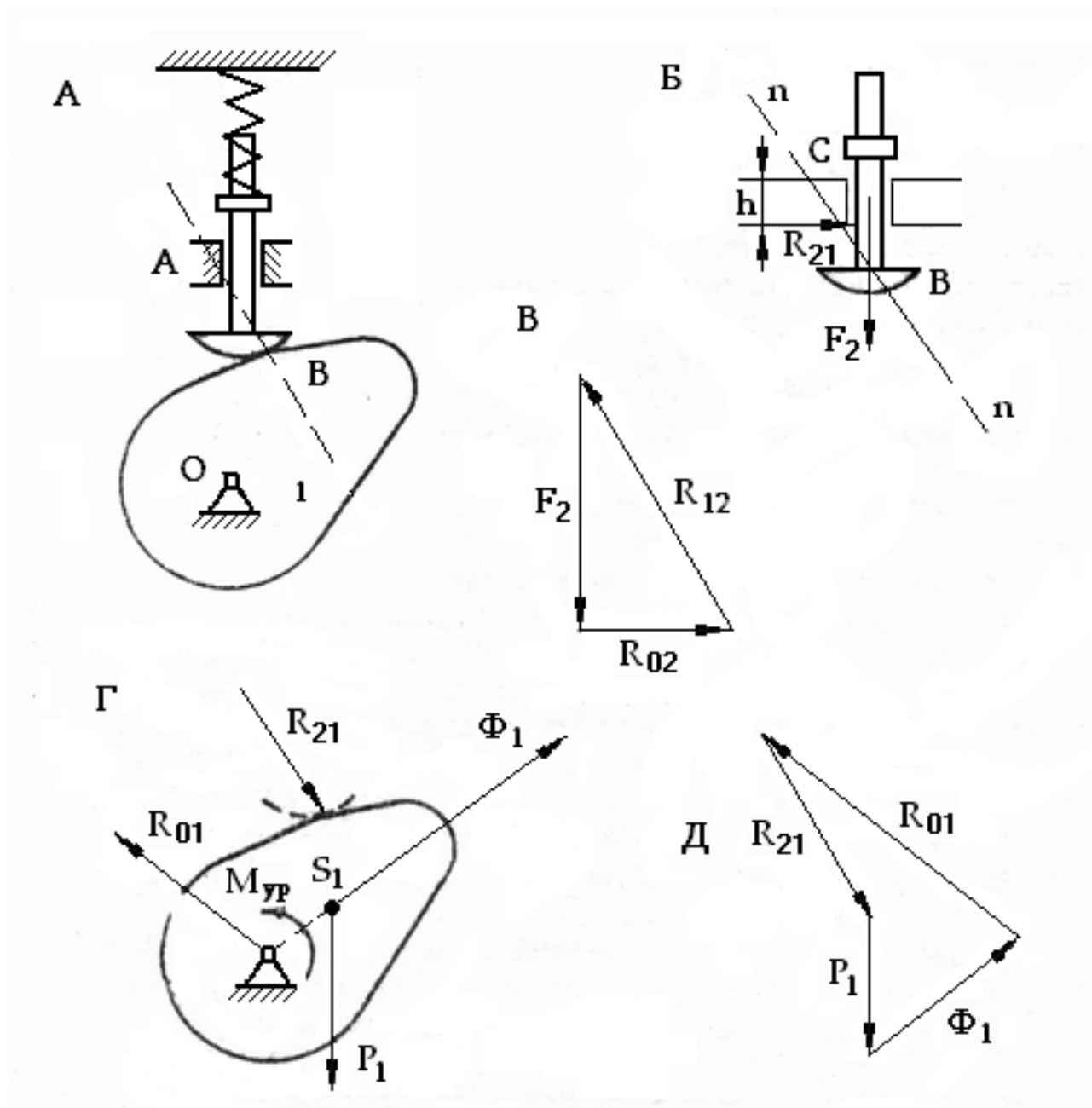


Рис.23. К силовому расчету кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем:

