

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ЗАДАНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИХ РАБОТ.....4
Расчетно-графическая работа №1 “Структурный и кинематический анализ рычажного механизма”.....4
Расчетно-графическая работа №2 “Кинетостатический силовой расчет рычажного механизма”.....4
Требования к решению и оформлению расчетно-графических работ....5
2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИХ РАБОТ.....22
Расчетно-графическая работа №1
1. Структурный анализ шестизвенного кулисного механизма.....22
1.1. Основные понятия структурного синтеза и анализа.....23
1.2. Основные структурные формулы.....23
1.3. Пример структурного анализа механизма.....23
1.4. Структурная классификация механизмов по Ассуру Л.В.....25
1.5. Структурный анализ механизмов по Асуру.....27
2. Кинематический анализ шестизвенного кулисного механизма методом планов положений, скоростей и ускорений.....29
2.1. Исходные данные для кинематического расчета механизма.....30
2.2. Построение планов положений, скоростей и ускорений.....31
Расчетно-графическая работа №2
3. Силовой расчет шестизвенного кулисного механизма.....34
3.1. Исходные данные для силового расчета механизма.....35
3.2. Определение главных векторов и главных моментов сил инерции.....36
3.3. Кинетостатический силовой расчет механизма.....36
Библиографический список.....39

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Методические указания по выполнению и задания
для расчетно-графических работ

1. ЗАДАНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИХ РАБОТ

Расчетно-графическая работа №1

“Структурный и кинематический анализ рычажного механизма”

1. Структурный анализ: изобразить структурную схему заданного рычажного механизма, обозначить на ней звенья и кинематические пары (КП), определить число звеньев, вид и класс КП, подсчитать число подвижностей и число избыточных связей для плоского и пространственного механизма, провести структурный анализ плоского механизма по Ассуру - вычертить первичный механизм и структурные группы, определить в них число звеньев и КП, подвижность на плоскости и в пространстве, для пространственных групп удалить избыточные связи (снижением классов КП без введения местных подвижностей).

2. Графоаналитическое исследование кинематики: для заданного положения механизма вычертить в масштабе кинематическую схему и по ней решить графически задачу о положениях; записать векторные уравнения для линейных скоростей и алгебраические для угловых, построить в масштабе план скоростей и определить по нему линейные скорости всех точек, обозначенных на механизме, и угловые скорости всех звеньев; аналогичным путем решить задачу о ускорениях.

3. Аналитическое исследование кинематики: для заданного механизма изобразить эквивалентную систему векторных контуров и записать векторные уравнения их замкнутости; спроецировать эти уравнения на оси координат и, оперируя с уравнениями проекций, последовательно решить задачи о положениях, скоростях и ускорениях (как минимум аналитическое решение провести только для выходного звена механизма). Полученные аналитическим и графоаналитическим методами результаты кинематического анализа сводятся в таблицу. Если использовались компьютерные программы, то в таблице приводятся и результаты расчета на ЭВМ.

4. Для выходного звена механизма построить цикловые диаграммы функции положения, скорости и ускорения (или первой и второй передаточных функций) от обобщенной координаты φ_1 .

Расчетно-графическая работа №2

“Кинестатический силовой расчет рычажного механизма”

1. Вычертить в масштабе расчетную кинематическую схему механизма в заданном положении, показать на ней приложенные внешние силы и моменты, записать рядом с расчетной схемой постановку задачи: что дано и что требуется определить.

2. На базе структурного анализа механизма определить число неизвестных в силовом расчете. Определить главные векторы и главные моменты сил инерции. Провести кинестатический расчет механизма по звеньям и группам Ассура. Для каждого рассматриваемого элемента системы: изобразить в масштабе его расчетную схему с приложенными внешними силами и моментами, включая инерционные и реакции, записать векторные уравнения сил и алгебраические уравнения моментов, вычертить в масштабе планы сил. Составить таблицу результатов силового расчета (число данных в таблице должно равняться числу неизвестных в силовом расчете).

