

Тема 5

5.2. Характеристика сил, действующих на звенья механизмов

Силы и моменты пар сил, действующие на звенья механизмов и машин, можно разделить на 4 группы.

1. *Движущие* силы (моменты сил), которые приложены к ведущим звеньям и совершают положительную работу.

Природа этих сил определяется типом приводного двигателя. В электрическом двигателе — это силы взаимодействия электромагнитных полей, в двигателе внутреннего сгорания — силы давления газов сгоревшего топлива, в пружинном двигателе — силы упругости гибких элементов и т. д. Указанным силам приписывается положительный знак, так как направление их действия совпадает с направлением движения звена, к которому они приложены.

2. Силы (моменты сил) *сопротивления*, которые приложены к ведомым звеньям и совершают отрицательную работу.

Эти силы являются по своей природе потребителями энергии двигателя, предназначенного для совершения полезной работы. Данным силам приписывается знак минус, так как направление их действия всегда противоположно направлению движения звена, к которому они приложены.

В свою очередь, они подразделяются на силы *полезного* сопротивления (технологические нагрузки) и силы *вредного* сопротивления (силы трения, силы сопротивления окружающей среды и т.п.)

Тема 5

3. Силы *тяжести*, действующие на все звенья и совершающие как положительную, так и отрицательную работу.

Эти силы являются силами земного притяжения, всегда приложены в центрах тяжести звеньев и направлены к центру Земли. Указанные силы дважды меняют свой знак за цикл движения, являясь силами движущими, если направление их действия совпадает с направлением движения и силами сопротивления – в противном случае. Поэтому в пределах цикла они перераспределяют работу сил движущих и сил полезного сопротивления, а за полный цикл движения сумма работ этих сил равна нулю.

4. Силы *взаимодействия* между звеньями или *реакции* в кинематических парах.

Согласно третьему закону Ньютона, силы реакций равны по величине, но противоположны по направлению.

Первые три группы сил относятся к *внешним*. Силы реакций в КП могут быть как внешними, так и внутренними.

Если рассматривать равновесие всего механизма эти силы будут *внутренними* и в уравнениях кинетостатики не учитываются. Если рассматривать равновесие отдельных звеньев эти силы будут являться *внешними* и их необходимо учитывать в уравнениях равновесия.

Тема 5

Способы задания сил, действующих в механизме, могут быть различными в зависимости от назначения и типа машины. Силы могут быть заданы в виде функциональной зависимости, например, выраженной аналитически или графически в функции перемещения точек их приложения или времени движения и т.д.

Скажем, при исследовании поршневых машин силы, возникающие в цилиндре машины, задаются в виде *индикаторной диаграммы*, т.е. графика изменения давления в цилиндре в функции перемещения поршня.

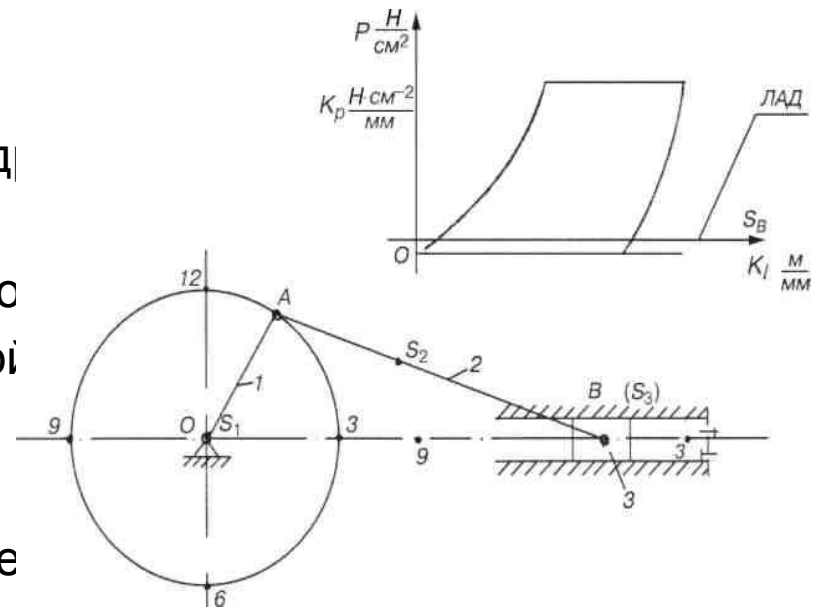
В ряде машин силы могут задаваться в виде графиков их изменения по пути точки приложения, как это имеет место в строгальных станках, дробилках, генераторах электрического тока, пружинных двигателях и т.д.

Проиллюстрируем вышесказанное на примере одноступенчатого поршневого компрессора–машины для производства сжатого воздуха, в основе которой используется кривошипно-ползунный механизм.

Тема 5

Рабочий процесс в цилиндре компрессора происходит за один оборот коленчатого вала (звена 1). При движении поршня справа налево в цилиндре происходит разрежение, открывается впускной клапан и воздух из атмосферы всасывается в полость цилиндра. При этом давление в цилиндре становится ниже атмосферного, которое на диаграмме будет иметь вид прямой параллельной оси абсцисс, принятой за линию атмосферного давления (ЛАД).

С изменением направления движения поршня слева направо давление в цилиндре начнет повышаться, впускной клапан — закрываться, а при достижении расчетного значения давления открывается выпускной клапан и сжатый воздух выталкивается в воздухоотборник. При следующем изменении движения поршня (справа налево в цилиндре быстро падает, выпускной клапан закрывается, открывается клапан впускной и цикл повторяется. Полученная таким образом диаграмма, называется *индикаторной*.



Тема 5

Для того чтобы воспользоваться методом кинестатики при силовом расчете, необходимо знать **силы инерции** звеньев.

Любое звено состоит из множества точек, совершающих движения по собственной траектории с некоторым ускорением. Каждая точка этого звена, обладая собственной массой, находится под действием силы инерции. Следовательно, полученная система сил инерции является плоской системой произвольно расположенных сил. С целью уменьшения числа неизвестных все силы инерции, входящие в плоскую систему сил, заменяются **главным вектором** сил инерции, который приложен к центру масс (S_i) i -ого звена и к **паре сил инерции** с моментом

Главный вектор сил инерции

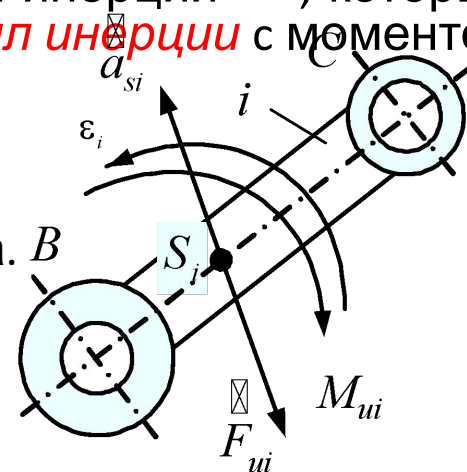
$$F_{ui} = -m_i \cdot a_{si}$$

где m_i – масса и ускорение центра масс i -ого звена.

Момент пары сил $M_{ui} = -J_{si} \cdot \varepsilon_i$

где ε_i – угловое ускорение и момент инерции i -ого звена относительно его центра масс.

Знак «**МИНУС**» в этих выражениях означает, что главный вектор сил инерции направлен против ускорения центра масс, а момент пары сил инерции - против вектора углового ускорения.

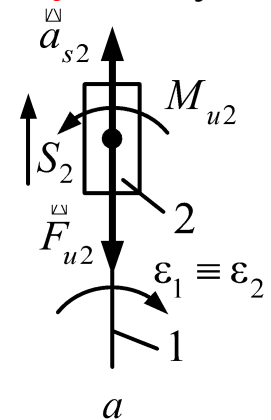


Тема 5

Величины сил инерции зависят от вида совершаемого движения. Рассмотрим некоторые примеры.

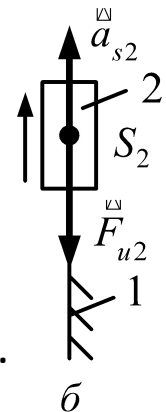
Случай 1. Звено 2 движется *поступательно* по *подвижному* звену 1 (а).

Центр масс звена 2 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции, направленный противоположно вектору ускорения центра масс и момент пары сил инерции, действующий противоположно направлению углового ускорения.



Случай 2. Звено 2 движется *поступательно* по *неподвижному* звену 1 (б).

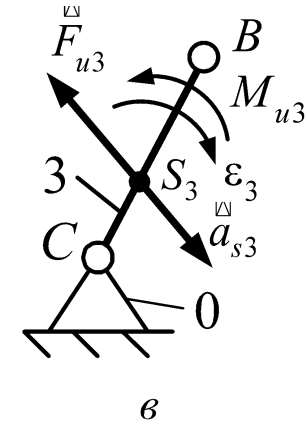
Центр масс звена 2 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции, направленный противоположно вектору ускорения центра масс, а момент пары сил инерции равен нулю, так как угловое ускорение этого звена равно нулю.