А - кинематическая схема кулачкового механизма; Б - толкатель с показанными силами, действующими на него; В - план сил толкателя; Г - кулачок с показанными на ней силами; Д - план сил кулачка

Произведем силовой расчет кулачка. Составим для него уравнение кинетостатики:

$$\vec{R}_{01} + \vec{R}_{21} + \vec{P}_1 + \vec{\Phi}_1 = 0.$$

Проведем последовательно в масштабе силы \vec{R}_{21} , \vec{P}_1 , $\vec{\Phi}_1$, затем соединим конец силы $\vec{\Phi}_1$ с началом \vec{R}_{21} и получим значение и направление силы \vec{R}_{01} , конец которой будет совпадать с началом \vec{R}_{21} (рис.23 Д).

Величина уравнивающего момента определяется из уравнения моментов относительно точки O :

$$\sum_{i=1}^n M_O = M_{yp} + M_O(\vec{R}_{21}) + M_O(\vec{P}_1) = 0,$$

откуда
$$M_{yp} = -[M_O(\vec{R}_{21}) + M_O(\vec{P}_1)].$$

Случай 2-й. Рассмотрим силовой расчет коромыслового кулачкового механизма с вращающимся кулачком (рис.24 А). На коромысло механизма действует сила тяжести \vec{P}_2 , сила упругости пружины \vec{F} , прижимающая коромысло к кулачку, на кулачок действует сила тяжести. При равномерном вращении кулачка его сила инерции $\vec{\Phi}_2$ направлена по радиусу OS_1 , сила инерции коромысла приложена в центре масс S_2 коромысла. Сила взаимодействия между кулачком и коромыслом направлена по общей нормали к соприкасающимся профилям кулачка и толкателя n-n.

Вначале проводим силовой анализ коромысла (рис.23 Б). Составим уравнение моментов относительно точки A :

$$\sum_{i=1}^n M_A = M_A(\vec{\Phi}_2) + M_A(\vec{P}_2) + M_A(\vec{F}) + M_A(\vec{R}_{12}) = 0,$$

откуда определяем реакцию \vec{R}_{12} , так как линия действия ее известна, следовательно, известно и плечо.

После определения реакции \vec{R}_{12} составим уравнение кинетостатики:

$$\underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{F}}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_2}} + \underline{\underline{\vec{R}_{12}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{02}}} = 0.$$

Из уравнения определяется реакция в кинематической паре А. Для этого последовательно сложим силы \vec{P}_2 , \vec{F} , $\vec{\Phi}_2$, \vec{R}_{12} . Силой \vec{R}_{02} будет являться вектор, замыкающий полученный силовой многоугольник с началом в конце силы \vec{R}_{12} и с концом в начале силы \vec{P}_2 (рис. 24 Б).

Теперь составим уравнение кинестатики для кулачка (рис. 24, в):

$$\underline{\underline{\vec{R}_{21}}} + \underline{\underline{\vec{P}_1}} + \underline{\underline{\vec{\Phi}_1}} + \underline{\underline{\vec{R}_{01}}} = 0.$$

Для этого последовательно складываем силы \vec{R}_{21} , \vec{P}_1 , $\vec{\Phi}_1$. Силой \vec{R}_{01} будет являться вектор, соединяющий конец силы $\vec{\Phi}_1$ (начало) и начало \vec{R}_{21} (конец) (рис. 24 Д).

Величину уравновешивающего момента определим из уравнения моментов относительно точки О:

$$\sum_{i=1}^n M_O = M_{yp} + M_O(\vec{R}_{21}) + M_O(\vec{P}_1) = 0,$$

откуда
$$M_{yp} = -[M_O(\vec{R}_{21}) + M_O(\vec{P}_1)].$$

Случай 3-й. Рассмотрим силовой расчет простейшего зубчатого механизма (рис.25 А). Силовой расчет начинаем со звена 2, на которое действуют сила тяжести \vec{P}_2 и момент сил полезного сопротивления $M_{пс}$ (считаем, что звено вращается равномерно, а центр масс звена совпадает с его геометрическим центром) (рис.25 Б).

