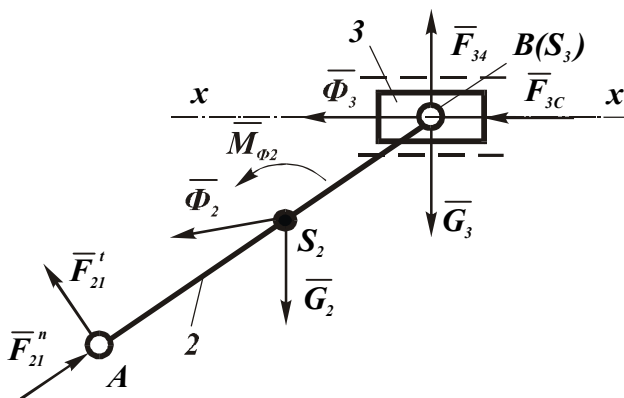


Министерство образования Российской Федерации

Томский государственный
архитектурно-строительный университет

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания к курсовому проекту



Томск – 2001

УДК 621.01.001 (075)

Ф-333

Филиппов В.Ф. Силовой анализ рычажных механизмов: Методические указания к курсовому проекту. Томск: Изд-во Томского государственного архитектурно-строительного университета, 2001.-22 с.

Рецензент к.т.н. А.А. Никифоров

Редактор Т.С. Володина

Методические указания составлены для студентов специальностей 170900 – «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование», 150200 – «Автомобили и автомобильное хозяйство», 291300 - «Механизация и автоматизация строительства», 170400 - «Машины и оборудование лесного комплекса», выполняющих курсовой проект по теории механизмов и механике машин.

В указаниях рассмотрен графический метод силового анализа плоских рычажно-шарнирных механизмов.

Печатается по решению методического семинара кафедры прикладной механики и материаловедения № 73 от 23.11.2000

Утверждены и введены в действие проректором по учебной работе О.Г. Кумпяком

с 01.01.2001
до 01.01.2004

Изд. лиц. № 021253 от 31.10.97. Подписано в печать _____

Формат 6090/16. Бумага офсет. Гарнитура Таймс, печать офсет.

Уч.-изд. л. _____

Тираж _____ экз.

Заказ № _____

Изд-во ТГАСУ, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.

Отпечатано с оригинал-макета в ООП ТГАСУ.

634003, г. Томск, ул. Партизанская, 15.

1. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

В курсовом проекте после проведения структурного и кинематического анализа плоского рычажно-шарнирного механизма требуется провести силовой анализ этого механизма, который предполагает решение первой задачи динамики – по заданному закону движения определить действующие силы. Так как законы движения начальных звеньев и внешние силы, действующие на звенья механизмов, заданы, то силовой расчет сводится в основном к определению сил в кинематических парах.

Результаты силового анализа необходимы для дальнейших расчетов деталей на прочность, жесткость, износостойкость, надежность, для выбора типов и размеров подшипников, определения коэффициента полезного действия механизма.

Силовой расчет можно проводить с учетом и без учета сил трения в кинематических парах. В курсовом проекте силовой расчет проводится без учета сил трения.

Обычно при расчетах деталей механизмов на прочность необходимо знать изменение величины сил в кинематических парах за цикл. При выполнении курсового проекта можно ограничиться расчетом сил для одного или двух положений механизма, в которых действуют максимальные внешние нагрузки. К внешним нагрузкам относятся: силы тяжести звеньев (G_i), движущая сила (F_{id}), момент сопротивления (M_{ic}).

Силовой расчет, учитывающий ускоренное движение масс, можно производить методом, основанным на законе Ньютона, или же с применением принципа Даламбера. При решении задачи последним методом к каждому звену, помимо внешних сил и моментов, прикладываются главный вектор сил инерции $\bar{\Phi}_i$ и главный момент сил инерции $\bar{M}_{\phi i}$. В результате вся система сил и моментов условно рассматривается

в равновесии, а значит задачу динамики можно решать методами статики.

Главный вектор сил инерции звена $\overline{\Phi}_i$ и главный момент сил инерции $\overline{M}_{\phi i}$ определяются по формулам:

$$\begin{aligned}\overline{\Phi}_i &= -m_i \cdot \overline{a}_{si} ; \\ \overline{M}_{\phi i} &= -J_{si} \cdot \overline{\epsilon}_i ,\end{aligned}$$

где m_i - масса i -го звена;

\overline{a}_{si} - ускорение центра масс i – го звена;

$\overline{\epsilon}_i$ - угловое ускорение i – го звена;

J_{si} - момент инерции i – го звена относительно главной центральной оси, проходящей через центр масс S_i .