Тема 5

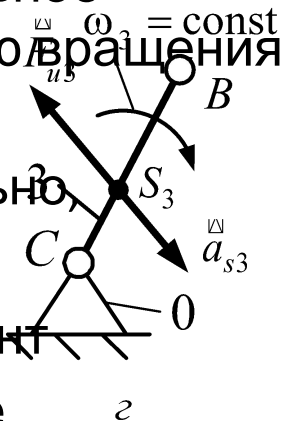
Случай 3. Звено 3 совершает *вращательное* движение с некоторым *ускорением*, а центр масс этого звена *не совпадает* с осью вращения (*в*).

Центр масс звена 3 является подвижным, следовательно на звено действует вектор силы инерции, направленный противоположно вектору ускорения центра масс и момент пары сил инерции, действующий противоположно направлению углового ускорения.



Случай 4. Звено 3 совершает *равномерное* вращательное движение, а центр масс этого звена *не совпадает* с осью вращения (*г*).

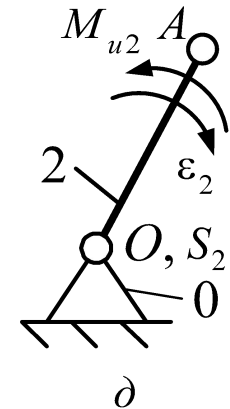
Центр масс звена 3 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции, направленный противоположно вектору ускорения центра масс, а момент пары сил инерции равен нулю, так как угловое ускорение этого звена равно нулю.



Тема 5

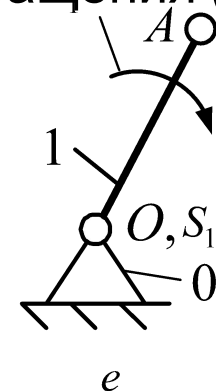
Случай 5. Звено 2 совершает *вращательное* движение с некоторым *ускорением*, а центр масс этого звена *совпадает* с осью вращения (δ).

Центр масс звена 2 является неподвижным, следовательно, на звено действует момент пары сил инерции, направленный противоположно угловому ускорению этого звена, а сила инерции равна нулю, так как ускорение центра масс равно нулю.



Случай 6. Звено 1 совершает *равномерное* вращательное движение, а центр масс этого звена *совпадает* с осью вращения (ϵ).

Центр масс звена 2 является неподвижным, следовательно, на звено не действуют ни сила инерции, ни момент пары сил инерции, так как ускорение центра масс равно нулю, а момент пары сил инерции равен нулю, т. к. угловое ускорение этого звена равно нулю.



Тема 5

5.3. Условия статической определимости кинематической цепи.

Выбор метода силового анализа механизмов осуществляется в зависимости от числа неизвестных и количества независимых уравнений равновесия. Для определения числа неизвестных необходимо предварительно провести структурный анализ и определить количество избыточных связей и местных подвижностей в кинематической цепи.

После избавления от избыточных связей и местных подвижностей выявляется число неизвестных, содержащееся в уравнениях равновесия, и устанавливаются *условия статической определимости* кинематической цепи.

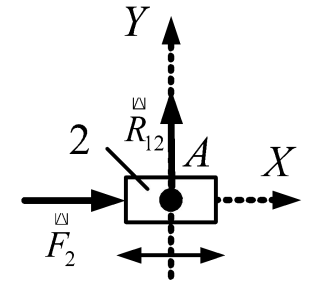
Получим эти условия для плоского механизма, который состоит из звеньев, соединенных кинематическими парами 4 и 5 класса. При этом высшие пары 4 класса накладывают 1 связь на относительное движение звеньев, а низшие пары 5 класса (поступательные и вращательные) - 2 связи.

Как известно из теоретической механики, сила взаимодействия двух соприкасающихся тел при *отсутствии трения* направлена по общей нормали к их поверхности.

Тема 5

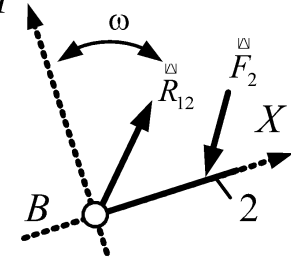
В случае *поступательной пары* реакция направлена перпендикулярно направляющей поверхности.

Здесь *две неизвестных* величины: модуль силы R_{12} и положение точки её приложения (A).



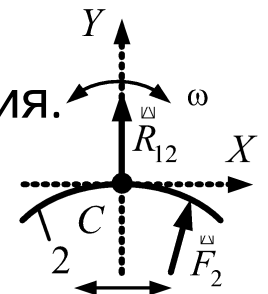
В случае *вращательной пары* равнодействующая R_{12} проходит через центр КП.

Здесь также *две неизвестных* величины: модуль силы R_{12} и её направление.



В *высших* КП сила взаимодействия между звеньями направлена по общей нормали и приложена в точке касания.

В этом случае имеем *одну неизвестную* величину: модуль силы R_{12} .



Тема 5

Таким образом, в плоских механизмах низшие кинематические пары 5-го класса вносят в уравнения равновесия **две** неизвестных, а высшие КП 4-го класса – **одно** неизвестное.

В общем случае число неизвестных в уравнениях равновесия плоской кинематической цепи будет равно

$$N_H = 2p_5 + p_4. \quad (5.1)$$

Число уравнений статического равновесия

$$N_{ур.} = 3n. \quad (5.2)$$

Чтобы система была статически определимой, число уравнений равновесия должно быть равно числу неизвестных. Приравнявая (5.1) и (5.2), получим

$$3n = 2p_5 + p_4.$$

или

$$3n - 2p_5 - p_4 = 0. \quad (5.3)$$

Этим свойством обладают группы Ассура. То есть **группа Ассура является статически определимой системой.**

Если высшие КП заменить низшими, то из (5) получим

$$3n - 2p_5 = 0.$$

Из последнего уравнения найдем

$$n = 2/3 p_5.$$

Тема 5

5.4. Порядок кинестатического анализа механизмов

Перед проведением силового анализа проводится структурный анализ, определяется количество избыточных связей и местных подвижностей в кинематической цепи и проводится избавление от них. Высшие КП заменяются низшими, а затем выполняется кинестатический анализ в следующей последовательности:

1. Механизм разбивается на структурные группы;
2. Выделяется последняя группа Ассур (т.е. наиболее удалённая от начального механизма) и производится её кинестатический расчет;
3. Последовательно выделяются остальные группы Ассур и производится их расчет;
4. В выбранном масштабе длин вычерчивается начальный механизм и показываются внешние силы;
5. Производится силовой расчёт начального звена.

Тема 5

Порядок силового расчёта структурных групп:

-
- 1. В выбранном масштабе длин (μ_l) в заданном положении начального звена вычертить структурную группу;
- 2. К звеньям группы приложить все внешние силы;
- 3. На основе принципа освобождаемости от связей действие связей заменить их реакциями. При этом реакции в КП раскладываются на две составляющие: \bar{F}_{01}^n , направленную вдоль звена и \bar{F}_{01}^τ , направленную перпендикулярно звену;
- 4. К полученной системе сил применить соответствующие условия равновесия и составить уравнения равновесия в форме уравнений кинетостатики;
- 5. Из полученных уравнений определить неизвестные реакции в КП.

Примечание: вместо уравнений равновесия всей структурной группы можно рассматривать уравнения равновесия отдельных звеньев, входящих в эту группу.

Тема 5

5.5. Силовой расчёт структурных групп.

- Произведем сначала силовой расчёт *группы Ассура 1-го вида*.

Известны внешние силы и моменты пар сил, длины звеньев. Требуется определить реакции в кинематических парах.

