

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
(ВлГУ)

Институт инновационных технологий
Кафедра «Технология машиностроения»

Методические указания

к выполнению курсовой работы по дисциплине
«ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ»

для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению
13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

Составитель:
профессор кафедры ТМС Шевченко А.П.

Владимир 2015

Методические указания, содержащие рекомендации по выполнению курсовой работы по дисциплине «Теория машин и механизмов» для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

Настоящие методические указания составлены в соответствии с требованиями ФГОС ВО и ОПОП направления подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», рабочей программы дисциплины «Теория машин и механизмов». В качестве рекомендаций для организации эффективной работы студентов использованы методические пособия ведущих ВУЗов России.

Рекомендации предназначены для студентов очной и заочной форм обучения.

Рассмотрены и одобрены на заседании
НМС направления 13.03.03
Протокол № 6 от 11.11.2015 г.
Рукописный фонд кафедры ТМС ВлГУ

Содержание

	стр.
1. Введение.....	3
2. Курсовая работа на тему: «Анализ плоских механизмов с низшими кинематическими парами».....	7
2.1. Кинематический анализ плоских механизмов с низшими кинематическими парами. Краткая теория.	7
2.2. Силовой анализ плоских механизмов с низшими кинематическими парами. Краткая теория.....	16
3. Образец титульного листа.....	24
4. Литература.....	25

1. Введение.

По дисциплине «Теория механизмов и машин» настоящей дисциплины выполняется курсовая работа. Курсовая работа выполняется с целью углубления и закрепления знаний по основополагающим темам дисциплины. Она посвящается структурному, кинематическому исследованию и силовому расчёту плоского рычажного механизма.

Курсовая работа состоит из расчётно-пояснительной записки и графической части.

Расчётно-пояснительная записка объёмом 15...20 страниц машинописного текста выполняется в соответствии с ГОСТ 2.105-95 (общие требования к текстовым документам). Записка должна включать все числовые расчёты, необходимые для выполнения курсовой работы. Текстовая часть должна ограничиваться лишь краткими указаниями к расчёту и ссылками на графические построения. Все уравнения и формулы пишутся сначала в общем виде, а затем в них подставляют необходимые числовые значения. Результаты вычислений сводятся в таблицы. В конце пояснительной записки приводится список используемой литературы, а в тексте делаются ссылки на эту литературу.

Графическая часть курсовой работы включает 2 листа формата А2 выполненных на компьютере в программе COMPAS. Расчётно-пояснительная записка набирается на компьютере в формате А4.

Вся графическая часть выполняется в соответствии с правилами машиностроительного черчения и с соблюдением всех требований стандарта ЕСКД (размер листа, условные обозначения, шрифт, и т.д.). На всех планах и графиках должны быть указаны масштабные коэффициенты с соответствующей размерностью. Масштабные коэффициенты следует выбирать так, чтобы на листе не оставалось места, не занятого чертежным материалом. Все вспомогательные построения сохраняются.

Курсовая работа выдаётся преподавателем по индивидуальному варианту каждому студенту.

Защита курсовой работы проводится в установленное преподавателем сроки во внеучебное время. Во время защиты студент должен объяснить решение задач анализа и синтеза механизма; ответить на контрольные вопросы.

Методическое пособие, которым необходимо пользоваться при выполнении курсовой работы:

Беляев, Б.А. Теория механизмов и машин : учеб. пособие к курсовому проектированию / Б.А. Беляев, А.П. Шевченко, А.А. Рязанов ; Владим. гос. ун-т им. А.Г. и

Задания выполняются графоаналитическим методом – методом планов скоростей и ускорений.

Исходными данными являются кинематическая схема механизма, а также угловая скорость и угловое ускорение начального звена для конкретного его положения, определяемого углом φ_1 . Числовые значения длин звеньев и заданных кинематических параметров даны в таблицах исходных данных к заданиям.

1. *Построить шесть совмещённых схем* механизма по заданным размерам методом засечек в положении, определяемом углом φ_1 начального звена, в масштабе длин μ_l . Длину отрезка, изображающего начальное звено (кривошип) на схеме, выбрать произвольно в мм (рекомендуется 40...50 мм).

2. *Построить планы скоростей для шести положений* механизма в выбранном масштабе скоростей μ_v . Построение планов скоростей начинают со звена, закон движения которого задан. Определяют скорость точки этого звена, составляют векторное уравнение, связывающее эту скорость со скоростями точек смежного звена, и устанавливают, какие векторы известны по величине, какие и по величине, и по направлению или какие только по направлению. Рекомендуется векторы, известные по величине и по направлению, подчеркивать двумя чертами, а известные только по величине или только по направлению – одной чертой. Здесь же отмечают буквами направление векторов. Если в векторном уравнении только два неизвестных, то оно решается, и его графическим решением будет план скоростей. Стрелки векторов на плане проставляют в строгом соответствии с записанным уравнением, соблюдая правило векторного суммирования; при этом относительные скорости проходят вне полюса, а начала векторов абсолютных скоростей всегда находятся в полюсе. Из построенного плана находят отрезки, пропорциональные скоростям точек, и, зная масштаб μ_v , определяют скорости, а направление скоростей - из плана. Если известны абсолютные скорости двух точек одного и того же звена, то скорость третьей точки, лежащей с ними на одной прямой, находят пропорциональным делением (например, точка S_2). Для этого на плане скоростей отрезок относительной скорости делят искомой точкой в том же соотношении, в котором соответствующая точка делит реальное звено на схеме механизма. Длину искомого отрезка определяют из пропорции (отношение длин на звене механизма равно отношению отрезков на плане скоростей). Соединяя полученную точку с полюсом, находят отрезок искомой абсолютной скорости.

Абсолютную скорость третьей точки звена, не лежащей на одной прямой с двумя другими его точками, скорости которых известны, определяют методом подобия. Для этого на плане скоростей на отрезке известной относительной скорости строят треугольник, подобный тому, который имеется на схеме механизма, соблюдая одинаковое направление прочтения букв по вершинам треугольника на плане скоростей и на механизме. При этом стороны подобных треугольников взаимно перпендикулярны. В итоге построения получается треугольник, составленный вершинами относительных скоростей. Соединяя построенную вершину треугольника с полюсом, находят отрезок искомой абсолютной скорости.

