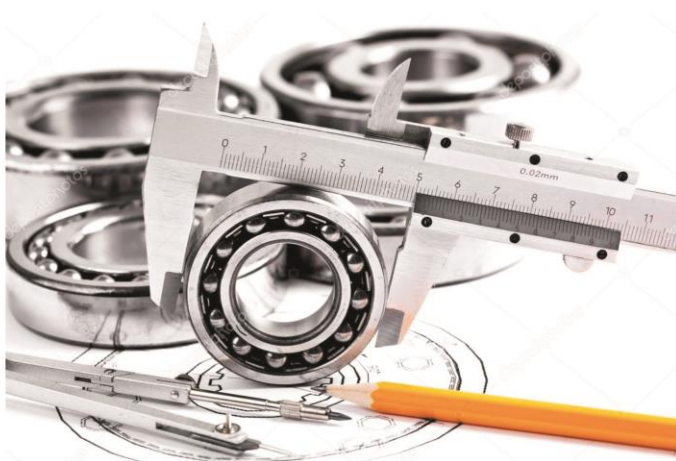


Кочина Т.Б.
Родионцев Н.Н.



ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН



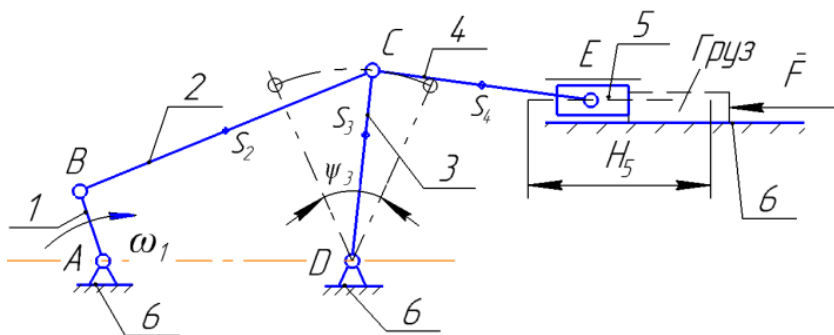
Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования Нижневартровский государственный университет

Кафедра нефтегазового дела

Кочина Т.Б., Родионцев Н.Н.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания
к выполнению контрольной работы
студентов по дисциплинам:
«Теоретическая и прикладная механика»,
«Теоретическая и техническая механика»,
направление подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело»



Нижневартовск
2020

ББК 34.412
К 75

Печатается по постановлению Редакционно-издательского совета
Нижевартовского государственного университета

Рецензент
канд. техн. наук, доцент *А.Д. Подскребкин*
(кафедра гуманитарно-экономических и естественнонаучных
дисциплин филиала Тюменского индустриального университета
в г.Нижевартовске).

Кочина Т.Б., Родионцев Н.Н.

К 75 **Теория механизмов и машин:** Методические указания для выполнения контрольной работы студентов по дисциплинам: «Теоретическая и прикладная механика», «Теоретическая и техническая механика», направление подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело». – Нижневартовск: НВГУ, 2020. – 50 с.

ISBN 978-5-00047-552-2

Методические указания содержат общие требования к оформлению контрольной работы, содержат теоретический материал по плоским механизмам, схемы, основные формулы, пример кинематического анализа шарнирно-рычажного механизма, также варианты заданий для выполнения контрольных работ в процессе самостоятельной работы студентов.

ББК 34.412

ISBN 978-5-00047-552-2

© Кочина Т.Б., Родионцев Н.Н., 2020
© НВГУ 2020

Содержание

1. Общие требования к оформлению контрольной работы по теории механизмов и машин	4
2. Содержание пояснительной записки контрольной работы	6
2.1. Структурный анализ шарнирно-рычажного механизма	6
2.2. Кинематический анализ шарнирно-рычажного механизма методом планов и методом замкнутого векторного контура.....	6
3. Структурный анализ плоских механизмов	7
3.1. Основные положения.....	7
3.2. Классификация кинематических пар и цепей	12
3.3. Структурный анализ плоских механизмов	13
3.4. Контрольные вопросы по теме «Структурный анализ механизмов»	15
3.5. Пример структурного анализа пространственного механизма ..	16
3.6. Пример кинематического анализа шарнирно-рычажного механизма	17
3.7. Варианты заданий на контрольную работу по теме «Анализ шарнирно-рычажного механизма».....	30
Список рекомендованных источников.....	32
Приложения	33

1. Общие требования к оформлению контрольной работы по теории механизмов и машин

Контрольная работа по теории механизмов и машин является первой самостоятельной работой, связанной с проектированием машин, и обеспечивает общетехническую подготовку студентов. Выполнение контрольной работы закрепляет теоретические знания, формирует умения и навыки необходимые при выполнении анализа и синтеза механизмов технологического оборудования, используемого в нефтегазовом секторе промышленности.

Синтез – проектирование схем механизмов по заданным структурным, кинематическим и динамическим условиям, обеспечивающих требуемые движения его звеньев.

Анализ – исследование структурных, кинематических и динамических свойств заданного механизма.

В результате выполнения анализа определяют силы, действующие на звенья механизма, которые используют в дальнейшем проектировании машины.

Для успешного выполнения контрольной работы студент должен обладать глубокими знаниями по дисциплинам математика, физика, теоретическая механика. Обучающийся успешно выполнивший и защитивший контрольную работу по дисциплине «Теория механизмов и машин» должен уметь самостоятельно выполнять задачи, связанные с анализом и синтезом механизмов.

Работа состоит из графической части и пояснительной записки.

Графическую часть выполняют на трех листах формата А3.

Все построения выполняют в карандаше или в компьютерном варианте в соответствии с требованиями ЕСКД.

На чертежах следует сохранять вспомогательные построения, выполнять поясняющие надписи и проставить принятые масштабные коэффициенты.

На каждом листе в правом нижнем углу должна быть основная надпись по ГОСТ 2.104-68.

Пояснительная записка должна включать подробные числовые расчеты, необходимые для выполнения работы. Текстовая часть должна быть ограничена лишь указаниями к расчету. Обязательно указывают размерность всех исходных и полученных в результате расчета величин. Буквенные обозначения параметров должны быть расшифрованы.

Кинематические схемы механизмов должны быть изображены в соответствии с требованиями ГОСТ 2.701-76, ГОСТ 2.770-68, ГОСТ 2.703-68, ГОСТ 2.721-74.

В конце записки приводится список рекомендуемой литературы. Общий объем записки 25÷35 страниц. Образец оформления пояснительной записки приведен в Приложении В данных методических указаний.

2. Содержание пояснительной записки контрольной работы

Разделы пояснительной записки должны содержать расчеты, необходимые для выполнения графической части.

2.1. Структурный анализ шарнирно-рычажного механизма

Выполненное задание на структурный анализ шарнирно-рычажного механизма должно содержать:

- ☐ определение степени подвижности механизма;
- ☐ определение класса и порядка механизма;
- ☐ определение формулы строения механизма.

2.2. Кинематический анализ шарнирно-рычажного механизма методом планов и методом замкнутого векторного контура

Выполненное задание на структурный анализ шарнирно-рычажного механизма должно содержать:

- построение в произвольном линейном масштабе 12 планов положений механизма (через 30 градусов поворота ведущего кривошипа) и соответствующие им планы скоростей и ускорений;
- определение графо-аналитическим методом планов линейных и угловых скоростей точек и звеньев для 12 положений механизма;
- определение линейных и угловых ускорений точек и звеньев для 12 положений механизма;
- определение аналитическим методом (методом замкнутого векторного контура) скоростей точек и звеньев для 12 положений механизма и сравнение их с графо-аналитическим методом планов.

На планах положений показать направления угловых скоростей и ускорений звеньев.

В пояснительной записке достаточно привести кинематический расчёт в числовых значениях, только для одного положения, соответствующего рабочему ходу механизма.

Значения кинематических параметров для остальных 11 положений механизма свести в итоговую таблицу. Все вычисления сопровождаются графическими построениями планов положений на первом листе формата А3 и соответствующих им планов скоростей и ускорений на втором и третьем листах формата А3. Планы скоростей и ускорений вычерчивают в произвольных масштабах, которые назначают из условий компоновки чертежа.

3. Структурный анализ плоских механизмов

3.1. Основные положения

Машина – техническое устройство, совершающее полезную работу преобразованием энергии, материалов или информации с целью повышения производительности и качества труда.

Машина состоит из отдельных независимо изготовленных узлов и агрегатов (например, двигатель, редуктор, коробка скоростей, механические передачи).

Синтез новой машины или анализ уже имеющейся начинают с составления кинематической схемы механизмов.

Кинематическая схема – условное изображение механизма в соответствии с ГОСТ 2.701-76, ГОСТ 2.770-68, ГОСТ 2.703-68, ГОСТ 2.721-74. Кинематическая схема позволяет определить элементы, входящие в механизм и их основные характеристики.

Структурная схема – схема, определяющая основные функциональные части изделия, их назначение и взаимосвязи.

Механизм – механическая система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких звеньев (входных или ведущих) в требуемые движения других звеньев (выходных или ведомых). Основным признаком механизма является изменение (преобразование) движения. Наиболее распространёнными являются зубчатые, кулачковые и шарнирно-рычажные механизмы (таблица 3.1).

Механизм состоит из деталей и звеньев.

Деталь – часть машины, которую изготавливают без дополнительных сборочных операций из заготовки. Заготовку принимают максимально приближенной, по размерам и массе, к готовому изделию.

Звено – деталь или группа деталей, образующих жёсткую подвижную или неподвижную систему тел. Различают входные и выходные звенья.