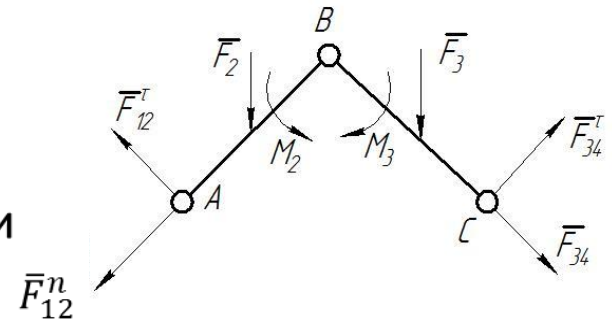
Вычерчиваем структурную группу в выбранном масштабе длин:

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB}; BC = \frac{l_{BC}}{\mu_l}.$$

Прикладываем к звеньям все внешние силы и моменты сил. Используя принцип освобождения от связи, действие связей

заменяем их реакциями. При этом реакции связей представляем в виде двух составляющих – нормальной и касательной. Рассмотрим равновесие звена 2 в форме уравнения моментов относительно точки В

$$\sum M_B^2 (F_i) = M_2 + F_2 h_2 - F_{12}^t AB = 0$$



Тема 5

откуда

$$F_{12}^{\tau} = \frac{M_2 + F_2 h_2}{AB}.$$

Составим уравнение равновесия звена 3 в форме моментов относительно точки В.

$$\sum M_B^3 (F_i) = -M_3 - F_3 h_3 + F_{34}^{\tau} BC = 0,$$

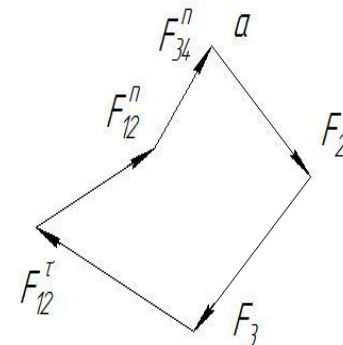
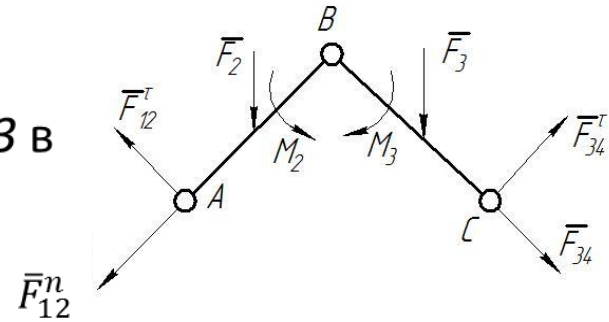
откуда

$$F_{34}^{\tau} = \frac{M_3 + F_3 h_3}{BC}.$$

Для определения нормальных составляющих реакций рассмотрим равновесия всей структурной группы

$$\sum \bar{F}_i = \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{F}_{12}^{\tau} + \bar{F}_{12}^n + \bar{F}_{34}^{\tau} + \bar{F}_{34}^n = 0$$

Строим план сил.

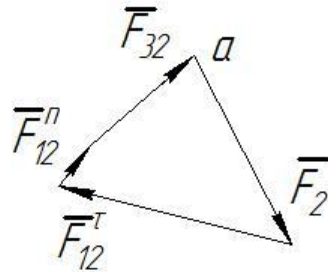


Тема 5

- Определим реакцию в кинематической паре B . Для этого рассмотрим равновесие сил, приложенных к звену 2:

$$\sum \overline{F}_i^{(2)} = \overline{F}_{12}^n + \overline{F}_{12}^\tau + \overline{F}_2 + \overline{F}_{32} = 0$$

Для решения этого уравнения строим план сил.

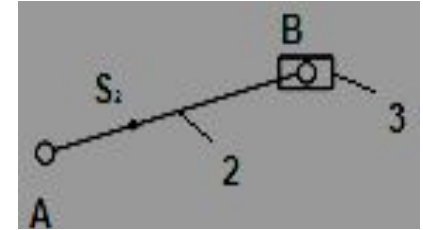


Из плана сил находим реакцию \overline{F}_{32} .

Тема 5

- Выполним силовой расчет *группы Ассура 2-го вида*.

К силам, действующим на механизм, относятся: силы тяжести \bar{G}_2 и \bar{G}_3 звеньев, силы инерции $\bar{P}_{ин2}$, $\bar{P}_{ин3}$ звеньев, момент сил инерции $M_{ин2}$ звена 2 и внешняя сила $\bar{P}_{рез}$.

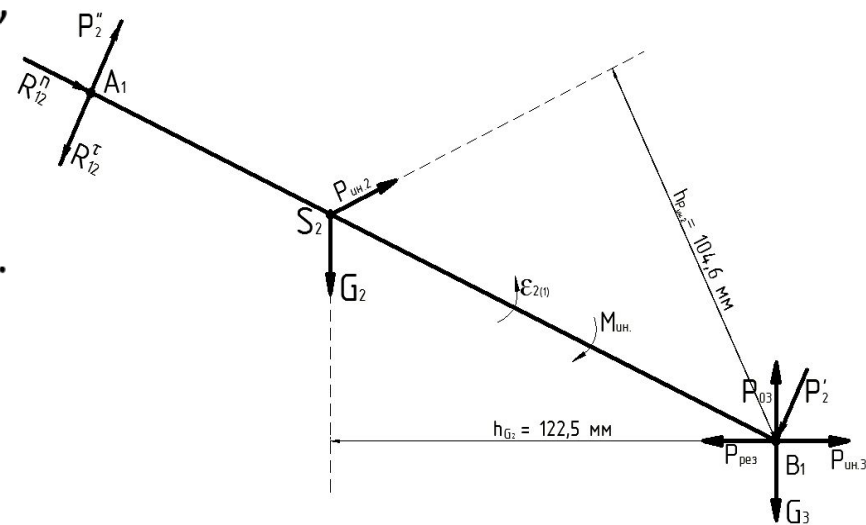


Вычерчиваем группу Ассура в выбранном масштабе длин.

Силы инерции направляем в сторону, противоположную ускорениям центров масс звеньев. Момент инерции звена 2 ($M_{ин2}$) направляем в сторону, противоположную угловому ускорению.

Показываем реакции вращательной кинематической пары А: R_{12}^r и R_{12}^n .

Полагаем, что *точка приложения поступательной КП R_{03} известна*.



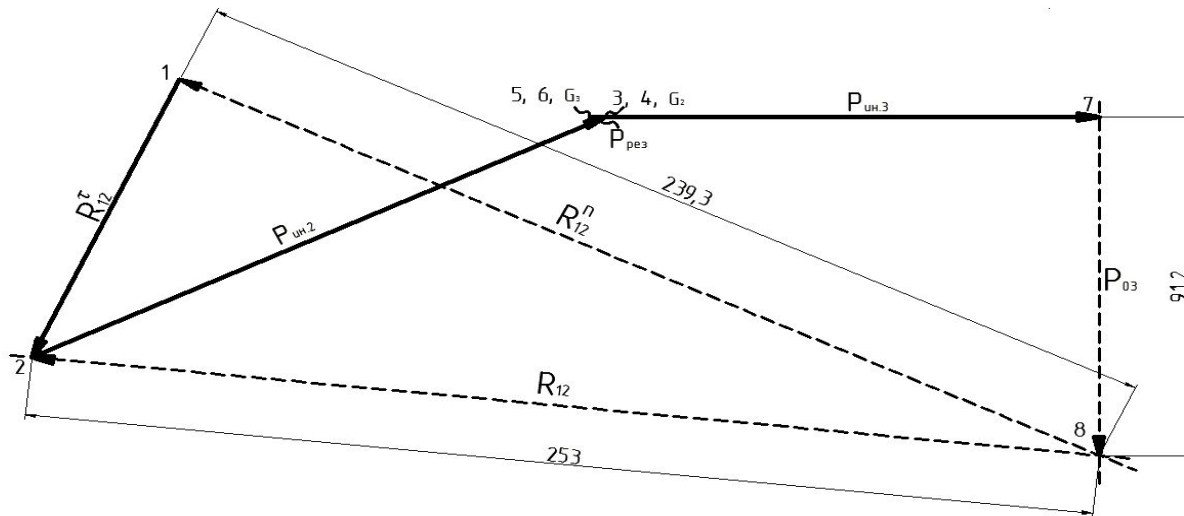
Тема 5

• Для определения тангенциальной составляющей R_{12}^{τ} реакции запишем уравнение моментов относительно т. B .

$$\sum M_B (F_i) = -M_{ин2} - P_{ин2} h_{P_{ин2}} + G_2 h_{G_2} + R_{12}^{\tau} AB = 0.$$

Реакции R_{12}^n и R_{03} определим построением силового многоугольника, решая графически векторное уравнение, составленное для всей группы Ассура:

$$\sum \bar{R}_i = \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{R}_{12}^{\tau} + \bar{R}_{12}^n + \bar{P}_{ин2} + \bar{P}_{ин3} + \bar{P}_{рез} + \bar{R}_{03} = 0.$$



Определ

НЕИЗВЕСТНО

Тема 5

5.6. Силовой расчет начального звена

Силовой расчет начального звена заключается в определении уравновешивающей силы и реакции стойки. Расчет начального звена необходим для определения движущих сил или моментов сил, необходимых для обеспечения требуемого движения.

Если в качестве начального звена используется **зубчатое колесо**, то уравновешивающая сила F_y будет направлена по нормали к боковым поверхностям зубьев. Для её

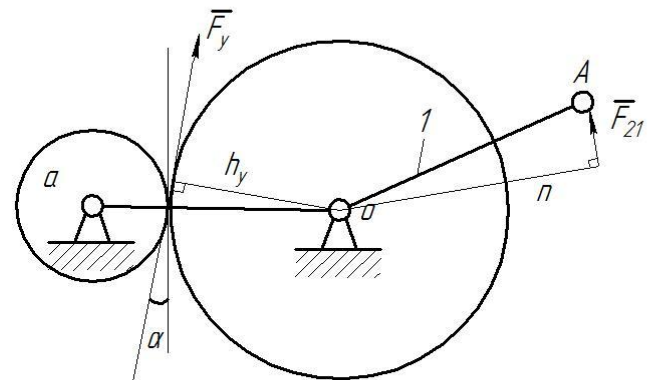
определения можно воспользоваться

уравнением равновесия начального звена в форме суммы моментов внешних

сил относительно стойки. При этом сила действующая на начальное звено,

берётся из силового анализа, проведённого

для присоединённой к этому звену структурной группы.