Если два звена образуют поступательную кинематическую пару, то для определения абсолютной скорости точки одного из этих звеньев, геометрически совпадающей в данный момент с точкой другого звена (скорость которой известна), используют векторное уравнение сложного движения. Абсолютная скорость искомой точки складывается из переносной и относительной составляющих; вектор переносной скорости обычно известен. Зная линейные скорости точек, определяют угловые скорости звеньев ω по величине и по направлению.

3. Построить *план ускорений только для начального (заданного) положения* механизма в выбранном масштабе ускорений μ_a . План ускорений строить на основе векторных уравнений в той же последовательности, что и план скоростей. Каждый из векторов представляют нормальной a^n и касательной a^t составляющими. При этом нормальное ускорение всегда известно по величине (так как план скоростей построен) и направлению (к центру вращения), а касательное перпендикулярно ему и неизвестно по величине. На плане ускорений начало вектора абсолютного ускорения всегда находится в полюсе, а вектор относительного ускорения проходит вне полюса. Метод пропорционального деления и метод подобия применяют только для полных относительных ускорений. При этом подобную фигуру следует строить на плане по трем сторонам, величина одной из которых известна, а две другие определяют из соответствующих пропорций, соблюдая одинаковое направление обхода при чтении букв по вершинам фигуры, составленной из полных относительных ускорений плана, и фигуры на звене механизма. Полное ускорение точки, совершающей сложное движение, состоит из переносного, относительного и кориолисового ускорений. Последнее обусловлено тем, что звенья, имеющие линейную относительную скорость совершают вращательное движение с угловой скоростью ω вокруг мгновенного центра вращения. Направление находят по правилу Жуковского поворотом вектора скорости V на 90° в направлении

угловой скорости ω_1 . Определив из плана касательные ускорения, подсчитывают величины угловых ускорений звеньев и определяют их направления.

4. Построить *графики перемещений и скоростей ползуна*.

5. *Структурный анализ* механизма начинать с первичного механизма. Затем выделить ту структурную группу, которая была присоединена к механизму последней, и далее – оставшуюся структурную группу, примыкающую к первичному механизму (для механизмов, имеющих по две структурные группы). Расчленение механизма на структурные группы произвести так, чтобы после удаления группы из механизма не нарушался закон движения оставшихся звеньев механизма и число его степеней свободы.

6. *Силовой расчет* начинать с той структурной группы, которая была присоединена к механизму последней (как правило, к одному из ее звеньев приложены известные внешние силы или внешние моменты). Для каждой структурной группы составляют векторные уравнения сил, строят планы сил и определяют искомые силы. Если число неизвестных в векторном уравнении сил больше двух, то записывают еще и уравнение моментов. Затем проводят силовой расчет отдельных звеньев, входящих в данную структурную группу. Используя найденные значения сил, переходят к следующей группе. В последнюю очередь определяют неизвестный силовой фактор. В уравнениях сил также следует отмечать двумя чертами внизу силы, известные и по величине, и по направлению, одной чертой – силы, известные либо только по величине, либо только по направлению.

Можно рекомендовать при выполнении курсовой работы использование компьютерной системы символьных вычислений Maxima.

2. Курсовая работа на тему: «Анализ плоских механизмов с низшими кинематическими парами»

2.1. Кинематический анализ плоских механизмов с низшими кинематическими парами. Краткая теория.

Анализ механизма – исследование его основных параметров без учёта, действующих на него сил, с целью изучения законов изменения и на основе этого выбор из ряда известных наилучшего механизма.

Цели:

1. Распределение кинематических характеристик звеньев: перемещение, скорость, ускорение, траектория движения, функция положения при известных законах движения входных (ведущих) звеньев.
2. Оценка кинематических условий работы рабочего (выходного) звена.
3. Определение необходимых численных данных для проведения силового, динамического, энергетического и других расчётов механизма.

Задачи:

1. Определение перемещений звеньев механизма и построение траекторий отдельных точек.
2. Определение скоростей точек и угловых скоростей звеньев механизма.
3. Определение ускорений точек и угловых ускорений звеньев.

Методы:

1. Аналитический.
2. Графоаналитический (метод планов скоростей и ускорений).
3. Графический (метод графиков и диаграмм).

Метод выбирается в зависимости от структуры механизма и требуемой точности расчёта.

Графоаналитический метод кинематического анализа

Этот метод, более простой, основан на непосредственном геометрическом построении планов положений (6...12) механизма. Он позволяет наглядно представить движение его звеньев. При этом на чертеже отображаются действительная форма этих

траекторий, действительные значения углов, составляемых звеньями, а, следовательно, и действительная конфигурация механизма в соответствующие мгновения времени.

Недостаток метода – невысокая точность, которая зависит от точности графических построений.

Пример 1

Дано: Кривошипно-ползунный механизм, для которого задана кинематическая схема механизма и размеры его звеньев – l_{OA} и l_{AB} и угловая скорость кривошипа $\omega_1 = \text{const}$ (рис. 1).

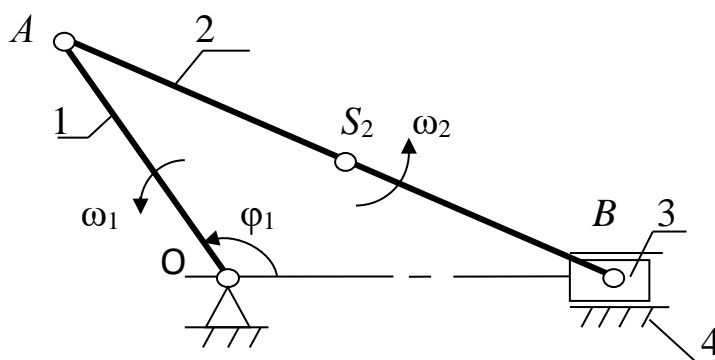


Рис.1

Выбираем масштаб длин $\mu_l = l_{OA}/AO$, м/мм, где AO – длина отрезка, мм, изображающая кривошип длиной l_{OA} на строящемся плане механизма; эта длина выбирается произвольно с учётом того, что совмещённые планы механизма должны разместиться на отведённом месте чертежа, а сам масштаб длин был бы удобен для дальнейших расчётов ($AO = 40 \dots 50$ мм).