Главный вектор сил инерции $\overline{\Phi}_i$ прикладывается в центре масс звена S_i и направляется противоположно \overline{a}_{si} .

Числовые значения масс и моментов инерции звеньев механизма приведены в задании на курсовое проектирование. Для определения векторов сил инерции и главных моментов сил инерции для всех звеньев механизма необходимо определить угловые ускорения звеньев и линейные ускорения центров масс. Эти величины находятся при кинематическом анализе механизма с использованием графического, аналитического или численного методов исследования.

Силы взаимодействия звеньев рекомендуется обозначать буквой F_{ij} с двойным индексом. Первая цифра индекса показывает звено, к которому приложена сила; вторая цифра – звено, со стороны которого действует сила, например F_{12} – сила, с которой звено 2 действует на звено 1.

Для проведения силового расчета нужно расчленить заданный плоский рычажный механизм на группу начального звена (начальное звено со стойкой) и структурные группы с нулевой степенью свободы, так называемые группы Ассура –

статически определимые группы, для которых число неизвестных сил равно числу уравнений.

Кинестатический расчет механизма начинаем с группы Ассура, наиболее удаленной от начального звена, и проводим его в такой последовательности, как и разделение на группы Ассура при структурном анализе механизма.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся группы, из которых состоят рычажные механизмы, исследуемые при курсовом проектировании.

2. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА ВТОРОГО КЛАССА С ДВУМЯ ВРАЩАТЕЛЬНЫМИ И ОДНОЙ ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

Такая группа принадлежит кривошипно-шатунному механизму и состоит из шатуна 2, соединенного с ползунком 3 (рис. 1).

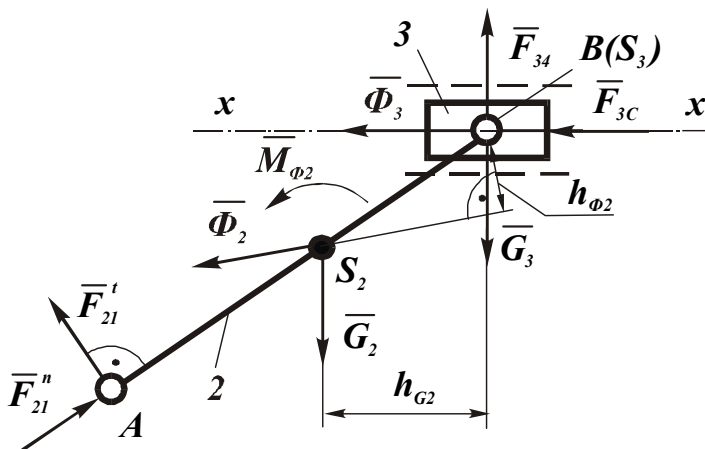


Рис. 1. Схема сил группы Ассура 2-3 (ВВП), $K_i = \dots$, м/мм

Расчет начинаем с определения сил тяжести звеньев G_2 и G_3 , которые приложены в их центрах тяжести S_2 и S_3 , направлены вертикально вниз и определяются как произведение массы звена m_i на ускорение свободного падения $g \approx 9,81$:

$$G_i = m_i \cdot g.$$

Так как группа освобождена от связей, то вместо них прикладываем соответствующие реакции: реакцию \bar{F}_{34} , действующую в поступательной паре со стороны неподвижного звена 4 на звено 3, и реакцию \bar{F}_{21} , действующую в шарнире А со стороны звена 1 на звено 2.

Реакция \bar{F}_{34} не известна по величине, но известна по направлению: она перпендикулярна направляющей 4.

Реакция \bar{F}_{21} не известна ни по величине, ни по направлению. Раскладываем ее на две составляющие: тангенциальную \bar{F}_{21}^t , направленную перпендикулярно звену AB , и нормальную \bar{F}_{21}^n , направленную вдоль звена AB .

Сила производственного сопротивления \bar{F}_{3C} действует на ползун 3, проходит через его центр тяжести S_3 , совпадающий с точкой B , направлена против движения ползуна (направление движения определяется по направлению скорости точки B из плана скоростей для данного положения механизма). Величина силы либо задана, либо определяется по индикаторной диаграмме.

Для того, чтобы рассматривать группу как находящуюся в равновесии, прикладываем в точках S_2 и S_3 главные векторы сил инерции $\bar{\Phi}_2$ и $\bar{\Phi}_3$. Величины этих сил определяем по формулам:

$$\bar{\Phi}_2 = -m_2 \cdot \bar{a}_{S_2}; \quad \bar{\Phi}_3 = -m_3 \cdot \bar{a}_{S_3}$$

Знак минус в этих формулах показывает, что главные векторы сил инерции направлены противоположно векторам ускорений центров тяжести звеньев.