Тема 5

- Определяем уравнивающую силу из уравнения

$$\sum M_{i0}(\bar{F}_i) = -F_y \cdot h_y + F_{21}h = 0,$$

откуда

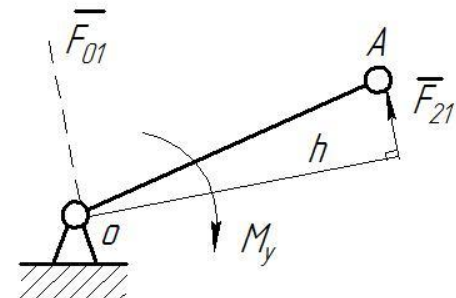
$$F_y = \frac{F_{21} \cdot h}{h_y}.$$

Если в качестве начального звена используется *муфта скольжения*, совмещённая с кривошипом, вместо уравнивающей силы необходимо приложить уравнивающий момент M_y .

Для его определения также можно воспользоваться уравнением равновесия начального звена в форме суммы моментов внешних сил относительно стойки:

$$\sum M_{i\Delta}(\bar{F}_i) = -F_y + F_{21}n = 0,$$

откуда $M_y = \frac{F_{21}}{n}$.

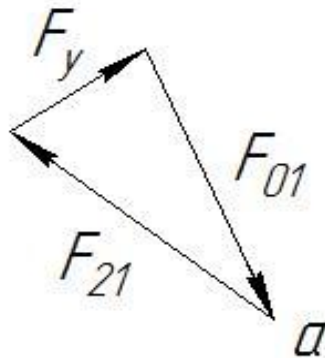


Тема 5

- Для определения *реакции стойки* можно воспользоваться условием равновесия в форме векторного уравнения, которое может быть решено графически путем построения замкнутого многоугольника сил:

$$\sum \bar{F}_i = \bar{F}_y + \bar{F}_{21} + \bar{F}_{01} = 0.$$

Строим план сил.



Из плана сил находим реакцию стойки \bar{F}_{01} .

Тема 5

Порядок силового расчета начального звена

1. Вычертить в выбранном масштабе длин начальный механизм в заданном положении начального звена.
2. Приложить к начальному звену все внешние силы, включая уравновешивающую силу, направленную перпендикулярно ему в сторону вращения и реакцию R_{21} со стороны второго звена, принимая её равной по величине и противоположной по направлению найденной реакции R_{12} .
3. Составить уравнение моментов всех сил относительно оси вращения ведущего звена и определить величину уравновешивающей силы
4. Составить векторное уравнение равновесия сил, приложенных к звену, включая реакцию со стороны стойки.
5. Графически решить векторное уравнение построением плана сил и определить реакцию стойки.

Тема 5

- **5.7. Определение уравнивающей силы с помощью рычага Жуковского**

Определение уравнивающей силы или уравнивающего момента может быть осуществлено и без предварительного определения реакций в КП механизма. Для этого можно воспользоваться *теоремой Жуковского*, которая является графической интерпретацией принципа возможных перемещений: сумма элементарных работ внешних сил, приложенных к механической системе, на любом возможном перемещении равна нулю

$$\sum A_i = \sum F_i \cdot ds_i \cdot \cos \varphi_i = 0$$

A_i – элементарная работа; F_i – внешние силы; ds_i – возможные перемещения;

φ_i - угол между силой F и направлением перемещения.

Для реального механизма возможные перемещения являются действительными.

Тема 5

● Элементарную работу можно выразить через скорость:

$$A_i = F_i \cdot ds_i \cdot \cos \varphi_i;$$

$$ds_i = V_i dt;$$

$$A_i = F_i \cdot V_i \cdot \cos \varphi_i dt.$$

Проф. Жуковский предложил определять скорость графически, путем построения плана скоростей, приложив в соответствующую точку силу, повернутую на 90°

$$V_c = P_v c \cdot \mu_v;$$

$$A_i = F_i \cdot V_c \cdot \cos \varphi_i dt \mu_v$$

Сила создаст момент с плечом

$$P_v c \cdot \cos \varphi_i = h;$$

$$F_i \cdot h = M_{P_v}(F_i).$$

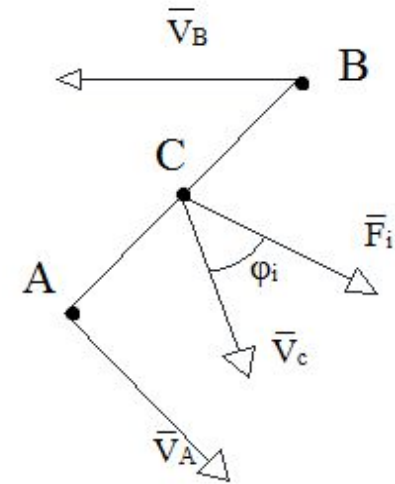
Суммируя элементарные работы сил, получим

$$\sum A_i = \sum M_{P_v}(F_i) dt \mu_v = 0.$$

Поворачивать можно не силы, а план скоростей.

Теорема Жуковского формулируется следующим образом: алгебраическая сумма моментов всех внешних сил, перенесенных с механизма в соответствующие точки повернутого на 90° плана скоростей, относительно полюса этого плана равна нулю

$$\sum M_{P_v}(\bar{F}_i) = 0$$



Тема 5

● Повернутый на 90^0 план скоростей с приложенными к нему внешними силами носит название *рычага Жуковского*.

Сумма моментов внешних сил относительно полюса рычага Жуковского равна нулю:

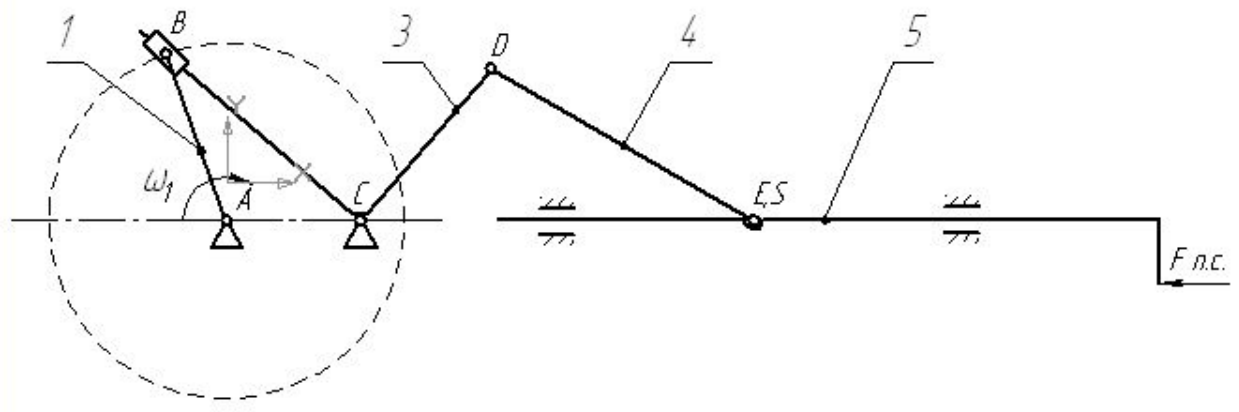
$$\sum M_{P_{рж}}(\bar{F}_i) = 0.$$

Определение уравновешивающей силы методом Жуковского

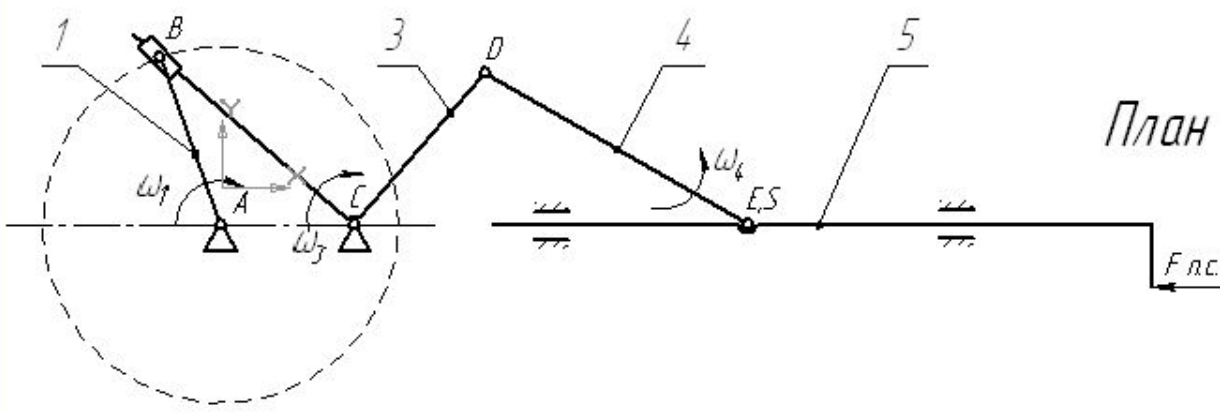
1. Построить в выбранном масштабе длин повернутый на 90^0 (в любую сторону) план скоростей механизма.
2. В соответствующие точки плана скоростей перенести все ранее определённые внешние силы, включая силы инерции и силы тяжести звеньев, а также уравновешивающую силу, приложенную к кривошипу (перпендикулярно OA) и направленную в сторону его вращения. Получается так называемый «рычаг Жуковского».
3. Составить уравнение моментов всех сил относительно полюса «рычага Жуковского».
4. Определить на «рычаге Жуковского» плечи всех действующих сил относительно его полюса.
5. Из полученного уравнения найти уравновешивающую силу.