Вычисляем длину отрезка $AB = l_{AB}/\mu_l$, мм, изображающего шатун на плане механизма.

Масштаб плана скоростей определяется по формуле:

$$\mu_v = V_A/p_{va}, \text{ (м/с)/мм,}$$

где $V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}$ – скорость точки A , м/с; p_{va} – вектор скорости точки A , длина которого выбирается произвольно в зависимости от формата чертежа (рекомендуется $40 \dots 50$ мм).

План скоростей кривошипно-ползунного механизма начинают строить после построения плана механизма в заданном положении, в выбранном масштабе длин μ_l , составления векторного уравнения скоростей и выбора масштаба плана скоростей μ_v .

Свойства плана скоростей:

1. Отрезки плана скоростей, проходящие через полюс, изображают абсолютные скорости. Направление абсолютных скоростей всегда получается от полюса. В конце

векторов абсолютных скоростей принято ставить малую букву той буквы, которой обозначается соответствующая точка на плане механизма.

2. Отрезки плана скоростей, не проходящие через полюс, обозначают относительные скорости.

3. Концы векторов абсолютных скоростей точек механизма жестко связанных между собой, на плане скоростей образуют фигуры, подобные сходственно расположенные и повернутые на 90 градусов относительно фигур, образуемых этими точками на плане механизма.

4. Неподвижные точки механизма имеют соответствующие им точки на плане скоростей расположенные в полюсе.

5. План скоростей дает возможность находить нормали и касательные к траектории точки без построения самих траекторий.

На рисунке 2 показано построение плана скоростей только для начального (заданного) положения механизма.

Векторное уравнение скорости точки B (конца кривошипа AB):

$$V_B = V_A + V_{BA},$$

где V_A - вектор скорости точки A направлен перпендикулярно прямой OA кривошипа 1 на плане механизма; V_{BA} - вектор скорости точки B относительно A ; имеет направление, перпендикулярное прямой AB на плане механизма; V_B - вектор полной (абсолютной) скорости ползуна 3; должен быть параллельным направлению движения ползуна.

Для построения плана скоростей сначала из полюса плана p_v (рис. 2) проводится вектор скорости точки A относительно O - V_A , т.е. векторный отрезок $p_v a$. Затем через точку a проводится перпендикуляр к прямой AB плана механизма и через полюс p_v - прямая, параллельная движению ползуна 3. На пересечении этих двух прямых получается точка b . Направления векторов скоростей обозначают стрелками.

Определение скорости точки S_2 , принадлежащей шатуну 2 и расположенной на середине отрезка AB . Используя теорему подобия, на отрезке ab плана скоростей находят его середину (точка S_2), которая, будучи соединенной с полюсом p_v , даст вектор V_{S_2} , изображающий абсолютную (полную) скорость точки S_2 .

Рассчитаем действительные значения линейных скоростей и угловой скорости шатуна:

$$V_{BA} = (ab) \mu_v, \text{ м/с ;}$$

$$V_B = (p_v b) \mu_v, \text{ м/с ;}$$

$$V_{S_2} = (p_v S_2) \mu_v, \text{ м/с ;}$$

$$\omega_2 = V_{BA} / l_{AB}, \text{ c}^{-1}.$$

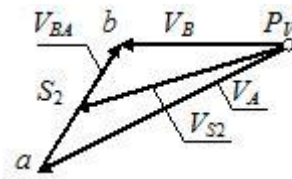


Рис. 2

Направление вектора угловой скорости шатуна ω_2 определяется следующим образом. Вектор скорости V_{BA} условно переносится в точку B плана механизма. Куда он будет вращать шатун 2 относительно точки A , в ту сторону и направлена угловая скорость ω_2 шатуна.

Построение плана ускорений кривошипно-ползунного механизма (рис. 3).

Свойства планов ускорений:

1. Отрезки планов ускорений проходящие через полюс изображают абсолютные ускорения. Направление абсолютных ускорений всегда получается от полюса. В конце векторов абсолютных ускорений принято ставить малую букву, той буквы, которой обозначена соответствующая точка на плане механизма.

2. Отрезки плана ускорений, соединяющие концы векторов абсолютных ускорений, обозначают относительные ускорения.

3. Концы векторов абсолютных ускорений точек механизма жестко связанных между собой на плане ускорений образуют фигуры подобные, сходственно расположенные и повернутые на угол 180° относительно расположения их на плане механизма.

4. Постоянные неподвижные точки механизма имеют соответствующие им точки плана ускорений расположенные в полюсе.

План ускорений строят после того, как будет составлено векторное уравнение ускорения точки B :

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^t,$$

где a_A – ускорение точки A ; его величину и направление можно определить, используя векторное уравнение ускорения точки A относительно оси O вращения кривошипа: $a_A = a_O + a_{AO}$, причём ускорение точки A относительно O можно разложить на две составляющие – нормальное ускорение a_{AO}^n и тангенциальное a_{AO}^t , т.е. $a_{AO} = a_{AO}^n + a_{AO}^t$.

Уравнение ускорения точки A можно записать в виде: $a_A = a_{AO}^n$. Величина нормальной составляющей ускорения (нормальное ускорение) рассчитывается по формуле: $a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AO}$ (его вектор направлен от точки A к точке O).

Затем вычисляется нормальное ускорение точки B относительно A по формуле: $a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AO}$ (его вектор направлен от B к A).

После выбора масштаба плана ускорений по формуле:

$$\mu_a = a_{AO}^n / p_{aa}, (\text{м/с}^2)/\text{мм},$$

где p_{aa} – вектор ускорения точки A на плане ускорений, величина которого выбирается 50...100 мм.

Величина нормального ускорения a_{BA}^n переводится масштабом μ_a в векторный отрезок длиной:

$$an_2 = a_{BA}^n / \mu_a, \text{ мм}.$$

Затем строится план ускорений (рис. 3). Из произвольно выбранного полюса p_a параллельно кривошипу OA механизма проводится вектор ускорения a_{AO}^n , длина которого p_{aa} была выбрана произвольно при расчёте масштаба μ_a . Из конца этого вектора (точки a) проводится вектор ускорения a_{BA}^n длиной an_2 , который должен быть параллелен отрезку AB плана механизма и направлен от точки B к A . Перпендикулярно ему через точку n_2 проводят прямую до пересечения с прямой, проведённой через полюс p_a параллельно линии движения ползуна 3. Полученная точка b их пересечения определяет длины векторов ускорений a_{BA} и a_B .