Требования к решению и оформлению расчетно-графических работ

1. Не следует приступать к выполнению расчетно-графических работ, не изучив соответствующего раздела курса и не решив самостоятельно рекомендованных задач. Если студент слабо усвоил основные положения теории и не до конца разобрался в приведенных примерах, то при выполнении работ могут возникнуть большие затруднения. Несамостоятельно выполненное задание не дает возможности преподавателю-рецензенту вовремя заметить недостатки в работе студента. В результате студент не приобретает необходимых знаний и оказывается неподготовленным к экзамену или зачету.

2. Не рекомендуется также приносить преподавателю сразу несколько выполненных заданий. Это не дает рецензенту возможности своевременно указать студенту на допущенные ошибки и задерживает рецензирование.

3. В заголовке расчетно-графической работы должны быть четко написаны: номер варианта, название дисциплины, фамилия, имя и отчество студента (полностью), название факультета и специальности, учебный шифр.

4. Графическая часть выполняется на листах миллиметровки формата А3, расчеты и пояснения выполняются на листах формата А4. Диаграммы и графики должны выполняться в соответствии с требованиями ГОСТ 2.319-81, а кинематические схемы по 2.703-68. При выполнении расчетов на ЭВМ распечатки оформляются как Приложение и подшиваются вместе с работой.

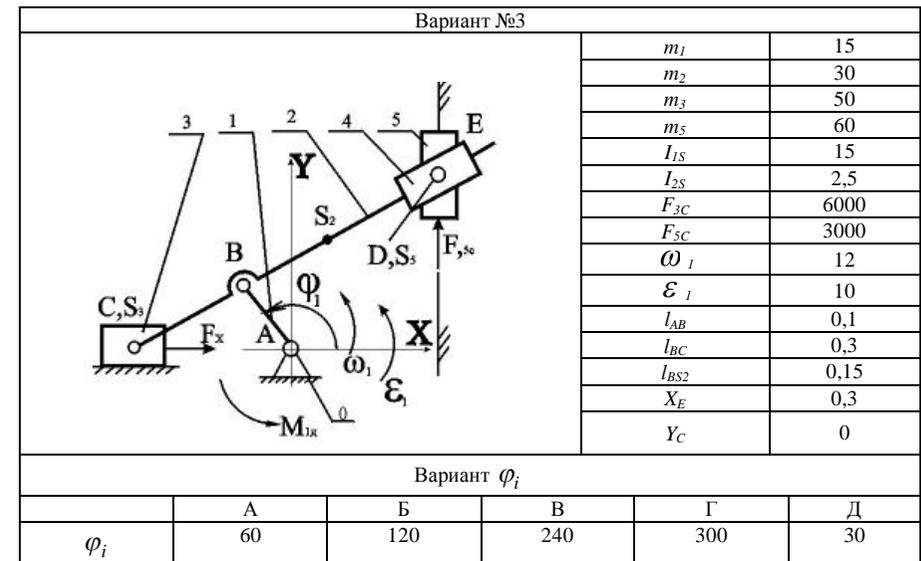
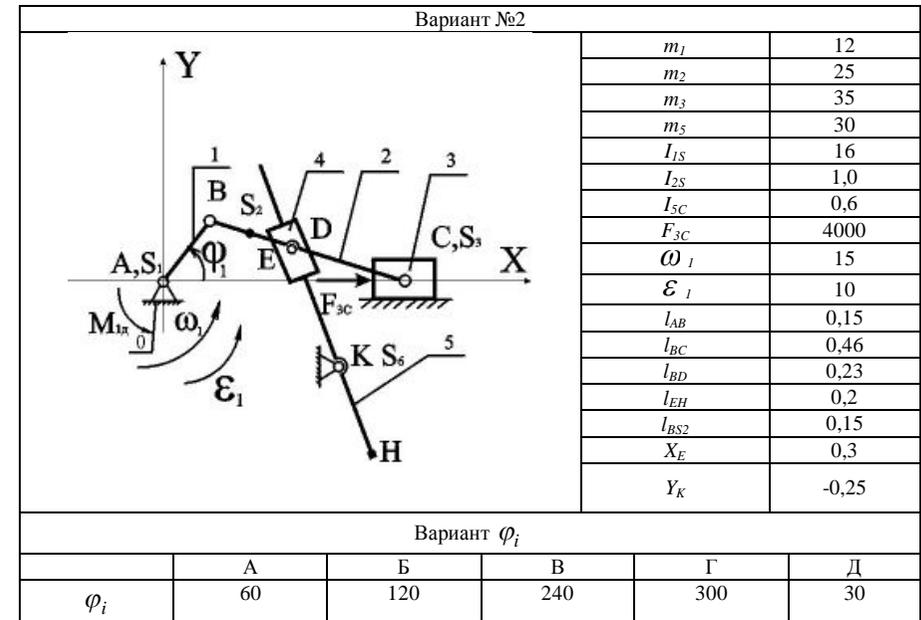
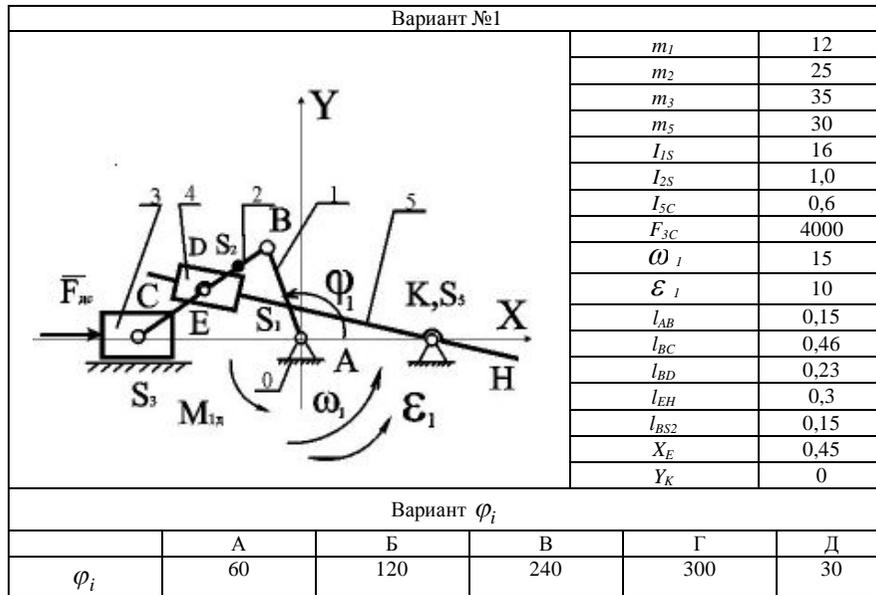
5. Перед решением каждой задачи надо выписать полностью ее условие с числовыми данными, составить аккуратный эскиз в масштабе и указать на нем в числах все величины, необходимые для расчета.

