

Структура, кинематика и динамика рычажных механизмов

*Методические указания к выполнению
домашних заданий по дисциплине
«Теория механизмов и машин»*

Под редакцией Г.А. Тимофеева



Москва

ИЗДАТЕЛЬСТВО

МГТУ им. Н. Э. Баумана

2 0 1 5

УДК 531.8 (075.8)
ББК 34.41
С87

Издание доступно в электронном виде на портале *ebooks.bmstu.ru*
по адресу: <http://ebooks.bmstu.ru/catalog/225/book1085.html>

Факультет «Робототехника и комплексная автоматизация»
Кафедра «Теория механизмов и машин»

*Рекомендовано Редакционно-издательским советом
МГТУ им. Н.Э. Баумана в качестве методических указаний*

Авторы:

Г.А. Тимофеев, М.В. Самойлова, О.О. Барышникова, Д.В. Сащенко

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор МГИУ *И.Е. Люминарский*,
канд. техн. наук, доцент МГТУ им. Н.Э. Баумана *О.П. Феоктистова*

Структура, кинематика и динамика рычажных механизмов : методические указания / Г. А. Тимофеев, М. В. Самойлова и др. ; под ред. Г. А. Тимофеева. — Москва : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2015. — 95, [1] с. : ил.

ISBN 978-5-7038-4152-5

Приведены общие указания, примеры выполнения двух домашних заданий, методические рекомендации по использованию ПЭВМ для кинематического и кинетостатического исследования рычажных механизмов, новые исходные данные к заданиям и вопросы для подготовки к защите домашних заданий.

В помощь студентам, обучающимся по программам бакалавриата, при выполнении домашних заданий.

УДК 531.8 (075.8)
ББК 34.41

ISBN 978-5-7038-4152-5

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015
© Оформление. Издательство
МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015

Предисловие

Учебная дисциплина «Теория механизмов и машин» является одной из первых, которая вводит в специальность будущего бакалавра или специалиста и поэтому имеет инженерную направленность. Представляя научную основу дисциплин по проектированию машин специального и отраслевого назначения, она призвана научить студентов общим методам исследования и проектирования механизмов машин и приборов; принципам реализации движения с помощью механизмов и взаимодействия механизмов и машин; системному подходу к проектированию машин и приборов по их заданным структурным, кинематическим и динамическим свойствам; находить оптимальные параметры механизмов по требуемым условиям работы; привить навыки разработки алгоритмов и программ расчета на компьютере.

Цель данного учебного пособия — обеспечение студентов, изучающих дисциплину «Теория механизмов и машин», материалами для самостоятельной индивидуальной подготовки, выполнения двух домашних заданий и их успешной защиты.

1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАНИЙ

При изучении теории механизмов и механики машин предусмотрено выполнение двух домашних заданий. Первое посвящено структурному и кинематическому исследованию рычажного механизма, второе — силовому расчету этого же механизма. Задания выполняются графоаналитическим способом и с использованием стандартных программ на ПЭВМ.

Исходными данными задания № 1 (см. разд. 4) являются кинематическая схема механизма, а также скорость и ускорение одного из звеньев для конкретного его положения, определяемого углом φ_1 . Числовые значения длин звеньев и заданных кинематических параметров приведены в таблицах исходных данных к заданиям.

Требуется: определить число степеней подвижности механизма и число избыточных связей в нем, провести его структурный анализ по Л.В. Ассуру и устранить избыточные связи, выполнить его кинематическое исследование, определив линейные скорости и ускорения точек звеньев, угловые скорости и ускорения звеньев, передаточные функции скоростей точек и звеньев.

Кинематическое исследование заданного рычажного механизма рекомендуется выполнить графическим методом — методом планов скоростей и ускорений. Этот метод прост, нагляден и дает возможность быстрого контроля расчетов, выполненных на ЭВМ. Он базируется на графическом решении векторных уравнений, связывающих скорости и ускорения отдельных точек звеньев механизма. Эти уравнения составляются на основе теорем о плоском движении тела и сложном движении точки.

Порядок выполнения задания № 1 следующий.

1. Построить схему механизма (план механизма) по заданным размерам методом засечек в положении, определяемом углом φ_1

начального звена, в масштабе. Значение масштаба рассчитывают по формуле

$$\text{Масштаб} = \frac{\text{отрезок чертежа, мм}}{\text{физическая величина}}.$$

Масштаб плана механизма $\mu_l = AB/l_{AB}$ (мм/м); масштаб плана скоростей μ_v (мм/м⁻¹), масштаб плана ускорений μ_a (мм/м⁻²).

Длину отрезка (мм), изображающую на схеме начальное звено, выбирают произвольно, но целесообразно брать ее кратной реальной длине звена. Размеры остальных звеньев находят с учетом выбранного масштаба длин. Последовательность построения схемы механизма дана в разд. 1, 2.

2. Определить число степеней подвижности механизма. Если все звенья механизма находятся в одной или параллельных плоскостях и оси всех кинематических пар строгим образом сориентированы друг относительно друга, то рассматриваемый механизм является плоским. Для определения числа степеней подвижности механизма применяют формулу П.Л. Чебышева:

$$W = 3(k - 1) - 2p_n - 1p_v = 3n - 2p_1 - 1p_2,$$

где k — число всех звеньев, включая стойку; n — число подвижных звеньев; $p_n = p_1$ — число низших одноподвижных (вращательных или поступательных) кинематических пар; $p_v = p_2$ — число высших двухподвижных кинематических пар (в рычажных механизмах их нет).

Полученное число степеней подвижности механизма соответствует числу начальных звеньев с заданными кинематическими параметрами, так как только в этом случае остальные звенья будут двигаться вполне определенным образом относительно стойки.

Если же на расположение осей кинематических пар не наложены ограничения, то механизм является пространственным и в нем появляются избыточные связи. Число избыточных связей в механизме находят по формуле Л.Н. Решетова:

$$q = W - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + 1p_5,$$

где p_3 , p_4 , p_5 — число трех-, четырех- и пятиподвижных кинематических пар.

При изучении характера движения звеньев и вида кинематических пар особое внимание следует обратить на сложное движение: относительное поступательное движение сочетается с переносным вращательным.

3. Провести структурный анализ плоского механизма по Л.В. Ассуру, согласно теории которого любой плоский механизм с $W=1$ состоит из первичного механизма (**начальное звено и стойка, соединенные вращательной или поступательной кинематической парой**) с заданным законом движения начального звена и одной или нескольких структурных групп (**незамкнутая кинематическая цепь, которая при замыкании со стойкой обращается в неподвижную систему и у которой $W=0$**). В заданиях (см. разд. 4) встречаются, как правило, двухповодковые группы, состоящие из двух звеньев и трех кинематических пар.

Структурный анализ начинают с установления первичного механизма, закон движения которого задан. Затем выделяют 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). Механизм расчленяют на структурные группы так, чтобы после удаления из него очередной группы не нарушался закон движения оставшихся звеньев механизма и число его степеней подвижности оставалось прежним.

Структурный анализ пространственного механизма проводят в той же последовательности, что и структурный анализ плоского механизма. Рассматривая пространственный механизм, для каждой структурной группы по формуле Решетова находят число избыточных связей, устраняют их увеличением подвижностей кинематических пар и составляют схему самоустанавливающегося механизма.

4. Построить планы линейных скоростей и ускорений точек звеньев и определить угловые скорости ω и ускорения ϵ звеньев.

Построение планов скоростей начинают с входного звена, закон движения которого задан. Определяют скорость точки этого звена; составляют векторное уравнение, связывающее эту скорость со скоростями точек смежного звена, и устанавливают, какие век-

торы известны по величине, какие по величине и направлению, какие только по направлению. Рекомендуется векторы, известные по величине и направлению, подчеркивать двумя чертами, а известные только по величине или только по направлению — одной чертой. Отмечают буквами направления 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 расположены в полюсе. Из построенного плана находят отрезки, пропорциональные скоростям точек, и, зная масштаб μ_v , определяют модули векторов скорости, а их направления известны из плана.

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 в вершинах треугольника на плане скоростей и схеме механизма. Стороны подобных треугольников взаимно перпендикулярны. В результате построения получается треугольник, составленный концами векторов относительных скоростей. Соединяя построенную вершину треугольника с полюсом, находят отрезок искомой абсолютной скорости.

Если известны абсолютные скорости двух точек какого-либо звена, то скорость третьей точки, лежащей с ними на одной прямой, находят пропорциональным делением. Метод пропорционального деления является частным случаем метода подобия. 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.

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 по величине и направлению.

План ускорений строят на основе векторных уравнений в той же последовательности, что и план скоростей. Каждый из векторов представляют нормальной a^n и касательной a^τ составляющими. При этом нормальное ускорение известно по величине (так как план скоростей построен) и направлению (к центру относительно-го вращения), а касательное — перпендикулярно ему и неизвестно по величине. В этих уравнениях также дважды подчеркивают снизу векторы, известные по величине и направлению. Так, для вектора $\overline{a}_{CB}^n$, направленного от точки C к точке B (центр относительно-го вращения), внизу записывают $C \rightarrow B$.

На плане ускорений начало вектора абсолютного ускорения всегда находится в полюсе, а вектор относительного ускорения в общем случае проходит вне полюса.

Метод подобия (как и частный его случай — метод пропорционального деления) 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 кориолисова ускорений. Последнее обусловлено тем, что звенья, имеющие линейную относительную скорость $v_{\text{отн}}$, совершают вращательное движение с угловой скоростью $\omega_{\text{пер}}$ вокруг мгновенного центра вращения.

Для плоского механизма $a^k = 2\omega_{\text{пер}}v_{\text{отн}}$, так как в этом случае

$\sin(\overline{\omega_{\text{пер}}}, \overline{v_{\text{отн}}}) = 1$. Направление находят по правилу Жуковского поворотом вектора $\overline{v_{\text{отн}}}$ на 90° в направлении угловой скорости $\omega_{\text{пер}}$. Определив из плана касательные ускорения, подсчитывают значения угловых ускорений ε звеньев и определяют их направления.

Кинематические передаточные функции скоростей точек и звеньев механизма (первая производная от функции положения по φ_1) являются характеристиками только геометрии самого механизма и не зависят от закона движения начального звена. Это позволяет использовать их для оценки кинематических возможностей механизма при изучении его динамики. Значения передаточных функций скоростей могут быть определены через отрезки плана скоростей и длины звеньев. Например, $v_{qH} = v_H / \omega_1 = (v_H / v_B) l_{AB} = l_{AB} ph / pb$ или

$\omega_{q3} = u_{31} = \omega_3 / \omega_1 = \frac{v_{CD} / l_{CD}}{v_B / l_{AB}} = \frac{l_{AB}}{l_{CD}} \frac{pc}{pb}$, где u_{31} — передаточное отношение (передаточная функция угловой скорости).

Силовой расчет механизма основан на решении прямой (первой) задачи динамики: по заданному закону движения определить действующие силы.

1. Закон движения начальных (или начального) звеньев считается заданным.

2. Внешние силы, приложенные к звеньям механизма, считаются заданными.

3. Подлежат определению только реакции в кинематических парах.

Иногда внешние силы, приложенные к начальным звеньям, считают неизвестными, тогда в силовой анализ входит определение таких значений этих сил, при которых выполняются принятые законы движения начальных звеньев.

При решении обеих задач используется принцип Д'Аламбера, согласно которому звено механизма может рассматриваться как находящееся в равновесии, если ко всем внешним силам, действующим на него, добавить силы инерции.

Учет ускоренного движения звеньев выполним методом кинестатики, условно приложив к каждому подвижному звену меха-

низма главный вектор $\bar{\Phi}_i$ и главный момент M_{Φ_i} сил инерции. Тогда для каждого звена можно записать три уравнения:

$$\sum_i F_{ix} + \Phi_{ix} = 0; \quad (1.1)$$

$$\sum_i F_{iy} + \Phi_{iy} = 0; \quad (1.2)$$

$$\sum_i M_0(\bar{F}) + \sum_i M_i + \sum_i M_0(\bar{\Phi}) + M_{\Phi_i} = 0. \quad (1.3)$$

Уравнения равновесия звеньев в этом случае называют *уравнениями кинестатики*.

Два алгебраических уравнения (1.1) и (1.2) могут быть заменены одним эквивалентным векторным уравнением сил

$$\sum_i \bar{F}_i + \bar{\Phi}_i = 0.$$

Главный вектор $\bar{\Phi}_i$ и главный момент M_{Φ_i} сил инерции звена i определяются по уравнениям

$$\bar{\Phi}_i = -m_i \bar{a}_{Si}; \quad M_{\Phi_i} = -J_{iS} \epsilon_i. \quad (1.4)$$

Уравнение $\bar{\Phi}_i = -m_i \bar{a}_{Si}$ предполагает, что главный вектор сил инерции $\bar{\Phi}_i$ приложен к центру масс S_i .

Следует подчеркнуть, что никакой силы $\bar{\Phi}_i$ и никакой пары сил M_{Φ_i} к звену i в действительности не приложено. Главный вектор $\bar{\Phi}_i$ и главный момент M_{Φ_i} сил инерции не имеют никакого физического содержания и в расчетных уравнениях (1.1)–(1.3) выполняют роль не более чем чисто математических величин, посредством которых учитывается влияние ускоренного движения звеньев.

Силы в кинематических парах, являющиеся искомыми, определяют из уравнений (1.1)–(1.3), в которых они содержатся в составе сумм $\sum_i F_x$, $\sum_i F_y$, $\sum_i M_0(\bar{F})$. Поскольку значения Φ_{ix} , Φ_{iy} ,

M_{Φ_i} зависят от ускорений, искомые силы также зависят от ускорений. Следовательно, для проведения силового расчета надо знать закон движения механизма.

Рассмотрим действие сил в кинематических парах, считая, что влияние трения мало и им можно пренебречь.

Сила взаимодействия звеньев, образующих низшую пару, представляет собой равнодействующую элементарных сил, распределенных по поверхности соприкосновения звеньев. Как известно из теоретической механики, сила взаимодействия двух соприкасающихся тел при отсутствии трения направлена по общей нормали к их поверхностям.

В поступательной паре сила $\vec{F}_{12}$, приложенная к звену 1 от звена 2, направлена по нормали $n-n$ (рис.1.1, а). Модуль силы $\vec{F}_{12}$ и расстояние b неизвестны и должны быть определены в процессе силового расчета. Сказанное полностью относится и к силе $\vec{F}_{21}$, приложенной к звену 2 от звена 1, так как силы взаимодействия $\vec{F}_{12}$ и $\vec{F}_{21}$ связаны третьим законом Ньютона: $\vec{F}_{21} = -\vec{F}_{12}$.

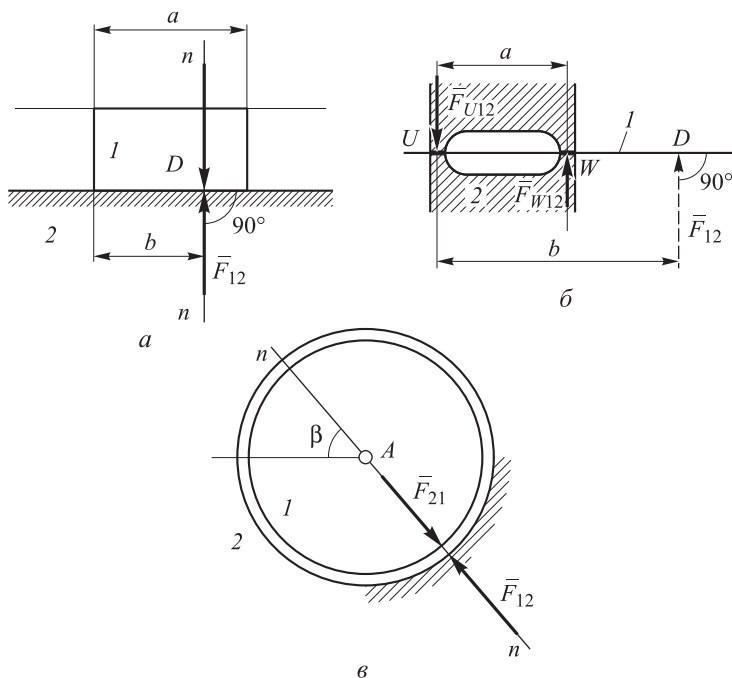


Рис. 1.1

При выполнении силового расчета расстояние b может получиться больше длины a (рис. 1.1, б). Это означает, что к звену 1 приложены уже не одна, а две реакции: $\bar{F}_{U12}$ и $\bar{F}_{W12}$, направленные навстречу друг другу и неизвестные по модулю. Именно они и представляют реальное силовое воздействие на стержень 1 от звена 2, а вектор $\bar{F}_{12}$, полученный формально из уравнений (показан на рис. 1.1, б штрихами), является лишь их равнодействующей.

Таким образом, поступательная пара в любом случае (см. рис. 1.1, а, б) вносит в расчетные уравнения две неизвестные величины.

Во вращательной паре сила $\bar{F}_{12}$ направлена нормально к цилиндрической поверхности соприкосновения обоих звеньев, т. е. проходит через центр шарнира A (рис. 1.1, в). Положение центра шарнира всегда известно, но модуль силы $\bar{F}_{12}$ и угол β неизвестны. И эта низшая пара вносит в расчет две неизвестные.

Следовательно, от каждой силы, действующей в любой низшей кинематической паре, в расчетных уравнениях (1.1)–(1.3) появляются две неизвестные величины.

Пусть вращательная пара конструктивно выполнена в виде двух подшипников: O' и O'' (рис. 1.2). Сила $\bar{F}_{12}$ (рис. 1.2, а), полученная из расчета, расположена в плоскости BB зубчатой передачи и является равнодействующей реакций $\bar{F}_{12}'$ и $\bar{F}_{12}''$ (рис. 1.2, б).

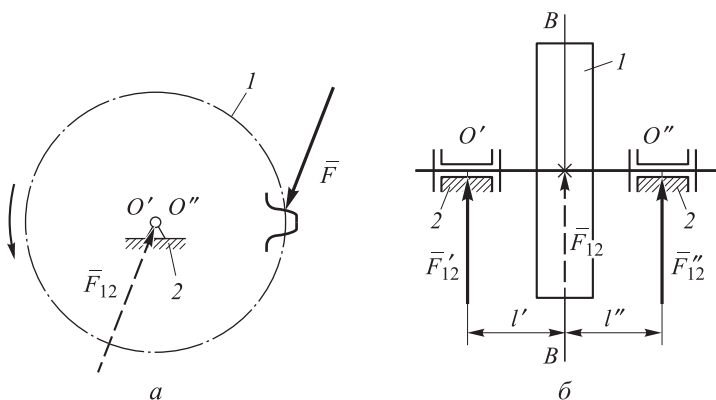


Рис. 1.2

Эти реакции представляют собой реальное силовое нагружение подшипников. Именно они нужны для расчета подшипников на долговечность, а вала — на прочность.

Рассмотрим статическую определимость любого плоского механизма без избыточных связей ($q = 0$), в состав которого входят n подвижных звеньев, p_n низших кинематических. Так как для каждого звена механизма можно записать три расчетных уравнения (1.1)–(1.3), общее число уравнений для всех его n подвижных звеньев составит $N_y = 3n$.

Для плоской схемы механизма число неизвестных, определяемых из какой-либо системы уравнений $N_F = 2p_n + W$, должно совпадать с числом уравнений $N_y = 3n$, т. е. $N_y = N_F$, или

$$3n = 2p_n + W. \quad (1.5)$$

Для структурной группы Ассура число уравнений кинестатики также равно числу неизвестных, поскольку группа Ассура является статически определимой частью механизма.

Исходными данными задания № 2 (см. разд. 4) являются: кинематическая схема механизма (та же, что и в задании № 1); линейные ускорения центров масс звеньев и угловые ускорения звеньев; массы звеньев и их моменты инерции относительно осей, проходящих через центры масс; внешние силы. Числовые значения этих параметров приведены в исходных данных к заданиям, а ускорения определены при выполнении задания № 1.

Требуется: определить реакции (силы) в кинематических парах (без учета трения) и неизвестный внешний силовой фактор (момент или силу).

Эти силы необходимо знать для выполнения расчетов на прочность, жесткость, виброустойчивость, а также для оценки необходимой мощности двигателя.

Порядок выполнения задания № 2 следующий.

1. Определить силы на основе метода кинестатики, согласно которому к действующим на звено (группу звеньев или механизм) реальным силам и моментам добавляются расчетные (главный вектор сил инерции Φ_i и главный момент сил инерции $M_{\Phi i}$) и рассматривается мгновенное условное равновесие. При этом

составляют векторные уравнения сил и уравнения моментов сил и находят искомые величины. По векторному уравнению сил в масштабе μ_F (мм/Н) строят план сил, который избавляет от необходимости брать проекции сил на координатные оси и составлять два уравнения проекций сил на оси. Метод планов сил значительно ускоряет решение и позволяет быстро оценивать результаты, получаемые с помощью ЭВМ. Этот метод широко распространен в инженерной практике для предварительных расчетов.

2. Провести силовой расчет, начиная 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 два векторных уравнения сил, строят планы сил и записывают два алгебраических уравнения моментов и определяют искомые силы. 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 на начальном звене. В уравнениях сил следует отмечать двумя чертами внизу силы, известные и по величине, и по направлению, одной чертой — силы, известные только по величине или только по направлению.