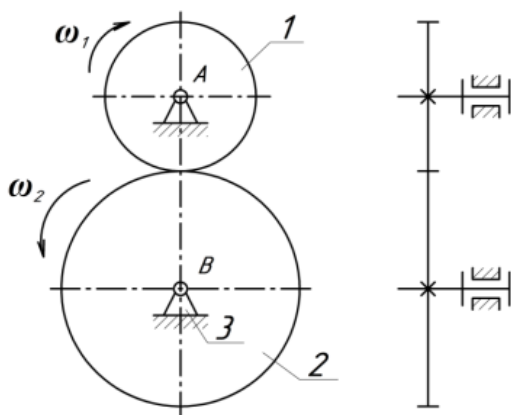
Таблица 3.1

Структурные схемы плоских механизмов

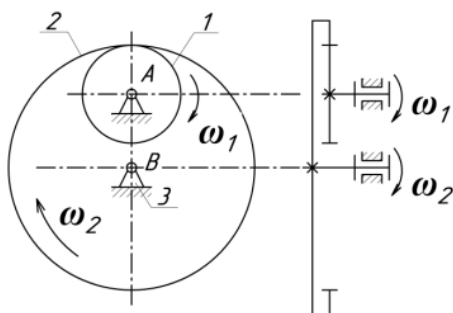
Наименование механизма	Структурная схема
Шарнирно-рычажные механизмы	
Шарнирный четырёхзвенник: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – кулиса; 4 – стойка	
Кривошипно-ползунный механизм: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун; 4 – стойка	
Кривошипно-кулисный механизм: 1 – кривошип; 2 – камень; 3 – кулиса; 4 – стойка	
Механизм с качающимся ползуном: 1 – кривошип; 2 – кулиса; 3 – качающийся ползун; 4 – стойка	

Трёхзвенные зубчатые механизмы

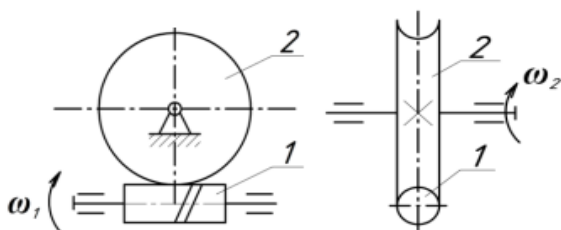
Внешнее зубчатое зацепление:
1 – шестерня; 2 – колесо зубчатое;
3 – стойка



Внутреннее зубчатое зацепление: 1 – шестерня;
2 – колесо зубчатое;
3 – стойка

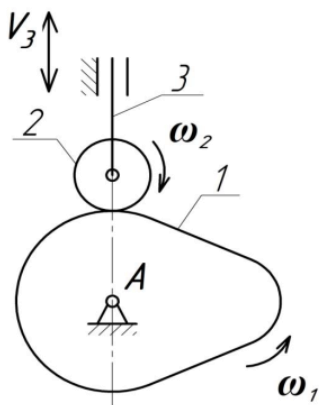


Червячное зацепление:
1 – червяк;
2 – колесо червячное

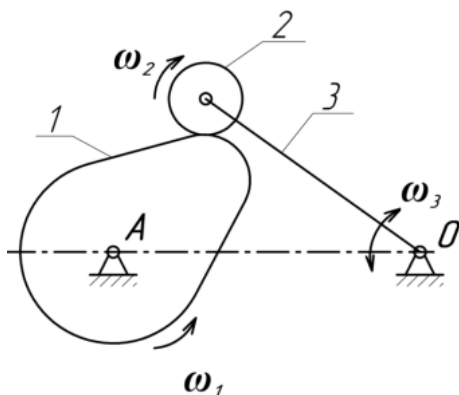


Кулачковые механизмы

Центральный кулачковый механизм с вращающимся кулачком и роликовым толкателем: 1 – кулачок; 2 – ролик; 3 – толкатель



Кулачковый механизм с вращающимся кулачком и роликовым коромыслом: 1 – кулачок; 2 – ролик; 3 – коромысло



Входным называют звено, закон движения которого задан.

Выходным называют звено, совершающее движение, для которого предназначен механизм. Закон движения выходного звена однозначно определяется законом движения входного.

На примере кривошипно-кулисного механизма (рис. 3.1) рассмотрим терминологию, которую используют для обозначения звеньев.

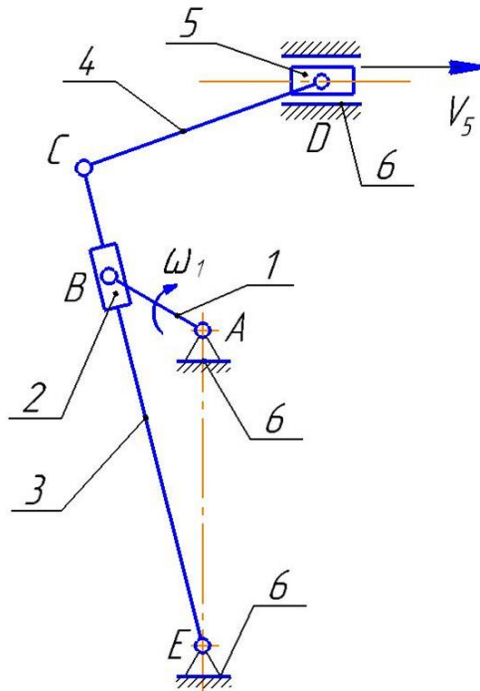


Рис. 3.1. Структурная схема кривошипно-кулисного механизма:
 1 – кривошип; 2 – камень кулисный; 3 – кулиса; 4 – шатун;
 5 – ползун; 6 – стойка

Стойка – неподвижное звено.

Кривошип – звено, совершающее полный оборот при вращательном движении вокруг стойки. В технологических машинах кривошип является ведущим звеном и получает движение от двигателя. На кинематических схемах показывают направление вращения ведущего звена.

Шатун – звено, совершающее плоскопараллельное движение (вращательное и поступательное одновременно).

Ползун – звено, совершающее возвратно-поступательное движение. Траекторию движения ползуна задаёт стойка (например, направляющие станка).

Камень – звено, совершающее возвратно-поступательное движение относительно подвижного звена.

Кулиса – звено, совершающее вращательное движение вокруг стойки. Обычно, кулиса совершает неполный оборот и является направляющей для камня, скользящего по ней.

Механизмы бывают плоские и пространственные. Если точки подвижных звеньев описывают траектории в одной или в параллельных

плоскостях, то механизм является плоским. Если точки подвижных звеньев описывают траектории в пересекающихся плоскостях, то механизм является пространственным.

3.2. Классификация кинематических пар и цепей

Механизм образуют методом последовательного присоединения звеньев.

Соединение двух звеньев, обладающих относительной подвижностью называется кинематической парой.

В зоне контакта звенья пары могут соприкасаться по поверхности, по линии и в точке. В этом случае поверхность, линия или точка называются элементами кинематической пары. Кинематические пары условно обозначаются буквой с нижними индексами звеньев, образующих пару.

В кривошипно-кулисном механизме (рис. 3.1) звенья образуют следующие кинематические пары: A_{16} , B_{12} , B_{23} , C_{34} , E_{36} , D_{45} , D_{56} .

По числу условий связи (ограничений), накладываемых на движение одного звена относительно другого, кинематические пары разделяют на классы.

Класс кинематической пары соответствует числу условий связи.

Число условий связи определяют по формуле

$$S = 6 - H,$$

где S – число условий связи;

6 – число степеней свободы абсолютно свободного тела в пространстве;

H – число степеней свободы в относительном движении звеньев (подвижность пары).

Кинематические пары плоского кривошипно-кулисного механизма (рис.3.1) являются парами пятого класса.

По характеру контакта звеньев кинематические пары разделяют на высшие и низшие.

Элементы высшей кинематической пары (пары первого и второго классов) имеют точечный или линейный контакт.

Высшие пары имеют высокий коэффициент полезного действия и низкую нагрузочную способность.

Элементы низшей кинематической пары (пары третьего, четвертого и пятого классов) имеют контакт по поверхности.

Низшие пары имеют низкий коэффициент полезного действия и высокую нагрузочную способность.

Связанная система звеньев, образующих между собой кинематические пары, называется кинематической цепью.

Простая кинематическая цепь – цепь, у которой каждое звено входит не более чем в две кинематические пары.

Сложная кинематическая цепь – цепь, у которой имеется хотя бы одно звено, входящее более чем в две кинематические пары.

Замкнутая кинематическая цепь – цепь, в которой каждое звено входит по крайней мере в две кинематические пары.

Незамкнутая кинематическая цепь – цепь, в которой есть звенья, входящие только в одну кинематическую пару.

3.3. Структурный анализ плоских механизмов

Структурный анализ – разложение кинематической цепи механизма на ведущие звенья и структурные группы. Структурный анализ выполняют в следующей последовательности:

- ☐ рисуют структурную схему механизма;
- ☐ устанавливают, какое звено является входным (кривошип или ползун);
- ☐ определяют степень подвижности механизма;
- ☐ механизм разбивают на структурные группы;
- ☐ определяют класс и порядок механизма;
- ☐ составляют формулу строения механизма.

На структурной схеме условно изображают звенья механизма и их кинематические пары. На схеме стрелкой указывают направление движения входного звена.

Результаты структурного анализа служат исходными данными для кинематического и силового расчёта механизма.

Структурный анализ выполняют для схемы, не содержащей пассивных связей и лишних степеней свободы, как не оказывающих никакого влияния на характер движения механизма в целом.

Основной характеристикой механизма является степень подвижности.

Степень подвижности (W) кинематической цепи (механизма) – число степеней свободы кинематической цепи относительно звена, принятого за неподвижное.

Степень подвижности плоской кинематической цепи определяют по формуле П.Л. Чебышева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4,$$

где n – число подвижных звеньев;

p_5 – число кинематических пар пятого класса;

p_4 – число кинематических пар четвёртого класса.

Степень подвижности механизма соответствует числу обобщённых координат (независимых параметров), которыми необходимо задаться, чтобы определить положение звеньев относительно стойки.

Если $W=1$, то для обеспечения требуемого движения звеньев достаточно одного ведущего звена (например, кривошипа) и соответственно одного двигателя.

Обобщая все возможные варианты можно сказать следующее:

- ☐ если $W \geq 1$, то система звеньев является механизмом;
- ☐ если $W = 1$, то система звеньев является неподвижной статически определимой конструкцией (фермой);
- ☐ если $W < 1$, то система звеньев является неподвижной статически неопределимой конструкцией.

После определения степени подвижности механизм разбивают на структурные группы. Структурной группой называют кинематическую цепь, которая после её присоединения элементами внешних пар к стойке будет иметь число степеней свободы, равное нулю, т. е. образует статически определимую систему – ферму.

Уравнение структурной группы

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 = 0.$$

Таким образом, структурная группа – группа звеньев с нулевой степенью подвижности. Из данного уравнения следует, что количество звеньев образующих структурную группу должно быть чётным, т. е. кратно двум.

Ведущие звенья и стойки в структурные группы не входят. Структурные группы состоят из подвижных звеньев, образующих только низшие кинематические пары (кинематические пары четвёртого и пятого классов). Высшие пары должны быть заменены низшими, при этом должно удовлетворяться условие, чтобы заменяющий механизм, полученный после такой замены, обладал прежним числом степеней свободы, и чтобы сохранились мгновенные относительные движения всех его звеньев.

Пары четвёртого класса в простейшем случае заменяют двумя парами пятого класса и одним звеном. Присоединение структурной группы к звеньям какой-либо кинематической цепи не изменяет числа степеней свободы этой цепи. Разбивку механизма на структурные группы начинают со звеньев, наиболее удалённых от ведущего звена.

У структурных групп различают классы и порядки.

Класс группы соответствует наивысшему классу замкнутого контура, входящего в её состав, а класс контура соответствует числу внутренних кинематических пар, входящих в этот контур.

Порядок группы соответствует числу элементов кинематических пар, которыми группа присоединяется к основному механизму.

Плоский механизм состоит из входного звена (ведущих звеньев) и структурных групп. В технологическом оборудовании входным звеном, как правило, является кривошип.

Принцип образования механизмов: схема любого механизма может быть получена последовательным присоединением к входному звену групп звеньев с нулевой степенью подвижности (структурных групп) относительно тех звеньев, к которым эти группы присоединяются.

Класс механизма определяется по наивысшему классу структурной группы, входящей в его состав. Порядок механизма определяется наибольшим порядком группы наивысшего класса.

Класс механизма необходим для выбора метода дальнейшего исследования (например, метода кинематического анализа).

Ведущее звено и стойку, образующие кинематическую пару V класса, называют механизмом I класса.