Величины и направления ускорений центров тяжести звеньев \bar{a}_{S2} и \bar{a}_{S3} определяем по плану ускорений для данного положения механизма.

К звену 2 прикладываем еще главный момент сил инерции:

$$\bar{M}_{\phi 2} = -J_{S2} \bar{\varepsilon}_2$$

Величину углового ускорения определяем следующим образом:

$$\varepsilon_2 = \frac{a'_{BA}}{l_{AB}}$$

Величину и направление a'_{BA} определяем по плану ускорений. Направление ε_2 совпадает с направлением a'_{BA} .

Численное значение момента инерции J_{S2} дано в задании или может быть определено по формуле:

$$J_{S2} = \frac{m_2 l_{AB}^2}{12}$$

Переходим к определению реакций \bar{F}_{34} и \bar{F}_{21} , а также реакции \bar{F}_{32} , действующей в шарнире B со стороны звена 2 на звено 3. Расчет производим в следующем порядке.

1. Рассматриваем равновесие звена 2 и определяем силу F'_{21} . Так как звено 2 находится в равновесии, то сумма моментов всех сил, приложенных к этому звену, относительно точки B равна нулю:

$$\Sigma M_B(F) = 0; -M_B(F'_{21}) + M_B(G_2) + M_{\phi 2} - M_B(\Phi_2) = 0$$

$$\text{или} \quad -F'_{21} \cdot l_{AB} + G_2 \cdot h_{G2} + M_{\phi 2} - \Phi_2 \cdot h_{\phi 2} = 0,$$

$$\text{тогда } F'_{2I} = \frac{G_2 \cdot h_{G2} + M_{\Phi 2} - \Phi_2 \cdot h_{\Phi 2}}{l_{AB}}.$$

В этом уравнении и далее плечи сил обозначены через h с индексами этих сил. Все плечи определяются непосредственным измерением на чертеже с учетом масштабного коэффициента K_l .

Если сила F'_{2I} получится со знаком минус, то это значит, что она направлена противоположно тому направлению, которое мы первоначально показали на чертеже и использовали при составлении уравнения. В дальнейших расчетах мы должны будем принимать ее действительное направление.

2. Рассматриваем равновесие всей группы в целом и определяем реакции \bar{F}'_{2I} и \bar{F}'_{34} .

Так как группа находится в равновесии, то геометрическая сумма всех сил, действующих на ее звенья, равна нулю:

$$\bar{F}'_{2I} + \bar{F}'_{2I} + \bar{\Phi}_2 + \bar{G}_3 + \bar{F}'_{3C} + \bar{F}'_{34} = 0.$$

Двумя линиями подчеркнуты силы, известные по величине и по направлению, одной линией – силы, у которых известны только направления.

В соответствии с этим уравнением строим многоугольник сил (план сил). Многоугольник должен быть замкнутым.

Для этого выбираем произвольно масштабный коэффициент сил $[K_F] = \frac{H}{mm}$ и вычисляем длины векторов, которые будут изображать известные силы.

Чтобы получить длину вектора силы, нужно величину силы разделить на масштабный коэффициент.

Затем, начиная от точки o (рис.2), откладываем последовательно векторы известных сил. В конце каждого вектора делаем стрелку и ставим обозначение силы.

и будет полная реакция \overline{F}_{21} , действующая в точке A . Разумеется $\overline{F}_{12} = -\overline{F}_{21}$.

3. Рассматриваем равновесие звена 3 и определяем реакцию \overline{F}_{32} . Так как звено 3 находится в равновесии, то геометрическая сумма всех сил, действующих на него, равна нулю:

$$\overline{\Phi}_3 + \overline{G}_3 + \overline{F}_{3C} + \overline{F}_{34} + \overline{F}_{32} = 0$$

Векторная сумма $(\overline{\Phi}_3 + \overline{G}_3 + \overline{F}_{3C} + \overline{F}_{34})$ на плане сил (рис. 2) уже имеется. Соединив конец вектора \overline{F}_{34} с началом вектора $\overline{\Phi}_3$, получаем искомый вектор \overline{F}_{32} . На плане сил он показан пунктиром. Разумеется $\overline{F}_{23} = -\overline{F}_{32}$.

На этом заканчивается силовое исследование данной структурной группы.

3. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА ВТОРОГО КЛАССА С ТРЕМЯ ВРАЩАТЕЛЬНЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

Схема сил такой структурной группы приведена на рисунке 3. Силовой расчет проводим в следующей последовательности.