Для нахождения величины ускорения точки S_2 , принадлежащей шатуну 3, можно применить теорему подобия. При этом необходимо на векторе, изображающем на плане ускорений относительное ускорение a_{BA} , найти соответствующую точку S_2 , делящую отрезок ab в той же пропорции, что и точка S_2 делит отрезок AB на плане механизма.

Угловое ускорение шатуна вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^t / l_{AB} = (n_2b) \mu_a / l_{AB}, \text{ с}^{-1},$$

где n_2b – длина вектора на плане ускорений, изображающего тангенциальное ускорение a_{BA}^t .

Для определения направления вектора углового ускорения шатуна ε_2 необходимо вектор тангенциального ускорения a_{BA}^t условно перенести в точку B плана механизма. Куда он будет вращать шатун относительно точки A , в ту сторону и направлено ускорение ε_2 шатуна.

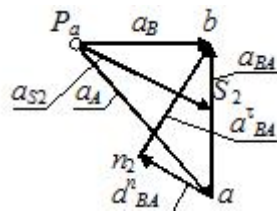


Рис. 3

Пример 2. Кулисный механизм.

Чтобы построить *план скоростей*, необходимо составить векторное уравнение скоростей. При этом следует иметь в виду, что точка A_1 (рис.1), принадлежащая кривошипу 1, и точка A_2 , принадлежащая ползуну 2 и совпадающая на плане механизма с точкой A_1 , вращаются вокруг оси O с одинаковыми линейными и угловыми скоростями: $V_{A1} = V_{A2}$ и $\omega_1 = \omega_2$.

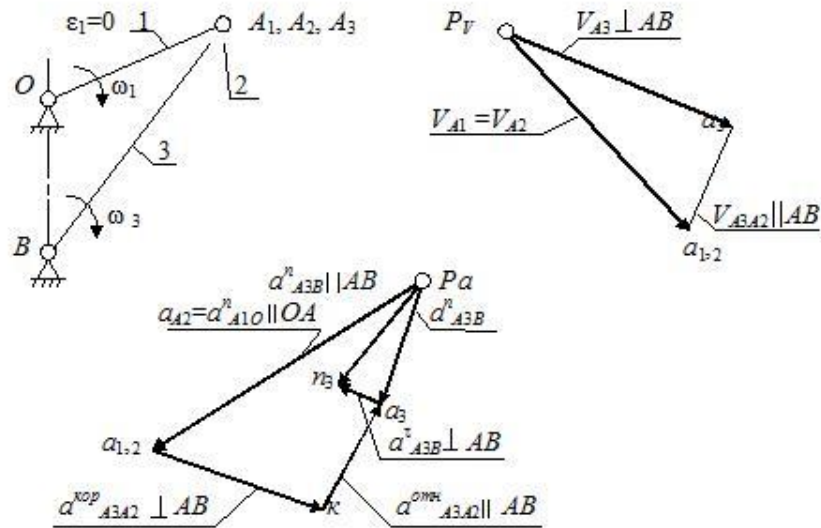


Рис. 1. Построение планов скоростей и ускорений кулисного механизма

Если задана величина ω_1 , то величину линейной скорости можно рассчитать по формуле: $V_{A1} = V_{A2} = \omega_1 \cdot l_{OA}$, м/с.

Векторы скоростей V_{A1} и V_{A2} направлены перпендикулярно радиусу OA_1 . Скорость точки A_3 , принадлежащей кулисе 3, можно найти по векторному уравнению скоростей:

$$V_{A3} = V_{A2} + V_{A3A2},$$

где V_{A3A2} – вектор скорости точки A_3 кулисы относительно точки A_2 ползуна, параллельный прямой A_1B плана механизма.

После выбора масштаба плана скоростей μ_v (см. предыдущие примеры механизмов) строят план скоростей. Из полюса p_v (см. рис. 3) перпендикулярно отрезку

OA плана механизма проводится вектор скорости V_{A1} , совпадающий с вектором скорости V_{A2} (см. рис. 3, вектор pv_{a1}). Через точку a_1 проводят прямую, параллельную прямой A_1B , а через полюс pv – прямую, перпендикулярную A_1B . На их пересечении получают точку a_3 и наносят направление векторов (стрелки), руководствуясь векторным уравнением скоростей.

Вычисляем величины скоростей:

$$V_{A3} = (pv_{a3})\mu_v, \text{ м/с};$$

$$V_{A3A2} = (a_1a_3) \mu_v, \text{ м/с},$$

где pv_{a3} и a_1a_3 – длины векторов, измеренные на плане скоростей.

Угловая скорость кулисы 3 вычисляется по формуле:

$$\omega_3 = V_{A3}/l_{A1B}, \text{ с}^{-1}.$$

Для построения плана ускорений составляются векторные уравнения:

$$a_{A3} = a_{A2} + a^{kop}_{A3A2} + a^{omn}_{A3A2},$$

$$a_{A3} = a_B + a^n_{A3B} + a^t_{A3B},$$

где a_{A2} – ускорение ползуна; a^{kop}_{A3A2} – ускорение Кориолиса точки A_3 относительно A_2 (возникает тогда, когда есть относительное движение двух точек с одновременным вращением их вокруг какой-либо оси; в данном случае точка A_3 движется относительно A_2 , вместе они вращаются вокруг неподвижной точки B ; направление вектора a^{kop}_{A3A2} определяется так: необходимо повернуть вектор скорости V_{A3A2} по направлению вращения кулисы 3 – это и будет направление ускорения Кориолиса); a^{omn}_{A3A2} – относительное ускорение точки A_3 относительно A_2 (его вектор параллелен A_3B); a_B – ускорение точки B ($a_B = 0$, так как точка B неподвижна); a^n_{A3B} – нормальное ускорение точки A_3 относительно B (направление вектора от A_3 к точке B); a^t_{A3B} – тангенциальное ускорение точки A_3 относительно B (вектор направлен перпендикулярно A_3B).