Реакцию в кинематической паре IV-го класса определяем с помощью уравнения моментов. Направление действия реакции \vec{R}_{12} нам известно. Звенья 1 и 2 взаимодействуют по линии зацепления, которая образует с общей касательной, проведенной через точку касания звеньев, угол α – угол зацепления, который обычно составляет 20° .

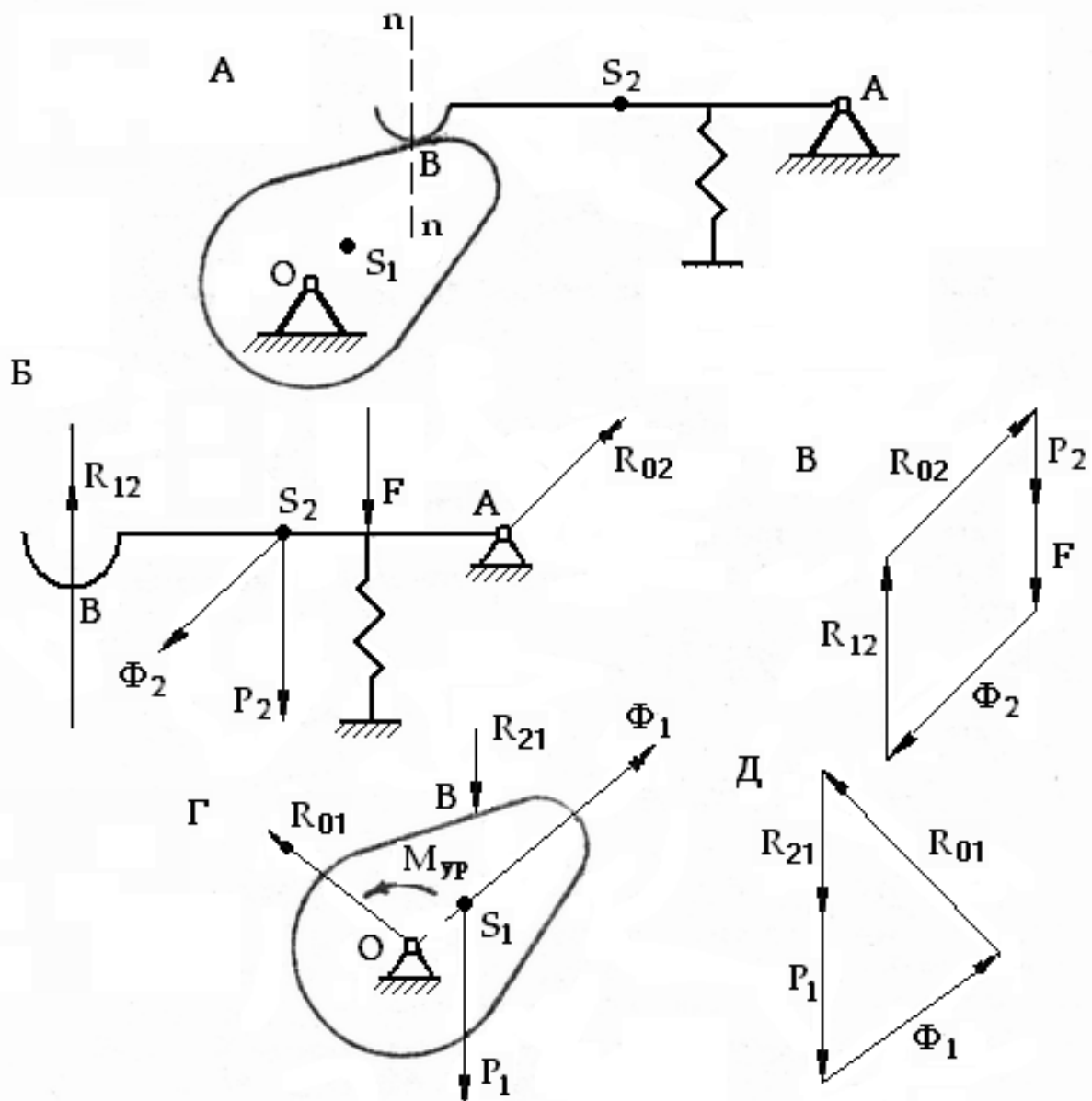


Рис. 24. К силовому расчету коромыслового кулачкового механизма:
 А - кинематическая схема механизма; Б - коромысло с показанными на нем силами; В - план сил коромысла; Г - кулачок с показанными на нем силами; Д - план сил кулачка