После определения класса структурных групп составляют формулу строения механизма, которая показывает последовательность образования механизма.

3.4. Контрольные вопросы по теме «Структурный анализ механизмов»

1. Какие механизмы называются плоскими и пространственными? Назовите простейшие рычажные механизмы и приведите примеры их практического применения.

2. Что называется деталью, звеном, кинематической парой, кинематической цепью?

3. Дайте определения следующим терминам: кривошип, шатун, ползун, коромысло, кулиса и стойка.

4. Классификация кинематических пар.

5. Какие есть достоинства и недостатки у высших и низших кинематических пар?

6. Что называется механизмом и машиной?

7. Классификация кинематических цепей.

8. Что понимается под структурной и кинематической схемой механизма?

9. Условные обозначения элементов механизмов, принятые в структурных и кинематических схемах.

10. Как определить число степеней свободы плоского и пространственного механизма?

11. Что называется избыточными (пассивными) связями и лишними степенями свободы? Привести примеры.

12. Как и с какой целью проводится замена высшей пары кинематической цепью с низшими парами? Привести примеры.

13. Что называется структурной группой?

14. Как определяют класс и порядок структурной группы?

15. С какой целью определяют класс механизмов?

16. Как определяют класс и порядок механизма?

17. Изложите сущность принципа образования механизмов по Ас-суру.

18. Какое соотношение существует между числом звеньев и числом кинематических пар структурных групп плоских механизмов?

19. В какой последовательности проводится структурный анализ механизмов?

20. Каково значение структурных групп для кинематического и силового расчёта механизма?

3.5. Пример структурного анализа пространственного механизма

Определить число степеней свободы и маневренность пространственного механизма манипулятора промышленного робота (рис. 3.2).

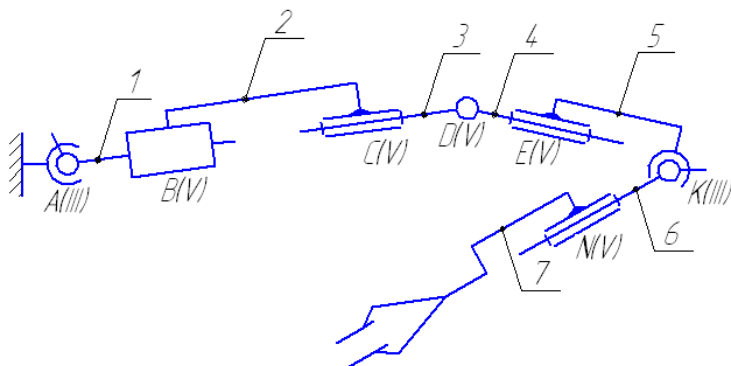


Рис. 3.2. Кинематическая схема механизма

Число степеней подвижности робота определяем по формуле Сомова-Малышева

$$W = 6 \cdot n - 5 \cdot p_5 - 4 \cdot p_4 - 3 \cdot p_3 - 2 \cdot p_2 - p_1,$$

где n – число подвижных звеньев кинематической цепи;

p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 – число кинематических пар соответственно I, II, III, IV, V класса.

Для механизма, представленного на рисунке 3.2:

☐ $n = 7$ – число подвижных звеньев;

☐ $p_1 = p_2 = p_4 = 0$ – число кинематических пар I, II, IV классов соответственно;

☐ $p_3 = 2$ – число кинематических пар III класса;

☐ $p_5 = 5$ – число кинематических пар V класса.

Механизм имеет следующие кинематические пары:

☐ $A(0, 1)$ – сферический шарнир III класса;

☐ $B(1, 2)$ – поступательная V класса;

☐ $C(2, 3)$ – поступательная V класса;

☐ $D(3, 4)$ – вращательная V класса;

☐ $E(4, 5)$ – поступательная V класса;

☐ $K(5, 6)$ – сферический шарнир III класса;

☐ $N(6, 7)$ – поступательная V класса.

Тогда

$$W = 6 \cdot 7 - 5 \cdot 5 - 4 \cdot 0 - 3 \cdot 2 - 2 \cdot 0 - 0 = 11.$$

Маневренность манипулятора определяется по формуле

$$M = 6 \cdot (n - 1) - 5 \cdot p_5 - 4 \cdot p_4 - 3 \cdot p_3 - 2 \cdot p_2 - p_1,$$

$$M = 6 \cdot (7 - 1) - 5 \cdot 5 - 4 \cdot 0 - 3 \cdot 2 - 2 \cdot 0 - 0 = 5.$$

Для работы механизма необходимо 11 источников движения и 5 степеней свободы механизма при неподвижном (фиксированном) положении схвата.

3.6. Пример кинематического анализа шарнирно-рычажного механизма

Кинематический анализ рассмотрим на примере механизма сбрасывателя (рисунок 3.3). Расчет начинают с построения планов положения механизма.

План положения – графическое изображение в линейном масштабе кинематической схемы механизма, соответствующее заданному положению входного звена.

Положение входного звена (кривошипа 1) фиксируется обобщенной координатой – углом φ_1 , который откладывают против часовой стрелки от оси абсцисс (рисунок 3.3). Необходимо построить 12 отдельных планов положений механизма, которые соответствуют 12 положениям входного звена (первый лист формата А3).

Текущие положения точки В кривошипа 1 (B_1, B_2 и т. д.) получаем последовательным поворотом кривошипа на угол $\Delta\varphi_1 = 30^\circ$.

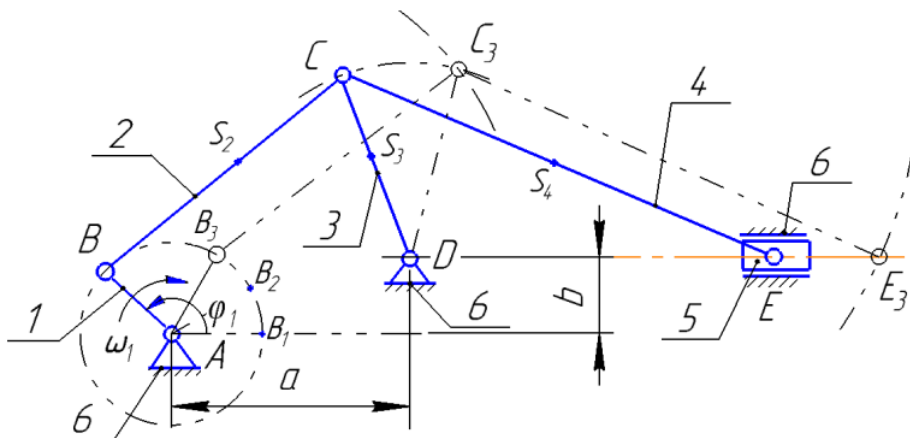


Рис. 3.3. План положений механизма сбрасывателя

План положений начинают строить с входного звена, которое изображают на чертеже в виде отрезка АВ. Длину отрезка АВ назначают из условия компоновки чертежа и затем определяют произвольный линейный масштаб μ_1 планов положений механизма по формуле

$$\mu_1 = \frac{l_1}{AB} [м / мм].$$

Остальные звенья механизма изображают на чертеже в принятом масштабе в виде отрезков

$$BC = \frac{l_2}{\mu_1}; DC = \frac{l_3}{\mu_1}; CE = \frac{l_4}{\mu_1}.$$

Отрезки a и b , фиксирующие взаимное положение точек А и D, также откладывают в масштабе.

Текущие положения точек С и Е получают методом засечек. Для этого из центров В, D и С проводят окружности радиусами, соответственно, BC, DC и CE. Пересечение окружностей радиусами BC и DC даст текущее положение точки С, а пересечение окружности радиусом

СЕ с направляющей 6 ползуна 5 даст текущее положение точки Е. Все 12 планов положений механизма размещают на первом листе формата А3.

Определение линейных и угловых скоростей точек и звеньев механизма начинают с входного звена (кривошипа 1), кинематические параметры которого известны. Скорость точки В равна

$$V_B = \omega_1 \cdot l_1 [м / с]$$

где ω_1 – угловая скорость входного звена, $с^{-1}$;

l_1 – длина входного звена, м.

Вектор скорости V_B направлен перпендикулярно к отрезку АВ в соответствии с направлением угловой скорости ω_1 входного звена.

Затем определяют скорости точек звеньев структурной группы 2 – 3, т.к. она непосредственно присоединена к входному звену. С этой целью составляют систему векторных уравнений

$$\overline{V_C} = \overline{V_B} + \overline{V_{CB}},$$

$$\overline{V_C} = \overline{V_D} + \overline{V_{CD}}.$$

где V_C – абсолютная скорость точки С;

V_{CB} – скорость точки С во вращении звена 2 относительно точки В (вектор V_{CB} направлен перпендикулярно отрезку ВС);

V_D – скорость точки D, равная нулю;

V_{CD} – скорость точки С во вращении звена 3 относительно точки D (вектор V_{CD} направлен перпендикулярно отрезку DC).

Данную систему векторных уравнений решают графически построением плана скоростей (рис. 3.4) – определяют масштаб плана скоростей по формуле

$$\mu_v = \frac{V_B}{|p_v b|} \left[\frac{м / с}{мм} \right],$$

где $|p_v b|$ – отрезок на плане скоростей, соответствующий вектору скорости V_B .

Длину отрезка $|p_v b|$ назначают из условия компоновки чертежа и масштаб может быть произвольным.

В соответствии с первым уравнением системы выполняют следующие построения:

□ выбирают полюс p_v , от которого откладывают вектор абсолютной скорости V_B в виде отрезка $|p_v b|$;

□ через точку b плана проводят линию действия относительной скорости V_{CB} перпендикулярно отрезку ВС.

Графические построения в соответствии со вторым уравнением системы (рис. 3.4) выполняют на этом же плане скоростей, как продолжение предыдущих построений.

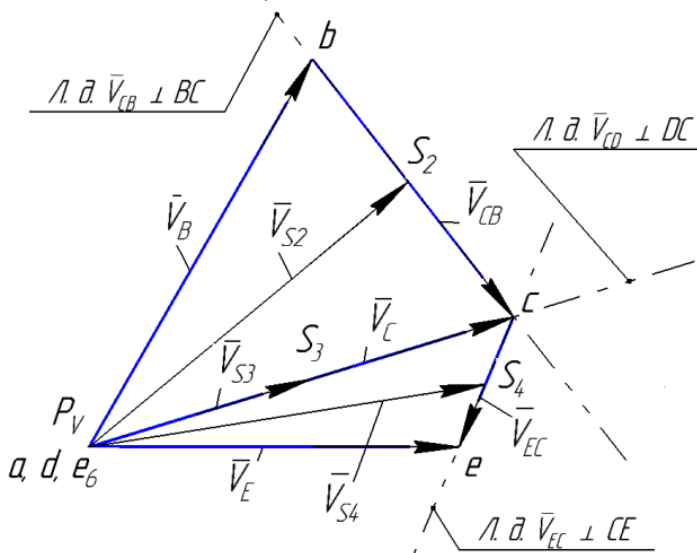


Рис. 3.4. План скоростей механизма сбрасывателя:
Л. д. – линия действия

В соответствии со вторым уравнением системы выполняют следующие построения:

- в полюсе p_v размещают точку d соответствующую нулевому вектору скорости V_D ;
- через точку d проводят линию действия относительной скорости V_{CD} перпендикулярно отрезку DC ;
- точку пересечения линий действия скоростей V_{CB} и V_{CD} обозначаем через c .