Ускорение Кориолиса и нормальные ускорения:

$$a^{kop}_{A3A2} = 2\omega_3 \cdot V_{A3A2}, \text{ м/с}^2;$$

$$a_{A2} = a^n_{A1O} = \omega_1^2 \cdot l_{OA}, \text{ м/с}^2;$$

$$a^n_{A3B} = \omega_3^2 \cdot l_{A3B}, \text{ м/с}^2.$$

Масштаб плана ускорений:

$$\mu_a = a_{A2}/p_a a_{1,2}, \text{ (м/с}^2\text{)/мм},$$

где $p_a a_{1,2}$ – длина вектора, изображающего ускорение a_{A2} на плане ускорений; она выбирается произвольно с таким расчётом, чтобы будущий план ускорений разместился на отведённом месте чертежа и масштаб был удобен для использования в дальнейших расчётах.

Остальные известные величины ускорений переводятся масштабом в векторные отрезки соответствующих длин:

$$a_{1,2}k = a^{kop}_{A_3A_2}/\mu_a, \text{ мм}; p_{an_3} = a^n_{A_3B}/\mu_a, \text{ мм}.$$

Затем строится *план ускорений*. Из произвольно выбранного полюса – точки p_a – проводится вектор ускорения $a^n_{A_1O}$ с длиной $p_a a_{1,2}$. Из точки $a_{1,2}$ перпендикулярно A_2B проводится вектор ускорения $a^{kop}_{A_3A_2}$ с длиной $a_{1,2}k$. Через точку k проводится прямая, перпендикулярная этому вектору. Таким образом, будет выполнено графическое изображение первого векторного уравнения ускорений из двух, ранее составленных. Затем приступают к построению второго векторного уравнения. Из полюса p_a параллельно прямой A_3B проводится вектор ускорения $a^n_{A_3B}$ длиной p_{an_3} , а через точку n_3 – перпендикулярная ему прямая до пересечения с прямой, проведённой ранее через точку k . На пересечении этих прямых получается точка a_3 . Вектор, соединяющий точки p_a и a_3 , – полное ускорение a_{A_3} точки A_3 .

Угловое ускорение кулисы 3 вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_3 = a^t_{A_3B}/l_{A_3B} = (n_2 a'_3)\mu_a/A_3B \cdot \mu_1, \text{ с}^{-1},$$

где $n_2 a_3$ – длина вектора, изображающего на плане ускорений тангенциальное ускорение точки A_3 .

Направление углового ускорения определяется, как и в предыдущем примере (для кривошипно–ползунного механизма), по направлению условного вращения кулисы 3 вектором ускорения $a^t_{A_3B}$: условно перенести этот вектор в точку A_3 плана механизма и посмотреть, в каком направлении он будет «вращать» кулису 3.

Вопросы для самопроверки к первому листу проекта

1. Что называется звеном? Какое звено называется входным, выходным, ведомым?
2. Как называются звенья рычажных механизмов в зависимости от характера их движения относительно стойки или других звеньев?
3. Что называется кинематической парой, элементом кинематической пары? По каким признакам классифицируются кинематические пары? Какие кинематические пары называются низшими, а какие высшими?
4. Что называется кинематической цепью?
5. Что называется механизмом, машиной? Привести примеры.
6. Что такое степень свободы? Какие степени свободы называются местными?
7. Какие связи называются пассивными?

8. Что называется группой Ассура?
9. Что в ТММ называется масштабным коэффициентом (масштабом)?
10. Что такое план скоростей (ускорений) звена, механизма?
11. Когда применяется теорема о подобии и как она используется при определении скоростей и ускорений точек звена?
12. Как определяется величина и направление нормального и кориолисова ускорений?
13. Как определить действительные величины скорости и ускорения какой-либо точки звена механизма, пользуясь планами скоростей и ускорений?

2.2. Силовой анализ плоских механизмов с низшими кинематическими парами. Краткая теория.

Краткая теория.

В задачу силового расчёта входит определение всех сил и моментов пар сил, которые приложены к каждому отдельному звену механизма. Эти силы и моменты необходимы, например, для расчёта на прочность отдельных звеньев механизма или его деталей.

Для того чтобы механизм находился в равновесии под действием внешних сил, к одному из звеньев его должна быть приложена уравновешивающая сила P_y или уравновешивающая пара сил, характеризуемая его моментом M_y – уравновешивающим моментом. Эту силу или момент считают приложенными к ведущему звену, которое либо получает энергию, потребную для движения механизма, извне, как это имеет место у механизмов рабочих машин, либо отдаёт её, как это имеет место у механизмов двигателей.

Если при силовом расчёте механизма в число известных внешних сил, приложенных к его звеньям, входит инерционная нагрузка на звенья, то такой силовой расчёт механизма называется *кинетостатическим*. Для проведения его необходимо знать закон движения ведущего звена, чтобы иметь возможность предварительно определить инерционную нагрузку на звенья.

Силовой расчёт производится в следующей последовательности:

1. Определяются все внешние силы, приложенные к звеньям механизма, от действия которых требуется найти реакции в кинематических парах механизма.
2. Выбирается ведущее звено (в плоских рычажных механизмах это, как правило, кривошип), к которому должна быть приложена уравновешивающая сила P_y или уравновешивающий момент M_y , для того чтобы обеспечить заданный закон движения ведущего звена.
3. Проводится расчленение ведомой кинематической цепи механизма на группы Ассур.
4. Проводится силовой расчёт каждой группы Ассур в отдельности, так как группа Ассур является *статически определимой* системой. При этом расчёт начинают с группы Ассур, присоединённой к механизму при его образовании в последнюю очередь; затем переходят к следующей группе и так до тех пор, пока не будет произведён силовой расчёт всех групп, образовавших ведомую часть механизма.
5. В последнюю очередь проводится силовой расчёт ведущего звена.

Задачи решают графоаналитическим методом, используя уравнение равновесия всей группы или отдельных её звеньев в форме:

$$\Sigma F_i = 0, \Sigma M_O(F_i) = 0.$$

В число этих сил или этих моментов включаются реакции и моменты реакций в кинематических парах группы. На основании этих уравнений строится многоугольник сил, который называется *планом сил группы*, причём в первую очередь находятся реакции во внешних кинематических парах группы, а затем во внутренних парах по условиям равновесия звеньев группы, взятых порознь.