Рассмотрим пример силового расчета рычажного механизма.

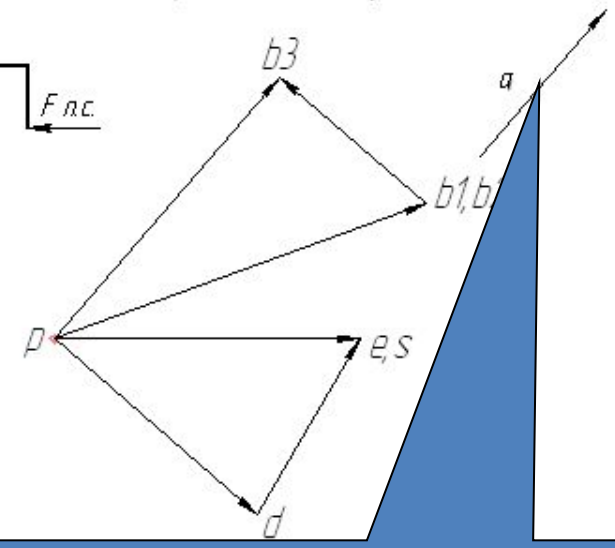
План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$



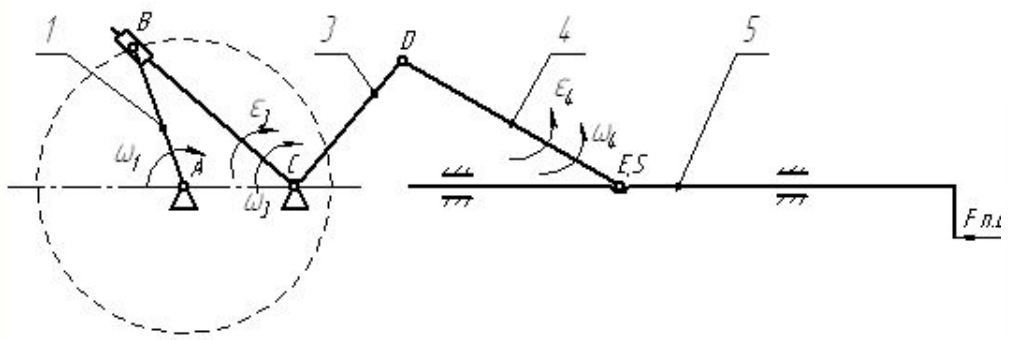
План скоростей $\mu_v = 0.5 \frac{\text{мм}}{\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}}$



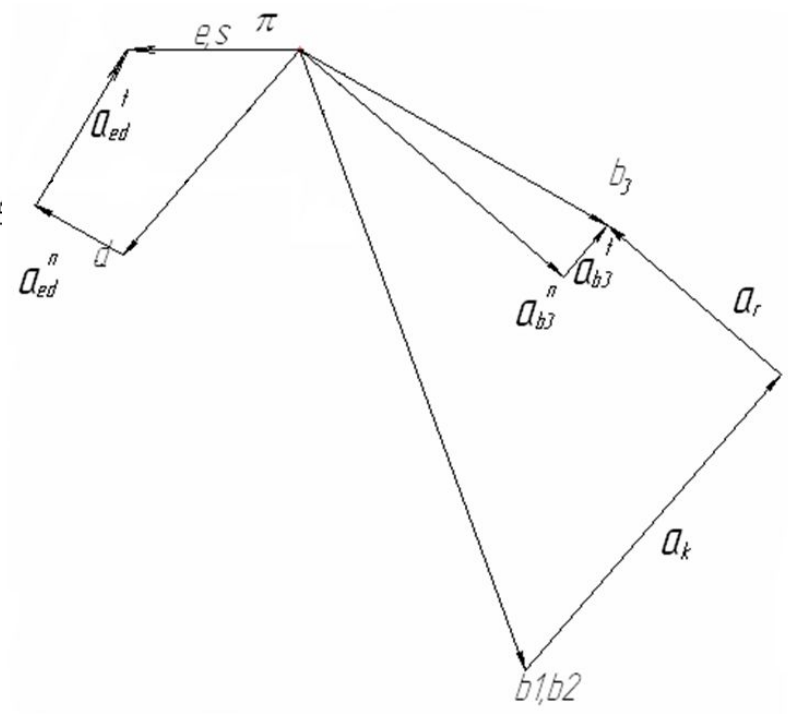
Поскольку механизм имеет кулисную пару, то после построения плана скоростей желательно схематично указать направление поворотного (Кориолисово) ускорения



План механизма $\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$



План ускорений $\mu_a = 0.1 \frac{mm}{mm \cdot s^2}$



Определение равнодействующих сил инерции

Звено 1. Величину главного вектора сил инерции Φ_1 определяем по формуле

$$\Phi_1 = m_1 a_{s1}, \text{ Н}$$

где m_1 – масса звена 1; a_{s1} – ускорение центра масс звена 1.

Так как в данном механизме масса звена 1 равна 0, то

$$\Phi_1 = 0.$$

Величину главного момента сил инерции T_1 определим по формуле

$$T_1 = I_{s1} \varepsilon_1$$

где I_{s1} – момент инерции звена 1 относительно оси, проходящей через центр масс звена 1 перпендикулярно к плоскости движения; ε_1 – угловое ускорение звена 1.

Так как $\varepsilon_1 = 0$, то $T_1 = 0$.

Звено 2-4. Величина главного вектора сил инерции и главного момента сил инерции будут так же равны

$$\Phi_{2,3,4} = 0,$$

$$T_{2,3,4} = 0.$$

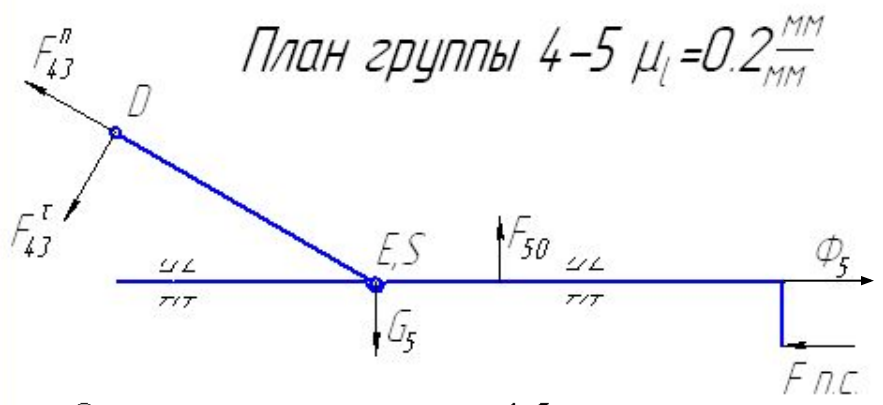
Звено 5. Величина главного вектора сил инерции находится по формуле

$$\Phi_5 = -m_5 a_s$$

Главный вектор сил инерции Φ_5 приложен в центре масс S и направлен в сторону, противоположную вектору ускорения a_s (вектор \overline{pe} на плане ускорений).