В полученном векторном треугольнике $p_v b c$ каждая сторона соответствует вектору скорости.

Отрезок $|p_v b|$ соответствует вектору абсолютной скорости V_B .

Отрезок $|b c|$ соответствует вектору относительной скорости V_{CB} .

Отрезок $|p_v c|$ соответствует вектору абсолютной скорости V_C и одновременно вектору относительной скорости V_{CD} , т. к. по второму уравнению системы $V_C = V_{CD}$.

Неизвестные значения линейных скоростей определяют через масштаб плана скоростей и длину соответствующего отрезка (в миллиметрах) с этого плана

$$V_{CB} = \mu_v \cdot |bc| [м / с],$$

$$V_C = V_{CD} = \mu_v \cdot |p_v c| [м / с].$$

Затем определяют направление и модуль угловых скоростей шатуна 2 и кулисы 3.

Направление угловой скорости ω_2 шатуна 2 определяют по направлению вектора относительной скорости V_{CB} , который мысленно переносят с плана скоростей в точку С плана положений (рисунок 3.5).

Направление угловой скорости ω_3 кулисы 3 определяют по направлению вектора относительной скорости V_{CD} , который также переносят с плана скоростей в точку С плана положений.

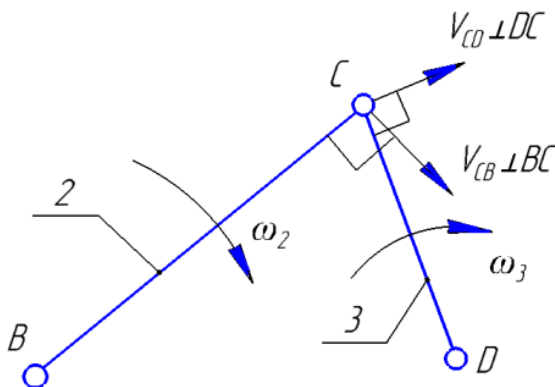


Рис. 3.5. Определение направления угловых скоростей звеньев 2 и 3

Модуль угловых скоростей определяют по формулам

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{l_2},$$

$$\omega_3 = \frac{V_{CD}}{l_3}.$$

Определение скоростей точек звеньев структурной группы 4 – 5 выполняют с помощью следующей системы векторных уравнений

$$\overline{V_E} = \overline{V_C} + \overline{V_{EC}}$$

$$\overline{V_E} = \overline{V_{E6}} + \overline{V_{E5E6}}$$

где V_E – абсолютная скорость точки Е;

V_{EC} – скорость точки Е во вращении звена 4 относительно точки С (вектор V_{EC} направлен перпендикулярно отрезку СЕ);

V_{E6} – скорость точки Е, принадлежащая стойке 6 ($V_{E6} = 0$);

V_{E5E6} – скорость точки Е ползуна 5 относительно точки Е стойки 6 (вектор V_{E5E6} направлен параллельно линии DE).

В соответствии с первым уравнением системы выполняют следующие построения:

□ через точку c плана проводят линию действия относительной скорости V_{EC} перпендикулярно отрезку СЕ.

В соответствии со вторым уравнением системы выполняют следующие построения:

□ в полюсе p_V размещают точку e_6 , соответствующую нулевому вектору скорости V_{E6} ;

□ через точку e_6 проводят линию действия относительной скорости V_{E5E6} параллельно линии DE;

□ точку пересечения линий действия скоростей V_{EC} и V_{E5E6} обозначаем через e .

В полученном векторном треугольнике p_Vce каждая сторона соответствует вектору скорости.

Отрезок $|p_Vc|$ соответствует вектору абсолютной скорости V_C .

Отрезок $|ce|$ соответствует вектору относительной скорости V_{EC} .

Отрезок $|p_Ve|$ соответствует вектору абсолютной скорости V_E и одновременно вектору относительной скорости V_{E5E6} , т. к. по второму уравнению системы $V_E = V_{E5E6}$.

Неизвестные значения линейных скоростей определяют через масштаб скоростей и длину соответствующего отрезка (в миллиметрах) с плана скоростей

$$V_{EC} = \mu_V \cdot |ce| [м / с],$$

$$V_E = V_{E5E6} = \mu_V \cdot |p_Ve| [м / с].$$

Затем определяют направление и модуль угловой скорости шатуна 4. Направление угловой скорости ω_4 шатуна 4 определяют по направлению вектора относительной скорости V_{EC} , который мысленно переносят с плана скоростей в точку Е плана положений (рисунок 3.6).

Затем определяют направление и модуль угловой скорости шатуна

$$\omega_4 = \frac{V_{EC}}{l_4}.$$

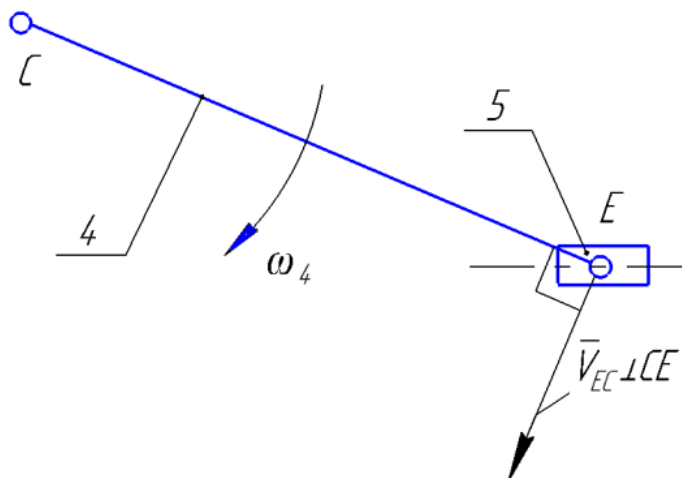


Рис. 3.6. Определение направления угловой скорости звена 4

Свойства планов скоростей:

- ☐ неподвижные точки механизма находятся в полюсе плана;
- ☐ вектора абсолютных скоростей выходят из полюса плана;
- ☐ вектора относительных скоростей соединяют на плане концы векторов абсолютных скоростей;
- ☐ свойство подобия: план скоростей звена подобен его очертаниям, сходственно с ним расположен и повернут на 90° в направлении вращения звена.

Определение линейных и угловых ускорений точек и звеньев механизма начинают с входного звена (кривошипа 1) кинематические параметры которого известны. Линейное ускорение точки В равно (при $\omega_1 = \text{const}$)

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_1 \left[\text{м} / \text{с}^2 \right].$$

Все 12 планов скоростей механизма размещают на втором листе формата А3.

Ускорение a_B является центробежным и направлено параллельно отрезку АВ к центру вращения кривошипа 1 (рисунок 3.7). Затем определяют линейные ускорения точек звеньев структурной группы 2 – 3, т. к. она непосредственно присоединена к входному звену.

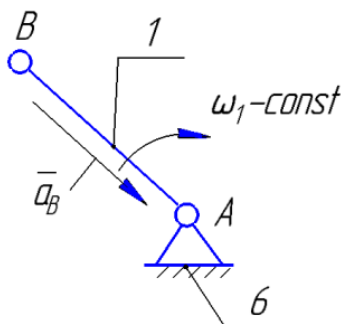


Рис. 3.7. Кинематические параметры кривошипа

С этой целью составляют систему векторных уравнений

$$\overline{a_C} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}^n} + \overline{a_{CB}^{\tau}} \left[\text{м} / \text{с}^2 \right],$$

$$\overline{a_C} = \overline{a_D} + \overline{a_{CD}^n} + \overline{a_{CD}^{\tau}} \left[\text{м} / \text{с}^2 \right],$$

где a_C – абсолютное ускорение точки С;

a_{CB}^n – нормальное ускорение точки С во вращении звена 2 относительно точки В, по модулю равно

$$\overline{a_{CB}^n} = \omega_2^2 \cdot l_2 \left[\text{м} / \text{с}^2 \right]$$

и направленное параллельно отрезку СВ к центру вращения В (рисунок 3.8, а);

a_{CB}^{τ} – касательное ускорение точки С во вращении звена 2 относительно точки В, направленное перпендикулярно отрезку СВ;

a_D – ускорение точки D, равно нулю;

a_{CD}^n – нормальное ускорение точки С во вращении звена 3 относительно точки D, по модулю равно

$$\overline{a_{CD}^n} = \omega_3^2 \cdot l_3 \left[\text{м} / \text{с}^2 \right]$$

и направленное параллельно отрезку CD к центру вращения D (рисунок 3.8, а);

a_{CD}^{τ} – касательное ускорение точки С во вращении звена 3 относительно точки D, направленное перпендикулярно отрезку CD.

Таким образом, в системе векторных уравнений неизвестными являются a_C , a_{CB}^τ и a_{CD}^τ .

Систему векторных уравнений решают графически построением плана ускорений (рисунок 3.8, б).

Определяют масштаб плана ускорений по формуле

$$\mu_a = \frac{a_B}{|p_a b|} \left[\frac{m / c^2}{мм} \right],$$

где $|p_a b|$ – отрезок на плане ускорений, соответствующий вектору ускорения a_B .

Длину отрезка $|p_a b|$ назначают из условия компоновки чертежа и масштаб может быть произвольным. С учетом принятого масштаба определяют длины отрезков, соответствующие нормальным ускорениям

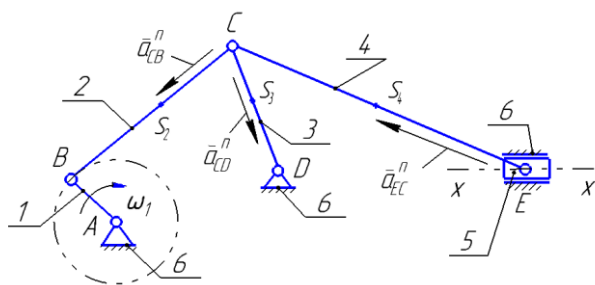
$$|bn_2| = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a},$$

$$|p_a n_3| = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a}.$$

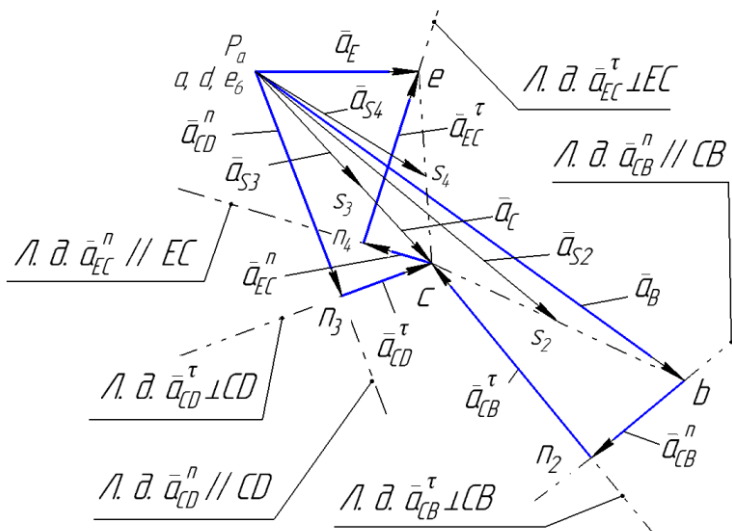
В соответствии с первым уравнением системы выполняют следующие построения (рисунок 3.8, б):

- выбирают полюс p_a , от которого откладывают вектор абсолютного ускорения a_B в виде отрезка $|p_a b| // AB$;
- от точки b плана, вдоль линии действия нормального ускорения a_{CB}^n , откладывают отрезок $|bn_2| // CB$;
- через точку n_2 проводят линию действия касательного ускорения $a_{CB}^\tau \perp CB$.