Для реакций, возникающих между элементами кинематических пар, приняты следующие обозначения: реакции со стороны звена 1 на звено 2 обозначается R_{21} , реакция же со стороны звена 2 на звено 1 соответственно обозначается R_{12} , причём $R_{12} = -R_{21}$.

Реакция характеризуется *величиной (модулем), направлением и точкой приложения*.

Зная активные силы, действующие на звенья механизма и силы инерции этих звеньев, можно произвести его кинетостатический расчет, т.е. определить реакции в кинематических парах и уравновешивающую силу (момент) на входном звене, причем эта сила (момент) является движущей при совпадении ее направления с направлением движения входного звена или силой (моментом) сопротивления, если ее направление противоположно этому движению.

При кинетостатическом расчёте реакции в кинематических парах определяются путем статического расчета, который базируется на результатах кинематического анализа, включая ускорения, необходимые для определения сил (моментов) инерции.

При силовом расчёте используется принцип Даламбера, позволяющий решение задачи динамики свести к статическому расчёту. Согласно этому принципу приведение ускорено движущейся системы сил инерции. При этом неизвестные силы определяются из уравнений статики. Силы взаимодействия (реакции) между звеньями можно считать направленными по нормали к контактирующим поверхностям, если расчёт ведется без учета сил трения (рис. 1).

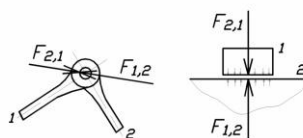


Рис. 1. Силы взаимодействия

При графическом решении используется метод плана сил. Механизм расчленяется на структурные группы Ассур и начальные звенья. Расчёт ведётся, начиная с последней структурной группы и заканчивается расчётом входного звена.

При расчёте структурных групп к ним прикладываются все действующие силы, включая силы инерции и реакции отброшенных связей. Каждая из неизвестных реакций, при необходимости, например, вдоль оси звена (нормальные). При равенстве числа уравнений статики числу неизвестных реакций их можно определить аналитически и графически, построив многоугольник (план) сил. Неизвестные определяются из условия замкнутости векторной суммы сил.

Рассмотрим примеры:

1) двухповодковая группа с вращательными парами:

$F_{i,1}^t$ определяется из уравнения моментов для звена 1 – $\sum M_B = 0$ относительно т. B (рис. 11);

$F_{j,2}^n$ определяется из уравнения моментов для звена 2 – $M_C = 0$ относительно т. C (рис. 11).

При отрицательных значениях реакций необходимо изменить их направления на противоположные.

$F_{i,1}^n$ и $F_{j,2}^n$ определяются из плана сил (рис. 2), полученного на основе векторного уравнения:

$$\sum F_k = 0, \text{ где } F_k - \text{силы, действующие на структурную группу.}$$

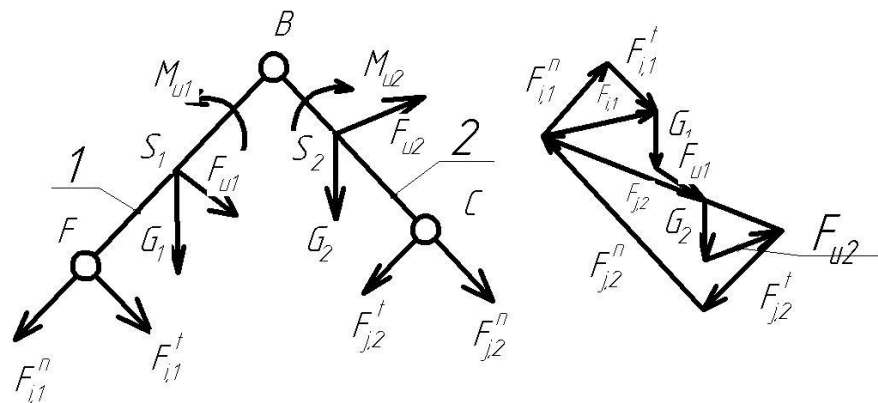


Рис.2. Направление сил и план сил

2) двухповодковая группа шатун-ползун (рис. 3).

$F_{j,2}$ определяется из уравнения моментов – $\sum M_A = 0$ относительно точки A .

$F_{i,1} = F_{i,1}^n + F_{i,1}^t$ определяется из плана сил (рис. 1) на основе векторного уравнения $\sum F_k = 0$.

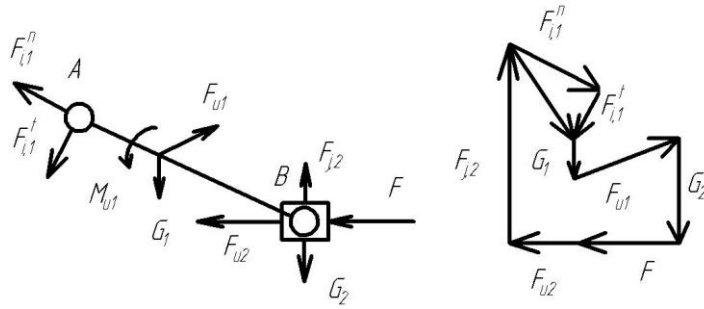


Рис. 3. Силы на группе шатун-ползун

3) двухповодковая группа кулиса-камень (рис. 4).

$F_{j,2}$ определяется из уравнения моментов – $\sum M_A = 0$.

$F_{i,1} = F_{i,1}^n + F_{i,1}^t$ определяется из плана сил (рис. 4) на основе векторного уравнения $\sum F_k = 0$.

При этом особенность расчета данной группы Ассура состоит в возможности некоторого упрощения вычислений в случае, когда весом камня 2 можно пренебречь. Тогда реакция $F_{j,2}$ противоположно реакции $F_{i,2}$ и перпендикулярна AB , т.е. линия ее действия известна (рис. 4).