Так как звено 5 движется поступательно, $\varepsilon_s = 0$ и равнодействующая сил инерции совпадает с их главным вектором:

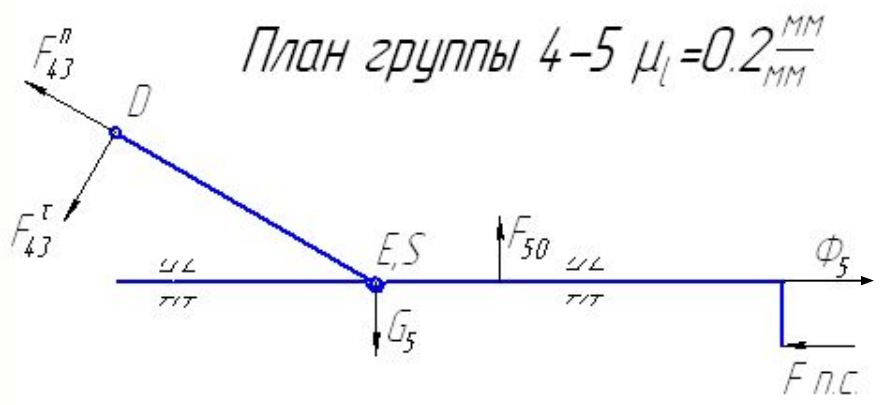
$$T_5 = 0.$$



Отделяем нулевую группу 4-5 от механизма и нагружаем её силами. Группа 4-5 является двухповодковой. Вычерчиваем в выбранном ранее масштабе μ_1 план группы 4-5.

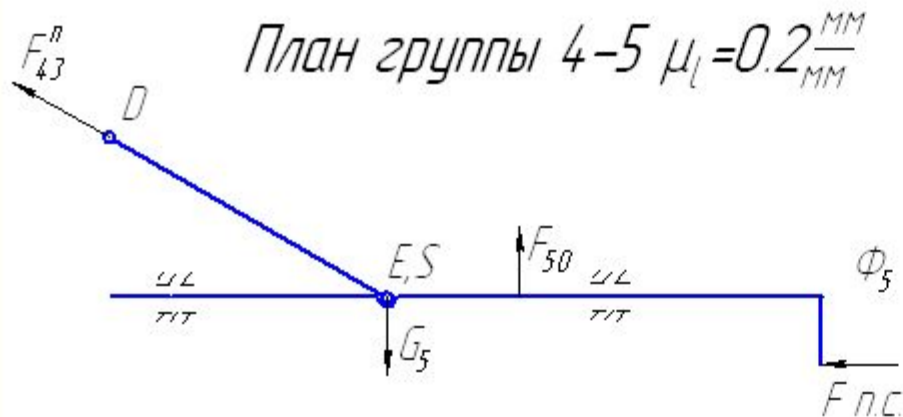
В соответствующие точки прикладываем все внешние силы, включая и равнодействующие сил инерции звеньев. Силы нужно изобразить без соблюдения масштаба.

Отброшенные связи заменяем реакциями. Так как нам неизвестны ни величина, ни направление реакции F_{43} , приложенной к центру шарнира D, то удобно разложить ее на нормальную F_{43}^n (линия действия совпадает с осью соответствующего звена) и тангенциальную F_{43}^t (линия действия перпендикулярна оси соответствующего звена). Направления выбираем произвольно. Если при вычислении получаем знак « - », то направление силы меняем на противоположное и она считается положительной.



Определение реакций в кинематических парах выполним, используя уравнения равновесия. Рассмотрим отдельно 4 звено:

$$\sum M_E(4) = 0: F_{43}^r \cdot DE = 0 \Rightarrow F_{43}^r = 0$$



Составим векторное уравнение равновесия группы 4-5:

$$\sum \bar{F}(4-5) = 0$$

$$\underline{\underline{F_{50}}} + \underline{\underline{F_{n.c.}}} + \underline{\underline{G_5}} + \underline{\underline{\Phi_5}} + \underline{\underline{F_{43}^n}} = 0$$

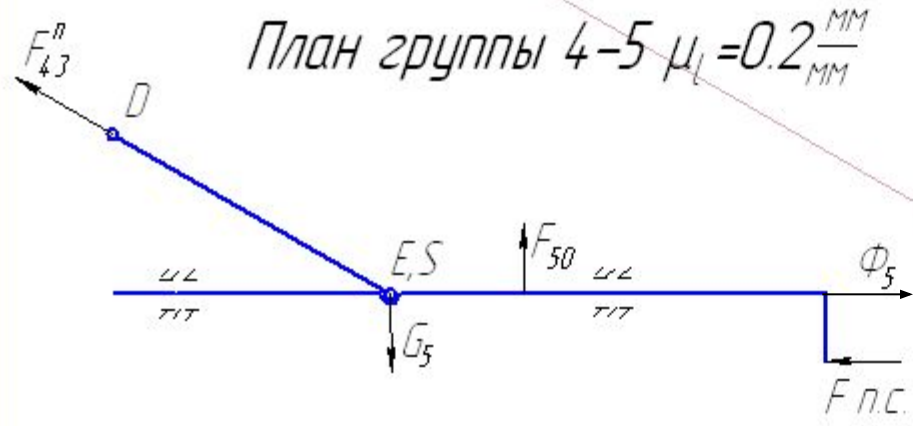
В этом векторном уравнении неизвестны две силы F_{50} и F_{43}^n , которые можно определить графически с помощью плана сил.

Для выбора масштаба плана сил μ_f используем самую большую по величине силу.

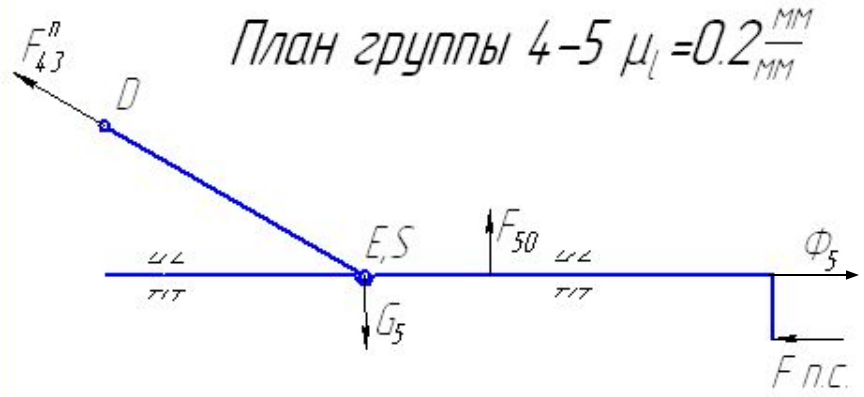
План сил строится в той же последовательности, в какой записано векторное уравнение равновесия.

План группы 4-5 $\mu_l = 0.2 \frac{MM}{MM}$

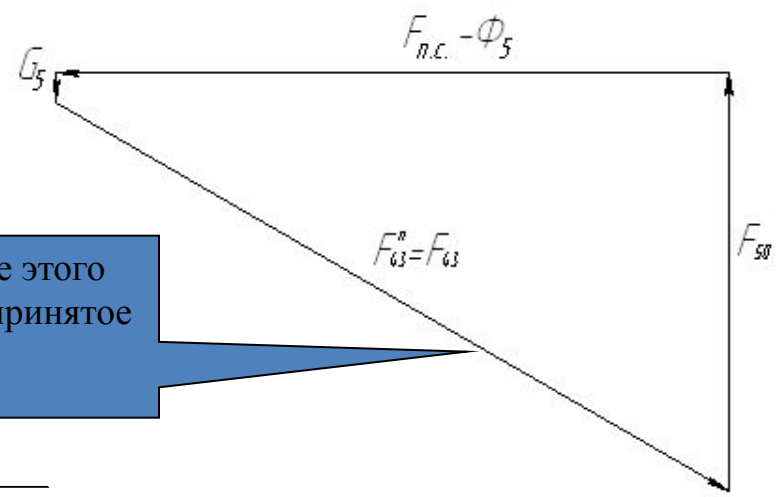
Силовой расчет группы 4-5 $\mu_F = 0.25 \frac{H}{H}$



$$\overline{F_{50}} + \overline{F_{n.c.}} + \overline{G_5} + \overline{\Phi_5} + \overline{F_{43}^n} = 0$$



Силовой расчет группы 4-5 $\mu_F = 0.25 \frac{MM}{H}$

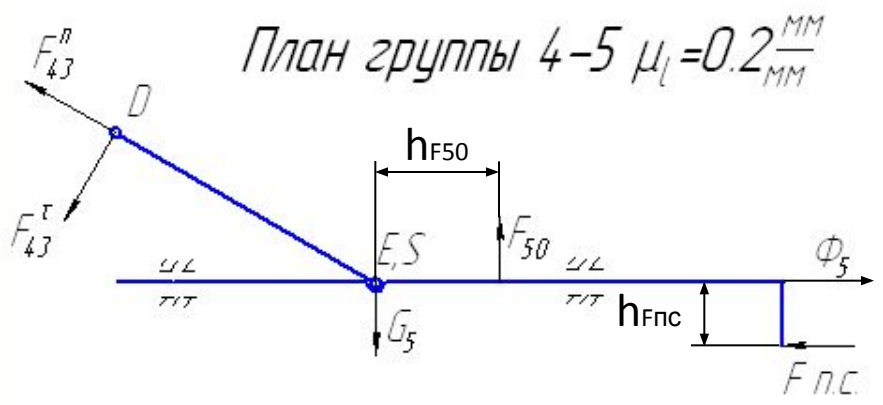


Обратите внимание на направление этого вектора полученное на плане сил и принятое ранее

$$\overline{F_{50}} + \overline{F_{n.c.}} + \overline{G_5} + \overline{\Phi_5} + \overline{F_{43}^n} = 0$$