Силовой расчет двухповодковых структурных групп рекомендуется выполнять в такой последовательности:

а) если структурная группа состоит из двух звеньев, соединенных вращательной кинематической парой и имеющих свободные элементы двух поступательных кинематических пар (например, группа из звеньев 4 и 5 в исходных данных к заданиям 3, 5 или группа из звеньев 4 и 5 в задании 26, см. разд. 4), то силы в поступательных кинематических парах определяют из векторного уравнения сил для структурной группы, а точки приложения этих сил — из уравнения моментов относительно оси общего шарнира для каждого из звеньев;

б) если структурная группа состоит из двух звеньев, соединенных вращательной кинематической парой и имеющих свободные элементы двух вращательных кинематических пар

(например, группа из звеньев 2 и 3 в исходных данных к заданиям 7 и 8, см. разд. 4), то внешние неизвестные силы во вращательных кинематических парах представляют в виде двух составляющих: нормальной (вдоль звена) и касательной (перпендикулярно звену). Касательные составляющие находят из уравнений моментов сил для каждого из звеньев относительно оси центрального (общего) шарнира, а нормальные составляющие — из векторного уравнения сил для всей структурной группы;

в) если структурная группа состоит из двух звеньев, соединенных вращательной кинематической парой, и одно из них имеет свободный элемент поступательной кинематической пары, а другое — свободный элемент вращательной кинематической пары (например, группа из звеньев 4 и 5 в исходных данных к заданию 15, см. разд. 4), то силу во внешней вращательной кинематической паре представляют в виде двух составляющих: нормальной (вдоль звена) и касательной (перпендикулярно звену). Касательную составляющую находят из уравнения моментов сил для этого звена относительно оси внутреннего (общего) шарнира, а нормальную составляющую и силу в поступательной кинематической паре — из векторного уравнения сил для всей структурной группы. При силовом расчете рассмотренных структурных групп силу в центральном шарнире определяют из векторного уравнения сил для отдельного звена;

г) если структурная группа состоит из двух звеньев, соединенных поступательной кинематической парой и имеющих свободные элементы вращательных кинематических пар (например, группа из звеньев 2 и 3 в исходных данных к заданию 11, см. разд. 4), то внешнюю силу в шарнире одного из звеньев (например, шарнир *B*), направленную перпендикулярно другому звену группы, определяют из уравнений моментов сил для структурной группы относительно оси (точка *C*) второго шарнира. Силу во втором шарнире, неизвестную ни по величине, ни по направлению, находят из векторного уравнения сил для структурной группы, а силу в поступательной кинематической паре — из векторного уравнения сил для любого из звеньев.

Векторные уравнения для определения скоростей, ускорений, сил записывают на основных листах, а результаты вычислений

заносят в таблицы (см. рисунки в разд. 2 и 3). Все пояснения к построениям и расчеты выполняют в расчетно-пояснительной записке.

Для расчета на ЭВМ рекомендуется использовать один из диалоговых программных комплексов (например, DIADA). Ввод исходных данных в ней осуществляется в диалоге. ЭВМ рассчитывает кинематические передаточные функции элементов механизма для ряда его последовательных положений, траекторий точек, связанных со звеньями, определяет реакции в кинематических парах.

2. ШЕСТИЗВЕННЫЙ РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ

Задание № 1. Структурное и кинематическое исследования механизма

Дано: схема механизма (рис. 2.1, а); угловая координата звена I $\varphi_1 = 30^\circ$; размеры звеньев: $l_{AB} = 0,1$ м; $l_{BC} = 0,3$ м; $l_{CD} = 0,15$ м; $l_{BS2} = 0,2$ м; взаимное расположение кинематических пар со стойкой: $a_1 = 0,07$ м; $b_1 = 0,35$ м; $c_1 = 0,27$ м; скорость и ускорение начального звена: $\omega_1 = 20 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$; $\varepsilon_1 = 80 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-2}$.

Требуется: определить число W степеней свободы механизма и число q избыточных связей; провести структурный анализ механизма и устранить избыточные связи в структурных группах; определить линейные скорости и ускорения отмеченных точек и угловые скорости и ускорения звеньев механизма ($v_B, v_C, v_{S2}, v_H, \omega_2, \omega_3, a_B, a_C, a_{S2}, a_H, \varepsilon_2, \varepsilon_3$); используя план скоростей, составить соотношения для определения передаточных функций скоростей точек и звеньев механизма ($v_{qC}, v_{qS2}, v_{qH}, u_{21}, u_{31}$).

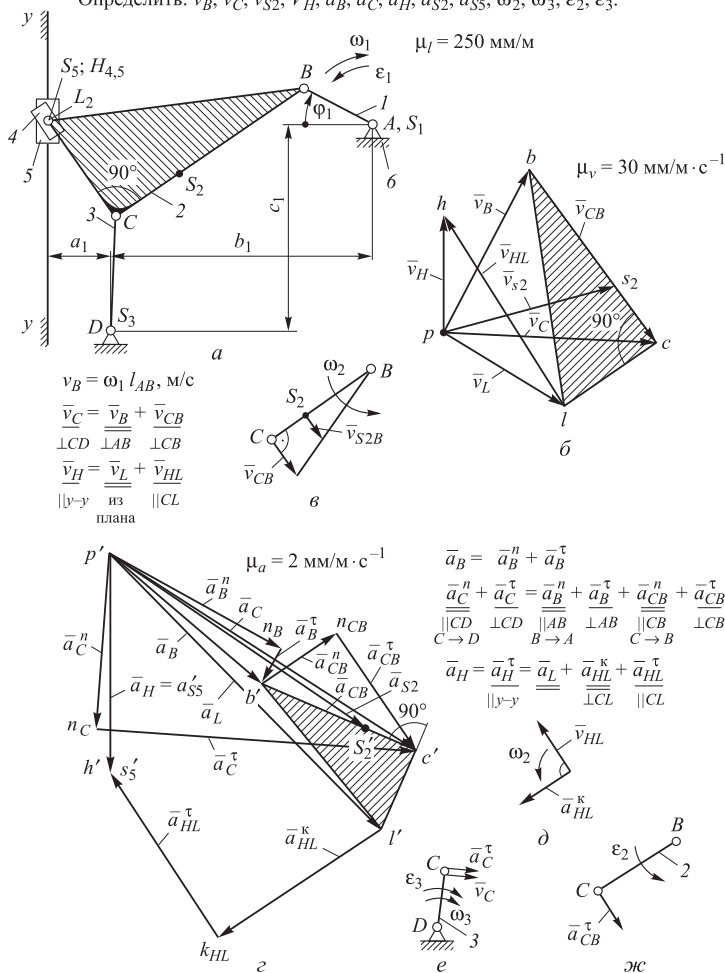
Все исходные данные и подлежащие определению параметры следует перечислить на чертеже (см. рис. 2.1).

Решение.

1. Схему механизма строят в масштабе $\mu_l = AB/l_{AB} = 25/0,1 = 250$ мм/м. Здесь $AB = 25$ мм — произвольно выбранный отрезок, изображающий звено I схемы. С учетом выбранного масштаба размеры остальных звеньев и вспомогательных величин на схеме будут составлять: $BC = l_{BC}\mu_l = 0,3 \cdot 250 = 75$ мм; $BS_2 = l_{BS2}\mu_l = 0,2 \cdot 250 = 50$ мм; $DC = l_{DC} \cdot \mu_l = 0,15 \cdot 250 = 37,5$ мм; $a_1 = 0,07 \cdot 250 = 17,5$ мм; $b_1 = 0,35 \cdot 250 = 87,5$ мм; $c_1 = 0,27 \cdot 250 = 67,5$ мм.

Дано: $\varphi_1 = 30^\circ$; $l_{AB} = 0,1$ м; $l_{BC} = 0,3$ м; $l_{BS2} = 0,2$ м; $l_{CD} = 0,15$ м;
 $a_1 = 0,07$ м; $b_1 = 0,35$ м; $c_1 = 0,27$ м; $\omega_1 = 20$ рад·с⁻¹; $\varepsilon_1 = 80$ рад·с⁻².

Определить: v_B ; v_C ; v_{S2} ; V_H ; a_B ; a_C ; a_H ; a_{S2} ; a_{S5} ; ω_2 ; ω_3 ; ε_2 ; ε_3 .



м/с				рад/с		м/с ²				рад/с ²	
v_B	v_C	v_{S2}	v_H	$\overleftarrow{\omega_2}$	$\overrightarrow{\omega_3}$	a_B	a_C	a_{S2}	$a_H = a_{S5}$	$\overleftarrow{\varepsilon_2}$	$\overrightarrow{\varepsilon_3}$
2,0	2,34	1,96	1,38	7,75	15,5	40,5	74,5	63,2	45,0	100	435
Кинематическое исследование механизма											
Выполнил		Иванов				МГТУ им. Н.Э. Баумана		Задание № 16			
Принял		Петров						Вариант Б			

Рис. 2.1

Выбрав положение точки A (см. рис. 2.1, a), откладывают от горизонтальной оси заданный угол φ_1 и строят отрезок $AB = 25$ мм. По отрезкам a, b, c определяют положение точки D и вертикальной направляющей $y-y$. Методом засечек находят положение точки C . В точке C под углом 90° к линии BC проводят прямую CL до пересечения с направляющей $y-y$ и определяют положение точки L_2 звена 2, совпадающей в данный момент с точкой $H_{4,5}$ звеньев 4 и 5. Следует обратить внимание на то, что траектории точек L и H различны и в следующий момент времени точки L и H уже не будут совпадать.

2. Определение числа подвижностей механизма начинают с рассмотрения характера движения каждого звена. В этом механизме имеется шесть звеньев, пять из которых подвижны. Звено 1 (кривошип) совершает вращательное движение относительно стойки; звено 2 (шатун) не связано со стойкой и совершает плоское движение. Звено 3 (коромысло) совершает возвратно-вращательное движение относительно стойки. Звено 4 не связано со стойкой и совершает плоское движение, состоящее из относительного движения по стержню CL звена 2 и переносного движения вместе со стержнем CL . Звено 5 (ползун) перемещается возвратно-поступательно относительно неподвижной направляющей $y-y$. Звенья 4 и 5, шарнирно соединенные в точке H , могут совершать друг относительно друга возвратно-вращательное движение. Точка H , лежащая на оси шарнира, одновременно принадлежит звеньям 4 и 5 ($H_{4,5}$) и в данный момент времени с ней совпадает точка L звена 2.

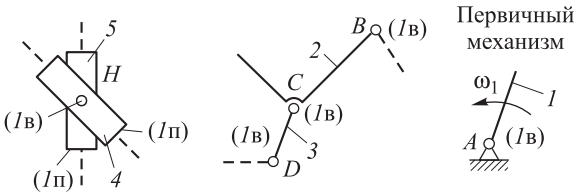
В механизме имеется семь одноподвижных кинематических пар, $p_1 = 7$: пять из них вращательные (шарниры A, B, C, D, H) и две поступательные (соединение звеньев 4, 2 и 5, 6). Число подвижностей плоского механизма определяется по формуле Чебышева: $W = 3n - 2p_H = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$.

Таким образом, для кинематического исследования механизма достаточно знать закон движения только одного звена (например, ω_1, ϵ_1 для звена 1).

Если рассматривать пространственный механизм, то необходимо определить число избыточных связей в механизме по формуле Решетова: $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 7 = 6$.

3. Структурный анализ механизма по Ассур (рис. 2.2, *a*) начинают с уточнения того, сколько в нем первичных механизмов и какие звенья входят в их состав. Так как число подвижностей рассматриваемого механизма $W = 1$, то в нем только один первичный механизм, состоящий из начального звена I (ω_1 и ϵ_1 которого заданы) и стойки $б$, образующих вращательную пару A .

Двухповодковые структурные группы



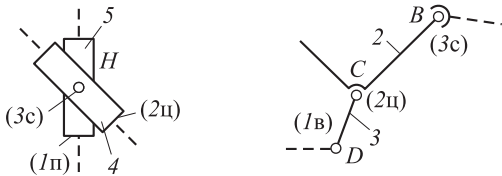
По формуле П.Л. Чебышева:

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0; \quad W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0; \quad W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1.$$

По формуле А.П. Малышева:

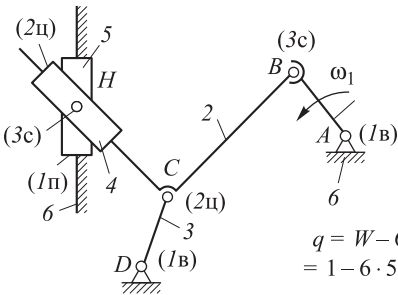
$$q = 0 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 3 = 3; \quad q = 0 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 3 = 3; \quad q = 1 - 6 \cdot 1 + 5 \cdot 1 = 0.$$

a



$$q = 0 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 = 0; \quad q = 0 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 = 0.$$

б



в

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

Рис. 2.2

Сначала выделяют двухповодковую структурную группу (см. рис. 2.2, а), состоящую из двух звеньев (4 и 5) и трех одноподвижных кинематических пар: двух поступательных ($I_{п}$) — звено 5 со стойкой и звенья 2 и 4 — и одной вращательной ($I_{в}$) — соединение звеньев 4 и 5. При удалении этой структурной группы (имеющей $W = 0$) оставшаяся часть механизма (звенья 3, 2, 1) сохраняет $W = 1$. Вторая двухповодковая группа ($W = 0$) состоит из двух звеньев (2 и 3) и трех одноподвижных ($I_{в}$) кинематических пар (B , C и D).

При исследовании пространственного механизма расчет избыточных связей по формуле Решетова дает для каждой структурной группы $q = 3$. Для устранения избыточных связей увеличивают подвижность кинематических пар. Например, в структурных группах без избыточных связей применяют двухподвижные цилиндрические ($2_{ц}$) и трехподвижные сферические ($3_{с}$) кинематические пары (рис. 2.2, б). При введении в структурные группы таких пар получают механизм без избыточных связей ($q = 0$, рис. 2.2, в), который называют **самоустанавливающимся**. При дальнейшем исследовании будем рассматривать плоский механизм.

4. Определение скоростей точек и звеньев выполняют методом планов (см. рис. 2.1, б), начиная со скорости точки B начального звена 1, значение которой равно $v_B = \omega_1 l_{AB} = 20 \cdot 0,1 = 2$ м/с. Вектор линейной скорости $\bar{v}_B$ перпендикулярен звену 1 и направлен в сторону его вращения. Такова же скорость в точке B и звена 2. Для нахождения скорости точки C этого же звена составляют векторное уравнение плоского движения, связывающее скорости точек B и C одного и того же звена,

$$\underset{\perp CD}{\bar{v}_C} = \underset{\perp AB}{\bar{v}_B} + \underset{\perp BC}{\bar{v}_{CB}}. \quad (2.1)$$

Здесь вектор $\bar{v}_B$ известен полностью; вектор $\bar{v}_{CB}$, представляющий собой скорость точки C при относительном вращении вокруг полюса B , известен только по направлению ($\perp BC$). Вектор $\bar{v}_C$, представляющий собой абсолютную скорость точки C , направлен перпендикулярно CD (звену 3).

Для построения плана скоростей из полюса p проводят прямую, перпендикулярную AB (по направлению скорости $\bar{v}_B$), и откладывают на ней отрезок $pb = 60$ мм, выбранный для удобства кратным скорости v_B . Тогда масштаб плана скоростей будет $\mu_v = pb/v_B = 60/2 = 30$ мм/(м·с⁻¹). Через точку b плана проводят прямую, перпендикулярную стержню BC , а из полюса p — прямую, перпендикулярную CD , параллельную скорости v_C . Пересечение этих двух прямых в точке c определит отрезки pc и bc , пропорциональные скоростям $\bar{v}_C$ и $\bar{v}_{CB}$. Их значения: $v_C = pc/\mu_v = 70/30 = 2,34$ м/с, $v_{CB} = bc/\mu_v = 70/30 = 2,34$ м/с. Проставляя стрелки на построенном плане скоростей по уравнению (2.1), определяют направления скоростей $\bar{v}_C$ и $\bar{v}_{CB}$.

Скорость $\bar{v}_{S_2}$ центра масс S_2 звена 2 находят способом пропорционального деления. Для этого отрезок bc на плане скоростей делят точкой S_2 в том же отношении, в котором точка S_2 делит звено 2 (отрезок BC) на схеме механизма (см. рис. 2.1, а). Отрезок $bs_2 = \frac{BS_2}{BC} bc = \frac{50}{75} \cdot 70 = 47,4$ мм откладывают от точки b на прямой bc и соединяют точку s_2 с полюсом p плана. Полученный отрезок ps_2 пропорционален абсолютной скорости точки S_2 , следовательно, $v_{S_2} = ps_2/\mu_v = 59/30 = 1,96$ м/с (см. рис. 2.1, б).

Скорость третьей точки L_2 звена 2 находят методом подобия. В этом случае на векторе bc плана скоростей строят Δbcl , подобный ΔBCL на схеме механизма (на рис. 2.1, б заштрихован). Существует три признака подобия треугольников. Применим один из них — подобие по трем сторонам. Из подобия треугольников следует $\frac{bc}{BC} = \frac{bl}{BL} = \frac{cl}{CL}$, откуда $cl = bc \frac{CL}{BC}$ и $bl = bc \frac{BL}{BC}$; $cl = 70 \cdot \frac{38}{75} = 36$ мм, $bl = 70 \cdot \frac{84}{75} = 79$ мм.

По найденным отрезкам $cl = 36$ мм и $bl = 79$ мм строят Δbcl так, чтобы обход вершин Δbcl на плане и ΔBCL на схеме механизма происходил в одинаковом направлении (скажем, в направлении движения часовой стрелки). Обход вершин ΔBCL на звене 2

в направлении движения часовой стрелки осуществляют от точки B к точке C , от точки C к точке L . Тот же порядок чередования вершин сохраняется и на плане скоростей: $b \rightarrow c \rightarrow l$. Соединяя точки b , c и l , получают Δbcl , подобный ΔBCL . Полюс плана p соединяют с точкой l и получают отрезок $pl = 49$ мм. Тогда скорость $v_L = pl/\mu_v = 49/30 = 1,65$ м/с.

Для определения скорости $\bar{v}_H$ точки $H_{4,5}$, совпадающей с точкой L_2 звена 2, записывают уравнение сложного движения точки H :

$$\bar{v}_H = \bar{v}_H^{\text{пер}} + \bar{v}_H^{\text{отн}},$$

или

$$\begin{array}{c} \bar{v}_H \\ \parallel y-y \end{array} = \begin{array}{c} \bar{v}_L \\ \text{из плана} \end{array} + \begin{array}{c} \bar{v}_{HL} \\ \parallel CL \end{array}. \quad (2.2)$$

Это уравнение имеет только два неизвестных, поэтому, решая его графически, находят отрезки $ph = 41,5$ мм и $lh = 78$ мм. Значения скоростей: $v_H = ph/\mu_v = 41,5/30 = 1,38$ м/с; $v_{HL} = hl/\mu_v = 78/30 = 2,6$ м/с.

Угловые скорости звеньев 2 и 3 определяют по формулам $\omega_2 = v_{CB}/l_{BC} = 2,34/0,3 = 7,75$ рад·с⁻¹; $\omega_3 = v_C/l_{CD} = 2,34/0,15 = 15,5$ рад·с⁻¹.

Чтобы установить направление ω_2 , мысленно прикладывают вектор v_{CB} в точке C звена 2 (см. рис. 2.1, в). Согласно рис. 2.1, в, относительное вращение звена 2 вокруг точки B происходит против направления движения часовой стрелки.

Чтобы установить направление ω_3 , мысленно прикладывают вектор v_C в точке C и устанавливают, что звено 3 вращается вокруг неподвижной точки D в направлении движения часовой стрелки (см. рис. 2.1, е). Направления ω_2 и ω_3 отмечают круговыми стрелками.

5. Передаточные функции скоростей (аналоги скоростей) v_{qC} , v_{qH} , v_{qS2} (м) и передаточные отношения u_{21} , u_{31} определяют по данным планов скоростей и известным размерам звеньев:

$$v_{qC} = \frac{v_C}{\omega_1} = l_{AB} \frac{v_C}{v_B} = l_{AB} \frac{pc}{pb};$$

$$v_{qS2} = \frac{v_{S2}}{\omega_1} = l_{AB} \frac{v_{S2}}{v_B} = l_{AB} \frac{ps_2}{pb};$$

$$v_{qH} = \frac{v_H}{\omega_1} = l_{AB} \frac{v_H}{v_B} = l_{AB} \frac{ph}{pb};$$

$$\omega_{q2} = u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{l_{AB}}{l_{BC}} \frac{v_{CB}}{v_B} = \frac{l_{AB}}{l_{BC}} \frac{bc}{pb};$$

$$\omega_{q3} = u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{l_{AB}}{l_{CD}} \frac{v_C}{v_B} = \frac{l_{AB}}{l_{CD}} \frac{pc}{pb}.$$

6. Ускорения точек и звеньев определяют методом планов (см. рис. 2.1, *з*) в такой же последовательности, как и для скоростей. Ускорение точки *B* звена *I*

$$\bar{a}_B = \bar{a}_B^n + \bar{a}_B^\tau. \quad (2.3)$$

Нормальное ускорение подсчитывают по формуле $a_B^n = v_B^2/l_{AB} = 2^2/0,1 = 40 \text{ м/с}^2$, касательное — по формуле $a_B^\tau = \varepsilon_1 l_{AB} = 80 \cdot 0,1 = 8 \text{ м/с}^2$. Уравнение для определения ускорения точки *C* звена 2 имеет вид

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}. \quad (2.4)$$

Каждый вектор уравнения (2.4) представляют в виде нормальной и касательной составляющих:

$$\underbrace{\bar{a}_C^n}_{C \rightarrow D} + \underbrace{\bar{a}_C^\tau}_{\perp CD} = \underbrace{\bar{a}_B^n}_{B \rightarrow A} + \underbrace{\bar{a}_B^\tau}_{\perp AB} + \underbrace{\bar{a}_{CB}^n}_{C \rightarrow B} + \underbrace{\bar{a}_{CB}^\tau}_{\perp BC}. \quad (2.4')$$

Для каждого вектора нормального ускорения отмечают конкретное направление по отношению к точкам звеньев механизма ($B \rightarrow A$ и т. д.).

Нормальные ускорения определяют по следующим формулам: $a_C^n = v_C^2/l_{CD} = 2,34^2/0,15 = 36,2 \text{ м/с}^2$; $a_{CB}^n = v_{CB}^2/l_{BC} = 2,34^2/0,3 = 18,1 \text{ м/с}^2$. Выбрав отрезок $p'n_B = 80 \text{ мм}$, вычисляют масштаб

плана ускорений $\mu_a = p'n_B/a_B^n = 80/40 = 2 \text{ мм}/(\text{м} \cdot \text{с}^{-2})$. Для построения плана ускорений (см. рис. 2.1, з) из полюса p' проводят прямую, параллельную звену 1 (AB на рис. 2.1, а), и на ней откладывают отрезок $p'n_B = a_B^n \mu_a = 40 \cdot 2 = 80 \text{ мм}$, направление которого соответствует направлению вектора $\vec{a}_B^n$, т. е. от точки B к центру вращения (точке A). Из точки n_B откладывают перпендикулярно к AB отрезок $n_B b' = a_B^\tau \mu_a = 8 \cdot 2 = 16 \text{ мм}$, учитывая направление ϵ_1 . Соединив на плане полюс p' с точкой b' , получают отрезок, пропорциональный полному ускорению точки B , $a_B = p'b'/\mu_a = 81/2 = 40,5 \text{ м}/\text{с}^2$.