1. Определяем силы тяжести звеньев G_2 и G_3 :

$$G_2 = m_2 \cdot g, \quad G_3 = m_3 \cdot g.$$

2. Определяем главные векторы сил инерции $\overline{\Phi}_2$ и $\overline{\Phi}_3$:

$$\overline{\Phi}_2 = -m_2 \cdot \overline{a}_{S_2}, \quad \overline{\Phi}_3 = -m_3 \cdot \overline{a}_{S_3}.$$

Величины и направления ускорений центров тяжести звеньев \overline{a}_{S_2} и \overline{a}_{S_3} определяем по плану ускорений для данного положения механизма.

3. Определяем главные моменты сил инерции звеньев:

$$\overline{M}_{\Phi_2} = -J_{S_2} \cdot \overline{\epsilon}_2, \quad \overline{M}_{\Phi_3} = -J_{S_3} \cdot \overline{\epsilon}_3$$

Величины и направления угловых ускорений $\bar{\varepsilon}_2$ и $\bar{\varepsilon}_3$ определяем по плану ускорений:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{AB}}, \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{CB}^t}{l_{BC}}.$$

Направления ε_2 и ε_3 определяют по направлениям векторов ускорений a_{BA}^t и a_{CB}^t .

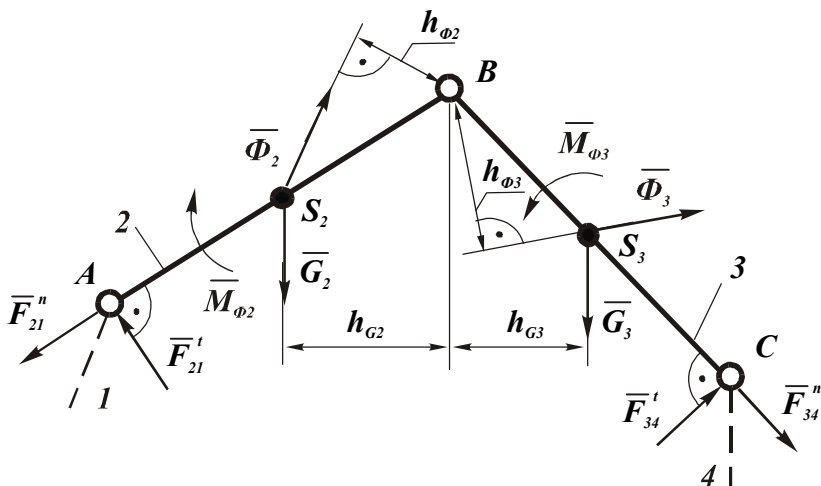


Рис. 3. Схема сил группы Ассур 2-3 (BBB), $K_l = \dots$, м/мм

4. Рассматриваем равновесие звена 2 и определяем силу F_{21}^t , для чего составляем уравнение моментов сил звена 2 относительно точки B , предварительно выбрав направление силы F_{21}^t :

$$\begin{aligned} \Sigma M_B(F) &= 0; \quad -M_B(F_{21}^t) + M_B(G_2) - M_B(\Phi_2) - M_{\Phi_2} = 0; \\ &-F_{21}^t \cdot l_{AB} + G_2 \cdot h_{G2} - \Phi_2 \cdot h_{\Phi_2} - M_{\Phi_2} = 0; \\ F_{21}^t &= \frac{G_2 \cdot h_{G2} - \Phi_2 h_{\Phi_2} - M_{\Phi_2}}{l_{AB}}. \end{aligned}$$

Плечи определяем непосредственными измерениями на чертеже с учетом K_l . Если сила F_{21}^t получится со знаком минус, то при дальнейших расчетах нужно изменить ее направление.

5. Рассматриваем равновесие звена 3 и определяем силу F_{34}^t , для чего составляем уравнение моментов сил звена 3 относительно точки B , предварительно выбрав направление силы F_{34}^t :

$$\begin{aligned}\Sigma M_B(F) &= 0; & M_B(F_{34}^t) - M_B(G_3) + M_B(\Phi_3) + M_{\Phi_3} &= 0; \\ F_{34}^t \cdot l_{BC} - G_3 \cdot h_{G_3} + \Phi_3 \cdot h_{\Phi_3} + M_{\Phi_3} &= 0; \\ F_{34}^t &= \frac{G_3 \cdot h_{G_3} - \Phi_3 \cdot h_{\Phi_3} - M_{\Phi_3}}{l_{BC}}.\end{aligned}$$

6. Рассматриваем равновесие всей группы в целом и определяем силы \overline{F}_{21}^n и \overline{F}_{34}^n .