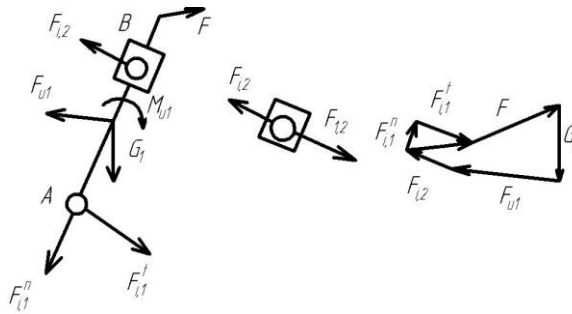


Рис. 4. Силы на группе кулиса-камень

4) входное (начальное) звено (рис. 5).

M_{yp} определяется из уравнения моментов – $\sum M_O = 0$.

$F_{i,1} = F_{i,1}^n + F_{i,1}^t$, определяется из плана сил (рис. 5) согласно векторного уравнения $\sum F_k = 0$.

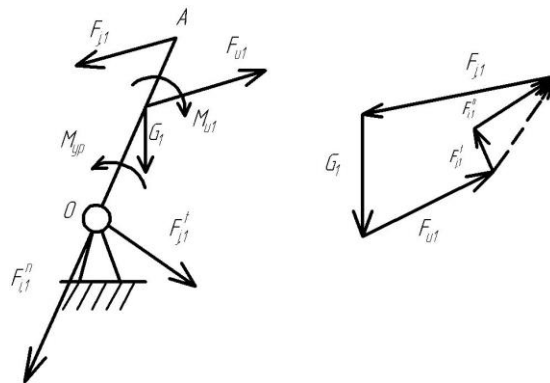


Рис. 5. Силы на начальном звене

Пример.

Провести силовой расчёт кривошипно-ползунного механизма (рис.1).

Кривошипно-ползунный механизм, на звенья которого действуют силы тяжести G_1 , G_2 и G_3 , приложенные в их центрах тяжести. Сила полезного сопротивления F_C приложена к звену 3 (рис. 1, а). Ведущим звеном считается кривошип AB , к которому приложен уравновешивающий момент M_U . От механизма может быть отделена только одна группа Ассур, состоящая из звеньев 2 и 3. Эта группа относится ко второму классу второго вида. Направление и модули сил инерции определим, используя план ускорений (рис. 1, б) механизма. Считаем, что звено 1 совершает вращательное движение с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = \text{const}$, его центр масс находится на оси вращения поэтому $F_{u1} = 0$ и $M_{u1} = 0$. Для звена 2, совершающего плоскопараллельное движение, $F_{u2} = -m_2 \cdot a_{S2}$; $M_{u2} = -J_{S2} \cdot \varepsilon_2$. Главный вектор сил инерции F_{u2} приложен в центре масс звена 2 и направлен противоположно вектору ускорения центра масс этого звена. Главный момент сил инерции M_{u2} имеет направление противоположное угловому ускорению звена 2. Так как звено 3 совершает поступательное движение, то $F_{u3} = -m_3 \cdot a_{S3}$; $M_{u3} = 0$.

Изобразив в масштабе группу Ассур, состоящую из звеньев 2 и 3, приложим действующие на звенья силы (рис. 1, в), а также реакции отсоединенных звеньев R_{12} и R_{03} . Реакцию R_{12} в кинематической паре B разложим на две составляющие: нормальную R_{12}^n и тангенциальную R_{12}^t . Векторное уравнение равновесия группы 2 и 3:

$$R_{12}^n + R_{12}^t + G_2 + F_{u2} + F_{u3} + G_3 + F_C + R_{03} = 0,$$

где реакции R_{12}^n , R_{12}^t и R_{03} – неизвестные величины.

Векторное уравнение можно решить графически в том случае, если оно содержит только две неизвестные величины. Поэтому реакцию R_{12}^t определим из уравнения моментов сил, действующих на звено 2, относительно шарнира C : $-R_{12}^t \cdot l_{BC} - M_{u2} + G_2 \cdot h_2 - F_{u2} \cdot h_1 = 0$.

Из этого уравнения следует: $R_{12}^t = (-M_{u2} + G_2 \cdot h_2 - F_{u2} \cdot h_1) / l_{BC}$.

Теперь уравнение решается графически путём построения плана сил (рис. 1, г).

Для определения реакции во внутренней кинематической паре C используем уравнение равновесия звена 3:

$$R_{23} + F_{u3} + G_3 + F_C + R_{03} = 0.$$

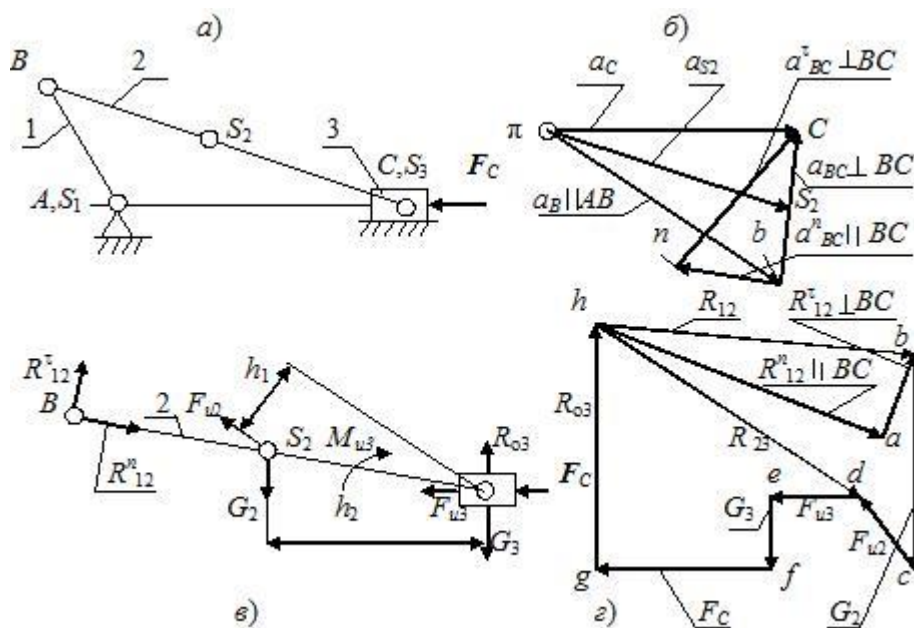


Рис. 1. Силовой расчёт механизма

а) кинематическая схема механизма; в) структурная группа Ассур;

б) план ускорений; г) план сил;

Определив реакции в кинематических парах группы Ассур можно перейти к силовому расчёту первичного (начального) механизма. Реакция R_{01} также определяется построением плана сил в соответствии с векторным уравнением равновесия.