Из точки b' проводят прямую, параллельную стержню BC , и откладывают на ней отрезок нормального относительного ускорения $b'n_{CB} = a_{CB}^n \mu_a = 18,1 \cdot 2 = 36,2 \text{ мм}$, так чтобы он был направлен от точки C к точке B механизма. Так как для вектора касательного относительного ускорения a_{CB}^τ известно только направление линии его действия ($a_{CB}^\tau \perp BC$), то проводят прямую из точки n_{CB} , перпендикулярную стержню BC . Векторы левой части уравнения (2.4') начинают строить из полюса p' . Сначала проводят прямую, параллельную звену 3 (стержню CD), и на ней откладывают отрезок $p'n_C = a_C^n \mu_a = 36,2 \cdot 2 = 72,4 \text{ мм}$ в направлении от точки C к центру вращения звена 3 (точка D). Для нахождения вектора касательного ускорения a_C^τ из точки n_C проводят прямую, перпендикулярную стержню CD , до пересечения в точке c' с прямой, проведенной из точки n_{CB} перпендикулярно стержню BC . Соединив точки p' и c' , получают отрезок $p'c'$, пропорциональный полному ускорению точки C . Значение этого ускорения $a_C = p'c'/\mu_a = 149/2 = 74,5 \text{ м}/\text{с}^2$. На построенном плане ускорений проставляют стрелки, показывающие, согласно уравнению (2.4'), направления ускорений a_{CB}^τ и a_C^τ , находят значения этих ускорений: $a_{CB}^\tau = n_{CB}c'/\mu_a = 60/2 = 30 \text{ м}/\text{с}^2$, $a_C^\tau = n_Cc'/\mu_a = 131/2 = 65,5 \text{ м}/\text{с}^2$.

Соединив точки b' и c' на плане, получают отрезок $b'c'$, пропорциональный a_{CB} — полному относительному ускорению. Тогда $a_{CB} = b'c'/\mu_a = 70/2 = 35 \text{ м}/\text{с}^2$.

Ускорение a_{S_2} точки S_2 звена 2 определяют способом пропорционального деления. Для этого отрезок $b'c'$ делят точкой s'_2 в отношении BS_2/BC . Тогда

$$\frac{a_{S_2B}}{a_{CB}} = \frac{s'_2b'}{b'c'} = \frac{S_2B}{BC}; \quad s'_2b' = b'c' \frac{S_2B}{BC} = 70 \cdot \frac{50}{75} = 47,0 \text{ мм.}$$

От точки b' на прямой $b'c'$ откладывают отрезок s'_2b' и соединяют p' с точкой s'_2 . Полученный отрезок $p's'_2$ пропорционален полному ускорению $a_{S_2} = p's'_2/\mu_a = 126,4/2 = 63,2 \text{ м/с}^2$.

Ускорение a_L точки L_2 звена 2 определяют, как и ее скорость, методом подобия. Для этого на отрезке $b'c'$ плана ускорений строят $\Delta b'c'l'$ (заштрихован на рис. 2.1, з), подобный ΔBCL на звене 2. Для ускорений используем подобие треугольников по двум сторонам и углу. Так как $\angle BCL = 90^\circ$, то на плане проводят через точку c' прямую, перпендикулярную отрезку $b'c'$, и откладывают на ней отрезок $b'l'$, найденный из соотношения $b'c'/BC = c'l'/CL$,

$$c'l' = b'c' \frac{CL}{BC} = 70 \cdot \frac{38}{75} = 35,5 \text{ мм.}$$

Положение точки l' определяют по правилу обхода вершин. Обход вершин ΔBCL на звене 2 по направлению движения часовой стрелки осуществляют от точки B к точке C , от точки C к точке L . Тот же порядок чередования вершин сохраняется и на плане ускорений: $b' \rightarrow c' \rightarrow l'$. Соединяя точки b' , c' и l' , получают $\Delta b'c'l'$, подобный ΔBCL . Полус плана p' соединяют с точкой l' и получают отрезок $p'l'$, пропорциональный искомому вектору полного ускорения a_L точки L_2 звена 2. Значение $a_L = p'l'/\mu_a = 158/2 = 79 \text{ м/с}^2$.

Чтобы найти ускорение точки $H_{4,5}$, используют теорему о сложном движении. Записывают

$$\bar{a}_H = \bar{a}_L + \bar{a}_{HL}^k + \bar{a}_{HL}, \quad (2.5)$$

где $\bar{a}_L$ — ускорение в переносном движении (полное ускорение точки L_2 звена 2); $\bar{a}_{HL}$ — ускорение в относительном поступательном движении втулки 4 по стержню CL ; $\bar{a}_{HL}^k$ — кориолисово уско-

рение. Представляя векторы ускорений в уравнении (2.5) в виде составляющих, получают

$$\frac{\bar{a}_H}{\parallel y-y} = \frac{\bar{a}_L}{\parallel CL} + \frac{\bar{a}_{HL}^k}{\parallel CL} + \frac{\bar{a}_{HL}^\tau}{\parallel CL}. \quad (2.6)$$

Нормальная составляющая относительного ускорения $a_{HL}^n = 0$, так как движение втулки 4 относительно стержня CL прямолинейное ($\rho = \infty$). Значение ускорения a_{HL}^k рассчитывается по формуле

$$a^k = 2\omega_{\text{пер}}v_{\text{отн}} \sin(\widehat{\bar{\omega}_{\text{пер}}, \bar{v}_{\text{отн}}}).$$

Переносное движение осуществляет звено 2, поэтому $\omega_{\text{пер}} = \omega_2$ — угловая скорость звена 2. Так как для плоского механизма $\sin(\widehat{\bar{\omega}_{\text{пер}}, \bar{v}_{\text{отн}}}) = 1$, окончательно формула для определения кориолисова ускорения a_{HL}^k имеет вид $a_{HL}^k = 2\omega_2 v_{HL}$. Значение $a_{HL}^k = 2 \cdot 7,75 \cdot 2,6 = 40,3 \text{ м/с}^2$. Направление кориолисова ускорения a_{HL}^k находят по правилу Жуковского поворотом вектора $\bar{v}_{HL}$ относительной скорости на 90° в сторону угловой скорости ω_2 переносного движения (см. рис. 2.1, δ). Для графического решения уравнения (2.6) на плане ускорений из точки l' проводят прямую, параллельную вектору a_{HL}^k (см. рис. 2.1, δ), и откладывают на ней отрезок $l'k_{HL} = a_{HL}^k \mu_a = 40,3 \cdot 2 = 80,6 \text{ мм}$. Через точку k_{HL} проводят прямую, параллельную стержню CL (линии действия относительного касательного ускорения a_{HL}^τ); величина вектора $\bar{a}_{HL}^\tau$ неизвестна. Из полюса p' проводят прямую, параллельную направляющей $y-y$, по которой перемещается ползун 5. Пересечение этой прямой в точке h' с прямой, проведенной через точку k_{HL} параллельно стержню CL , дает решение векторного уравнения (2.6). Полученные отрезки $p'h'$ и $k_{HL}h'$ соответственно пропорциональны ускорениям a_H и a_{HL}^τ . Тогда $a_H = p'h'/\mu_a = 90/2 = 45 \text{ м/с}^2$; $a_{HL}^\tau = k_{HL}h'/\mu_a = 82/2 = 41 \text{ м/с}^2$. Звено 5 движется поступательно, поэтому ускорение его центра масс $a_{S5} = a_H = 45 \text{ м/с}^2$.

Определение угловых ускорений звеньев 2 и 3: $\varepsilon_2 = a_{CB}^T / l_{CB} = 30/0,3 = 100 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-2}$; $\varepsilon_3 = a_C^T / l_{CD} = 65,5/0,15 = 435 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-2}$.

Направления угловых ускорений находят подобно тому, как были найдены направления угловых скоростей (см. рис. 2.1, е, ж), и отмечают эти направления круговыми стрелками в таблице.

Задание № 2. Силовой расчет механизма

Дано: кинематическая схема механизма (рис. 2.3); в задании № 1 определены: угловая координата $\varphi_1 = 30^\circ$; ускорения $a_{S2} = 63,5 \text{ м/с}^2$, $a_{S5} = 45 \text{ м/с}^2$; $\varepsilon_1 = 80 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-2}$, $\varepsilon_2 = 100 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-2}$; $\varepsilon_3 = 435 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-2}$; внешняя сила сопротивления $F_{5C} = 6\,000 \text{ Н}$; массы звеньев $m_1 = 60 \text{ кг}$, $m_2 = 40 \text{ кг}$, $m_3 = 70 \text{ кг}$, $m_5 = 50 \text{ кг}$; моменты инерции $J_{1S} = 5,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_{2S} = 2,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_{3S} = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Требуется: определить неизвестные в кинематических парах (F_{56} , l_5 , F_{42} , l_4 , F_{45} , φ_{45} , F_{23} , φ_{23} , F_{12} , φ_{12} , F_{16} , φ_{16} , F_{36} , φ_{36}) и внешний движущий момент $M_{1д}$.

Все исходные данные и подлежащие определению параметры следует перечислить на рис. 2.3.

Решение.

1. Построение кинематической схемы механизма производят по той же методике, что и в задании № 1, в верхнем левом углу листа в масштабе $\mu_l = 250 \text{ мм/м}$ (рис. 2.3, а).

2. Определение главных векторов сил инерции, главных моментов сил инерции, сил тяжести подвижных звеньев:

$$\Phi_2 = m_2 a_{S2} = 40 \cdot 63,5 = 2540 \text{ Н}; \quad G_1 = m_1 g = 588 \text{ Н};$$

$$\Phi_5 = m_5 a_{S5} = 50 \cdot 45 = 2250 \text{ Н}; \quad G_2 = m_2 g = 392 \text{ Н};$$

$$M_{\Phi 1} = J_{1S} \varepsilon_1 = 5 \cdot 80 = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad G_3 = m_3 g = 686,7 \text{ Н};$$

$$M_{\Phi 2} = J_{2S} \varepsilon_2 = 2 \cdot 100 = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad G_5 = m_5 g = 490,5 \text{ Н};$$

$$M_{\Phi 3} = J_{3S} \varepsilon_3 = 0,5 \cdot 435 = 217,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Направления главных векторов сил инерции $\bar{\Phi}_2$ и $\bar{\Phi}_5$ противоположны направлениям ускорений $\bar{a}_{S2}$ и $\bar{a}_{S5}$ центров масс S_2 и S_5 , а главных моментов сил инерции — противоположны ε_i .

3. Определение сил в кинематических парах механизма начинают с рассмотрения двухповодковой структурной группы (звенья 4 и 5), к звену 5 которой приложена внешняя сила $\bar{F}_{5C}$. Изображают эту структурную группу отдельно (рис. 2.3, б), показывают картину всех реальных и расчетных сил. **Силы взаимодействия нумеруют двумя цифрами: первая обозначает номер звена, на которое действует сила, вторая — номер звена, со стороны которого действует сила** (например, сила $\bar{F}_{56}$ действует на звено 5 со стороны звена 6). Вектор силы $\bar{F}_{56}$ направлен перпендикулярно оси $y-y$, а вектор силы $\bar{F}_{45}$ — перпендикулярно L_2C (нормально к соответствующим поверхностям звеньев 4 и 5). Составляют (согласно методу кинестатики) векторное уравнение сил, приложенных к звеньям этой группы,

$$\sum_{4,5} \bar{F} = \underline{\bar{F}_{56}} + \underline{\bar{\Phi}_5} + \underline{\bar{F}_{5C}} + \underline{\bar{G}_5} + \underline{\bar{F}_{42}} = 0. \quad (2.7)$$

Здесь силы $\bar{\Phi}_5$, $\bar{F}_{5C}$, $\bar{G}_5$ известны по величине и направлению (подчеркнуты двумя чертами), а силы $\bar{F}_{56}$ и $\bar{F}_{42}$ известны по направлению, но неизвестны по величине (подчеркнуты одной чертой). Графическим решением векторного уравнения (2.7) является план сил (рис. 2.3, в) в масштабе $\mu_F = 60/6000 = 0,01$ мм/Н. Здесь 60 мм — отрезок, соответствующий известной силе $F_{5C} = 6000$ Н. Его величину выбирают произвольно, но рекомендуются, чтобы отрезок был кратным величине силы (тогда масштаб μ_F получается удобным для арифметических действий). Из плана сил определяют величину и направления сил: $F_{42} = 77/0,01 = 7700$ Н, $F_{56} = 65/0,01 = 6500$ Н. Здесь отрезок 77 мм из плана сил соответствует силе $\bar{F}_{42}$, а отрезок 65 мм — силе $\bar{F}_{56}$. Для определения точки приложения силы $\bar{F}_{56}$ записывают уравнение моментов для звена 5, из которого определяют плечо l_5 :

$$\sum_5 M_H = F_{56} l_5 = 0, \quad l_5 = 0. \quad (2.8)$$

В общем случае сила $\bar{F}_{42}$ в поступательной паре известна по направлению, но неизвестны точка ее приложения (плечо l_4) и зна-

Дано: $\widehat{\omega}_1 = 20 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$; $\widehat{\epsilon}_1 = 80 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$; $m_1 = 40 \text{ кг}$;
 $m_3 = 70 \text{ кг}$; $m_5 = 50 \text{ кг}$; $J_{1S} = 5,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{2S} = 2,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;
 $J_{3S} = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\varphi_1 = 30^\circ$; $F_{5C} = 6000 \text{ Н}$; $\bar{a}_{S2} = 63,2 \text{ м/с}^2$;
 $\bar{a}_{S5} = 45 \text{ м/с}^2$; $\widehat{\epsilon}_2 = 100 \text{ рад/с}^2$; $\widehat{\epsilon}_3 = 435 \text{ рад/с}^2$.

Определить: F_{16} ; Φ_{16} ; F_{12} ; Φ_{12} ; F_{23} ; Φ_{23} ; F_{36} ; Φ_{36} ;

F_{42} ; l_4 ; F_{56} ; l_5 ; F_{45} ; Φ_{45} ; $M_{1д}$

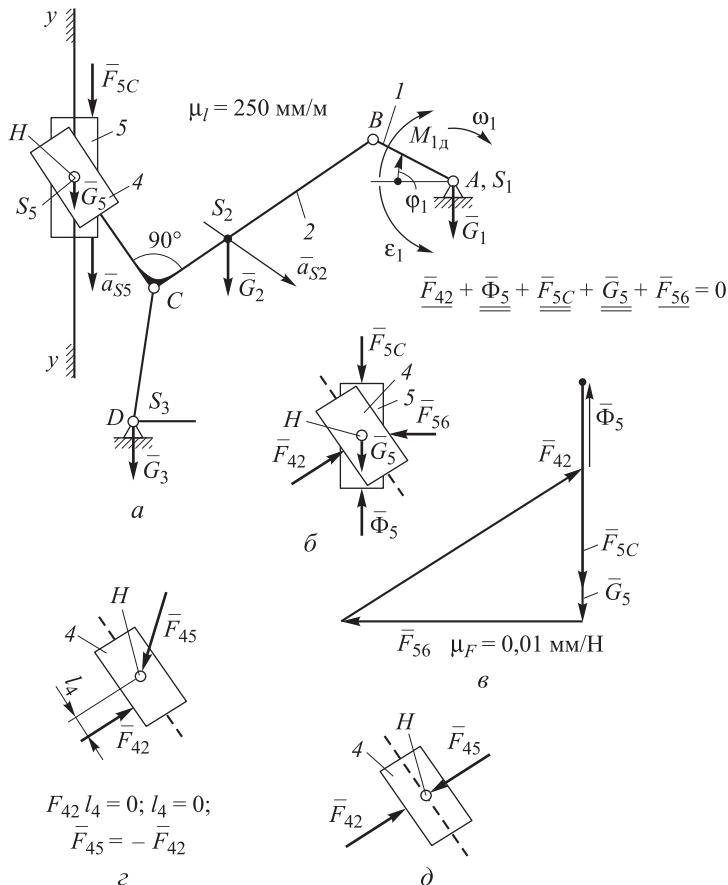
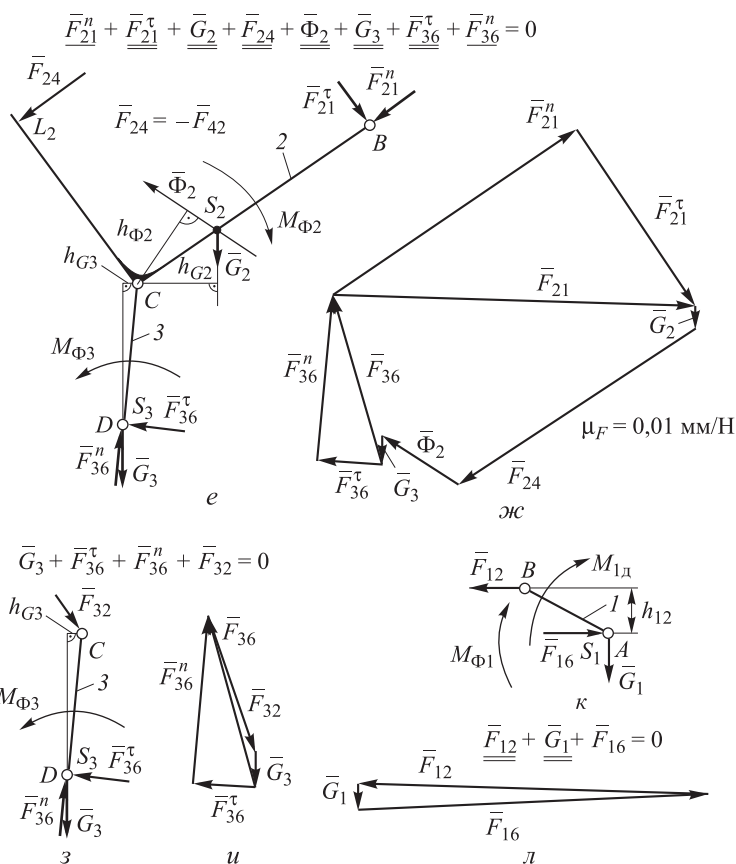


Рис. 2.3 (начало)



$F_{16}, \text{ Н}$	$F_{12}, \text{ Н}$	$F_{23}, \text{ Н}$	$F_{36}, \text{ Н}$	$F_{42}, \text{ Н}$	$F_{56}, \text{ Н}$	$F_{45}, \text{ Н}$	$M_{1д}, \text{ Н} \cdot \text{ м}$
9600	9600	4000	4700	7700	6500	7700	
$\Phi_{16}, \text{ град}$	$\Phi_{12}, \text{ град}$	$\Phi_{23}, \text{ град}$	$\Phi_{36}, \text{ град}$	$l_4, \text{ м}$	$l_5, \text{ м}$	$\Phi_{45}, \text{ град}$	56
4	178	105	107	0	0	215	
Силовой расчет механизма							
Выполнил	Иванов			МГТУ		Задание № 16	
Принял	Петров			им. Н.Э. Баумана		Вариант Б	

Рис. 2.3 (окончание)

чение, а для силы $\bar{F}_{45}$, действующей в шарнире H_4 , известны точка приложения, но неизвестны направление и значение (рис. 2.3, ε). Из уравнения моментов для звена 4 определяют l_4 , а из уравнения сил — направление силы $\bar{F}_{45}$ (окончательная картина сил дана на рис. 2.3, δ):

$$\sum_4 M_H = F_{42} l_4 = 0, \quad l_4 = 0; \quad (2.9)$$

$$\sum_4 \bar{F} = 0, \quad \bar{F}_{45} = -\bar{F}_{42}. \quad (2.10)$$

Для силового расчета структурной группы, включающей звенья 2 и 3, изображают ее отдельно в масштабе μ_l (рис. 2.3, e), показывают картину всех реальных и расчетных сил, действующих на звенья этой структурной группы. Здесь $\bar{F}_{24} = -\bar{F}_{42}$, а силы $\bar{F}_{21}$ и $\bar{F}_{36}$, действующие в шарнирах B и D , представлены в виде двух составляющих: $\bar{F}_{21} = \bar{F}_{21}^n + \bar{F}_{21}^\tau$ и $\bar{F}_{36} = \bar{F}_{36}^n + \bar{F}_{36}^\tau$. Нормальные составляющие $\bar{F}_{21}^n$ и $\bar{F}_{36}^n$ направлены вдоль звеньев, а касательные $\bar{F}_{21}^\tau$ и $\bar{F}_{36}^\tau$ — перпендикулярно звеньям.

Векторное уравнение реальных и расчетных сил, действующих на эту структурную группу, имеет вид

$$\sum_{2,3} \bar{F} = \bar{F}_{21}^n + \bar{F}_{21}^\tau + \bar{G}_2 + \bar{F}_{24} + \bar{\Phi}_2 + \bar{G}_3 + \bar{F}_{36}^\tau + \bar{F}_{36}^\tau = 0. \quad (2.11)$$

В уравнении (2.11) известные по величине и направлению силы подчеркнуты двумя чертами, а силы, известные только по направлению, подчеркнуты одной чертой. Векторное уравнение сил (2.11) содержит четыре неизвестных и не решается. Поэтому составляют уравнение моментов сил относительно точки C для звена 2:

$$\sum_2 M_C = F_{24} l_{CL} - G_2 h_{G2} - F_{21}^\tau l_{BC} + \Phi_2 h_{\Phi 2} - M_{\Phi 2} = 0, \quad (2.12)$$

где l_{CL} , h_{G2} , $h_{\Phi 2}$ — плечи соответствующих сил (м), взятые со схемы механизма. В уравнение (2.12) подставляют числовые значения известных параметров: $7 \cdot 700 \cdot 54/250 - 392 \cdot 26/250 - F_{21}^\tau \cdot 0,3 +$

$+ 2540 \cdot 24/250 - 200 = 0$. Отсюда $F_{21}^{\tau} = 1676/0,3 = 5\,551$ Н. Следует обратить внимание на то, что при решении уравнения (2.12) величина силы F_{21}^{τ} может оказаться отрицательной. Это говорит о том, что в действительности направление вектора силы $\bar{F}_{21}^{\tau}$ противоположно тому, которое было выбрано.

Для определения значения F_{36}^{τ} составляют уравнение моментов сил относительно точки C для звена 3 (рис. 2.3, з):

$$\sum_3 M_C = G_3 h_{G3} - F_{36}^{\tau} l_{CD} + M_{\Phi 3} = 0, \quad (2.13)$$

где h_{G3} — плечо силы тяжести, м.

Из уравнения (2.13) получают $F_{36}^{\tau} \cdot 0,15 = 686,7 \cdot 4/250 + 218$. Далее находят $F_{36}^{\tau} = 229/0,15 = 1\,527$ Н.