Графические построения в соответствии со вторым уравнением системы выполняют на этом же плане ускорений, как продолжение предыдущих построений.



а)



б)

Рис. 3.8. Определение линейных ускорений механизма:
а) план положений; б) план ускорений; Л. д. – линия действия

В соответствии со вторым уравнением системы, выполняют следующие построения:

- в полюсе p_a размещают точку d , соответствующую нулевому вектору ускорения a_D ;
- от точки d (или полюса p_a) плана, вдоль линии действия нормального ускорения a_{CD}^n , откладывают отрезок $|p_a n_3| // CD$;
- через точку n_3 проводят линию действия касательного ускорения $a_{CD}^τ ⊥ CD$;

□ точку пересечения линий действия ускорений a_{CB}^{τ} и a_{CD}^{τ} обозначаем через c ;

□ полюс p_a соединяем с точкой C плана ускорений.

В полученном векторном многоугольнике $p_a b n_2 c n_3$ каждая сторона соответствует вектору линейного ускорения

$$|p_a c| \rightarrow \overline{a_c}$$

$$|b n_2| \rightarrow \overline{a_{CB}^n}$$

$$|p_a n_3| \rightarrow \overline{a_{CD}^n}$$

$$|n_2 c| \rightarrow \overline{a_{CB}^{\tau}}$$

$$|n_3 c| \rightarrow \overline{a_{CD}^{\tau}}$$

Неизвестные значения линейных ускорений определяют через масштаб μ_a плана ускорений и длину соответствующего отрезка (в миллиметрах) с этого плана

$$a_{CB}^{\tau} = \mu_a \cdot |n_2 c| \left[m / c^2 \right]$$

$$a_{CD}^{\tau} = \mu_a \cdot |n_3 c| \left[m / c^2 \right]$$

$$a_c = \mu_a \cdot |p_a c| \left[m / c^2 \right]$$

Затем определяют направление и модуль угловых ускорений шатуна 2 и кулисы 3. Направление углового ускорения ε_2 шатуна 2 определяют по направлению вектора касательного ускорения a_{CB}^{τ} , который мысленно переносят с плана ускорений в точку C плана положений (рисунки 3.9). Направление углового ускорения ε_3 кулисы 3 определяют по направлению вектора касательного ускорения a_{CD}^{τ} , который также переносят с плана ускорений в точку C плана положений.

Модуль угловых ускорений определяют по формулам

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^{\tau}}{l_2} \left[c^{-2} \right]$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^{\tau}}{l_3} \left[c^{-2} \right]$$

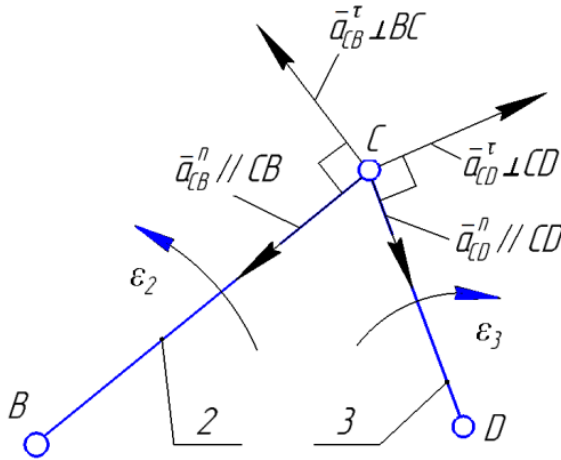


Рис. 3.9. Определение направления угловых ускорений ε_2 и ε_3

Определение линейных ускорений точек звеньев структурной группы 4 – 5 выполняют с помощью следующей системы векторных уравнений

$$\overline{a_E} = \overline{a_C} + \overline{a_{EC}^n} + \overline{a_{EC}^\tau} \left[\text{м} / \text{с}^2 \right]$$

$$\overline{a_E} = \overline{a_{E6}} + \overline{a_{E5E6}^\tau} \left[\text{м} / \text{с}^2 \right]$$

где a_E – абсолютное ускорение точки Е, неизвестное по модулю и направленное параллельно линии $x - x$;

a_{EC}^n – нормальное ускорение точки Е во вращении звена 4 относительно точки С, по модулю равное

$$\overline{a_{EC}^n} = \omega_4^2 \cdot l_4 \left[\text{м} / \text{с}^2 \right]$$

и направленное параллельно отрезку ЕС к центру вращения С;

a_{EC}^τ – касательное ускорение точки Е во вращении звена 4 относительно точки С, направленное перпендикулярно отрезку ЕС;

a_{E6} – ускорение точки Е, принадлежащей стойке 6 ($a_{E6} = 0$);

a_{E5E6}^τ – относительное ускорение точки Е ползуна 5 относительно точки Е стойки 6, неизвестное по модулю и направленное параллельно линии $x - x$.

С учетом принятого масштаба определяют длину отрезка, соответствующего нормальному ускорению a_{EC}^n

$$|cn_4| = \frac{a_{EC}^n}{\mu_a}$$

В соответствии с первым уравнением системы выполняют следующие построения:

- от точки c плана, вдоль линии действия нормального ускорения a_{CB}^n , откладывают отрезок $|cn_4| // EC$;
- через точку n_4 проводят линию действия касательного ускорения $a_{EC}^\tau \perp EC$.

В соответствии со вторым уравнением системы, выполняют следующие построения:

- в полюсе p_V размещают точку e_6 , соответствующую нулевому вектору ускорения a_{E6} ;
- через точку e_6 проводят линию действия относительного ускорения a_{E5E6}^τ параллельно линии $x-x$;
- точку пересечения линий действия ускорений a_{EC}^τ и a_{E5E6}^τ обозначаем через e .

В полученном векторном многоугольнике $p_a c n_4 e$ каждая сторона соответствует вектору линейного ускорения

$$\begin{aligned} |p_a c| &\rightarrow \overline{a_c} \\ |p_a e| &\rightarrow \overline{a_e} \\ |cn_4| &\rightarrow \overline{a_{EC}^n} \\ |n_4 e| &\rightarrow \overline{a_{EC}^\tau} \end{aligned}$$

Неизвестные значения линейных ускорений определяют через масштаб μ_a плана ускорений и длину соответствующего отрезка (в миллиметрах) с этого плана

$$\begin{aligned} a_{TC}^\tau &= \mu_a \cdot |n_4 e| \left[\text{м} / \text{с}^2 \right] \\ a_E &= \mu_a \cdot |p_a e| \left[\text{м} / \text{с}^2 \right] \end{aligned}$$

Затем определяют направление и модуль углового ускорения шатуна 4. Направление углового ускорения ε_4 шатуна 4 определяют по направлению вектора касательного ускорения a_{EC}^τ , который мысленно переносят с плана ускорений в точку E плана положений.

Модуль углового ускорения определяют по формуле

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{EC}^\tau}{l_4} \left[\text{с}^{-2} \right].$$

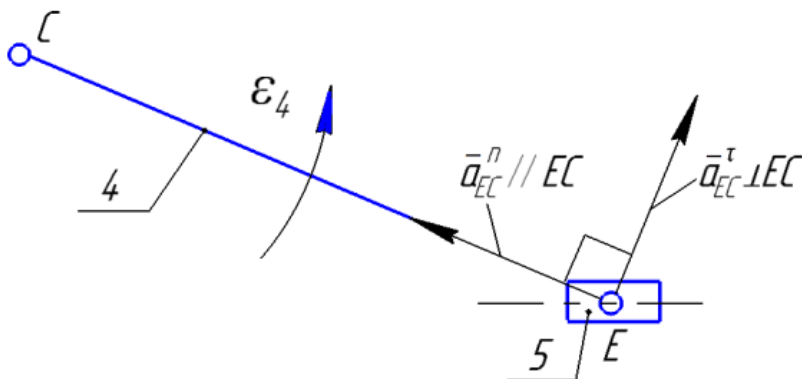


Рис. 3.10. Определение направления углового ускорения ε_4

Свойства планов ускорений:

- ☐ неподвижные точки механизма находятся в полюсе плана ускорений;
- ☐ вектора абсолютных ускорений выходят из полюса плана;
- ☐ вектора относительных ускорений соединяют на плане концы векторов абсолютных ускорений;
- ☐ свойство подобия: план ускорений звена подобен его очертаниям, сходственно с ним расположен и повернут на угол $(180 - \lambda)^\circ$ в направлении мгновенного углового ускорения звена.

На третьем листе формата А3 графической части контрольной работы необходимо разместить планы ускорений для 12 положений механизма. По условиям компоновки чертежа масштабы можно назначать для каждого положения индивидуально.

Пример графического оформления кинематического анализа представлен в Приложениях.

3.7. Варианты заданий на контрольную работу по теме «Анализ шарнирно-рычажного механизма»

Исходными данными являются кинематическая схема механизма, на которой указаны основные размеры и направление вращения входного звена.

Условие задания принимается по двум последним цифрам номера зачетной книжки следующим образом: если последние две цифры номера зачетной книжки находятся в диапазоне 01÷07 (включительно), то

студент выполняет задание 1; аналогично: $08 \div 14$ – задание 2; $14 \div 21$ – задание 3; $22 \div 28$ – задание 4; $29 \div 35$ – задание 5; $36 \div 42$ – задание 6; $43 \div 49$ – задание 7; $50 \div 56$ – задание 8; $57 \div 63$ – задание 9; $64 \div 70$ – задание 10; $71 \div 77$ – задание 11; $78 \div 84$ – задание 12; $85 \div 91$ – задание 13; $92 \div 98$ – задание 14; $99 \div 00$ – задание 15.

Номер варианта условия выбранной задачи принимается по третьей с конца цифре зачетной книжки следующим образом: цифры 1, 6 – 1 вариант; 2, 7 – 2 вариант; 3, 8 – 3 вариант; 4, 9 – 4 вариант; 5, 0 – 1 вариант.

Например, последние три цифры зачетной книжки – 045. Вариант задачи принимается по номеру 45 – задание 7, исходные данные – вариант 5.

Например, последние три цифры зачетной книжки – 834. Вариант задачи принимается по номеру 34 – задание 5, исходные данные – вариант 3.

В таблице для разных вариантов заданы численные значения параметров механизма.

Условные обозначения, принятые в заданиях:

n – частота вращения звена, мин^{-1} ;

ω – угловая скорость звена, с^{-1} ;

H – ход ползуна (толкателя), мм;

δ – коэффициент неравномерности движения механизма;

I_S – момент инерции звена относительно оси проходящей через его центр тяжести S , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

m – масса звена, кг;

Ψ – размах коромысла (кулисы).