Поскольку группа находится в равновесии, то геометрическая сумма всех сил, действующих на ее звенья, равна нулю:

$$\overline{F}_{21}^n + \overline{F}_{21}^t + \overline{\Phi}_2 + \overline{G}_2 + \overline{\Phi}_3 + \overline{G}_3 + \overline{F}_{34}^t + \overline{F}_{34}^n = 0.$$

В соответствии с этим уравнением строим план сил для всей группы Ассур (рис. 4).

Построение ведем в произвольно выбранном масштабе. Начиная с точки o , откладываем последовательно векторы известных сил $\overline{F}_{12}^t, \overline{\Phi}_2, \overline{G}_2, \overline{\Phi}_3, \overline{G}_3, \overline{F}_{34}^t$. Проводим через точку c линию, параллельную силе \overline{F}_{34}^n , и через точку o – линию, параллельную силе \overline{F}_{21}^n , находим в пересечении этих линий точку e . Многоугольник сил замкнулся. Определяем искомые нормальные составляющие:

$$F_{21}^n = \overline{eo} \cdot K_F, \quad F_{34}^n = \overline{ce} \cdot K_F.$$

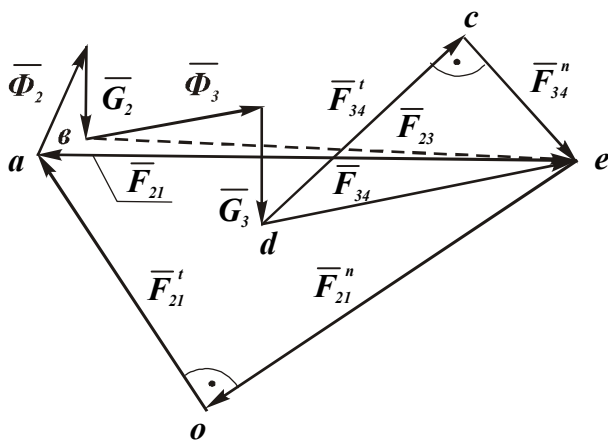


Рис. 4. План сил группы Ассура 2-3 (BBB), $K_F = \dots$, Н/мм

Соединив точки e и a , получим полную силу \overline{F}_{21} :

$$F_{21} = \overline{ea} \cdot K_F.$$

Разумеется $\overline{F}_{12} = -\overline{F}_{21}$.

Аналогично, соединив точки d и e , получим силу \overline{F}_{34} :

$$F_{34} = \overline{de} \cdot K_F$$

Разумеется $\overline{F}_{43} = -\overline{F}_{34}$.

7. Рассматриваем равновесие звена 2 и определяем силу \overline{F}_{23} :

$$\overline{F}_{21} + \overline{\Phi}_2 + \overline{G}_2 + \overline{F}_{23} = \mathbf{0}.$$

Сумма первых трех векторов на плане сил уже построена. Из конца вектора \overline{G}_2 (из точки b) проводим прямую в начало вектора \overline{F}_{21} (точку e). Получаем силу \overline{F}_{23} , замыкающую многоугольник сил, действующих на звено 2. Истинная величина этой силы:

$$\vec{F}_{23} = \vec{e} \cdot K_F \cdot$$

На этом заканчивается силовое исследование структурной группы с тремя вращательными кинематическими парами.

4. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА ВТОРОГО КЛАССА С ДВУМЯ ВРАЩАТЕЛЬНЫМИ И ВНУТРЕННЕЙ ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

Такая группа (рис. 5) состоит из кулисы 3 и кулисного камня 2, принадлежит кулисному механизму.

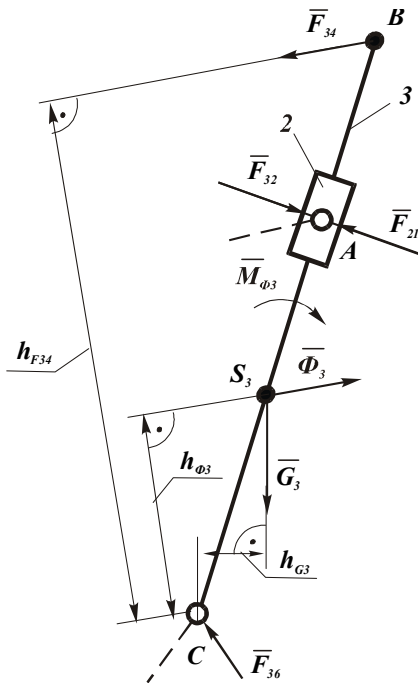


Рис. 5. Схема сил группы Ассура 2-3 (ВПВ), $K_i = \dots$, м/мм

1. Перед тем, как определять силы реакций в кинематических парах, нужно определить силу тяжести кулисы \mathbf{G}_3 , главный вектор сил инерции $\overline{\Phi}_3$, главный момент сил инерции \overline{M}_{Φ_3} (силу тяжести \mathbf{G}_2 кулисного камня 2 можно не учитывать). Как определяются эти силы - в предыдущих примерах рассмотрено подробно.