Теперь в векторном уравнении сил (2.11) осталось только два неизвестных по величине вектора: $\bar{F}_{21}^n$ и $\bar{F}_{36}^n$, следовательно, оно решается. Для этого строят план сил в масштабе μ_F для структурной группы, состоящей из звеньев 2 и 3 (рис. 2.3, ж), и определяют направления и модули векторов нормальных составляющих $F_{21}^n = 76/0,01 = 7\,600$ Н, $F_{36}^n = 45/0,01 = 4\,500$ Н, а также суммарные силы $F_{21} = 95/0,01 = 9\,500$ Н, $F_{36} = 47/0,01 = 4\,700$ Н и их направление.

Чтобы найти силы, действующие в шарнире C , изображают звено 3 в масштабе μ_l (см. рис. 2.3, з) и составляют векторное уравнение сил, действующих только на это звено:

$$\sum_3 \bar{F} = \underline{\bar{F}_{36}^n} + \underline{\bar{F}_{36}^{\tau}} + \underline{\bar{G}_3} + \underline{\bar{F}_{32}} = 0. \quad (2.14)$$

Здесь сила $\bar{F}_{32}$ неизвестна по величине и направлению. Построив план сил (рис. 2.3, и) в масштабе μ_F , определяют величину и направление силы $F_{32} = 40/0,01 = 4\,000$ Н.

Далее переходят к силовому расчету первичного механизма. Изображают его в масштабе μ_l (рис. 2.3, к) и составляют уравнение моментов реальных и расчетных сил относительно точки A :

$$\sum_1 M_A = F_{12} h_{F12} - M_{\Phi 1} + M_{1д} = 0, \quad (2.15)$$

где $\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21}$; h_{F12} — плечо силы.

Из этого уравнения определяют неизвестный движущий момент $M_{1д} = 9500 \cdot 12/250 - 400 = 56 \text{ Н} \cdot \text{м}$, с помощью которого преодолевается внешняя сила $\bar{F}_{5C}$.

Для определения величины и направления вектора силы, действующей со стороны стойки на начальное звено I , составляют уравнение сил

$$\sum_1 \bar{F} = \underline{\underline{\bar{F}_{12}}} + \underline{\underline{\bar{G}_1}} + \bar{F}_{16} = 0. \quad (2.16)$$

Построив план сил (рис. 2.3, л), находят величину и направление силы $F_{16} = 96/0,01 = 9\,600 \text{ Н}$. Результаты расчета записывают в таблицу на рис. 2.3.

3. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ДОМАШНЕГО ЗАДАНИЯ НА ПЭВМ

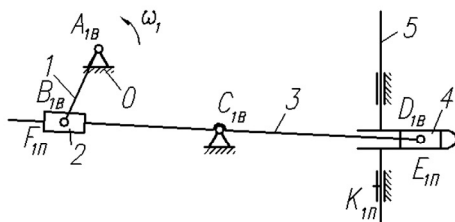
В качестве примера оформления домашнего задания с применением ЭВМ на рис. 3.1–3.3 приведено домашнее задание № 1, на рис. 3.4–3.5 — домашнее задание № 2, выполненные с помощью графического пакета AutoCad 2012. Домашнее задание № 1 включает структурное исследование плоского рычажного механизма (см. рис. 3.1.), решение задачи кинематики построением плана скоростей (см. рис. 3.2.) и плана ускорений (см. рис. 3.3). В домашнем задании № 2 выполнен силовой расчет плоского рычажного механизма.

Решение задачи кинематики может быть выполнено в аналитическом виде с использованием какого-либо готового математического пакета. В данном пособии рассмотрено применение системы MathCad14. В этом случае задача решается в такой последовательности:

- определяют функции положения;
- дифференцируя функции положения по обобщенной координате, находят аналоги скоростей;
- дифференцируя аналоги скоростей по обобщенной координате, находят аналоги ускорений;
- по известному закону движения начального звена и найденным аналогам скоростей и ускорений определяют скорости и ускорения характерных точек и звеньев.

Аналитическое решение задачи кинематики более точное и позволяет анализировать кинематику механизма за цикл. Результаты аналитического решения могут быть использованы для дальнейших исследований механизма.

Структурная схема механизма:



$$W_0 = 1$$

$$W_M = 0$$

Кинематические пары				
Обозначение	Звенья КП	Отн. движ.	Подвижность	
			на пл.	в пр.
A	0,1	вр.	1	1
B	1,2	вр.	1	1
C	0,3	вр.	1	1
D	3,4	вр.	1	1
E	4,5	пост.	1	1
F	2,3	пост.	1	1
K	0,5	пост.	1	1

Абсолютное движение звеньев		
Звено	Вид движения	Название
0	неподвижно	стойка
1	вращательное	кривошип
2	плоское	камень кулисы
3	вращательное	кулиса
4	плоское	камень кулисы
5	поступательное	ползун

$$k=6 \quad n=5$$

$$\rho_H = 7 \quad \rho_B = 0$$

$$\rho_{1B} = 5 \quad \rho_{1П} = 2$$

Структурные формулы:

$$W_{Пл} = 3n - 2\rho_H - \rho_B = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

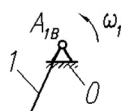
$$W_{Пр} = 6n - 5\rho_1 - 4\rho_2 - 3\rho_3 - 2\rho_4 - \rho_5 = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 7 = -5$$

$$q_{Пр} = W_0 + W_M - W_{Пр} = 1 + 0 - (-5) = 6$$

Структурный анализ по классификации Л.В. Ассра:

$$M = ПМ^B + ГА_1 + ГА_2$$

Первичный механизм (Вращ.)



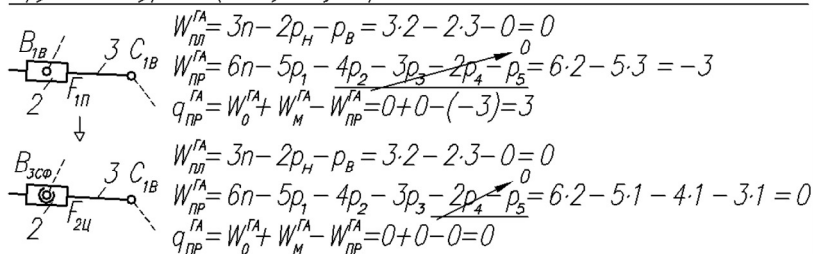
$$W_{Пл}^{ПМ} = 3n - 2\rho_H - \rho_B = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 = 1$$

$$W_{Пр}^{ПМ} = 6n - 5\rho_1 - 4\rho_2 - 3\rho_3 - 2\rho_4 - \rho_5 = 6 \cdot 1 - 5 \cdot 1 = 1$$

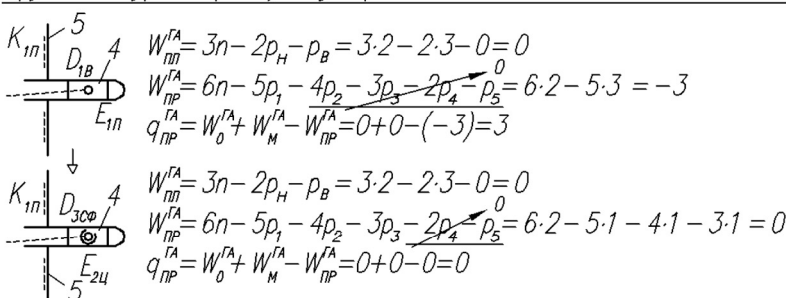
$$q_{Пр}^{ПМ} = W_0^{ПМ} + W_M^{ПМ} - W_{Пр}^{ПМ} = 1 + 0 - 1 = 0$$

Рис. 3.1 (начало)

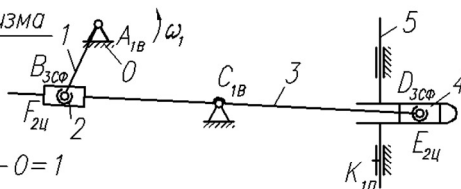
Группа Ассура 1 (ВПВ) и устранение избыточных связей в ней:



Группа Ассура 2 (ПВП) и устранение избыточных связей в ней:



Структурная схема механизма без избыточных связей:



$$W_{пл} = 3n - 2p_H - p_B = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

$$W_{пр} = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 2 - 3 \cdot 2 = 1$$

$$q_{пр} = W_0 + W_M - W_{пр} = 1 + 0 - 1 = 0$$

					Теория механизмов и машин				
					Структурный и кинематический анализ механизма				
Исполн	Фамилия	Подпись	Дата						
Разраб	Иванов И.И.					Лит	Масса	Масштаб	
Проб	Петров П.П.								
						лист 1	листов 4		
					Домашнее задание				
					Вариант 37				
Умд					МГТУ им НЭБаумана Кафедра ТММ группа РК2-41				

Рис. 3.1 (окончание)

Кинематическая схема механизма:

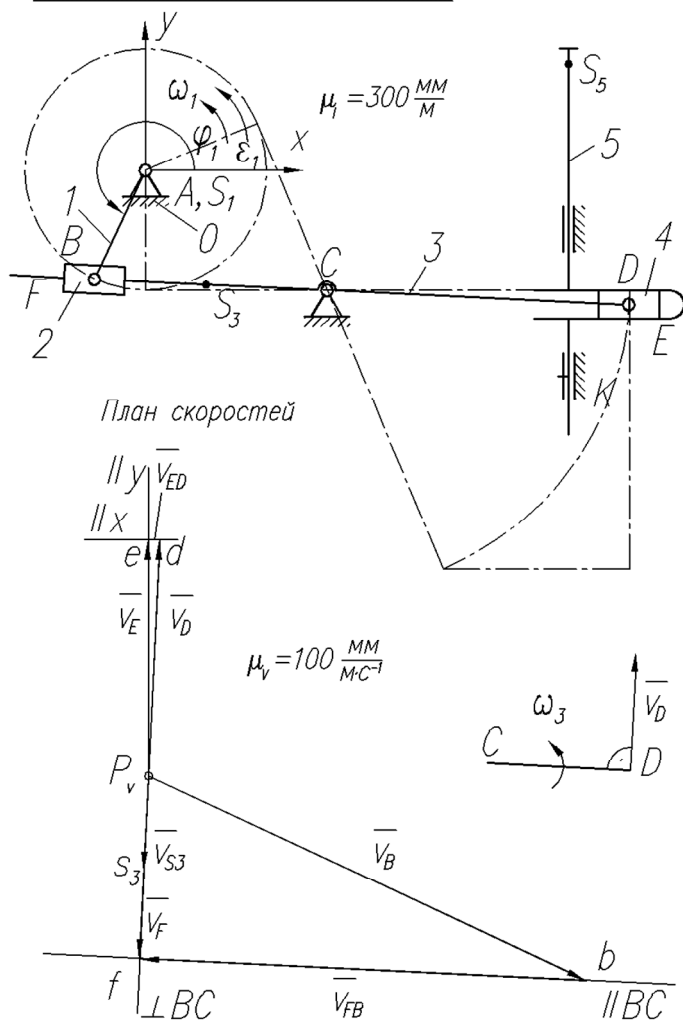


Рис. 3.2 (начало)

Исходные данные:

$$\begin{aligned}
 l_{AB} &= 0.1 \text{ м} \\
 l_{CD} &= 0.25 \text{ м} \\
 l_{CS_3} &= 0.1 \text{ м} \\
 l_{S_5} &= 0.2 \text{ м} \\
 x_C &= 0.15 \text{ м} \\
 y_E &= -0.1 \text{ м} \\
 x_E &= 0.35 \text{ м} \\
 \omega_1 &= 12 \text{ рад/с}^{-1} \\
 \varepsilon_1 &= 7 \text{ рад/с}^{-2}
 \end{aligned}$$

Определить:

$$\begin{aligned}
 \vec{V}_B, \vec{V}_F, \vec{V}_D, \vec{V}_{S_3}, \vec{V}_E, \omega_3 \\
 \vec{\sigma}_B, \vec{\sigma}_F, \vec{\sigma}_D, \vec{\sigma}_{S_3}, \vec{\sigma}_E, \varepsilon_3
 \end{aligned}$$

Определение скоростей

$$v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = 12 \cdot 0.1 = 1.2 \text{ м/с}^{-1}$$

примем, $R_b = 120 \text{ мм}$, тогда:

$$\mu_v = \frac{R_b}{v_B} = \frac{120}{1.2} = 100 \frac{\text{мм}}{\text{м/с}^{-1}}$$

по теореме о сложном движении точки:

$$\vec{V}_E = \vec{V}_B + \vec{V}_{EB}$$

по подобию:

$$\frac{P_v d}{P_v f} = \frac{CD}{CF} \quad P_v d = P_v f \frac{CD}{CF} = 45.4 \frac{75}{57.8} = 58.91 \text{ мм}$$

$$\frac{P_v S_3}{P_v f} = \frac{CS_3}{CF} \quad P_v S_3 = P_v f \frac{CS_3}{CF} = 45.4 \frac{30}{57.8} = 23.56 \text{ мм}$$

по теореме о сложном движении точки:

$$\vec{V}_E = \vec{V}_D + \vec{V}_{ED}$$

определяем с плана скоростей:

$$v_E = \frac{P_v e}{\mu_v} = \frac{58.87}{100} = 0.589 \text{ м/с}^{-1}$$

$$v_D = \frac{P_v d}{\mu_v} = \frac{58.91}{100} = 0.589 \text{ м/с}^{-1}$$

$$v_{S_3} = \frac{P_v S_3}{\mu_v} = \frac{23.56}{100} = 0.236 \text{ м/с}^{-1}$$

$$v_F = \frac{P_v f}{\mu_v} = \frac{45.4}{100} = 0.454 \text{ м/с}^{-1}$$

$$v_{FB} = \frac{bf}{\mu_v} = \frac{111.1}{100} = 1.11 \text{ м/с}^{-1}$$

$$\omega_3 = \frac{v_D}{l_{CD}} = \frac{0.589}{0.25} = 2.356 \text{ рад/с}^{-1}$$

					Теория механизмов и машин			
					Структурный и кинематический анализ механизма	Лит.	Масса	Масштаб
Исполн.	Фамилия	Подпись	Дата					
Разраб.	Иванов И.И.							
Проб.	Петров П.П.							
						лист 2	листов 4	
					Домашнее задание Вариант 37	МГТУ им. Н.Э.Баумана Кафедра ТММ группа РК2-41		
Умб								

Рис. 3.2 (окончание)

Кинематическая схема механизма:

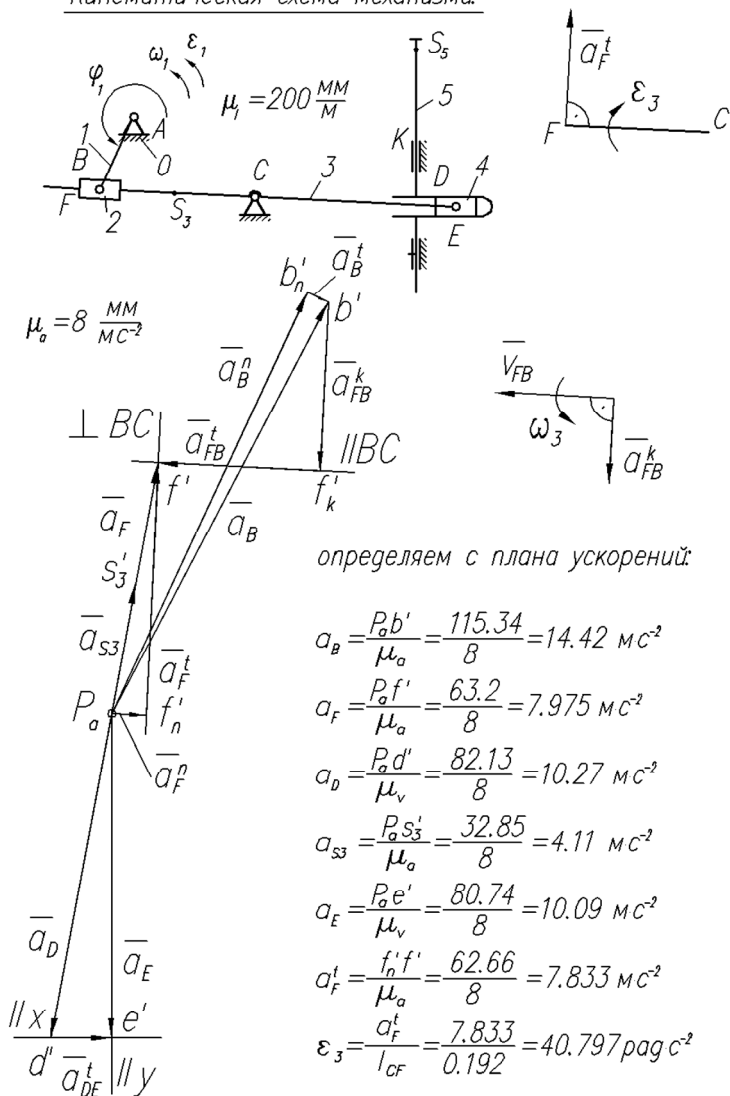


Рис. 3.3 (начало)

Определение ускорений

$$\overline{a_B} = \overline{a_B^n} + \overline{a_B^t}$$

||AB, B-A ⊥AB, по ε,

$$a_B^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 12^2 \cdot 0.1 = 14.4 \text{ мс}^{-2}$$

$$a_B^t = \varepsilon_1 \cdot l_{AB} = 7 \cdot 0.1 = 0.7 \text{ мс}^{-2}$$

примем, $P_o b_o' = 115.5 \text{ мм}$, тогда

$$\mu_o = \frac{P_o b_o'}{a_B^n} = \frac{115.5}{14.4} = 8 \frac{\text{мм}}{\text{мс}^{-2}}$$

по теореме о сложном движении точки:

$$\overline{a_F} = \overline{a_B} + \overline{a_B^k} + \overline{a_B^t}; \quad a_B^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot v_{FB} = 2 \cdot 2.356 \cdot 1.11 = 5.23 \text{ мс}^{-2}$$

||BC

с другой стороны:

$$\overline{a_F} = \overline{a_F^n} + \overline{a_F^t}; \quad a_F^n = \omega_3^2 \cdot l_{CF} = \omega_3^2 \frac{CD}{\mu_1} = 2.356^2 \frac{38.5}{200} = 1.07 \text{ мс}^{-2}$$

||BC, B-C ⊥BC

по подобию:

$$\frac{P_o d'}{P_o f'} = \frac{CD}{CF} \quad P_o d' = P_o f' \frac{CD}{CF} = 63.2 \frac{50}{38.5} = 80.08 \text{ мм}$$

$$\frac{P_o s_3'}{P_o f'} = \frac{CS_3}{CF} \quad P_o s_3' = P_o f' \frac{CS_3}{CF} = 63.2 \frac{20}{38.5} = 32.83 \text{ мм}$$

по теореме о сложном движении точки:

$$\overline{a_E} = \overline{a_D} + \overline{a_{ED}^k} + \overline{a_{ED}^t}$$

||y 0 ||x

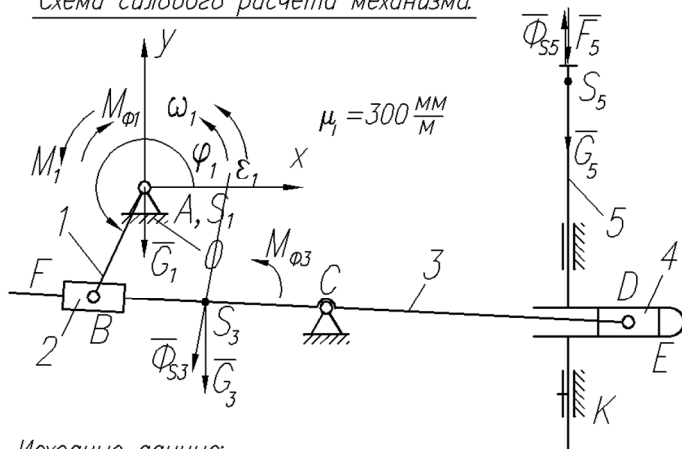
Таблица результатов:

$v_B, \text{мс}^{-1}$	$v_F, \text{мс}^{-1}$	$v_{S_3}, \text{мс}^{-1}$	$v_D, \text{мс}^{-1}$	$v_E, \text{мс}^{-1}$	$\omega_3, \text{радс}^{-1}$
1.2	0.454	0.236	0.589	0.589	2.356
$a_B, \text{мс}^{-2}$	$a_F, \text{мс}^{-2}$	$a_{S_3}, \text{мс}^{-2}$	$a_D, \text{мс}^{-2}$	$a_E, \text{мс}^{-2}$	$\varepsilon_3, \text{радс}^{-2}$
14.42	7.975	4.11	10.27	10.09	40.797

					Теория механизмов и машин				
					Структурный и кинематический анализ механизма				
Исполн	Фамилия	Подпись	Дата						
Разраб	Иванов И.И.				Лит	Масса	Масштаб		
Проф	Петров П.П.								
					лист 3		лист 4		
					МГТУ им. Н.Э.Баумана Кафедра ТММ группа РК2-41				
Учб									
					Домашнее задание Вариант 37				

Рис. 3.3 (окончание)

Схема силового расчета механизма:



Исходные данные:

$$l_{AB} = 0.1 \text{ м}$$

$$l_{CD} = 0.25 \text{ м}$$

$$l_{CS3} = 0.1 \text{ м}$$

$$l_{S5} = 0.2 \text{ м}$$

$$x_C = 0.15 \text{ м}$$

$$y_E = -0.1 \text{ м}$$

$$x_E = 0.35 \text{ м}$$

$$m_1 = 2 \text{ кг}$$

$$m_3 = 5 \text{ кг}$$

$$m_5 = 30 \text{ кг}$$

$$I_{1S} = 0.2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_{3S} = 0.3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$\varphi_1 = 4.276 \text{ рад}$$

$$\omega_1 = 12 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$$

$$\varepsilon_1 = 7 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-2}$$

$$F_5 = 2000 \text{ Н}$$

$$\text{Определить: } \vec{F}_{ij}, M_i$$

Количество скалярных неизвестных

$$N_F = 2\rho_H + \rho_B + W_{\text{пл}} = 2 \cdot 7 + 0 + 1 = 15$$

Количество скалярных уравнений:

$$N_Y = 3n = 3 \cdot 5 = 15$$

$$N_F = N_Y$$

Определение величин сил тяжести, главных векторов и главных моментов сил инерции, действующих на механизм

$$G_1 = g m_1 = 9.8 \cdot 2 = 19.6 \text{ Н}$$

$$|M_{\text{пл}}| = \varepsilon_1 l_{1S} = 7 \cdot 0.2 = 1.4 \text{ Нм}$$

$$G_3 = g m_3 = 9.8 \cdot 5 = 49 \text{ Н}$$

$$|\Phi_{33}| = a_{S3} m_3 = 4.11 \cdot 5 = 20.55 \text{ Н}$$

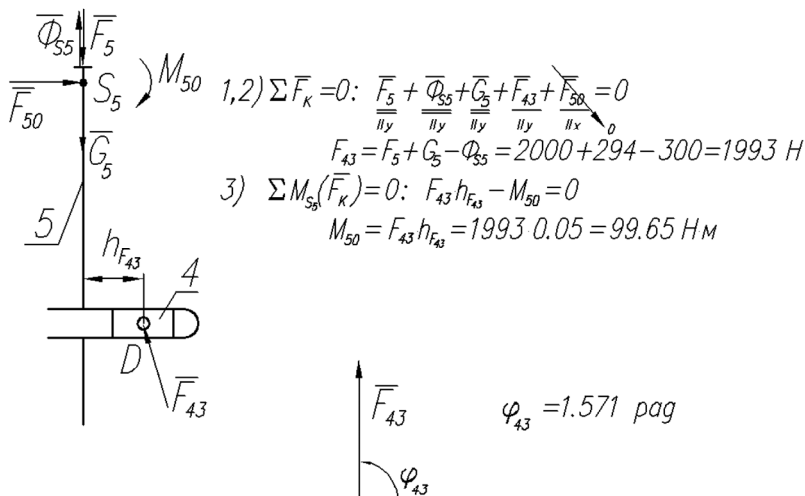
$$|M_{\text{пл}}| = \varepsilon_3 l_{3S} = 40.8 \cdot 0.3 = 12.24 \text{ Нм}$$

$$G_5 = g m_5 = 9.8 \cdot 30 = 294 \text{ Н}$$

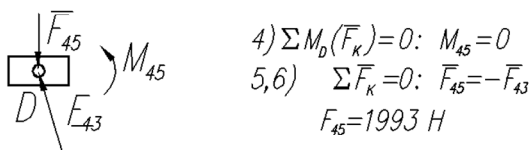
$$|\Phi_{55}| = a_{S5} m_5 = 10.1 \cdot 30 = 300.3 \text{ Н}$$

Рис. 3.4 (начало)

Группа звеньев 4-5



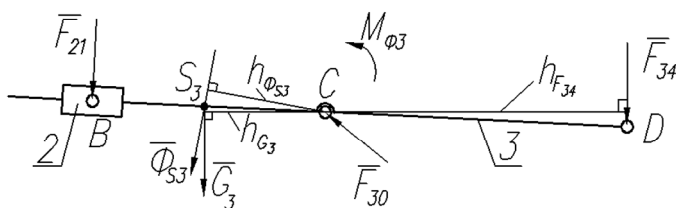
Звено 4



					Теория механизмов и машин			
Исполн.	Фамилия	Подпись	Дата		Силовой расчет механизма	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Иванов И.И.							
Пров.	Петров П.П.							
					Домашнее задание Вариант 37	лист 1 листов 2		
						МГТУ им. Н.Э.Баумана		
						Кафедра ТММ		
Умд						группа РК2-41		

Рис. 3.4 (окончание)

Группа звеньев 2-3



$$7) \sum M_C(\bar{F}_K) = 0: M_{\phi 3} + G_3 h_{G3} + \Phi_{S3} h_{\phi S3} - F_{34} h_{F34} + F_{21} l_{BC} = 0$$

$$F_{21} = (F_{34} h_{F34} - M_{\phi 3} - G_3 h_{G3} - \Phi_{S3} h_{\phi S3}) / l_{BC} =$$

$$= (1993 \cdot 0.25 - 12.24 - 49 \cdot 0.1 - 20.55 \cdot 0.099) / 0.192 = 2495 \text{ Н}$$

$$8,9) \sum \bar{F}_K = 0: \underline{\bar{F}_{34}} + \underline{\bar{\Phi}_{S3}} + \underline{\bar{G}_3} + \underline{\bar{F}_{21}} + \underline{\bar{F}_{30}} = 0$$

Из плана сил, $F_{30} = 4556 \text{ Н}$ $\varphi_{30} = 1.54 \text{ рад}$
 $\varphi_{21} = 4.664 \text{ рад}$

Звено 1

$$13,14) \sum \bar{F}_K = 0: \underline{\bar{F}_{12}} + \underline{\bar{G}_1} + \underline{\bar{F}_{10}} = 0$$

Из плана сил, $F_{10} = 2494 \text{ Н}$
 $\varphi_{10} = 4.665 \text{ рад}$

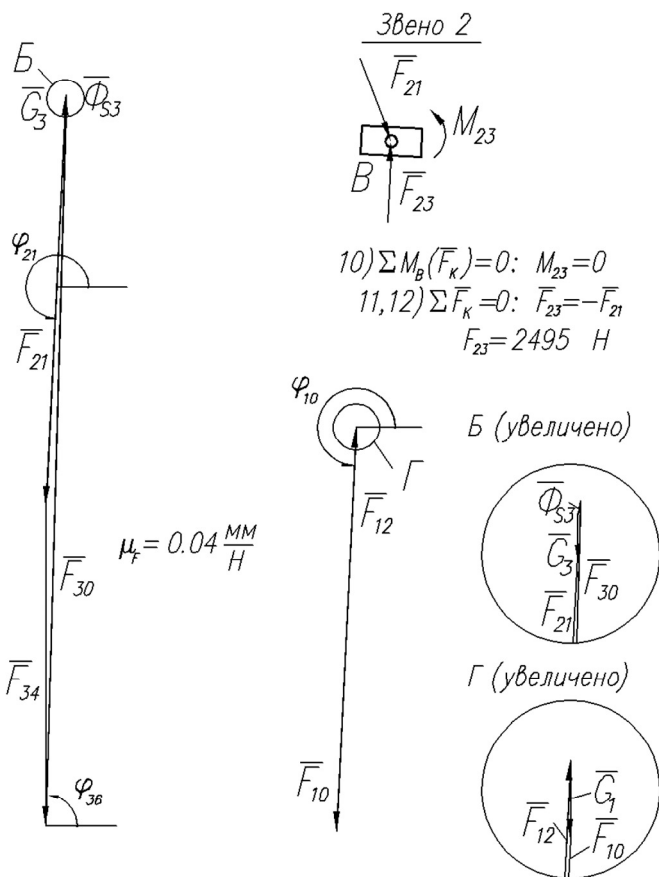
$$15) \sum M_A(\bar{F}_K) = 0: M_1 - M_{\phi 1} - F_{12} h_{f_{12}} = 0$$

$$M_1 = M_{\phi 1} + F_{12} h_{f_{12}} = 1.4 + 2116.7 \cdot 0.038 = 81.4 \text{ Нм}$$

Таблица результатов:

$F_{50}, \text{Н}$	$F_{45}, \text{Н}$	$F_{43}, \text{Н}$	$F_{21}, \text{Н}$	$F_{23}, \text{Н}$	$F_{30}, \text{Н}$	$F_{10}, \text{Н}$	$M_1, \text{Нм}$
0	1993	1993	2495	2495	4556	2494	81.4
$M_{50}, \text{Нм}$	$M_{45}, \text{Нм}$	$\varphi_{43}, \text{рад}$	$\varphi_{21}, \text{рад}$	$M_{23}, \text{Нм}$	$\varphi_{30}, \text{рад}$	$\varphi_{10}, \text{рад}$	
99.65	0	1.571	4.664	0	1.54	4.665	

Рис. 3.5. (начало)



					Теория механизмов и машин			
Исполн Разраб Проф	Фамилия Иванов И.И. Петров П.П.	Подпись	Дата	Силовой расчет механизма		Лит.	Масса	Масштаб
						лист 2		лист 2
Домашнее задание Вариант 37					МГТУ им. Н.Э.Баумана Кафедра ТММ группа РК2-41			
Умд								

Рис. 3.5 (окончание)

Исходные данные

$$l_{AB} := 0.1$$

$$l_{CD} := 0.25$$

$$l_{CS3} := 0.1$$

$$l_{S5} := 0.2$$

$$x_C := 0.15$$

$$y_C := -0.1$$

$$x_E := 0.35$$

$$f := 245 \cdot \text{deg} + 0.5\pi \quad \text{Угловая координата начального звена для расчета}$$

$$\omega_1 := 12$$

$$\varepsilon_1 := 7$$

$$\phi_0 := -0.5 \cdot \pi \quad \text{Начальный угол (соответствует одному из крайних положений)}$$

$$\phi := 0, 0.01 \dots 2 \cdot \pi$$

Определение функций положения

$$\phi_1(\phi) := \phi_0 + \phi \quad \phi_1(f) \cdot \text{deg}^{-1} = 245$$

$$x_B(\phi) := l_{AB} \cdot \cos(\phi_1(\phi)) \quad x_B(f) = -0.04226$$

$$y_B(\phi) := l_{AB} \cdot \sin(\phi_1(\phi)) \quad y_B(f) = -0.09063$$

$$\phi_3(\phi) := \text{atan}\left(\frac{y_C - y_B(\phi)}{x_C - x_B(\phi)}\right) \quad \phi_3(f) \cdot \text{deg}^{-1} = -2.78991$$

$$x_D(\phi) := x_C + l_{CD} \cdot \cos(\phi_3(\phi)) \quad x_D(f) = 0.3997$$

$$y_D(\phi) := y_C + l_{CD} \cdot \sin(\phi_3(\phi)) \quad y_D(f) = -0.11217$$

$$x_{S3}(\phi) := x_C + l_{CS3} \cdot \cos(\pi + \phi_3(\phi)) \quad x_{S3}(f) = 0.05012$$

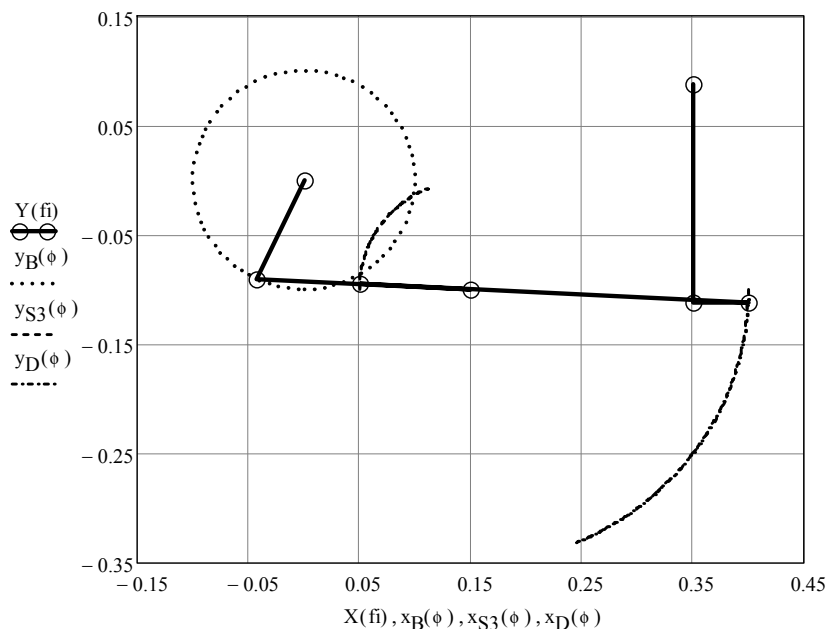
$$y_{S3}(\phi) := y_C + l_{CS3} \cdot \sin(\pi + \phi_3(\phi)) \quad y_{S3}(f) = -0.09513$$

$$X(\phi) := \begin{pmatrix} 0 & x_B(\phi) & x_C & x_{S3}(\phi) & x_D(\phi) & x_E & x_E \end{pmatrix}^T$$

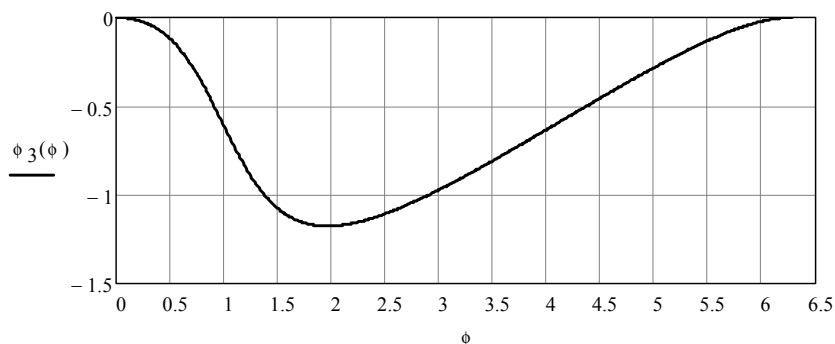
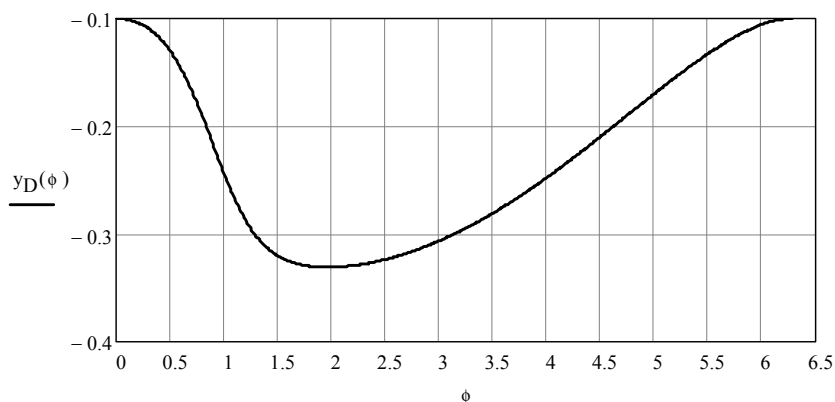
$$Y(\phi) := \begin{pmatrix} 0 & y_B(\phi) & y_C & y_{S3}(\phi) & y_D(\phi) & y_D(\phi) & y_D(\phi) + l_{S5} \end{pmatrix}^T$$

Проверочная схема

$\tilde{f} := f$



Графики функций положения



Определение аналогов скоростей

$$v_{qDx}(\phi) := \frac{d}{d\phi} x_D(\phi)$$

$$v_{qDx}(f) = 0.00239$$

$$v_{qDy}(\phi) := \frac{d}{d\phi} y_D(\phi)$$

$$v_{qDy}(f) = 0.04904$$

$$v_{qS3x}(\phi) := \frac{d}{d\phi} x_{S3}(\phi)$$

$$v_{qS3x}(f) = -0.00096$$

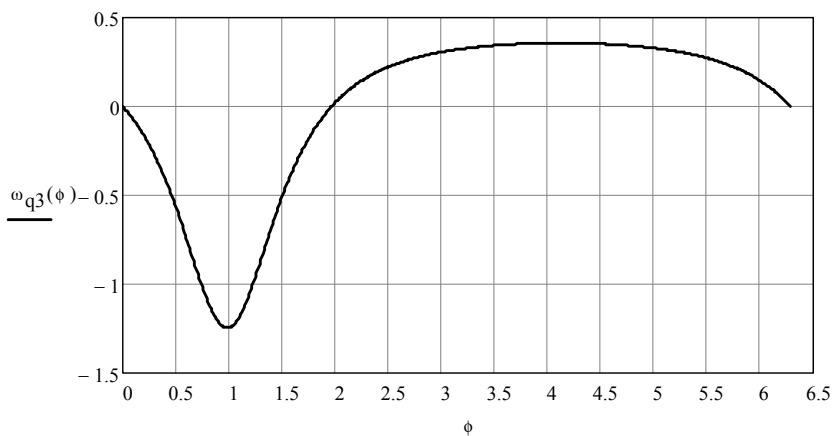
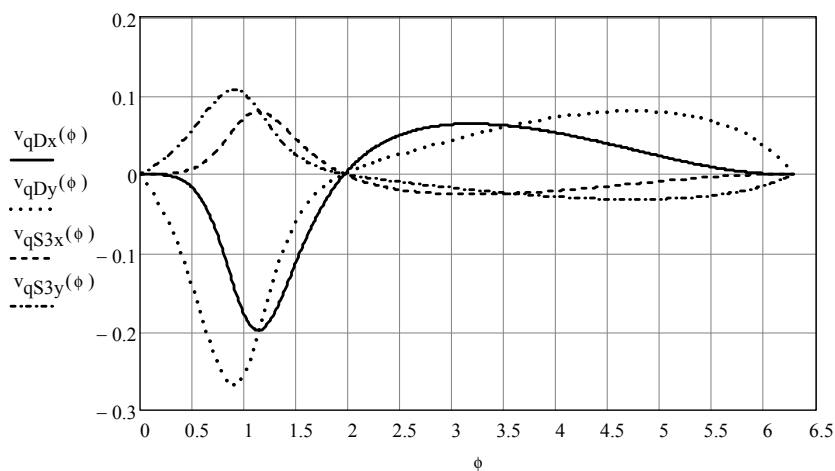
$$v_{qS3y}(\phi) := \frac{d}{d\phi} y_{S3}(\phi)$$

$$v_{qS3y}(f) = -0.01961$$

$$\omega_{q3}(\phi) := \frac{d}{d\phi} \phi_3(\phi)$$

$$\omega_{q3}(f) = 0.19638$$

Графики аналогов скоростей



Определение аналогов ускорений

$$a_{qDx}(\phi) := \frac{d^2}{d\phi^2} x_D(\phi) \quad a_{qDx}(f) = -0.01318$$

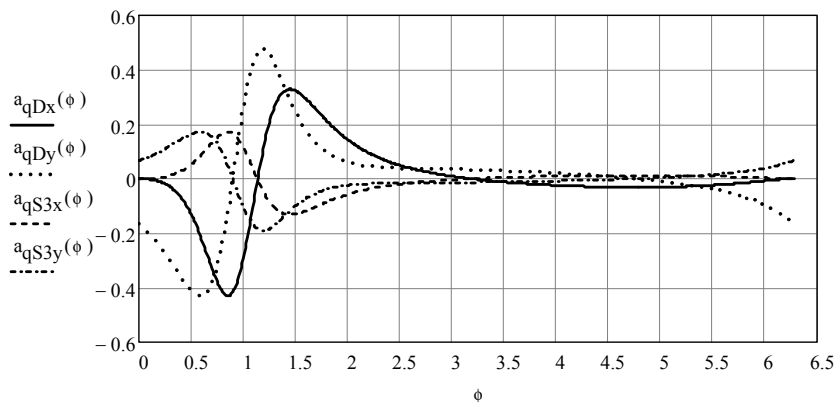
$$a_{qDy}(\phi) := \frac{d^2}{d\phi^2} y_D(\phi) \quad a_{qDy}(f) = -0.07246$$

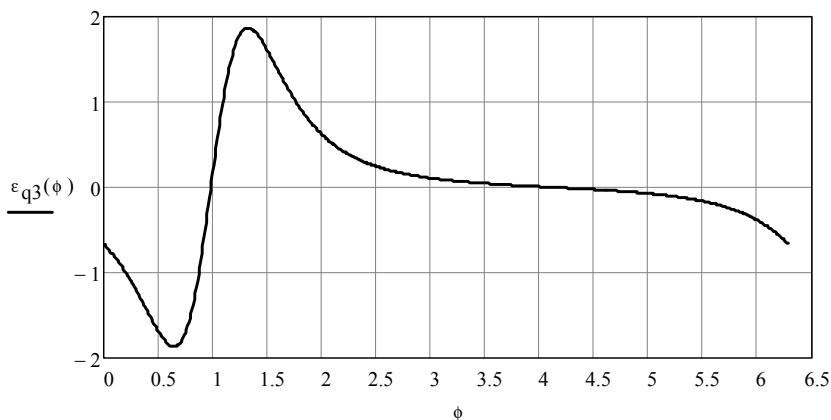
$$a_{qS3x}(\phi) := \frac{d^2}{d\phi^2} x_{S3}(\phi) \quad a_{qS3x}(f) = 0.00527$$

$$a_{qS3y}(\phi) := \frac{d^2}{d\phi^2} y_{S3}(\phi) \quad a_{qS3y}(f) = 0.02898$$

$$\varepsilon_{q3}(\phi) := \frac{d^2}{d\phi^2} \phi_3(\phi) \quad \varepsilon_{q3}(f) = -0.29206$$

Графики аналогов ускорений





Определение скоростей

$$v_{Dx}(\phi) := v_{qDx}(\phi) \cdot \omega_1$$

$$v_{Dx}(f) = 0.02868$$

$$v_{Dy}(\phi) := v_{qDy}(\phi) \cdot \omega_1$$

$$v_{Dy}(f) = 0.58843$$

$$v_D(\phi) := \sqrt{v_{Dx}(\phi)^2 + v_{Dy}(\phi)^2}$$

$$v_D(f) = 0.58913$$

$$v_{S3x}(\phi) := v_{qS3x}(\phi) \cdot \omega_1$$

$$v_{S3x}(f) = -0.01147$$

$$v_{S3y}(\phi) := v_{qS3y}(\phi) \cdot \omega_1$$

$$v_{S3y}(f) = -0.23537$$

$$v_{S3}(\phi) := \sqrt{v_{S3x}(\phi)^2 + v_{S3y}(\phi)^2}$$

$$v_{S3}(f) = 0.23565$$

$$\omega_3(\phi) := \omega_{q3}(\phi) \cdot \omega_1$$

$$\omega_3(f) = 2.35651$$

Определение ускорений

$$a_{Dx}(\phi) := a_{qDx}(\phi) \cdot \omega_1^2 + v_{qDx}(\phi) \cdot \varepsilon_1$$

$$a_{Dx}(f) = -1.88168$$

$$a_{Dy}(\phi) := a_{qDy}(\phi) \cdot \omega_1^2 + v_{qDy}(\phi) \cdot \varepsilon_1$$

$$a_{Dy}(f) = -10.091$$

$$a_{\mathbf{D}(\phi)} := \sqrt{a_{\mathbf{D}\mathbf{x}(\phi)}^2 + a_{\mathbf{D}\mathbf{y}(\phi)}^2} \qquad a_{\mathbf{D}}(\mathbf{f}) = 10.26494$$

$$a_{\mathbf{S3x}(\phi)} := a_{\mathbf{qS3x}(\phi)} \cdot \omega_1^2 + v_{\mathbf{qS3x}(\phi)} \cdot \varepsilon_1 \qquad a_{\mathbf{S3x}}(\mathbf{f}) = 0.75267$$