$$\sum_{i=1}^n M_A = M_{пс} + R_{12} r_1 \cos \alpha = 0,$$

откуда
$$R_{12} = -\frac{M_{пс}}{r_1 \cos \alpha}.$$

Для определения реакции кинематической пары А составим уравнение кинетостатики: $\underline{\underline{\vec{P}_2}} + \underline{\underline{\vec{R}_{12}}} + \vec{R}_{02} = 0$.

Из этого уравнения сила \vec{R}_{02} определяется как вектор, соединяющий конец вектора \vec{R}_{12} на плане сил с началом \vec{P}_2 (рис.25 В).

Строим план сил для звена 1 (рис.25 Г) по уравнению:

$$\underline{\underline{\vec{P}_1}} + \underline{\underline{\vec{R}_{21}}} + \vec{R}_{01} = 0,$$

откуда определяется реакция \vec{R}_{01} (рис.25 Д).

Величина уравновешивающего момента M_{yp} вычисляется из уравнения моментов относительно точки O :

$$\sum_{i=1}^n M_A = M_{yp} + R_{21} r_2 \cos \alpha = 0,$$

и
$$M_{yp} = -R_{21} r_2 \cos \alpha.$$

Силовой анализ более сложных зубчатых механизмов проводится аналогично. Необходимо помнить, что начинать анализ надо со звеньев, наиболее удаленных от ведущего звена, и последовательно приближаться к ведущему звену, и силовым анализом этого звена силовой расчет заканчивается.