2. Составляем уравнение моментов сил, приложенных к звеньям 2 и 3, относительно точки C и находим \overline{F}_{32} :

$$\Sigma M_C(F) = 0;$$

$$M_C(F_{34}) - M_C(F_{32}) - M_C(\Phi_3) - M_C(G_3) - M_{\Phi_3} = 0;$$

$$F_{34} \cdot h_{F34} - F_{32} \cdot l_{AC} - \Phi_3 \cdot h_{\Phi_3} - G_3 \cdot h_{G3} - M_{\Phi_3} = 0;$$

$$F_{32} = \frac{F_{34} \cdot h_{F34} - \Phi_3 \cdot h_{\Phi_3} - G_3 \cdot h_{G3} - M_{\Phi_3}}{l_{AC}}$$

3. Составляем векторное уравнение сил, приложенных к звену 3:

$$\overline{F}_{34} + \overline{F}_{32} + \overline{\Phi}_3 + \overline{G}_3 + \overline{F}_{36} = 0.$$

Строим план сил (рис. 6) согласно записанному векторному уравнению и находим неизвестную силу \overline{F}_{36} .

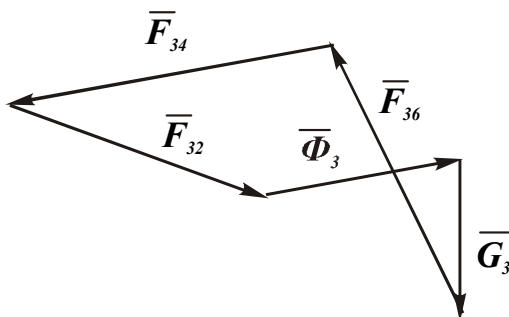


Рис. 6. План сил группы Ассур 2-3 (ВПВ), $K_F = \dots$, Н/мм

5. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ АССУРА ВТОРОГО КЛАССА С ДВУМЯ ПОСТУПАТЕЛЬНЫМИ И ВНЕШНЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

Такая группа представлена на рисунке 7. Определение сил в кинематических парах производится в следующем порядке.

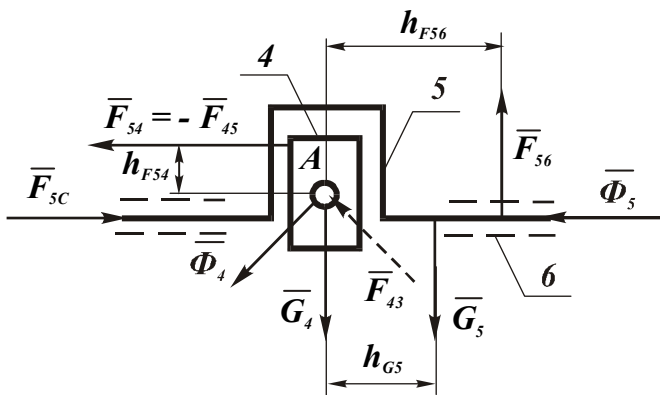


Рис. 7. Схема сил группы Ассура 4-5 (ВПП), $K_l = \dots$, м/мм

1. Составляем векторное уравнение сил, действующих на звено 5:

$$\overline{F_{54}} + \overline{G_5} + \overline{\Phi_5} + \overline{F_{56}} = 0.$$

Согласно этому уравнению строим план сил (рис. 8) и находим неизвестные силы $\overline{F_{54}}$ и $\overline{F_{56}}$:

$$F_{54} = \overline{av} \cdot K_F; \quad F_{56} = \overline{ca} \cdot K_F$$

Разумеется $\overline{F_{45}} = -\overline{F_{54}}$.