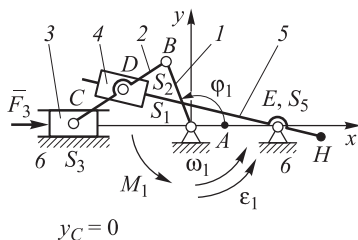
$$a_{\mathbf{S3y}(\phi)} := a_{\mathbf{qS3y}(\phi)} \cdot \omega_1^2 + v_{\mathbf{qS3y}(\phi)} \cdot \varepsilon_1 \qquad a_{\mathbf{S3y}}(\mathbf{f}) = 4.0364$$

$$a_{\mathbf{S3}(\phi)} := \sqrt{a_{\mathbf{S3x}(\phi)}^2 + a_{\mathbf{S3y}(\phi)}^2} \qquad a_{\mathbf{S3}}(\mathbf{f}) = 4.10598$$

$$\varepsilon_{\mathbf{3}(\phi)} := \varepsilon_{\mathbf{q3}(\phi)} \cdot \omega_1^2 + \omega_{\mathbf{q3}(\phi)} \cdot \varepsilon_1 \qquad \varepsilon_{\mathbf{3}}(\mathbf{f}) = -40.6825$$

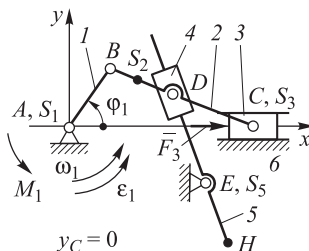
4. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ДОМАШНИХ ЗАДАНИЙ

Задание № 1



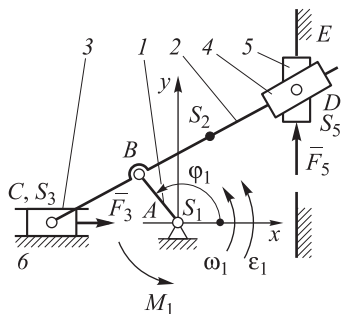
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{BD}	l_{EH}	l_{BS2}	x_E	
15	100	0,15	0,46	0,23	0,3	0,15	0,45	
y_E	m_1	m_2	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	I_{5S}	F_3
0	12	25	35	30	16	1,0	0,6	4 000
Варианты		А	Б	В	Г	Д	Е	
φ, град		60	120	240	300	150	30	

Задание № 2



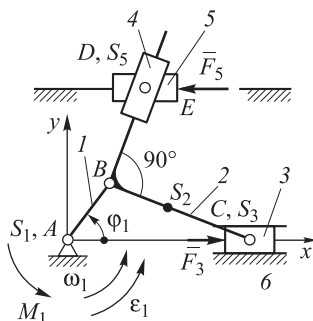
ω_1		ε_1		l_{AB}		l_{BC}		l_{BD}		l_{EH}		l_{BS2}		x_E	
15		100		0,15		0,46		0,23		0,2		0,15		0,3	
y_E	m_1	m_2	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	I_{5S}	F_3							
-0,25	12	25	35	30	16	1,0	0,6	4 000							
Варианты		А		Б		В		Г		Д		Е			
φ_1 , град		60		120		240		300		150		30			

Задание № 3



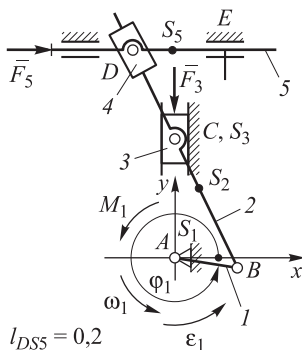
ω_1	ε_1		l_{AB}		l_{BC}		l_{BS2}		x_E	y_C	
15	150		0,1		0,3		0,15		0,3	0	
m_1	m_2	m_3	m_5		I_{1S}		I_{2S}		F_3	F_5	
15	30	50	60		15		2,2		6 000	3 000	
Варианты		А		Б		В		Г		Д	Е
φ_1 , град		60		120		240		300		150	30

Задание № 4



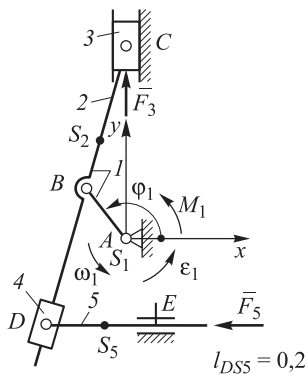
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{BS2}	y_E	y_C	
15	150	0,1	0,3	0,15	0,32	0	
m_1	m_2	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	F_3	F_5
15	30	50	60	15	2,2	6 000	3 000
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	60	120	240	300	150	30	

Задание № 5



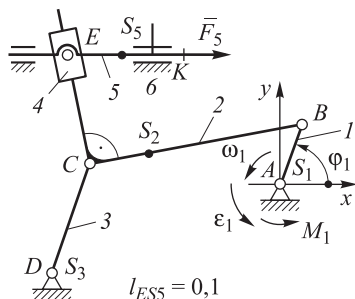
ω_1	ε_1	l_{AB}		l_{BC}	l_{BS2}	x_C	y_E
16	120	0,15		0,45	0,32	0	0,8
m_1	m_2	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	F_3	F_5
26	16	35	30	17	1,8	6 000	3 000
Варианты	А		Б	В	Г	Д	Е
ϕ_1 , град	60		120	240	300	150	30

Задание № 6



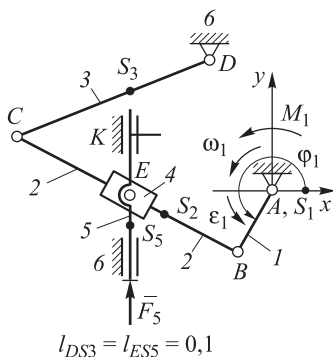
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{BS2}	x_C	y_E	
15	140	0,15	0,45	0,1	0	−0,5	
m_1	m_2	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	F_3	F_5
26	16	35	30	17	1,8	6 000	3 000
Варианты	A	Б	В	Г	Д	Е	
ϕ_1 , град	60	120	240	300	150	30	

Задание № 7



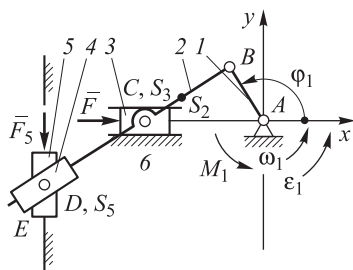
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{BS2}	x_D	y_D					
20	300	0,1	03	0,3	0,18	-0,35	-0,27					
y_K	m_1	m_2	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	I_{5S}	F_5				
0,2	60	35	60	50	5	2	6,5	6 000				
Варианты	А		Б		В		Г		Д		Е	
φ_1 , град	60		120		240		300		150		30	

Задание № 8



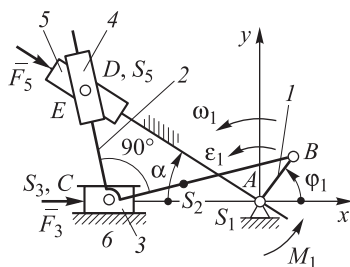
ω_1	ε_1		l_{AB}		l_{BC}		l_{CD}		l_{BS2}		x_D		y_D			
15	100		0,1		0,3		0,3		0,15		−0,1		0,2			
x_K	m_1		m_2		m_3		m_5		I_{1S}		I_{2S}		I_{5S}		F_5	
−0,15	60		35		60		50		5		2		6,5		6 000	
Варианты		А		Б		В		Г		Д		Е				
φ_1 , град		60		120		240		300		150		30				

Задание № 9



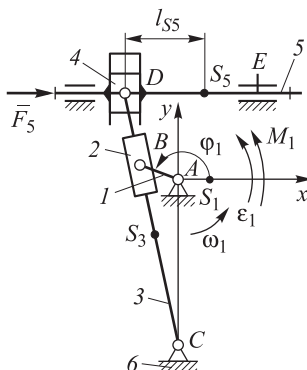
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{BS2}	x_E	y_C	
15	100	0,1	0,3	0,2	−0,5	0	
m_1	m_2	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	F_3	F_5
22	20	50	30	25	1	6 000	3 000
Варианты	А		Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град	60		120	240	300	150	30

Задание № 10



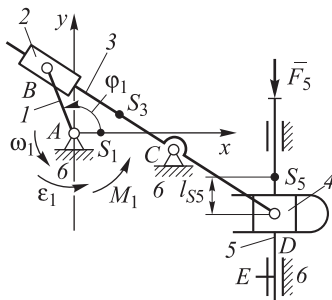
ω_1	ε_1		l_{AB}		l_{BC}		l_{BS2}		y_C		α	
14	120		0,1		0,3		0,2		0		30°	
m_1	m_2	m_3		m_5		I_{1S}		I_{2S}		F_3		F_5
22	20	50		30		25		1		6 000		3 000
Варианты		А		Б		В		Г		Д		Е
φ_1 , град		60		120		240		300		150		30

Задание № 11



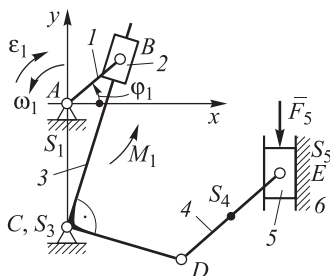
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{CD}	l_{CS3}	x_C	y_C	
16	70	0,1	0,65	0,3	0	-0,5	
y_E	l_{S5}	m_1	m_3	m_5	I_{1S}	I_{3S}	F_5
0,2	0,3	2	5	30	0,2	0,3	2 000
Варианты	A	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	60	120	240	300	150	30	

Задание № 12



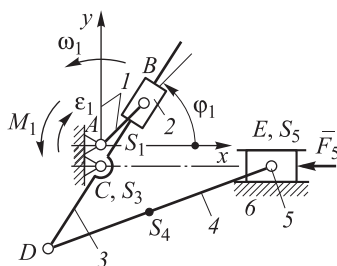
ω_1		ε_1		l_{AB}		l_{CD}		l_{CS3}		x_C		y_C			
16		70		0,1		0,25		0,1		0,15		−0,1			
x_E		l_{S5}		m_1		m_3		m_5		I_{1S}		I_{3S}		F_5	
0,35		0,2		2		5		30		0,2		0,3		2 000	
Варианты		А		Б		В		Г		Д		Е			
φ_1 , град		60		120		240		300		150		30			

Задание № 13



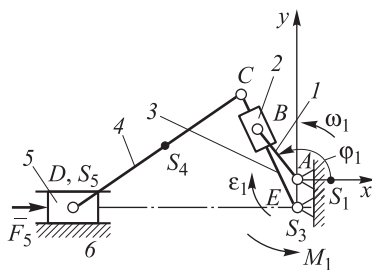
ω_1	ε_1		l_{AB}		l_{CD}		l_{DE}		l_{DS4}		x_C		y_C					
18	140		0,12		0,24		0,2		0,15		0		−0,24					
x_E	m_1	m_3		m_4		m_5		I_{1S}		I_{3S}		I_{4S}		F_3				
0,3	12	15		20		50		5		0,4		0,3		2 000				
Варианты		А			Б			В			Г			Д		Е		
φ_1 , град		60			120			240			300			150			30	

Задание № 14



ω_1	ε_1		l_{AB}		l_{CD}		l_{DE}		l_{DS4}		x_C		y_C			
18	140		0,2		0,2		0,48		0,24		0		−0,24			
y_E	m_1		m_3		m_4		m_5		I_{1S}		I_{3S}		I_{4S}		F_3	
−0,06	12		15		20		50		5		0,4		0,3		2 000	
Варианты		А		Б		В		Г		Д		Е				
φ_1 , град		60		120		240		300		150		30				

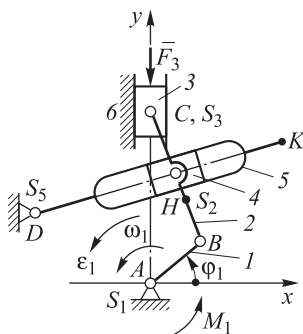
Задание № 15



$$l_{CS4} = 0,15; x_E = 0$$

ω_1	ϵ_1	l_{AB}	l_{CE}	l_{CD}	y_E	y_D	m_4
10	50	0,2	0,35	0,5	-0,05	-0,05	6
m_1	m_3	m_5	I_{1S}	I_{3S}	I_{4S}	F_5	F_3
10	15	16	1	0,6	0,2	2 000	1 000
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
ϕ_1 , град	60	120	240	300	150	30	

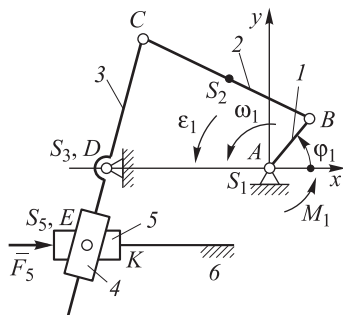
Задание № 16



$$l_{BH} = 0,3; l_{BS2} = 0,2; x_C = 0$$

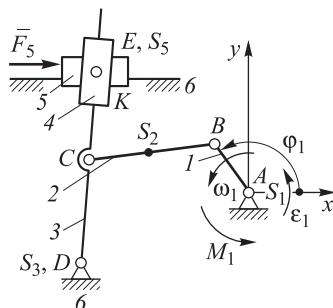
ω_1	ϵ_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{DK}	x_D	y_D	m_2
10	50	0,2	0,6	0,8	-0,4	0,3	6
m_1	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	I_{5S}	F_5	F_3
10	15	16	1	0,4	1	2 000	1 000
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
ϕ_1 , град	60	120	240	300	150	30	

Задание № 17



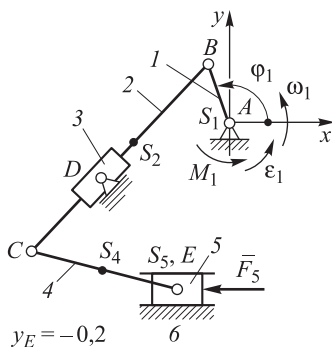
ω_1	ε_1		l_{AB}		l_{BC}		l_{CD}		l_{BS2}		x_D		y_D					
20	300		0,1		0,3		0,2		0,15		−0,3		0					
y_K	m_1	m_2		m_3		m_5		I_{1S}		I_{2S}		I_{3S}		F_5				
−0,2	20	24		22		25		1,2		0,5		0,3		5 000				
Варианты		А			Б			В			Г			Д		Е		
φ_1 , град		60			120			240			300			150			30	

Задание № 18



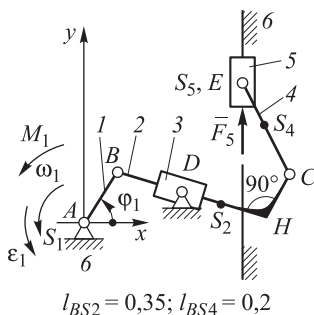
ω_1	ε_1		l_{AB}		l_{BC}		l_{CD}		l_{BS2}		x_D		y_D					
20	300		0,1		0,3		0,2		0,2		−0,3		−0,2					
y_K	m_1	m_2		m_3		m_5		I_{1S}		I_{2S}		I_{3S}		F_5				
0,3	20	24		22		25		1,2		0,5		0,3		5 000				
Варианты		А			Б			В			Г			Д		Е		
φ_1 , град		60			120			240			300			150			30	

Задание № 19



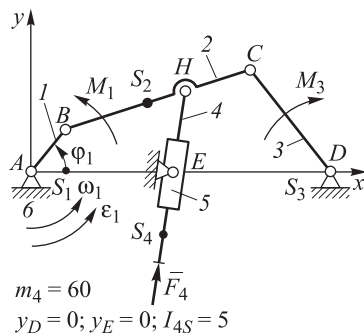
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{CE}	l_{BS2}	l_{CS4}	x_D					
12	70	0,15	0,5	0,4	0,25	0,2	-0,2					
y_D	m_1	m_2	m_4	m_5	I_{1S}	I_{2S}	I_{4S}	F_5				
-0,1	20	18	15	40	1,6	1,2	0,9	400				
Варианты	А		Б		В		Г		Д		Е	
ϕ_1 , град	60		120		240		300		150		30	

Задание № 20



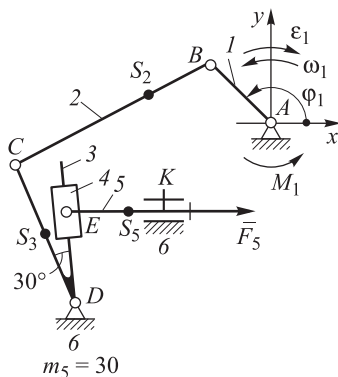
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BH}	l_{CH}	l_{CE}	x_D	x_D					
12	70	0,15	0,46	0,15	0,3	0,3	−0,2					
x_E	m_1	m_2	m_4	m_5	I_{1S}	I_{2S}	I_{4S}	F_5				
0,35	20	18	15	40	1,6	1,2	0,9	400				
Варианты	А		Б		В		Г		Д		Е	
ϕ_1 , град	60		120		240		300		150		30	

Задание № 21



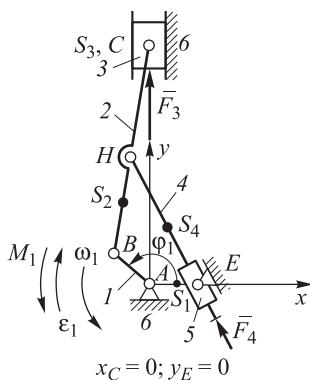
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	x_D	x_E	l_{BH}					
10	80	0,1	0,45	0,3	0,55	0,25	0,3					
l_{BS2}	l_{HS4}	m_1	m_2	m_3	I_{1S}	I_{2S}	F_4	M_3				
0,2	0,25	30	30	60	5	8	250	500				
Варианты	А		Б		В		Г		Д		Е	
ϕ_1 , град	60		120		240		300		150		30	

Задание № 22



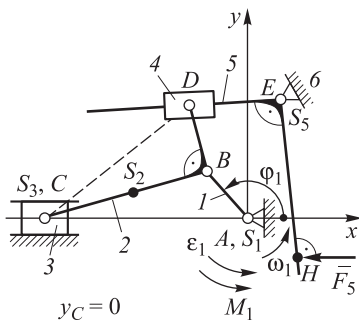
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	x_D	y_D	y_K	
10	80	0,1	0,45	0,3	-0,5	-0,4	-0,2	
l_{BS2}	l_{CS3}	l_{ES5}	m_1	m_2	m_3	I_{1S}	I_{2S}	F_5
0,2	0,12	0,1	30	30	60	5	8	500
Варианты	A	Б	В	Г	Д	Е		
ϕ_1 , град	60	120	240	300	150	30		

Задание № 23



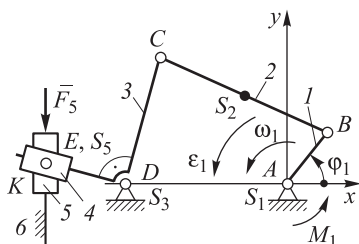
ω_1	ϵ_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{BS2}	x_E	l_{BH}	l_{HS4}	
20	150	0,2	0,8	0,36	0,26	0,6	0,4	
m_1	m_2	m_3	m_4	I_{1S}	I_{2S}	I_{4S}	F_4	F_3
10	30	60	30	5	8	10	500	300
Варианты	A	Б	В	Г	Д	Е		
ϕ_1 , град	60	120	240	300	150	30		

Задание № 24



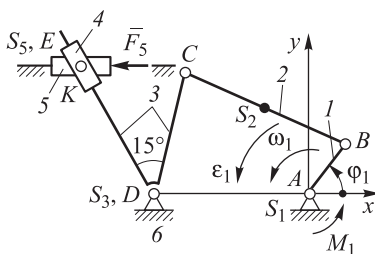
ω_1	ϵ_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{BS2}	l_{BD}	l_{EH}	x_E	
20	150	0,2	0,8	0,36	0,22	0,3	0,15	
y_E	m_1	m_2	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	I_{5S}	F_5
0,5	10	30	60	8	5	8	2	1 000
Варианты	A	Б	В	Г	Д	Е		
ϕ_1 , град	60	120	240	300	150	30		

Задание № 25



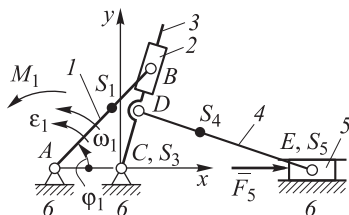
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{BS2}	x_D	y_D					
20	300	0,1	0,3	0,2	0,15	−0,3	0					
x_E	m_1	m_2	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	I_{3S}	F_5				
−0,6	20	24	22	25	1,2	0,5	0,3	5 000				
Варианты	А		Б		В		Г		Д		Е	
φ_1 , град	60		120		240		300		150		30	

Задание № 26



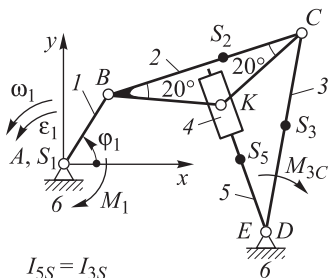
ω_1	ε_1		l_{AB}		l_{BC}		l_{CD}		l_{BS2}		x_D	y_D
20	300		0,1		0,3		0,2		0,15		−0,3	0
y_E	m_1	m_2	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	I_{3S}	F_5				
0,1	20	24	22	25	1,2	0,5	0,3	5 000				
Варианты		А		Б		В		Г		Д		Е
φ_1 , град		60		120		240		300		150		30

Задание № 27



ω_1	ϵ_1	l_{AB}	x_A	y_A	l_{AS1}	l_{CD}	l_{DS4}
10	20	0,3	-0,14	0	0,15	0,1	0,1
l_{DE}	m_1	m_3	m_4	m_5	I_{1S}	I_{3S}	F_5
0,3	40	30	35	35	2	1,2	400
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
ϕ_1 , град	60	120	240	300	150	30	

Задание № 28

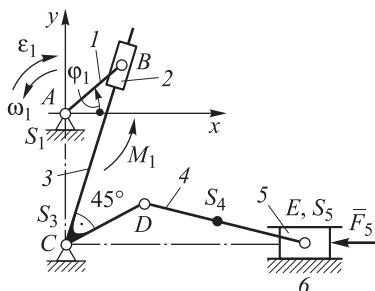


$$I_{5S} = I_{3S}$$

$$l_{BS2} = l_{DS3} = l_{DS5} = 0,55$$

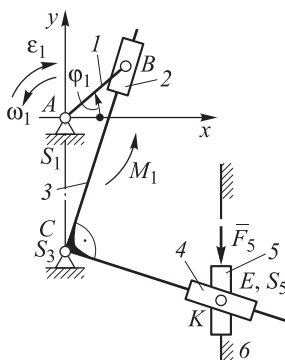
ω_1	ε_1	l_{AB}	x_D	y_D	l_{BC}	l_{CD}	
10	20	0,3	0,4	-0,7	1,1	0,9	
m_1	m_2	m_3	m_5	I_{1S}	I_{2S}	I_{3S}	M_{3C}
40	40	30	35	2	1,6	1,2	2 000
Варианты	A	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	60	120	240	300	150	30	