Для определения численных значений реакций в кинематических парах необходимо измерить на плане сил соответствующий вектор и разделить его на масштаб плана сил.

$$F_{34} = \dots ; F_{50} = \dots$$



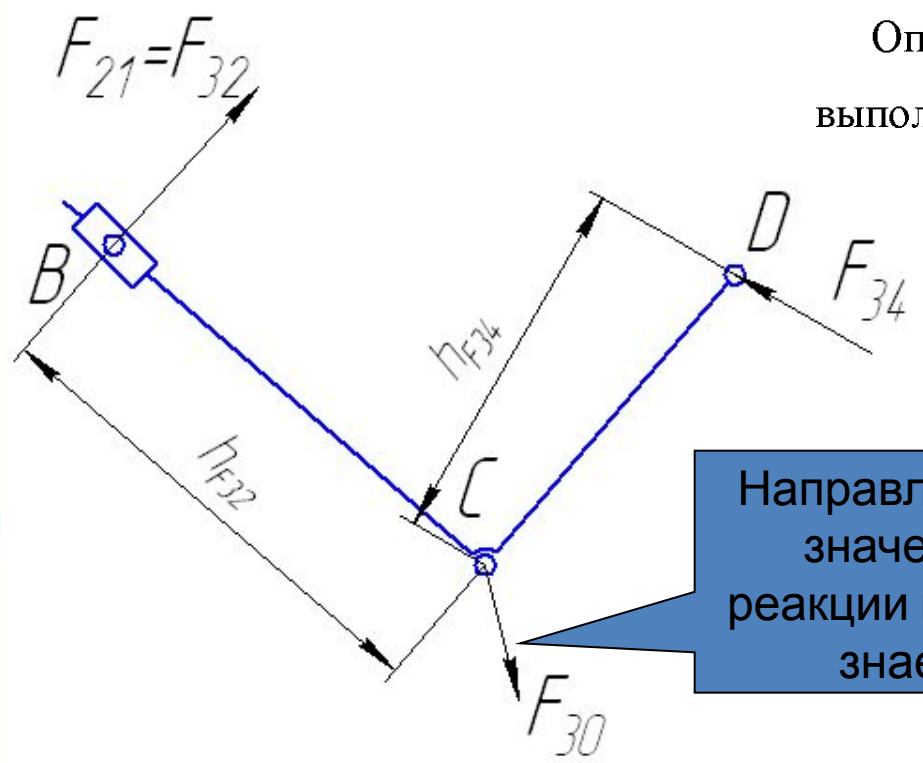
Составив уравнение моментов для 5-го звена, можно определить плечо силы F_{50} относительно точки E (если потребуется действительная длина плеча, по его следует разделить на μ_1)

$$F_{50} \cdot h_{F50} - F_{НС} \cdot h_{Fнн} = 0 \Rightarrow h_{F50} = \frac{F_{НС} \cdot h_{Fнн}}{F_{50}}$$

Где $h_{Fнн}$ – длина отрезка, измеренная по чертежу

План группы 2-3 $\mu_l = 0.2 \frac{MM}{MM}$

Определение реакций в кинематических парах выполним, используя уравнения равновесия.



$$\Sigma M_C = 0$$

$$- F_{32} \cdot h_{F32} + F_{34} \cdot h_{F34} = 0;$$

$$h_{F32} = BC$$

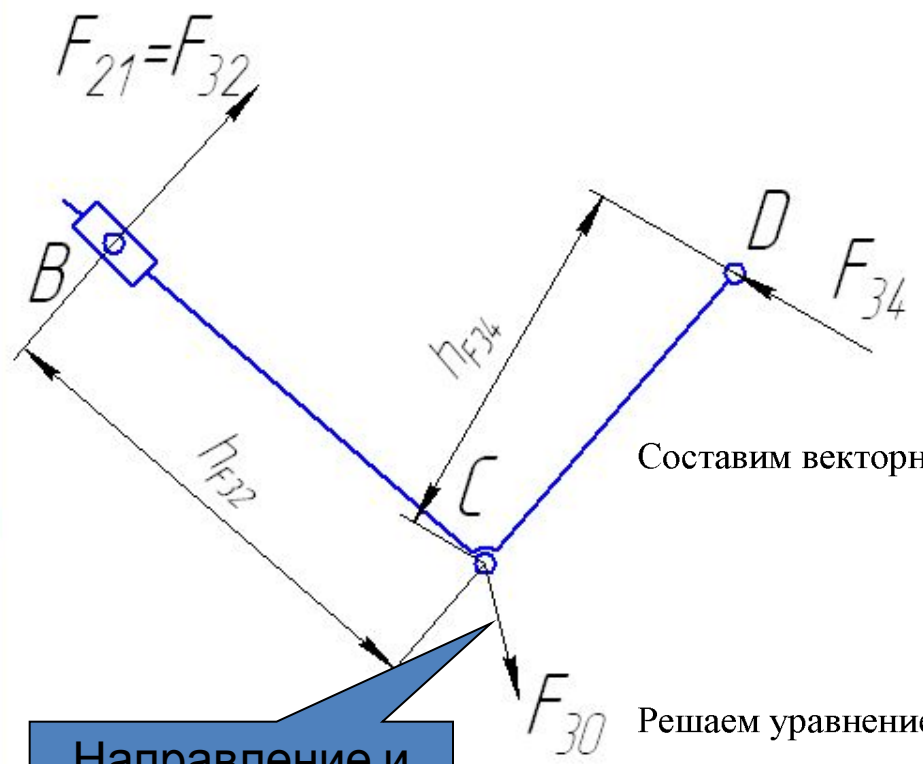
$$F_{32} = \frac{F_{34} \cdot h_{F34}}{BC}$$

Направление и значение реакции пока не знаем

План группы

$\mu_l = 0.2 \frac{MM}{MM}$

Силовой расчет группы 2-3 $\mu_F = 0.25 \frac{MM}{H}$



Составим векторное уравнение равновесия группы 2-3:

$$\Sigma \bar{F}(2-3) = 0$$

$$\bar{F}_{30} + \bar{F}_{31} + \bar{F}_{34} = 0$$

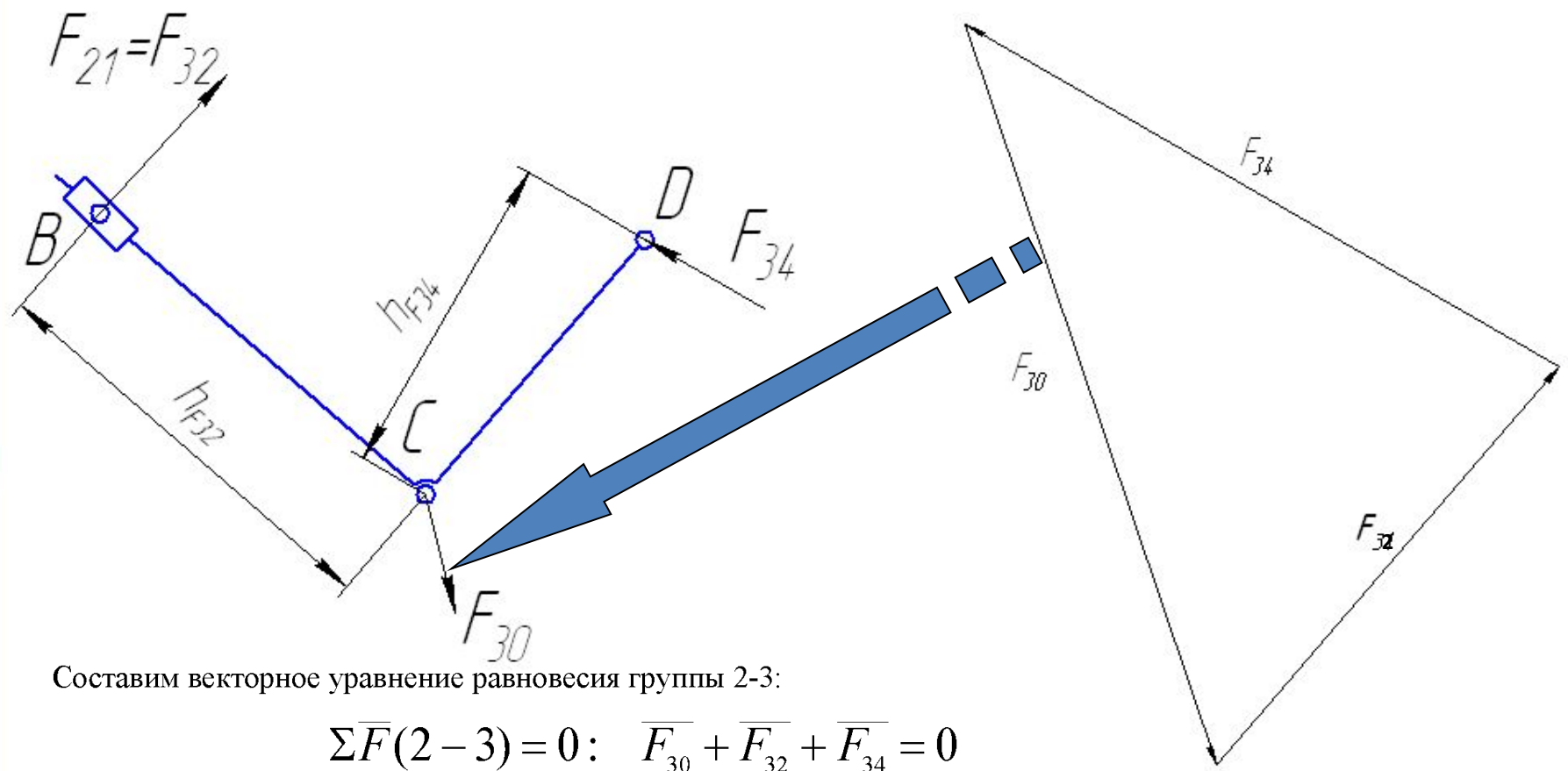
Решаем уравнение графически

Направление и значение реакции пока не знаем

План группы

$\mu_l = 0.2 \frac{mm}{mm}$

Силовой расчет группы 2-3 $\mu_F = 0.25 \frac{mm}{H}$

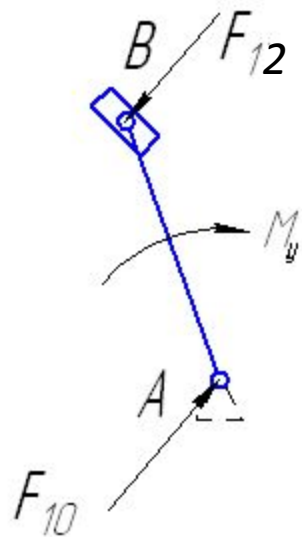


Составим векторное уравнение равновесия группы 2-3:

$$\sum \bar{F}(2-3) = 0: \quad \bar{F}_{30} + \bar{F}_{32} + \bar{F}_{34} = 0$$

Решаем уравнение графически... и определяем неизвестную реакцию $F_{30} = \dots$

План ведущего звена $\mu_1 = 0.2 \frac{MM}{MM}$

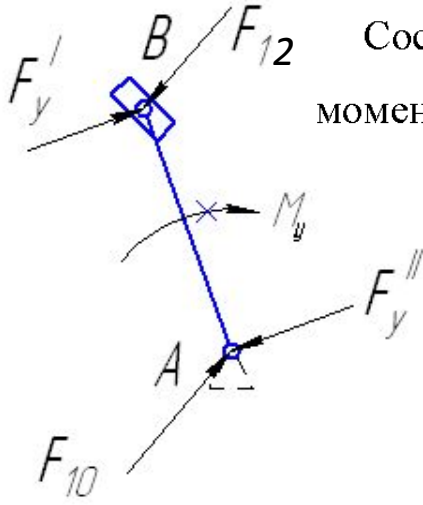


Силовой расчет ведущего звена

На входное звено действует сила $F_{12} = -F_{21}$, сила тяжести (если масса не задана, то ею пренебрегают), неизвестная реакция со стороны стойки и неизвестный уравновешивающий момент M_y со стороны привода.

Вычерчиваем план ведущего звена в принятом ранее масштабе μ_1 и прикладываем к нему силу реакции F_{12} , с которой отброшенное звено 2 действует на звено 1.

План ведущего звена $\mu_1 = 0.2 \frac{MM}{MM}$



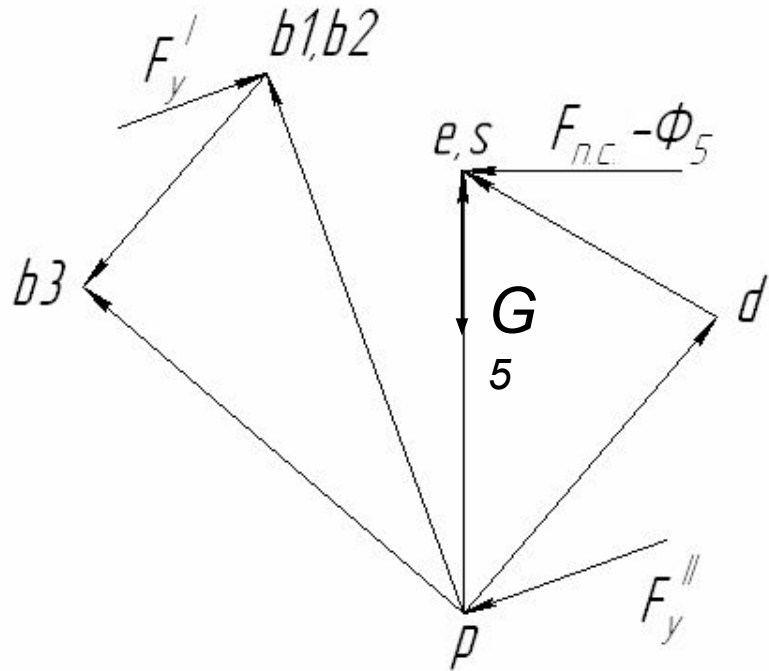
Составив уравнение моментов, находим уравновешивающий момент M_y который заменяем эквивалентной парой сил F'_y и F''_y :

$$\begin{aligned} \Sigma M_A(1) &= 0 \\ -M_y + F_{12} h_{F_{12}} &= 0 \\ M_y &= F_{12} h_{F_{12}} \\ F'_y &= M_y / AB \end{aligned}$$

Здесь уже можно проверить себя: направление M_y должно совпадать с направлением угловой скорости 1-го звена !!!

А из уравнения $\Sigma \vec{F}(1) = 0$ получаем $F_{10} = -F_{12}$

Рычаг Н.Е Жуковского



Переворачиваем план скоростей механизма на угол 90° и в соответствующие точки повернутого плана скоростей переносим параллельно самим себе все внешние силы, действующие на механизм, включая равнодействующие сил инерции звеньев и пару сил F'_y и F''_y , которые заменяют уравнивающий момент M_y . Силы реакции являются внутренними, они уравновешены внутри механизма, поэтому на «рычаг» не переносятся.

По теореме Н.Е. Жуковского сумма моментов всех сил относительно полюса p , повернутого на 90° плана скоростей, равна нулю:

$$\sum M_p = 0 : (F_{n.c.} - \Phi_5)pe - F'_y pb_1 = 0$$

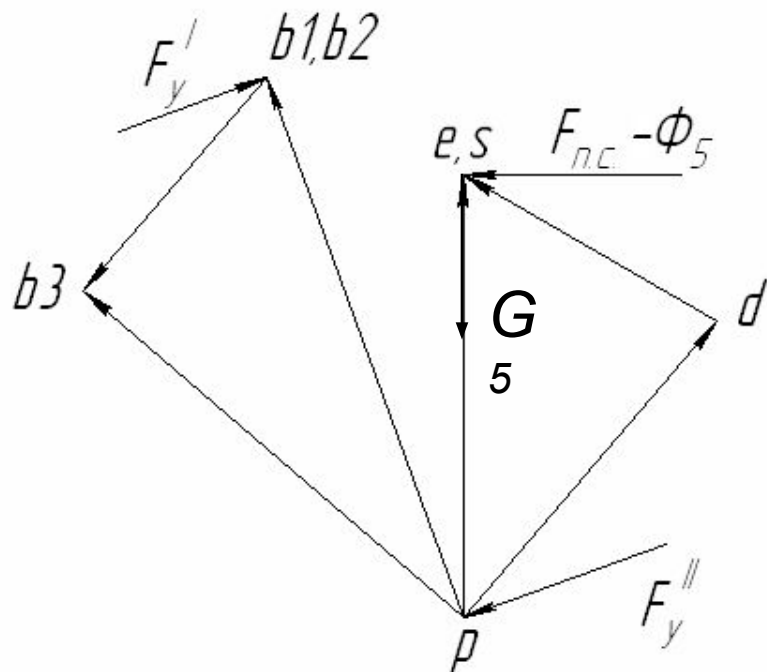
$$F'_y = \frac{(F_{n.c.} - \Phi_5)pe}{pb_1}$$

Длины плеч при этом измеряются непосредственно на чертеже.

Находим уравнивающий момент M'_y

$$M'_y = F'_y \cdot AB$$

Рычаг Н.Е Жуковского



Определяем относительную погрешность расчета

$$\delta = \left| \frac{M_y - M'_y}{M_y} \right| \cdot 100\%$$

Если ошибка не превышает 5 %, считаем, что расчеты выполнены правильно.