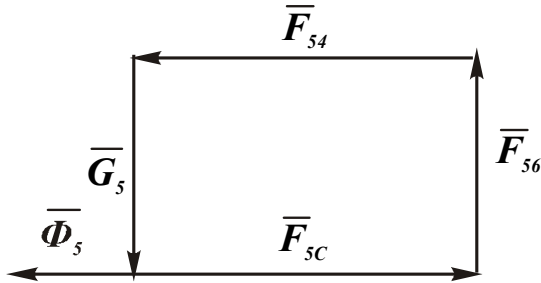


Рис. 8. План сил, действующих на звено 5, $K_F = \dots$, Н/мм

2. Составляем векторное уравнение сил, действующих на звено 4:

$$\underline{\underline{F_{45}}} + \underline{\underline{G_4}} + \underline{\underline{\Phi_4}} + \underline{\underline{F_{43}}} = 0$$

Согласно этому уравнению строим план сил (рис. 9) и определяем силу $\underline{\underline{F_{43}}}$:

$$F_{43} = cd \cdot K_F \cdot$$

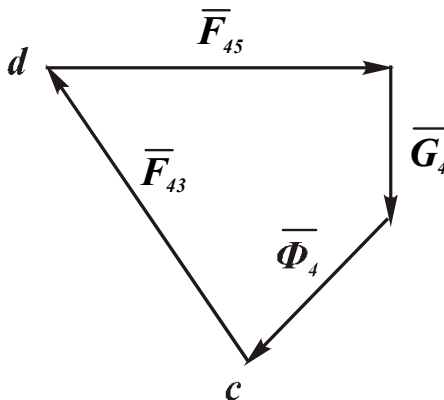


Рис. 9. План сил, действующих на звено 4, $K_F = \dots$, Н/мм

3. Находим плечо h_{F45} из уравнения моментов сил, приложенных к звену 4, относительно точки А:

$$\Sigma M_A(F) = 0; \quad M_A(G_4) + M_A(\Phi_4) + M_A(F_{45}) = 0;$$

$$h_{45} = \frac{M_A(G_4) + M_A(\Phi_4)}{F_{45}}.$$

4. Находим плечо h_{F56} из уравнения моментов сил, приложенных к звену 5, относительно точки А:

$$\Sigma M_A(F) = 0;$$

$$-M_A(G_5) - M_A(\Phi_5) + M_A(F_{56}) + M_A(F_{5C}) = 0$$

$$-G_5 \cdot h_{G5} - \Phi_5 \cdot h_{\Phi5} - F_{56} \cdot h_{F56} + F_{5C} \cdot h_{F5C} = 0$$

$$h_{F56} = \frac{F_{5C} \cdot h_{F5C} - G_5 \cdot h_{G5} - \Phi_5 \cdot h_{\Phi5}}{F_{56}}.$$

6. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ НАЧАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Начальный механизм (или механизм 1^{го} класса) состоит из начального звена и стойки.

Начальным звеном называется то, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат. В механизмах с одной обобщенной координатой имеется одно начальное звено. Чаще всего таким звеном является кривошип, и за обобщенную координату в этом случае принимается угловая координата. Начальное звено не обязательно должно всегда совпадать с входным (или ведущим). Можно за начальное звено принять выходное или промежуточное, если это удобно для анализа механизма.

Рассмотрим пример, когда начальным звеном является кривошип, вращающийся с постоянной угловой скоростью, то есть равномерно (рис. 10).

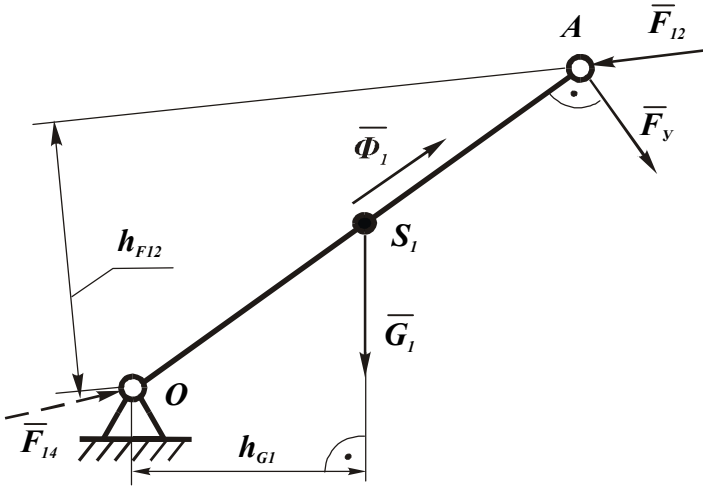


Рис. 10. Схема сил начального механизма, $K_l = \dots$, м/мм

Чтобы движение кривошипа было равномерным, нужно приложить к нему уравновешивающий момент \bar{M}_y (или уравновешивающую силу \bar{F}_y).

При ведущем начальном звене уравновешивающий момент является моментом сил движущих, а при ведомом – моментом сил сопротивления.