Задание № 29



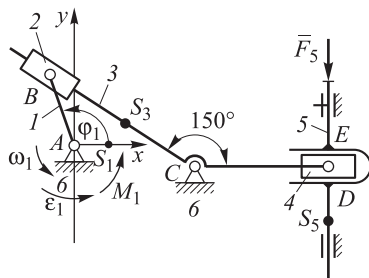
ω_1	ε_1		l_{AB}	l_{CD}	l_{DE}	l_{DS4}	x_C	y_E	
18	140		0,12	0,1	0,3	0,15	0	−0,24	
y_C	m_1	m_3	m_5	I_{1S}	I_{3S}	I_{4S}	I_{5S}	F_3	
−0,24	12	15	50	5	0,4	0,3	0,6	4 000	
Варианты		А		Б		В		Г	
Д		Е		Ж		З		И	
φ_1 , град		60		120		240		300	
		150		300		450		600	

Задание № 30



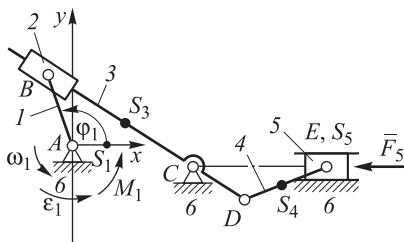
ω_1	ε_1	l_{AB}	x_E	x_C	y_C	
18	140	0,12	0,3	0	−0,24	
m_1	m_3	m_5	I_{1S}	I_{3S}	F_5	
12	15	50	5	0,4	2 000	
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град	60	120	240	300	150	30

Задание № 31



ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{CD}	l_{CS3}	x_C	y_C	
16	70	0,1	0,25	0,1	0	−0,2	
x_E	l_{DS5}	m_1	m_3	m_5	I_{1S}	I_{3S}	F_5
0,35	0,1	2	5	30	0,2	0,3	2 000
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	60	120	240	300	150	30	

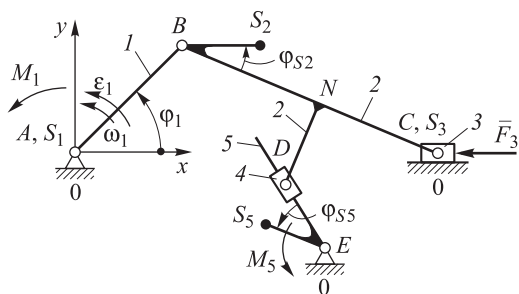
Задание № 32



$$m_4 = 30$$

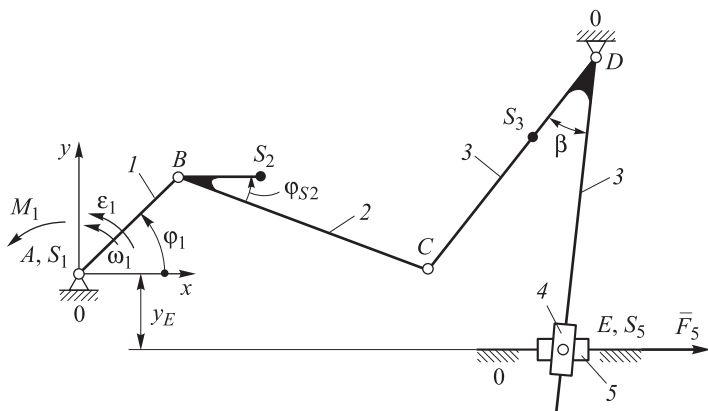
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{DS4}	l_{CD}	l_{CS3}	x_C	y_C
16	70	0,1	0,15	0,15	0,1	0,15	−0,2
y_E	l_{DE}	m_1	m_3	m_5	I_{1S}	I_{3S}	F_5
−0,2	0,35	2	5	30	0,2	0,3	2 000
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	60	120	240	300	150	30	

Задание № 33



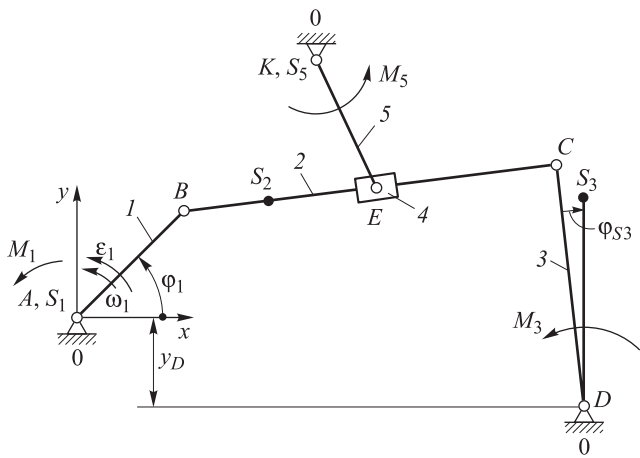
ω_1		ε_1		l_{AB}		l_{BC}		l_{BS2}		φ_{S2}		
10		15		0,12		0,45		0,2		30		
x_E	y_E	l_{BN}		l_{DN}		y_C		l_{ES5}		φ_{S5}	m_1	
0,4	−0,6	0,25		0,05		0,05		0,15		30	40	
m_2	m_3	m_5		J_{1S}		J_{2S}		J_{5S}		F_3	M_5	
60	30	30		1,4		1		0,4		1 000	20	
Варианты		А		Б		В		Г		Д		Е
φ_1 , град		30		60		90		120		150		220

Задание № 34



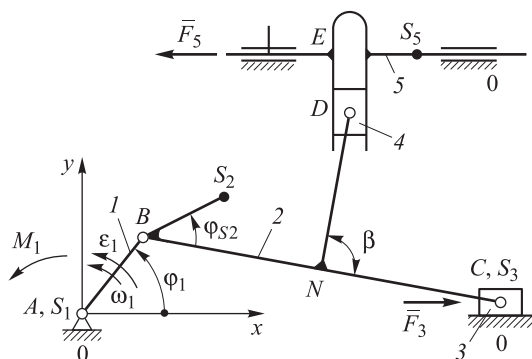
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{BS2}	φ_{S2}	
10	15	0,12	0,45	0,2	30	
l_{DC}	l_{DS3}	β	x_D	y_D	y_E	m_1
0,3	0,1	60	0,5	0,1	−0,1	40
m_2	m_3	m_5	J_{1S}	J_{2S}	J_{3S}	F_5
20	30	75	1,4	0,3	1	2 000
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220

Задание № 35



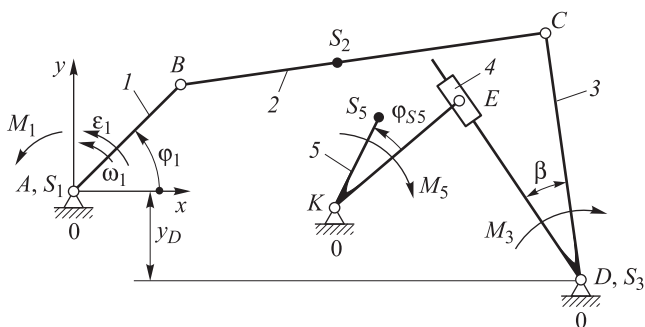
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{DC}	l_{BS2}	l_{EK}	
10	15	0,12	0,35	0,4	0,15	0,3	
x_D	y_D	x_K	y_K	l_{DS3}	φ_{S3}	m_1	m_2
0,5	−0,1	0,2	0,4	0,2	30	50	20
m_3	m_5	J_{1S}	J_{2S}	J_{3S}	J_{5S}	M_3	M_5
40	25	1,6	0,4	1,3	0,5	45	10
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220	

Задание № 36



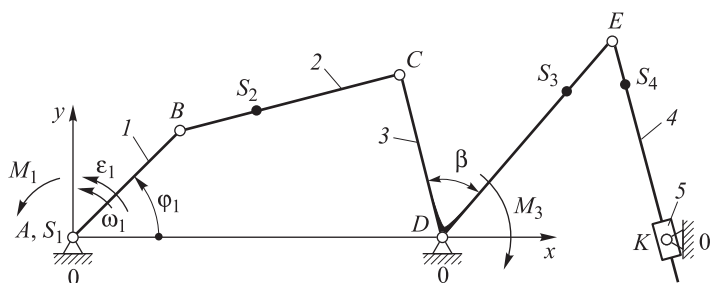
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{BS2}	φ_{S2}	
10	15	0,12	0,5	0,2	30	
y_C	l_{ES5}	β	l_{BN}	l_{DN}	y_E	m_1
0,05	0,15	90	0,255	0,2	0,25	120
m_2	m_3	m_5	J_{1S}	J_{2S}	F_3	F_5
100	130	150	1,8	1,6	1 000	2 000
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220

Задание № 37



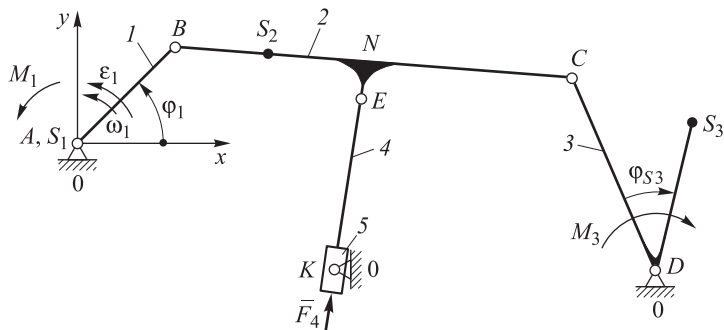
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{DC}	l_{BS2}	l_{EK}	l_{ES5}
10	15	0,12	0,44	0,3	0,22	0,2	0,1
φ_{S5}	β	x_D	y_D	x_K	y_K	m_1	m_2
45	30	0,5	0,1	0,35	0	30	5
m_3	m_5	J_{1S}	J_{2S}	J_{3S}	J_{5S}	M_3	M_5
40	10	1	0,28	1,4	0,4	25	40
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220	

Задание № 38



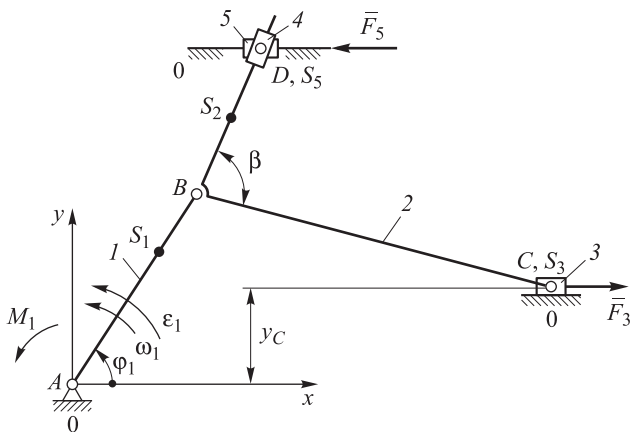
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{BS2}	l_{DC}	l_{DE}	
10	15	0,12	0,44	0,22	0,3	0,35	
x_D	y_D	β	x_K	y_K	l_{DS3}	l_{ES4}	m_1
0,5	-0,1	30	0,8	0	0,2	0,15	35
m_2	m_3	m_4	J_{1S}	J_{2S}	J_{3S}	F_3	M_3
5	40	15	1,1	0,28	1,4	1 000	40
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220	

Задание № 39



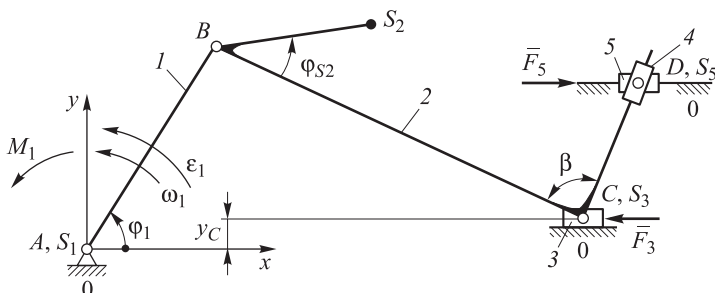
ω_1		ε_1		l_{AB}		l_{BC}		l_{BS2}		l_{BN}		l_{EN}			
10		15		0,12		0,48		0,24		0,2		0,1			
l_{DC}		l_{DS3}		φ_{S3}		x_D		y_D		x_K		y_K			
0,3		0,2		30		0,6		−0,1		0,3		−0,2			
m_1		m_2		m_3		J_{1S}		J_{2S}		J_{3S}		F_4		M_3	
45		1,25		20		35		1,1		0,8		1 000		80	
Варианты		А		Б		В		Г		Д		Е			
φ_1 , град		30		60		90		120		150		220			

Задание № 40



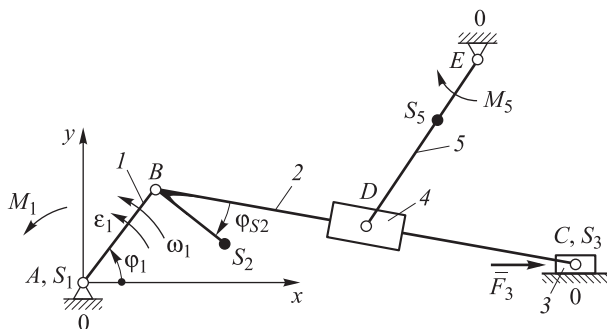
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{AS1}	l_{BS2}	y_D	y_C					
10	15	0,12	0,48	0,08	0,24	0,5	0,05					
β	m_1	m_2	m_3	m_5	J_{1S}	J_{2S}	F_3	F_5				
90	45	1,25	20	40	35	1,1	1 000	2 000				
Варианты	А		Б		В		Г		Д		Е	
φ_1 , град	60		120		240		300		150		30	

Задание № 41



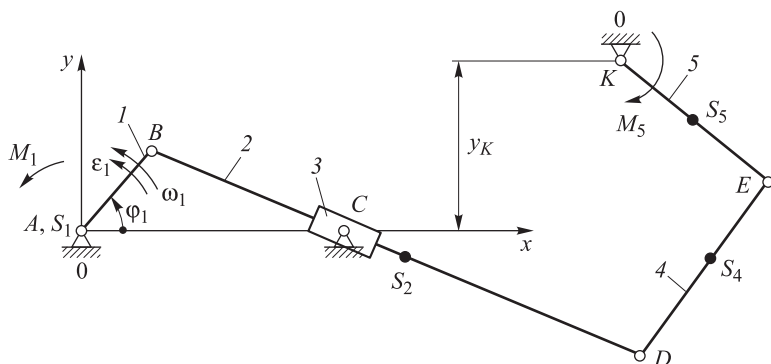
ω_1	ε_1		l_{AB}		l_{BC}		l_{BS2}		φ_{S2}		y_C		y_D			
10	15		0,12		0,54		0,27		30		0,05		0,5			
β	m_1		m_2		m_3		m_5		J_{1S}		J_{2S}		F_3		F_5	
90	60		50		30		50		2		1,8		1 200		2 000	
Варианты		А		Б		В		Г		Д		Е				
φ_1 , град		60		120		240		300		150		30				

Задание № 42



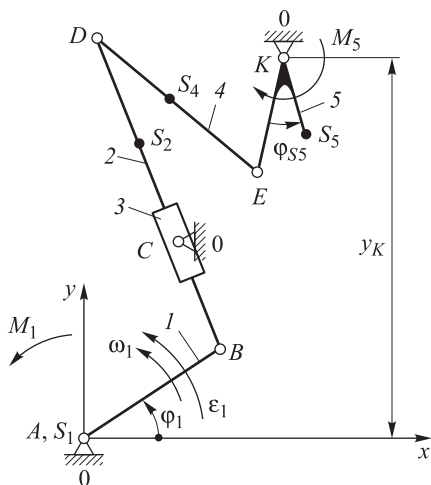
ω_1	ϵ_1	l_{AB}	ω_1	l_{BC}	l_{BS2}	φ_{S2}
10	15	0,12	10	0,5	0,25	30
y_C	x_E	y_E	l_{DE}	l_{ES5}	m_1	m_2
0,05	0,5	0,15	0,2	0,15	120	100
m_3	m_5	J_{1S}	J_{2S}	J_{5S}	F_3	M_5
130	80	1,8	1,6	1	2 000	120
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град	30	60	90	120	150	240

Задание № 43



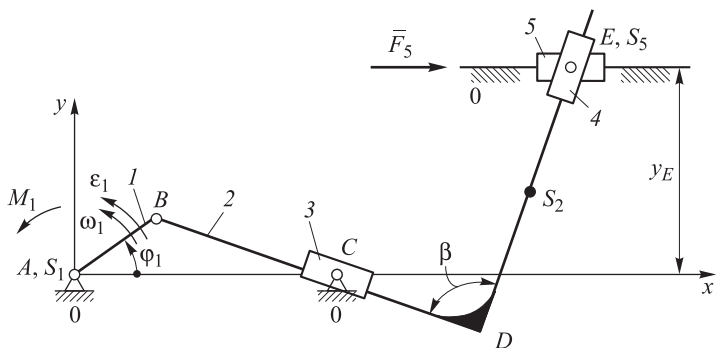
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BD}	l_{DE}	l_{EK}	l_{BS2}	
10	15	0,12	0,4	0,2	0,25	0,1	
l_{DS4}	l_{ES5}	x_C	y_C	x_K	y_K	m_1	
0,1	0,1	0,3	0	0,6	0,2	20	
m_2	m_4	m_5	J_{1S}	J_{2S}	J_{4S}	J_{5S}	M_5
30	20	35	1	1,2	1	1,8	40
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220	

Задание № 44



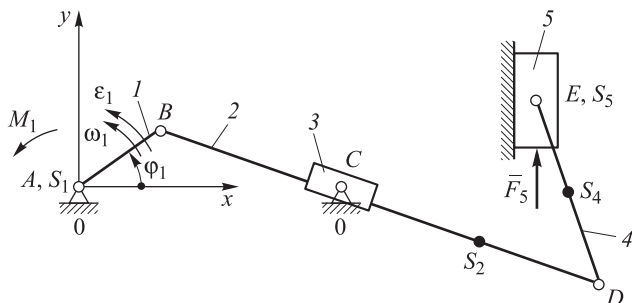
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BD}	l_{DE}	l_{EK}	l_{BS2}	
10	15	0,12	0,6	0,26	0,27	0,1	
l_{DS4}	l_{KS5}	φ_{S5}	x_C	y_C	x_K	y_K	m_1
0,1	0,15	30	0,08	0,3	0,3	0,8	20
m_2	m_4	m_5	J_{1S}	J_{2S}	J_{4S}	J_{5S}	M_5
30	20	35	1	1,2	1	1,8	50
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220	

Задание № 45



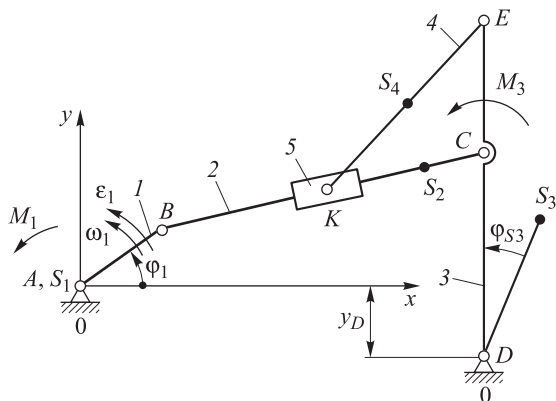
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BD}	l_{DS2}	y_E	β	
10	15	0,12	0,5	0,1	0,3	90	
x_C	y_C	m_1	m_2	m_5	J_{1S}	J_{2S}	F_5
0,3	0	20	20	30	1	1,1	2 000
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220	

Задание № 46



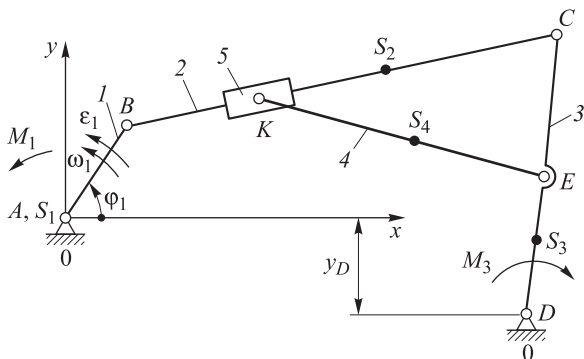
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BD}	l_{DE}	l_{BS2}	
10	15	0,12	0,5	0,2	0,1	
l_{DS4}	x_E	x_C	y_C	m_1	m_2	
0,1	0,5	0,3	0	20	20	
m_4	m_5	J_{1S}	J_{2S}	J_{4S}	F_5	
5	30	1	1,1	0,2	220	
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220

Задание № 47



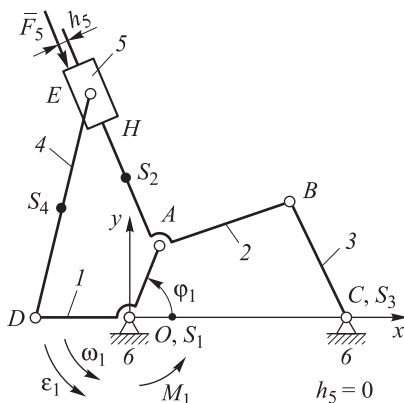
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{DC}	l_{BS2}	l_{EK}	
10	15	0,12	0,44	0,3	0,3	0,3	
x_D	y_D	l_{DE}	l_{DS3}	φ_{S3}	l_{ES4}	m_1	m_2
05	−0,1	0,5	0,1	30	0,15	60	50
m_3	m_4	m_5	J_{1S}	J_{2S}	J_{3S}	J_{4S}	M_3
80	80	30	4	1,8	0,5	1,2	60
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220	

Задание № 48



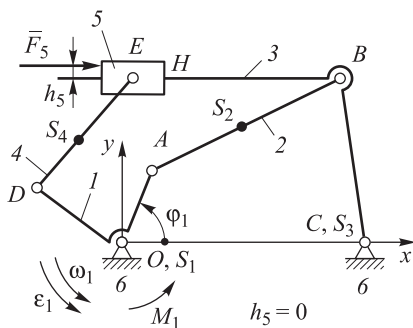
ω_1	ε_1	l_{AB}	l_{BC}	l_{DC}	l_{BS2}	l_{DE}
10	15	0,12	0,44	0,3	0,22	0,15
l_{DS3}	l_{ES4}	l_{EK}	x_D	y_D	m_1	m_2
0,2	0,15	0,3	0,5	-0,1	50	30
m_3	m_4	J_{1S}	J_{2S}	J_{3S}	J_{4S}	M_3
40	20	1,8	1,4	0,6	1	60
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220