Если момент инерции I_S не задан, то центр тяжести совпадает с геометрической серединой звена.

В соответствии с исходными данными необходимо выполнить следующие разделы:

- ☐ структурный и кинематический анализ механизма (лист 1);
- ☐ кинетостатический анализ механизма (лист 2);
- ☐ синтез механизма по заданному коэффициенту неравномерности движения (лист 3).

Условия контрольной работы приведены в Приложениях.

Список рекомендованных источников

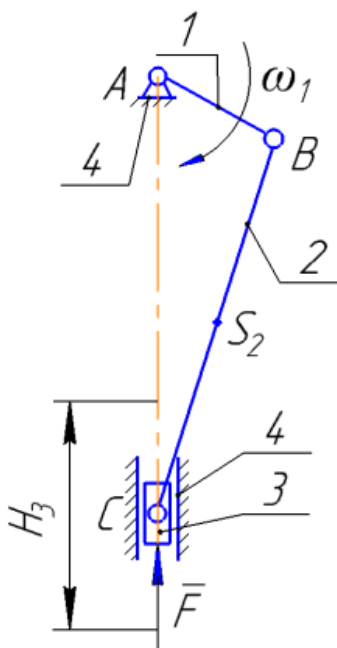
1. Кузнецов Н.К. Теория механизмов и машин [Электронный ресурс]: Учебное пособие. – Иркутск: Иркутский государственный технический университет, 2014. – 104 с. – Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/23076.html>.— ЭБС «IPRbooks»
2. Матвеев, Ю.А. Теория механизмов и машин [Текст]: Учеб. пособие. – М.: Альфа-М, 2009. – 316 с.
3. Гилета В. П. Теория механизмов и машин. Ч. 1. Структурный и кинематический анализ рычажных механизмов. – Новосибирск: НГТУ, 2013. – 108 с.
4. Леонов И.В. Теория механизмов и машин. Основы проектирования по динамическим критериям и показателям динамичности [Текст]: Учеб. для академич. бакалавриата. МГТУ им. Н. Э. Баумана. – М.: Юрайт, 2014. – 239 с.
5. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин [Текст]: Учеб. пособие для бакалавров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Юрайт, 2012. – 351 с.
6. Евдокимов Ю. И. Теория механизмов и машин [Электронный ресурс]: Курс лекций. Ч. 1. Структура, кинематика и кинетостатика механизмов. – М.: Инфра-М, 2013. – 136 с.
7. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин в примерах: Учебно-метод. пособие. – М.: Светоч, 2011. – 577 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

УСЛОВИЕ № 1

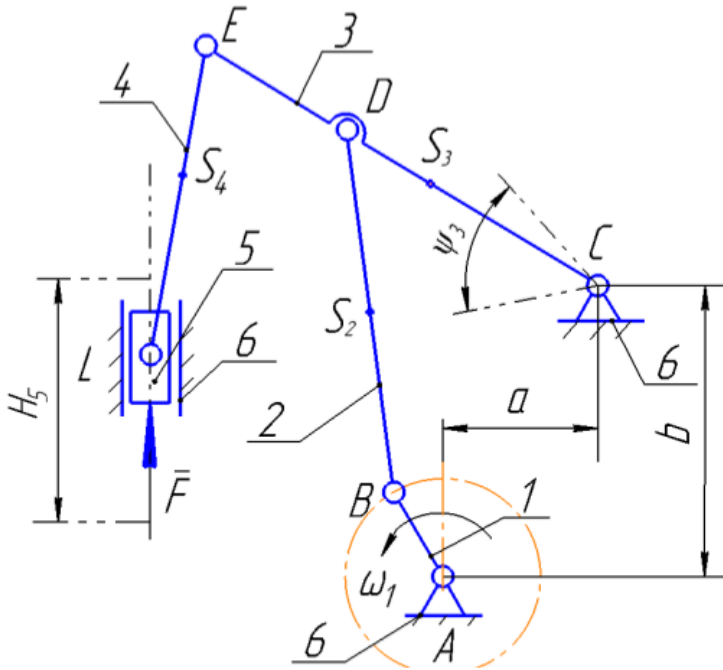
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма прессы



Вариант	Параметр							
	H_3 , мм	$\frac{l_2}{l_1}$	m_2 , кг	I_{S2} , кг·м ²	m_3 , кг	δ	n_1 , мин ⁻¹	F , кН
1	400	3	40	3	60	0,05	200	5,0
2	200	3,25	30	1	55	0,06	205	6,0
3	250	3,5	35	1,5	40	0,07	180	7,0
4	300	3,75	45	2	65	0,08	225	8,0
5	350	4	55	2,5	70	0,05	240	9,0

УСЛОВИЕ № 2

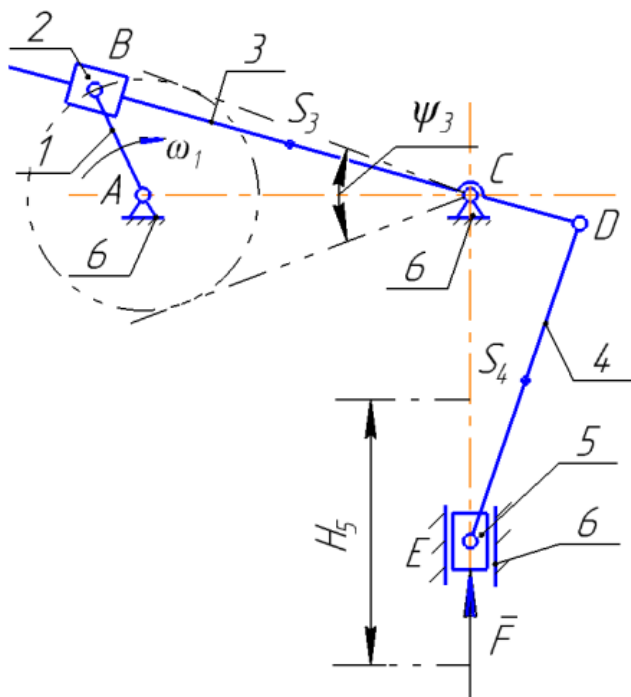
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма пресса



Вариант	Параметр											
	H_5 , мм	ψ_3 , град	$\frac{l_{CD}}{l_{CE}}$	l_4 , мм	a , мм	b , мм	m_2 , кг	m_3 , кг	m_5 , кг	F , кН	δ	n_1 , мин ⁻¹
1	200	36	0,9	300	160	300	20	30	50	35	0,10	60
2	220	32	0,8	350	130	350	15	25	45	50	0,09	30
3	150	28	0,7	260	140	320	30	40	60	20	0,08	45
4	250	38	0,85	400	120	360	45	35	55	60	0,07	90
5	320	40	0,75	380	150	400	35	45	80	80	0,06	75
Примечание: $m_4 = m_2$; $I_{S4} = 1,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$												

УСЛОВИЕ № 3

Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма толкателя

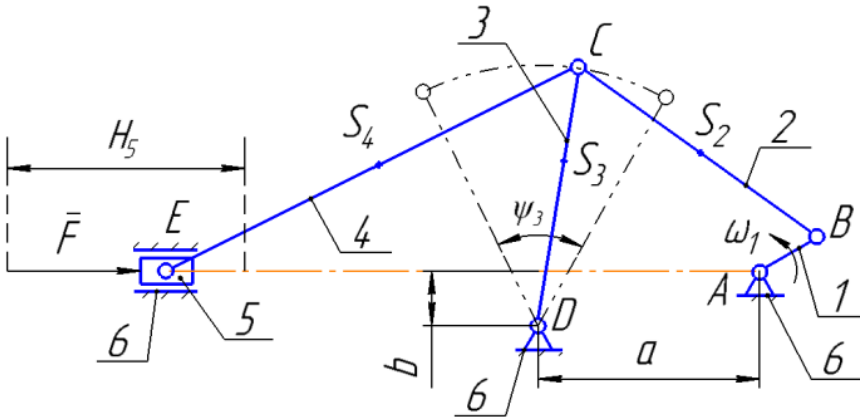


Вариант	Параметр										
	H_5 , мм	Ψ_3 , град	l_{AC} , мм	l_4 , мм	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	F , кН	δ	n_1 , мин ⁻¹
1	80	40	200	250	10	20	15	30	12	0,08	100
2	100	36	150	200	15	25	20	35	10	0,07	80
3	120	28	220	300	20	40	35	32	15	0,08	320
4	150	32	300	350	25	45	30	28	10	0,06	200
5	200	30	350	400	30	50	30	40	20	0,07	40

Примечание: $I_{S4} = 1,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

УСЛОВИЕ № 4

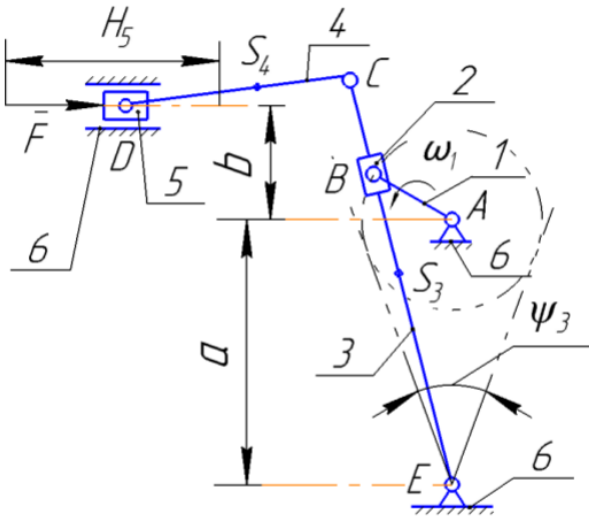
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма толкателя



Вариант	Параметр											
	H_5 , мм	ψ_3 , град	l_4 , мм	a , мм	b , мм	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	F , кН	δ	n_1 , мин ⁻¹
1	300	38	600	350	60	30	20	80	100	15	0,08	100
2	350	30	500	400	80	25	30	90	110	10	0,1	110
3	450	26	600	300	70	35	40	85	120	20	0,09	120
4	400	32	700	450	90	40	30	75	130	5	0,07	125
5	320	35	750	400	100	50	55	70	140	25	0,09	130
Примечание: $I_{S2} = 1,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{S4} = 1,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$												

УСЛОВИЕ № 5

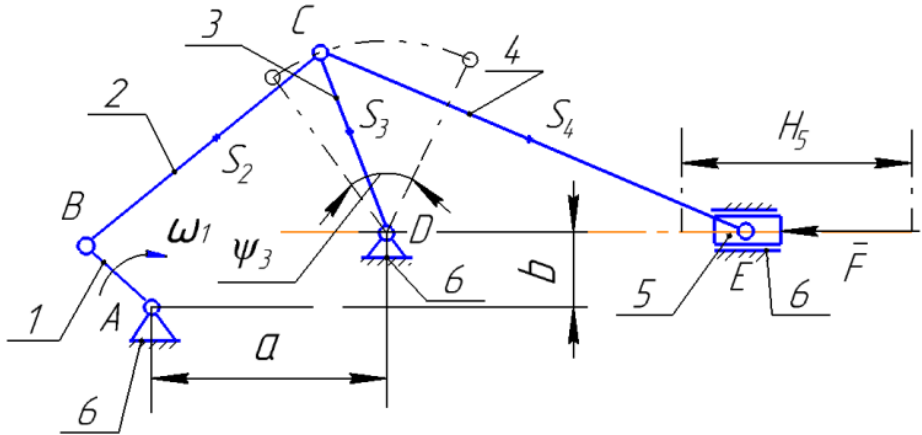
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма станка