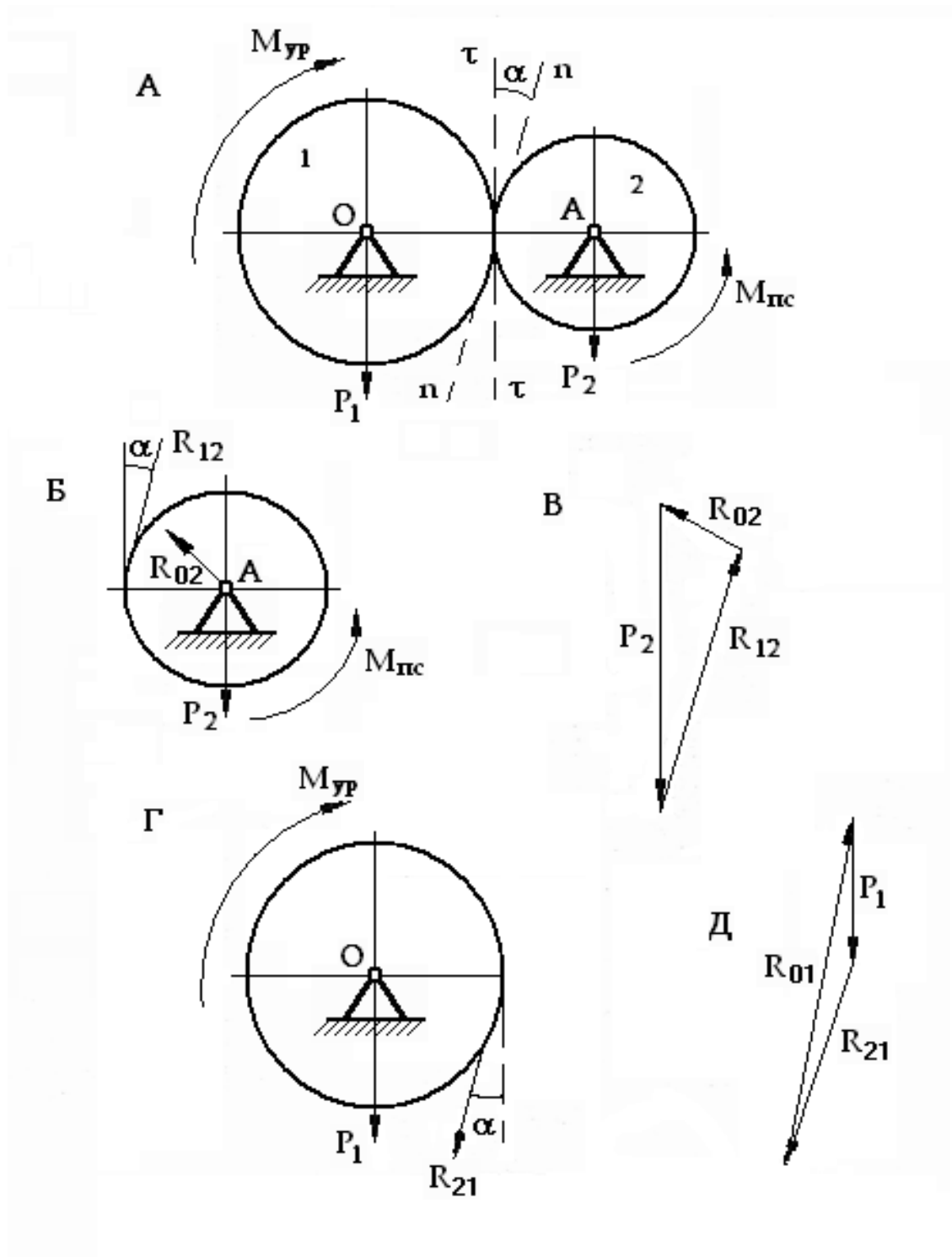


Рис.25. К силовому расчету зубчатого механизма:

А - кинематическая схема зубчатого механизма с внешним зацеплением; Б - 2-е звено с показанными на нем силами; В - план сил 2-го звена; Г - 1-е звено с показанными на нем силами; Д - план сил 1-го звена

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин-М.: Наука, 1975.
Теория механизмов / под ред. В. А. Гавриленко-М.: Высшая школа, 1975.
- Коренько А.С. Теория механизмов и машин. – Киев: Вища школа, 1976.
- Марголин Ш.Ф. Теория механизмов и машин. – Минск: Вышэйшая школа, 1968.
- Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. А.С. Коренько. - Киев, Вища школа, 1970.
- Попов С.А., Тимофеев Т.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин.– М.: Высшая школа, 2004.
- Теория механизмов и механика машин/ под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1998.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ КИНЕТОСТАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА.....	3
СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА II КЛАССА 1-го ВИДА.....	13
СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА II КЛАССА 2-го ВИДА.....	18
СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА II КЛАССА 3-го ВИДА.....	22
СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА II КЛАССА 4-го ВИДА.....	25
СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА II КЛАССА 5-го ВИДА.....	27
СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ТРЕХПОВОДКОВОЙ ГРУППЫ АССУРА III КЛАССА С ВРАЩАТЕЛЬНЫМИ ПАРАМИ.....	30
СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЕРВИЧНОГО МЕХАНИЗМА.....	34
НЕКОТОРЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СИЛОВОМУ АНАЛИЗУ МЕХАНИЗМОВ.....	45
СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ С КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ IV КЛАССА.....	46
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	54

Головко Виктор Евгеньевич
Саблина Маргарита Владимировна
Лазарев Юрий Николаевич
Петров Сергей Гаррикович
Кузнецова Наталья Владимировна

Учебное пособие

КИНЕТОСТАТИКА

Редактор и корректор В.А.Басова
Техн. редактор Л.Я.Титова Темплан 2009 г., поз. 60

Подп. к печати 21.06.09. Формат 60x84/16.
Бумага тип. № 1. Печать офсетная. Печ.л. 3.5. Уч.-изд. л. 3,5.
Тираж 100 экз. Изд. № 60. Цена “С”. Заказ

Ризограф ГОУ ВПО Санкт-Петербургского государственного
технологического университета растительных полимеров,
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.