Задание № 49



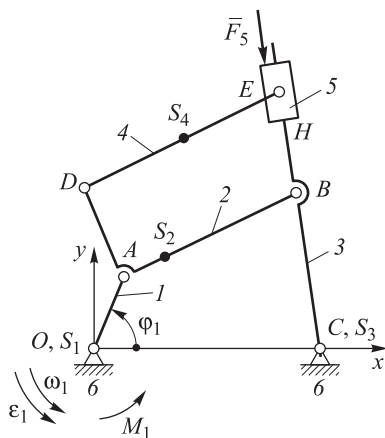
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{OD}	l_{DE}	l_{AS2}
10	50	0,5	1	1	0,7	1,2	0,5
l_{DS4}	$\angle AOD$	$\angle BAH$	x_0	y_0	x_C	y_C	m_1
0,5	120°	90°	0	0	1	0	200
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
25	20	10	20	2,5	2	1	500
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220	

Задание № 50



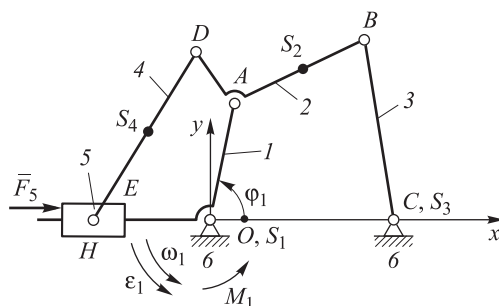
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{OD}	l_{DE}	l_{AS2}
10	50	0,5	1	1	0,7	1,2	0,5
l_{DS4}	$\angle AOD$	$\angle CBH$	x_0	y_0	x_C	y_C	m_1
0,5	120°	90°	0	0	1	0	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
20	30	10	10	2	3	1	500
Варианты		А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град		30	60	90	120	150	220

Задание № 51



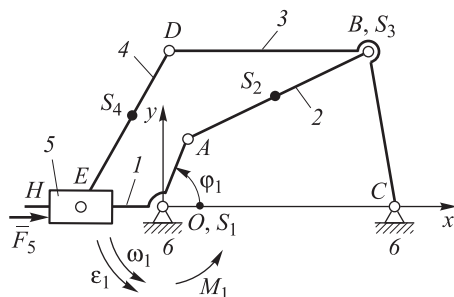
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{AD}	l_{DE}	
10	50	0,5	1	1	0,5	1,2	
l_{AS2}	l_{DS4}	$\angle DAB$	x_0	y_0	x_C	y_C	m_1
0,25	0,5	90°	0	0	1	0	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
25	20	10	10	2	2	1	500
Варианты		А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град		30	60	90	120	150	220

Задание № 52



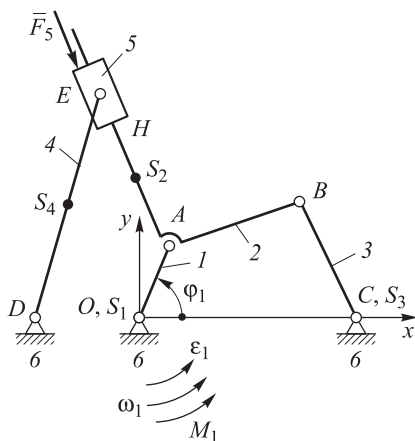
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{AD}	l_{DE}	l_{AS2}
10	50	0,5	1	1	0,5	1,5	0,5
l_{DS4}	$\angle AOH$	$\angle BAD$	x_0	y_0	x_C	y_C	m_1
0,6	120°	90°	0	0	1	0	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
25	20	15	10	2	2	1	500
Варианты		A	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град		30	60	90	120	150	220

Задание № 53



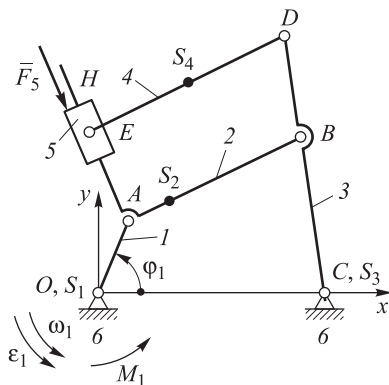
ω_1	ϵ_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{BD}	l_{DE}	l_{AS2}
10	50	0,5	1	1	1	1,5	0,5
l_{DS4}	$\angle AOH$	$\angle CBD$	x_0	y_0	x_C	y_C	m_1
0,5	120°	-90°	0	0	1	0	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
20	30	10	10	2	3	1	100
Варианты		А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град		30	60	90	120	150	220

Задание № 54



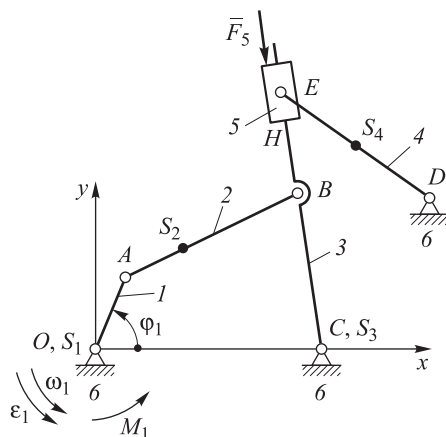
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{DE}	l_{AS2}	l_{DS4}
10	50	0,5	1	1	1,5	0,5	0,6
$\angle BAH$	x_0	y_0	x_C	y_C	x_D	y_D	m_1
90°	0	0	1	0	-0,7	0	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
25	20	15	10	2	2	1	500
Варианты		А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град		30	60	90	120	150	220

Задание № 55



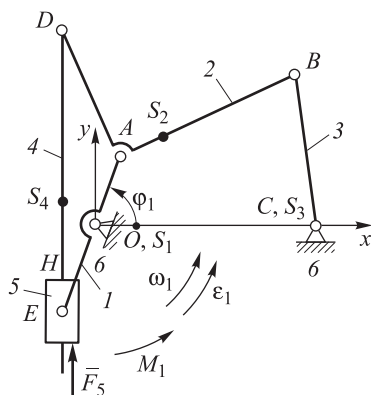
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{CD}	l_{DE}	
10	50	0,5	1	1	1,5	1,8	
l_{AS2}	l_{DS4}	$\angle BAH$	x_0	y_0	x_C	y_C	m_1
0,5	0,5	90°	0	0	1	0	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
30	25	10	10	2,5	2	1	500
Варианты		А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град		30	60	90	120	150	220

Задание № 56



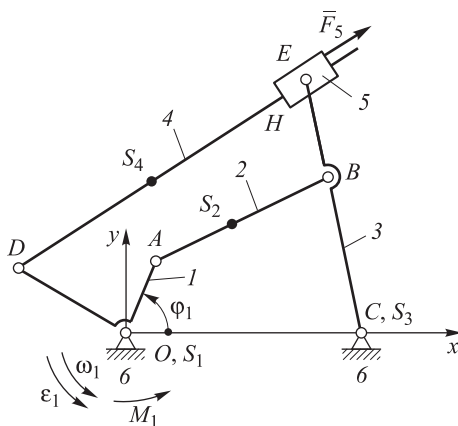
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{DE}	l_{AS2}	
10	50	0,5	1	1	1,5	0,5	
l_{DS4}	x_0	y_0	x_C	y_C	x_D	y_D	m_1
0,5	0	0	1	0	1,5	0,7	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
10	20	1	10	1	2	1	500
Варианты		А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град		30	60	90	120	150	220

Задание № 57



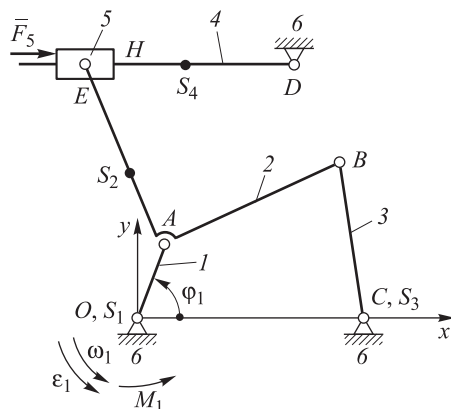
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{AD}	l_{OE}	l_{AS2}
10	50	0,5	1	1	1	0,5	0,25
l_{DS4}	$\angle AOE$	$\angle BAD$	x_0	y_0	x_C	y_C	m_1
0,5	180°	90°	0	0	1	0	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
20	10	20	10	2	1	2	500
Варианты		А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град		30	60	90	120	150	220

Задание № 58



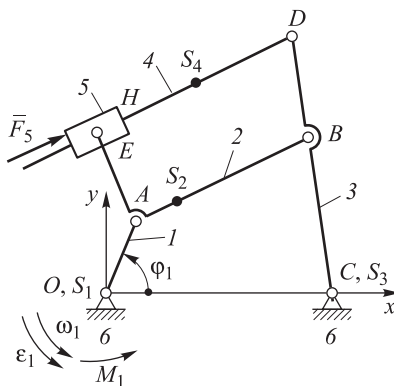
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{OD}	l_{CE}	l_{AS2}
10	50	0,5	1	1	0,7	1,5	0,5
l_{DS4}	$\angle CBE$	$\angle AOD$	x_0	y_0	x_C	y_C	m_1
0,5	180°	90°	0	0	1	0	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
10	20	2	10	1	3	2	500
Варианты		А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град		30	60	90	120	150	220

Задание № 59



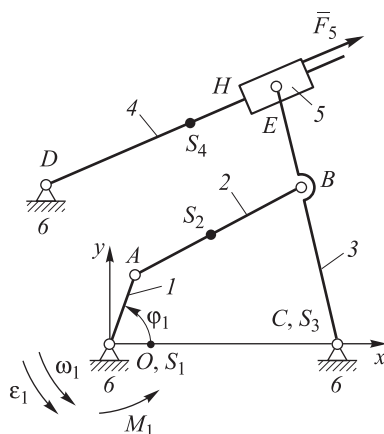
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{AE}	l_{AS2}	l_{DS4}
10	50	0,5	1	1	1	0,5	0,5
$\angle BAE$	x_0	y_0	x_C	y_C	x_D	y_D	m_1
90°	0	0	1	0	0,7	1,3	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
30	20	15	10	2,5	2	1	500
Варианты		А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град		30	60	90	120	150	220

Задание № 60



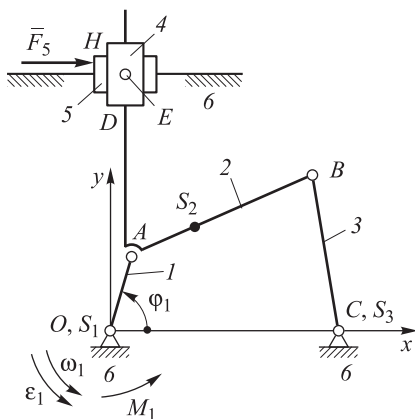
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{CD}	l_{AE}	l_{AS2}
10	50	0,5	1	1	1,2	0,5	0,5
l_{DS4}	$\angle CBD$	$\angle BAE$	x_0	y_0	x_C	y_C	m_1
0,5	180°	90°	0	0	1	0	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
30	25	2	10	3	2	1	500
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220	

Задание № 61



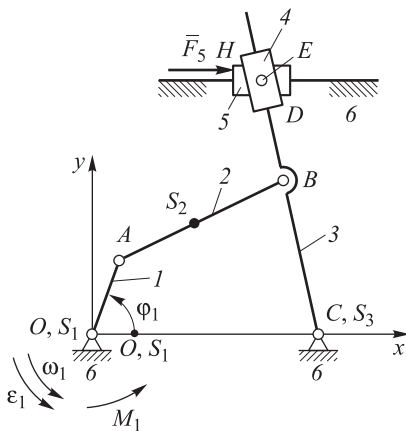
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{CE}	l_{AS2}	l_{DS4}
10	50	0,5	1	1	1,5	0,5	0,5
$\angle CBE$	x_0	y_0	x_C	y_C	x_D	y_D	m_1
180°	0	0	1	0	0,7	1,3	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	I_{S4}	F_5
20	30	10	10	2	3	1	500
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220	

Задание № 62



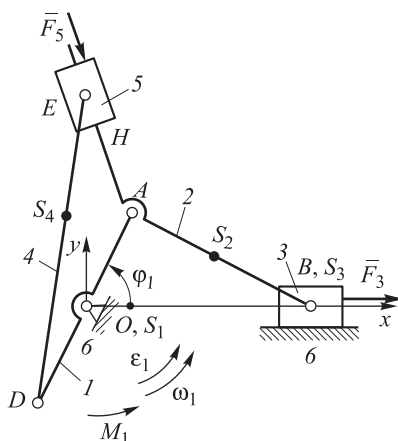
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{CB}	l_{AS2}	
10	50	0,5	1	1	0,5	
l_{DS4}	$\angle BAD$	x_0	y_0	x_C	y_C	y_H
0,5	60°	0	0	1	0	1,5
m_1	m_2	m_3	I_{S1}	I_{S2}	I_{S3}	F_5
100	25	20	10	2	2	1 000
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220

Задание № 63



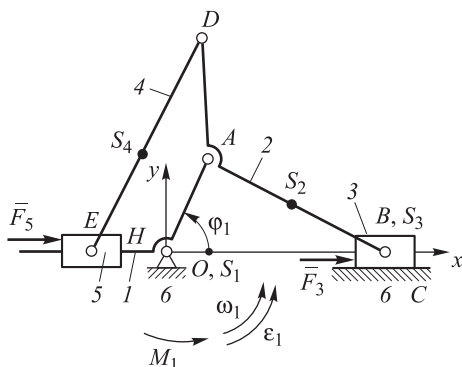
ω_1		ε_1		l_{OA}		l_{AB}		l_{CB}				
10		50		0,5		1		1				
l_{AS2}	$\angle CBD$	x_0		y_0		x_C		y_C		y_H		
0,5	180°	0		0		1		0		1,5		
m_1	m_2	m_3		I_{S1}		I_{S2}		I_{S3}		F_5		
100	10	20		10		1		2		1 000		
Варианты		А		Б		В		Г		Д	Е	
φ_1 , град		30		60		90		120		150		220

Задание № 64



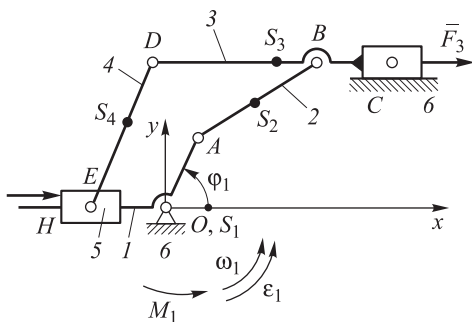
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{DE}	y_B	l_{AS2}	l_{DS4}
10	50	0,5	1	1,8	0	0,5	0,5
$\angle BAE$	x_0	y_0	x_C	y_C	x_D	y_D	m_1
120°	0	0	1	0	0,7	1,3	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S4}	F_3	F_5
20	30	20	10	2	2	500	500
Варианты		А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град		30	60	90	120	150	220

Задание № 65



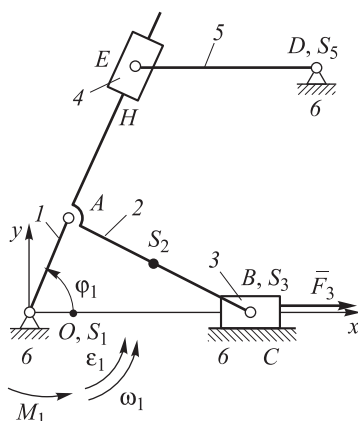
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{AD}	l_{DE}	l_{AS2}	
10	50	0,5	1	0,5	1,8	0,5	
l_{DS4}	$\angle AOH$	$\angle BAD$	x_0	y_0	y_B	m_1	
0,5	120°	120°	0	0	0	100	
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S4}	F_5	F_3
30	50	20	10	3	2	500	500
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е	
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220	

Задание № 66



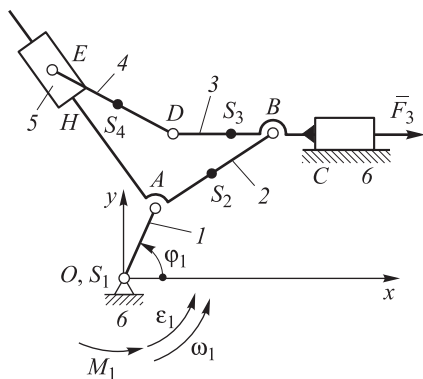
ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{DB}	l_{DE}	l_{AS2}
10	50	0,5	105	1	1,8	0,5
l_{BS3}	l_{DS4}	$\angle AOH$	x_0	y_0	y_B	m_1
0,5	0,5	120°	0	0	0,7	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S4}	F_3
15	40	20	10	1,5	2	1 000
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220

Задание № 67



ω_1	ε_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{DE}	l_{AS2}	l_{DS4}
10	50	0,5	1	2,2	0,5	0,5
$\angle BAH$	x_0	y_0	y_B	x_D	y_D	m_1
90°	0	0	0	1,5	0,7	100
m_2	m_3	m_5	I_{S1}	I_{S2}	I_{S5}	F_3
30	50	20	10	3	2	500
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е
φ_1 , град	30	60	90	120	150	220

Задание № 68



ω_1	ϵ_1	l_{OA}	l_{AB}	l_{DB}	l_{DE}	l_{AS2}
10	50	0,5	105	1	1,8	0,5
l_{BS3}	l_{DS4}	$\angle BAH$	x_0	y_0	y_B	m_1
0,5	0,5	90°	0	0	0,7	100
m_2	m_3	m_4	I_{S1}	I_{S2}	I_{S4}	F_3
10	30	10	10	1	1	500
Варианты	А	Б	В	Г	Д	Е
ϕ_1 , град	30	60	90	120	150	220

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ЗАЩИТЕ ДОМАШНИХ ЗАДАНИЙ

1. Что называют звеном и какие виды звеньев существуют?
2. Что называют кинематической парой? Как классифицируют кинематические пары?
3. Дайте определение кинематической цепи, механизма. Перечислите их виды.
4. Какова разница между кинематической цепью и кинематической парой?
5. Как рассчитать число подвижностей пространственного и плоского механизма?
6. Что представляют собой избыточные связи, как их можно устранить?
7. В чем заключается задача структурного синтеза (анализа) механизма?
8. Как образуется механизм из групп Ассура?
9. По каким признакам и с какими целями классифицируют механизмы?
10. Как определить графическими построениями крайние положения исследуемых механизмов?
11. Как построить графически функцию положения механизма и ее производные?
12. Что называют планом механизма?
13. Сформулируйте сущность метода и порядок построения планов скоростей и ускорений.
14. Что называют планом скоростей и планом ускорений механизма?
15. Как определить величину и направление угловых скоростей и ускорений звеньев?
16. В чем сущность методов подобия и пропорционального деления при определении линейных скоростей и ускорений?

17. Как аналитически определить функцию положения, передаточные функции скорости и ускорения выходного звена механизма?

18. Как определить величину и направление нормальной составляющей ускорения?

19. Укажите, при каком относительном движении звеньев возникает кориолисово ускорение.

20. Как определить величину и направление ускорения Кориолиса?

21. Сформулируйте задачи силового расчета механизмов (используемый метод и основные уравнения).

22. Какие силы, действующие на звенья механизма, относят к внешним, а какие — к внутренним?

23. Из каких этапов состоит силовой расчет?

24. Какие виды анализа и с какой целью нужно провести перед силовым расчетом механизма?

25. Как используют условие статической определимости группы звеньев?

26. Как направлены реакции в кинематических парах без учета и с учетом сил трения в кинематических парах?

27. Как определить главные векторы и главные моменты сил инерции для каждого из звеньев рычажного механизма?

28. Расчетom какого звена или цепи звеньев заканчивается силовой расчет сложного механизма?

29. В какой последовательности проводят силовой расчет механизма с избыточными связями? Сформулируйте общую методику силового расчета для такого механизма.

Литература

1. Теория механизмов и машин / под ред. К.В. Фролова. М.: Высш. шк., 1987, 1998, 2002, 2004. 496 с.
2. Теория механизмов и механика машин: учебник / под ред. Г.А. Тимофеева. 6-е изд., испр. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 688 с.
3. Теория механизмов и механика машин: учеб. пособие / Г.А. Тимофеев и др.; под ред. Г.А. Тимофеева. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 96 с.
4. Теория механизмов и машин в вопросах и ответах: компьютеризированное учеб. пособие. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. 439 с.
5. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов / В.В. Кузнецов и др.; под ред. Г.А. Тимофеева, Н.В. Умнова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 169 с.
6. Использование системы MathCad в курсовом проектировании и при выполнении домашних заданий по теории механизмов и машин: учеб. пособие / О.О. Барышникова и др. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 44 с.
7. Применение системы MathCad в курсовом проектировании по теории механизмов и машин: учеб. пособие / О.В. Егорова и др.; под ред. И.В. Леонова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 49 с.

Содержание

Предисловие	3
1. Общие указания к выполнению заданий	4
2. Шестизвенный рычажный механизм	17
Задание № 1. Структурное и кинематическое исследования механизма	17
Задание № 2. Силовой расчет механизма.....	28
3. Пример выполнения домашнего задания на ПЭВМ.....	35
4. Исходные данные для выполнения домашних заданий	53
Контрольные вопросы для подготовки к защите домашних заданий ...	93
Литература.....	95

Учебное издание

Тимофеев Геннадий Алексеевич
Самойлова Марина Валерьевна
Барышникова Ольга Олеговна
Сащенко Денис Владимирович

**Структура, кинематика и динамика
рычажных механизмов**

Редактор *О.А. Кузнецова*
Художник *А.С. Ключева*
Корректор *О.В. Калашикова*
Компьютерная графика *О.В. Левашовой*
Компьютерная верстка *Н.Ф. Бердавцевой*

В оформлении использованы шрифты Студии Артемия Лебедева.

Оригинал-макет подготовлен
в Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Подписано в печать 23.03.2015. Формат 60×90/16.

Усл. печ. л. 6,0. Изд № 149-2014.

Тираж 100 экз. Заказ

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
press@bmstu.ru
www.baumanpress.ru

Отпечатано в типографии МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
baumanprint@gmail.com