Вариант	Параметр											
	H_5 , мм	ψ_3 , град	l_4 , мм	a , мм	b , мм	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	F , кН	δ	n_1 , мин ⁻¹
1	200	30	200	270	200	15	20	25	40	15	0,09	120
2	250	25	250	300	240	20	25	30	50	10	0,08	30
3	300	32	300	350	280	25	30	25	60	5	0,07	90
4	350	35	350	400	260	30	25	35	70	15	0,06	60
5	400	38	400	450	300	20	25	40	80	20	0,09	45
Примечание: $I_{S4} = 1,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$												

УСЛОВИЕ № 6

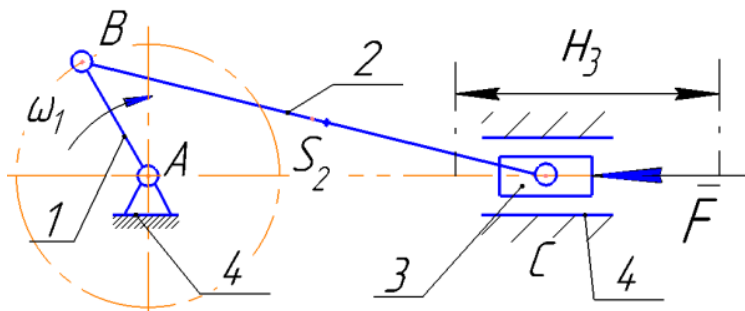
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма сбрасывателя



Вариант	Параметр											
	H_5 , мм	ψ_3 , град	l_4 , мм	a , мм	b , мм	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	F , кН	δ	n_1 , мин ⁻¹
1	90	38	400	300	60	15	20	30	40	1,0	0,1	100
2	100	40	500	340	65	20	25	25	35	1,5	0,09	120
3	120	34	380	350	70	25	30	35	45	2,5	0,08	140
4	140	30	550	400	60	35	40	45	50	4,0	0,07	125
5	150	25	600	460	40	40	35	50	60	5,0	0,06	110
Примечание: $I_{S2} = 1,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{S4} = 2,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$												

УСЛОВИЕ № 7

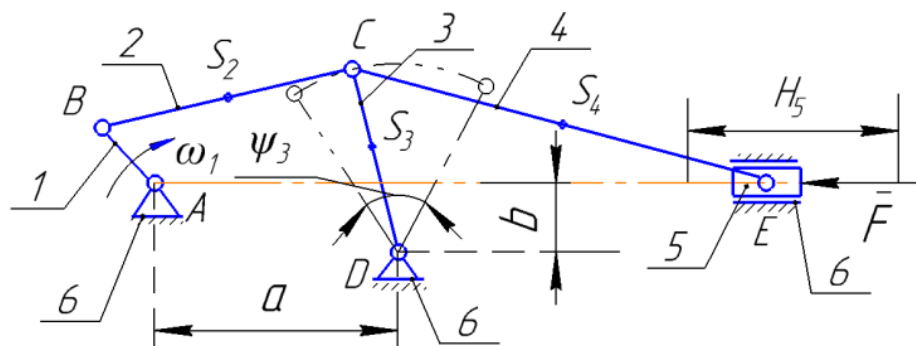
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма станка-качалки



Вариант	Параметр							
	H_3 , мм	$\frac{l_2}{l_1}$	m_2 , кг	I_{S2} , кг·м ²	m_3 , кг	F , кН	δ	n_1 , мин ⁻¹
1	80	3	30	0,1	40	3,0	0,05	90
2	90	3,5	35	0,15	45	3,5	0,06	120
3	100	4	40	0,12	50	4,0	0,07	180
4	110	4,5	26	0,1	65	4,5	0,08	150
5	120	5	28	0,14	80	5,0	0,09	60

УСЛОВИЕ № 8

Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма станка

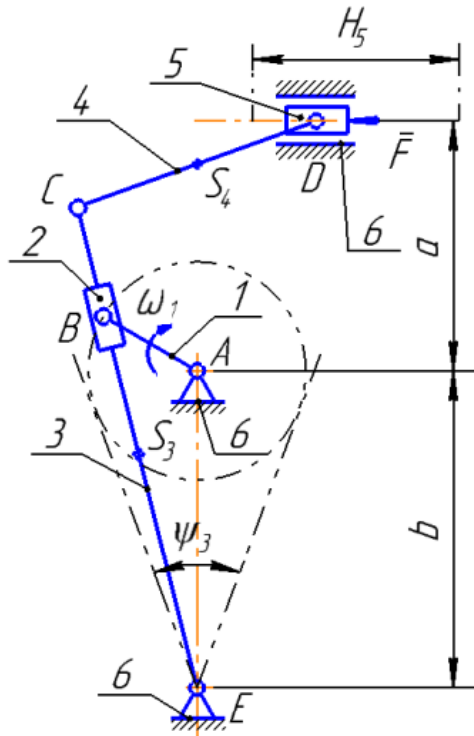


Вариант	Параметр											
	H_5 , мм	ψ_3 , град	l_4 , мм	a , мм	b , мм	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	δ	F , кН	n_1 , мин ⁻¹
1	80	36	600	300	60	15	20	40	50	0,05	1,0	100
2	120	30	500	310	65	20	25	45	55	0,06	1,1	110
3	100	38	600	320	70	25	30	50	55	0,07	1,2	120
4	140	25	700	330	75	35	40	55	60	0,08	1,3	130
5	160	28	800	340	80	40	45	60	70	0,09	1,4	140

Примечание: $I_{S2} = 1,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{S4} = 4,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

УСЛОВИЕ № 9

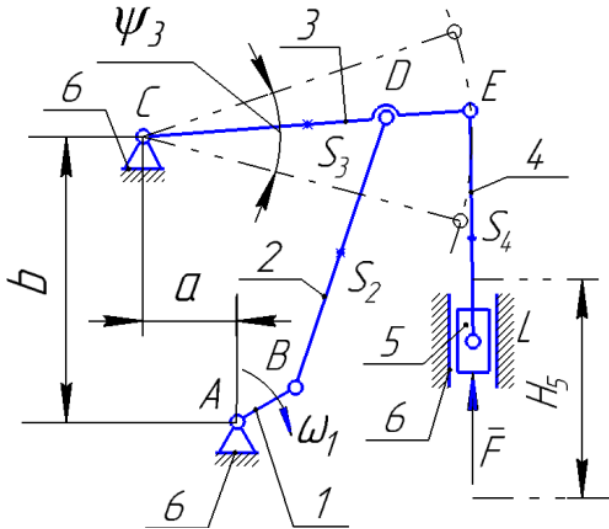
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма станка



Вариант	Параметр											
	H_5 , мм	Ψ_3 , град	l_4 , мм	a , мм	b , мм	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	δ	F , кН	n_1 , мин ⁻¹
1	600	25	400	450	240	20	25	50	80	0,06	2,5	100
2	500	30	350	400	270	25	30	40	70	0,07	3,7	120
3	400	40	300	350	280	30	35	30	60	0,08	4,5	150
4	450	35	250	300	250	15	20	35	50	0,05	5,0	110
5	550	33	200	270	200	10	15	20	40	0,09	3,0	230
Примечание: $I_{S4} = 1,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$												

УСЛОВИЕ № 10

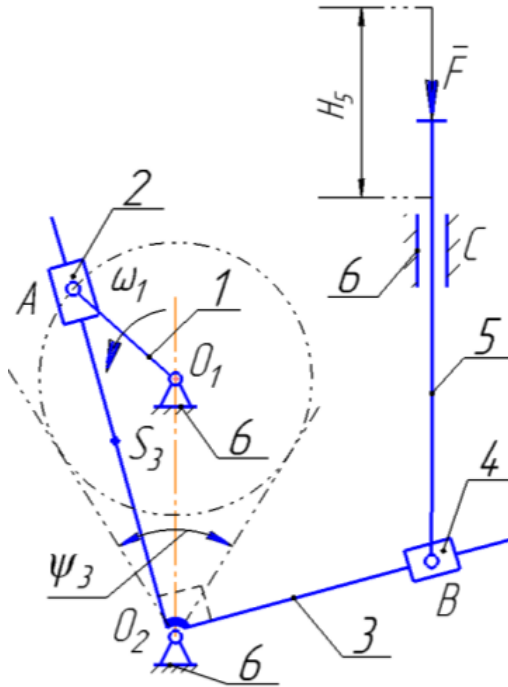
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма прессы



Вариант	Параметр										
	H_5 , мм	ψ_3 , град	$\frac{l_{CD}}{l_{CE}}$	l_4 , мм	a , мм	b , мм	m_2 , кг	m_3 , кг	m_5 , кг	F , кН	n_1 , мин ⁻¹
1	400	30	0,85	500	150	310	45	25	48	40	190
2	300	40	0,80	400	120	360	30	30	55	20	160
3	350	36	0,75	450	140	320	35	20	60	25	100
4	250	38	0,70	350	130	350	20	15	45	35	120
5	200	32	0,80	300	160	300	15	15	50	30	230
Примечание: $m_4 = m_2$; $I_{S2} = 1,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{S4} = 1,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$											

УСЛОВИЕ № 11

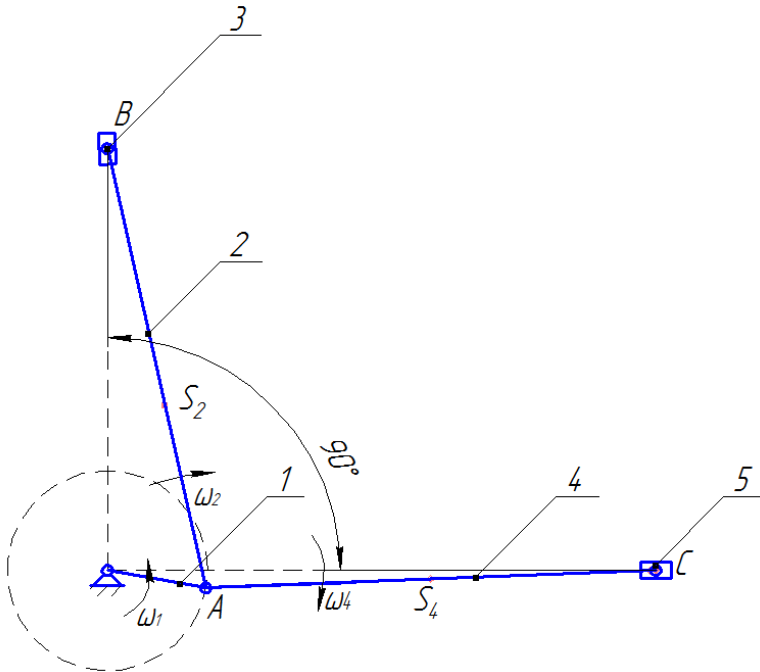
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма лебедки