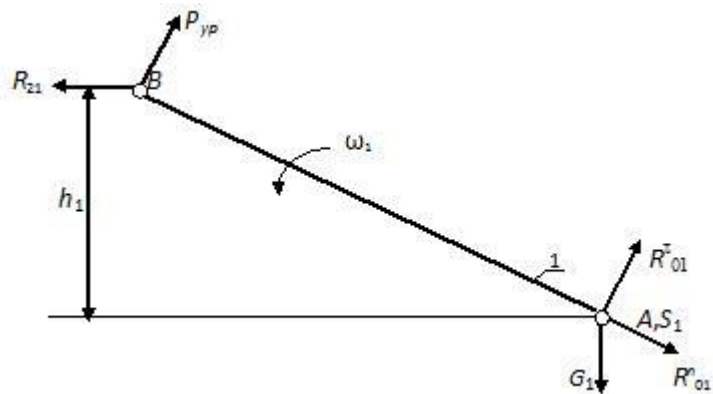


Рис. 2. Схема сил первичного (начального) механизма

Уравнение суммы моментов относительно точки A (рис. 2):

$$\Sigma M_A = P_{yp} \cdot AB - R_{21} \cdot h_1 = 0, R_{21} = -R_{12},$$

отсюда

$$P_{yp} = R_{21} \cdot h_1 / AB = 7002,4 \cdot 23,8 / 80 = 2082,8 \text{ Н};$$

$$M_{yp} = P_{yp} \cdot l_{AB} = 2082,8 \cdot 0,08 = 166,6 \text{ Нм}.$$

Уравнение суммы моментов относительно точки B (рис.2):

$$\Sigma M_B = G_1 \cdot h_2 - R_{01}^{\tau} \cdot AB = 0,$$

отсюда $R_{01}^{\tau} = G_1 \cdot h_2 / AB = 6,4 \cdot 69,2 / 80 = 5,5$ Н.

Примем масштабный коэффициент сил, для плана сил первичного (начального) механизма:

$$\mu_F = F_{max} / |F_{max}| = R_{21} / |R_{21}| = 7002,4 / 150 = 46,7 \text{ Н/мм.}$$

Уравнение равновесия (векторная сумма сил):

$$\Sigma F = R_{01}^n + R_{01}^{\tau} + G_1 + P_{УР} + R_{21} = 0.$$

Строим многоугольник сил, для этого, сначала рассчитаем длины векторов сил на плане сил:

$$|P_{УР}| = P_{УР} / \mu_F = 2082,8 / 46,683 = 44,6 \text{ мм;}$$

$$|G_1| = G_1 / \mu_F = 6,4 / 46,683 = 0,14 \text{ мм;}$$

$$|R_{01}^{\tau}| = R_{01}^{\tau} / \mu_F = 5,5 / 46,683 = 0,12 \text{ мм.}$$

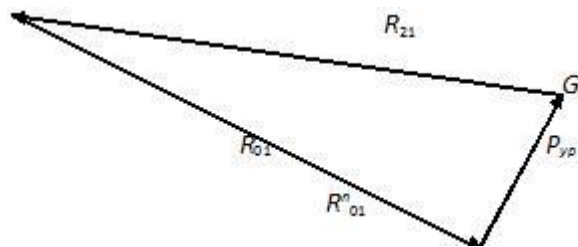


Рис. 3. План сил первичного (начального) механизма

Из произвольной точки строим вектор $P_{УР}$, потом из конца этого вектора вектор R_{21} , векторы G_1 и R_{01}^{τ} не строятся вследствие их малых размеров. Завершаем многоугольник сил, соединяя конец вектора R_{21} и начало вектора $P_{УР}$.

Истинная величина силы:

$$R_{01} = |R_{01}| \cdot \mu_F = 143,4 \cdot 46,683 = 6696,3 \text{ Н.}$$

Вопросы для самоконтроля ко второму листу

1. Что такое структурный анализ механизма?
2. Основные задачи структурного анализа механизма?
3. Как определить характер движения звена? Какое движение называется замедленным, какое – ускоренным?
4. Как определяются по величине и направлению силы инерции и момент от сил инерции?
5. Какая кинематическая цепь является статически определяемой?

6. Сформулировать принцип, согласно которому задачи силового исследования механизмов можно решить методами статики?
7. Какие задачи решает кинестатика?
8. Сколько неизвестных содержит реакция в поступательной, вращательной кинематической паре?
9. Что такое движущие силы?
10. Чем отличаются силы полезного сопротивления от сил вредного сопротивления?
11. Что такое реакции в кинематической паре?

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
(ВлГУ)

Кафедра «Технология машиностроения»

Курсовая работа
по дисциплине «Теория машин и механизмов»
на тему:

Часть 1 «Кинематический анализ плоских механизмов с низшими кинематическими парами».

Часть 2 «Структурный и силовой анализы плоских механизмов с низшими кинематическими парами».

Вариант ХХ

Выполнил:

Принял:

к.т.н., проф. А.П. Шевченко

Владимир, 20_____

Литература

1. Техническая механика. Кн. 3. Основы теории механизмов и машин [Электронный ресурс]: учебное пособие / под ред. Д.В. Чернилевского, Я.Т. Киницкий - М.: Машиностроение, 2012. <http://www.studentlibrary.ru/book/ISBN9785942756123.html>
2. Беляев, Б.А. Теория механизмов и машин : учеб. пособие к курсовому проектированию / Б.А. Беляев, А.П. Шевченко, А.А. Рязанов ; Владим. гос. ун-т им. А.Г. и Н.Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2014. – 124с. – ISBN 978-5-9984-0481-8 <http://e.lib.vlsu.ru/bitstream/123456789/3553/1/01321.pdf>
3. "Применение системы Mathcad в курсовом проектировании по теории механизмов и машин [Электронный ресурс] : Учеб. пособие / О.В. Егорова, Д.И. Леонов, И.В. Леонов, Б.И. Павлов; под ред. И.В. Леонова. - М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012." - http://www.studentlibrary.ru/book/bauman_0134.html