На схеме сил (рис. 10) приложена уравновешивающая сила \bar{F}_y . Эта сила может быть приложена в любой точке звена и действует перпендикулярно звену. Удобнее приложить \bar{F}_y в точке A. Величину этой силы, а также реакцию \bar{F}_{14} следует определить. Для этого достаточно составить и решить скалярное уравнение моментов относительно точки O и векторное уравнение суммы сил:

$$\Sigma M_o(F) = 0; \quad \bar{F}_{12} \cdot h_{F12} - \bar{F}_y \cdot l_{OA} - G_1 \cdot h_{G1} = 0;$$

$$F_y = \frac{F_{12} \cdot h_{F_{12}} - G_1 \cdot h_{G_1}}{l_{OA}};$$

$$\underline{\underline{F_y}} + \underline{\underline{\Phi_1}} + \underline{\underline{G_1}} + \underline{\underline{F_{12}}} + \underline{\underline{F_{14}}} = 0.$$

Векторное уравнение решаем графическим путем построения плана сил (рис. 11), из которого определяем направление силы \bar{F}_{14} и ее модуль:

$$F_{14} = \overline{a\bar{v}} \cdot K_F$$

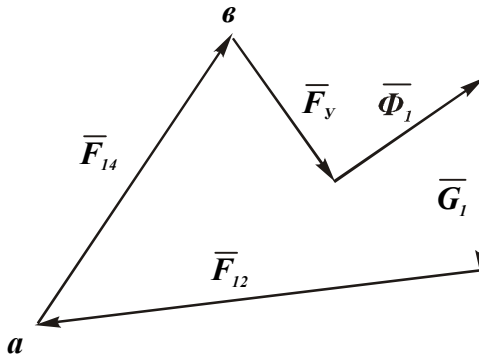


Рис. 11. План сил начального механизма, $K_F = \dots$, Н/мм

Рассмотрен случай, когда начальное звено вращается равномерно. Главный вектор сил инерции $\bar{\Phi}_1$ направлен вдоль звена ОА, поэтому главный момент сил инерции $\bar{M}_{\phi 1}$ равен нулю.

В случае неравномерного движения начального звена, когда $\omega_1 \neq const$, при определении F_y в уравнении моментов нужно учесть еще главный момент сил инерции $\bar{M}_{\phi 1}$.

7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УРАВНОВЕШИВАЮЩЕЙ СИЛЫ МЕТОДОМ ЖЕСТКОГО РЫЧАГА ЖУКОВСКОГО

По этому методу можно определить уравновешивающую силу, не определяя реакции в кинематических парах.

Если все силы, действующие на звенья механизма, перенести параллельно самим себе в соответствующие точки повернутого на 90^0 (в любую сторону) плана скоростей, то сумма моментов этих сил относительно полюса будет равна нулю.

План скоростей рассматривается как жесткий рычаг с опорой в полюсе Р.

Если на звено действует пара сил, то на повернутый план скоростей нужно перенести каждую составляющую этой пары отдельно без изменения ее направления.

По условию теоремы Жуковского уравнение моментов относительно полюса повернутого плана скоростей можно в общем виде представить так:

$$\sum_{i=1}^n M_p(\bar{F}_i) + \sum_{i=1}^n M_p(\bar{\Phi}_i) + \sum_{i=1}^n M_{\phi i} = 0.$$

Плечи сил на рычаге Жуковского рекомендуется обозначать буквой h с соответствующим индексом той силы, к которой это плечо относится, например плечо силы \bar{F}_y обозначается h_{Fy} .

Величины плеч определяются непосредственно из чертежа в миллиметрах.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин: Учеб. пособие для мех. спец. вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985. – 279 с.

2. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / Под ред. К. В. Фролова. - М.: Высш. шк., 1986. - 295 с.

3. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К. и др.; Под ред. К. В. Фролова. - М.: Высшая школа, 1987.-496 с.

4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Наука, Гл. ред. физмат. лит., 1988. - 640 с.

5. Волокитин Г.Г., Кузьменко Н.И., Филиппов В.Ф.. Теория механизмов и механика машин: Учебное пособие. Ч.1 / Под ред. В.Ф. Филиппова. – Томск: Изд-во Томского государственного архитектурно-строительного университета, 2000. – 173 с.

6. Волокитин Г.Г., Кузьменко Н.И., Филиппов В.Ф.. Теория механизмов и механика машин: Учебное пособие. Ч.2 / Под ред. В.Ф. Филиппова. – Томск: Изд-во Томского государственного архитектурно-строительного университета, 2000. – 189 с.