Вариант	Параметр										
	H_5 , мм	Ψ_3 , град	l_{0102} , мм	I_{S3} , кг·м ²	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	F , кН	δ	n_1 , мин ⁻¹
1	150	25	300	1,0	15	30	20	10	2,5	0,05	90
2	125	45	250	2,0	25	40	30	15	3,0	0,06	120
3	250	35	450	3,0	35	70	50	25	5,0	0,07	30
4	200	40	350	2,0	20	50	40	15	4,0	0,08	60
5	300	30	400	2,0	25	60	35	20	4,5	0,04	45

УСЛОВИЕ № 12

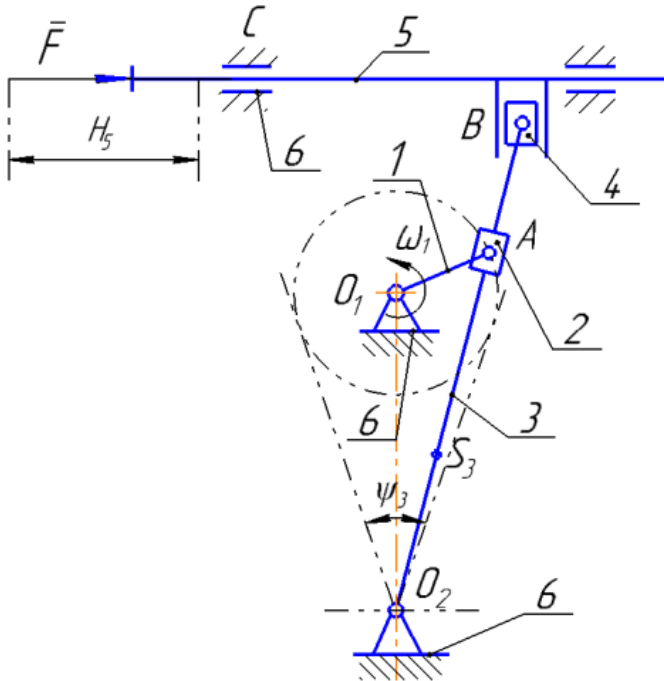
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма компрессора



Вариант	Параметр										
	$L_{AB},$ М	$L_{AC},$ М	$L_{OA},$ М	$I_{S2}=I_{S3}$ кг·м ²	$m_2,$ кг	$m_3,$ кг	$m_4,$ кг	$m_5,$ кг	$L_{AS2},$ М	$L_{AS4},$ М	$n_1,$ мин ⁻¹
1	0,2	0,2	0,1	0,06	0,66	0,76	0,66	0,76	$0,2 \cdot L_{AB}$	$0,1 \cdot L_{AB}$	3800
2	0,22	0,22	0,09	0,05	0,58	0,66	0,58	0,66	$0,1 \cdot L_{AB}$	$0,2 \cdot L_{AB}$	3100
3	0,27	0,27	0,06	0,02	0,46	0,36	0,46	0,36	$0,3 \cdot L_{AB}$	$0,3 \cdot L_{AB}$	3900
4	0,25	0,25	0,07	0,03	0,48	0,46	0,48	0,46	$0,2 \cdot L_{AB}$	$0,3 \cdot L_{AB}$	3750
5	0,24	0,24	0,08	0,04	0,56	0,56	0,56	0,56	$0,3 \cdot L_{AB}$	$0,2 \cdot L_{AB}$	3200

УСЛОВИЕ № 13

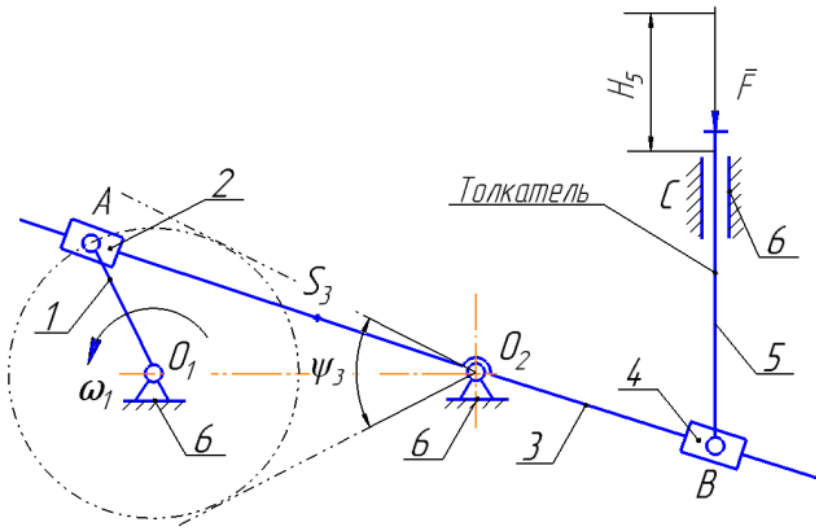
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма транспортера



Вариант	Параметр										
	H_5 , мм	ψ_3 , град	l_{0102} , мм	I_{S3} , кг·м ²	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	F , кН	δ	n_1 , мин ⁻¹
1	150	25	300	1,0	15	30	25	20	2,5	0,04	90
2	125	45	250	1,5	25	40	35	30	3,0	0,05	120
3	300	35	450	2,5	45	70	60	50	5,0	0,06	30
4	200	40	350	2,0	20	50	40	25	4,0	0,07	60
5	250	30	400	2,0	30	60	45	35	3,5	0,08	45

УСЛОВИЕ № 14

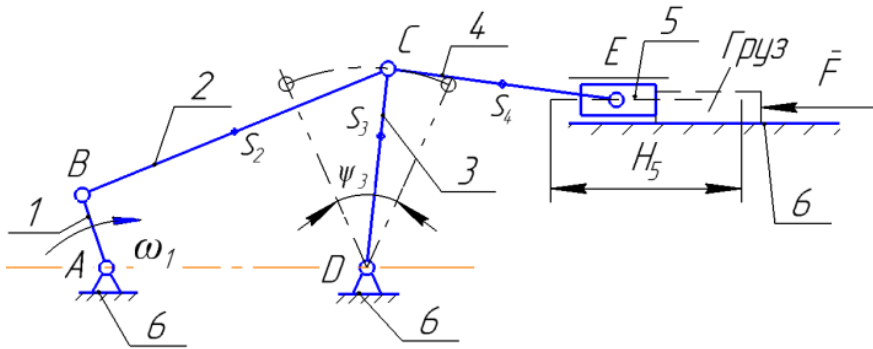
Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма лебедки



Вариант	Параметр										
	H_5 , мм	ψ_3 , град	l_{O1O2} , мм	I_{S3} , кг·м ²	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	F , кН	δ	n_1 , мин ⁻¹
1	325	40	750	2,0	20	25	15	10	5,0	0,08	60
2	400	30	1000	3,0	15	20	10	15	3,0	0,07	30
3	350	25	800	3,5	25	30	20	15	4,0	0,06	45
4	375	35	900	2,5	40	50	30	25	3,5	0,05	75
5	300	32	700	2,0	30	35	35	20	4,5	0,04	90

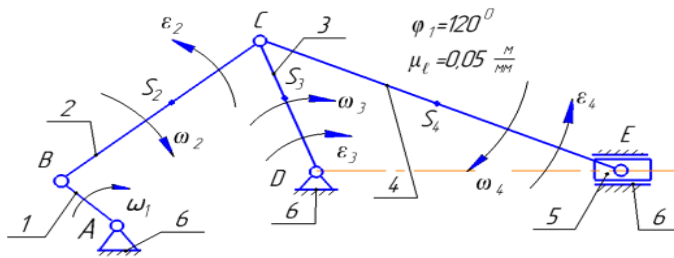
УСЛОВИЕ № 15

Тема: Анализ шарнирно-рычажного механизма сбрасывателя

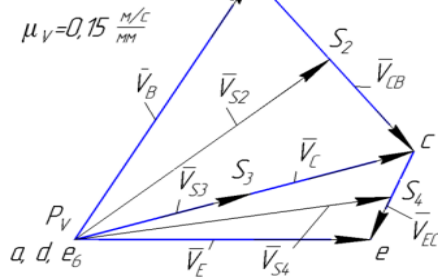


Вариант	Параметр											
	H_5 , мм	ψ_3 , град	l_4 , мм	I_{S2} , кг·м ²	I_{S3} , кг·м ²	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	F , кН	δ	n_1 , мин ⁻¹
1	250	30	300	0,25	0,3	20	25	15	10	5,0	0,08	60
2	400	40	400	0,3	0,4	15	20	10	15	3,0	0,07	30
3	350	32	500	0,4	0,5	25	30	20	15	4,0	0,06	45
4	375	36	350	0,5	0,4	40	50	30	25	3,5	0,05	75
5	300	38	450	0,6	0,45	30	35	25	20	4,5	0,04	90
Примечание: $I_{S2} = 1,0 \text{ кг·м}^2$; $I_{S4} = 2,5 \text{ кг·м}^2$												

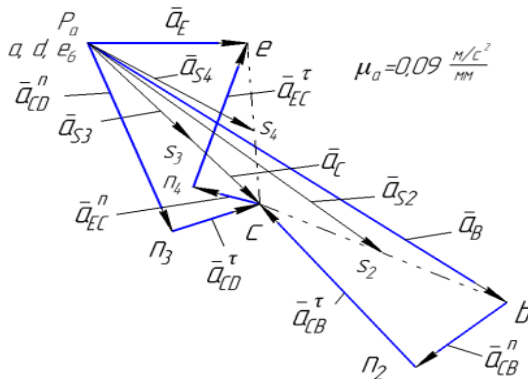
Приложение Б



а)



б)



в)

Рис. Б.1. Пример графического оформления кинематического анализа (для одного положения): а) план положений (1 лист Графической части); б) план скоростей (2 лист Графической части); в) план ускорений (3 лист Графической части)

Приложение В

Контрольная работа по ТММ: условие задачи – 10, вариант расчетных данных – 4.
Группа 9602. Выполнил: Иванов А. 2018 год

**Образец оформления листов пояснительной записки
контрольной работы**

Проверил:

2

Учебно-методическое издание

Кочина Т.Б., Родионцев Н.Н.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

**Методические указания
к выполнению контрольной работы
студентов по дисциплинам:
«Теоретическая и прикладная механика,
«Теоретическая и техническая механика»,
направление подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело»**

Изд. лиц. ЛР № 020742. Подписано в печать 12.03.2020
Формат 60×84/16. Бумага для множительных аппаратов
Гарнитура Times New Roman. Усл. печ. листов 3,1
Заказ 2125

*Отпечатано в Нижневарттовском государственном университете
628616, Тюменская область, г.Нижневарттовск, ул.Маршала Жукова, 4
Отдел издательской политики и обеспечения публикационной деятельности
Тел./факс: (3466) 24-50-51, E-mail: izdatelstvo@nggu.ru*