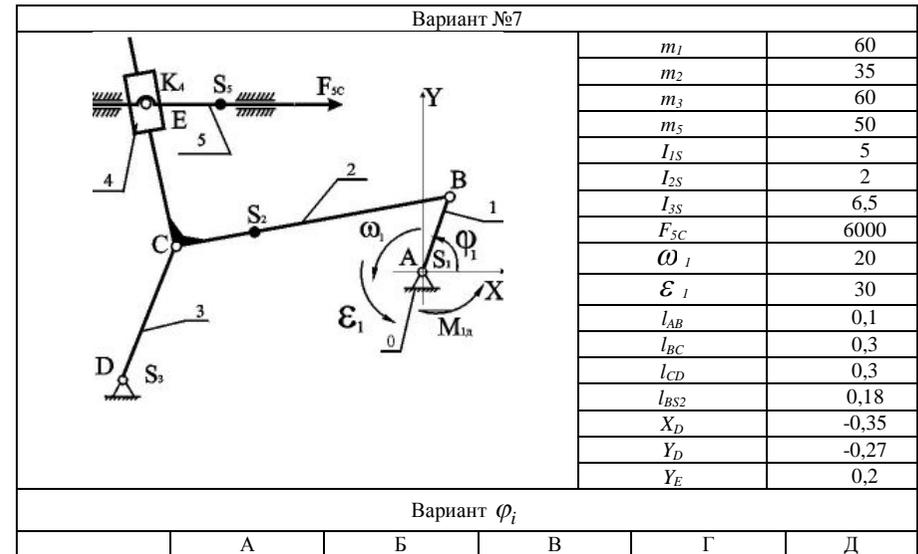
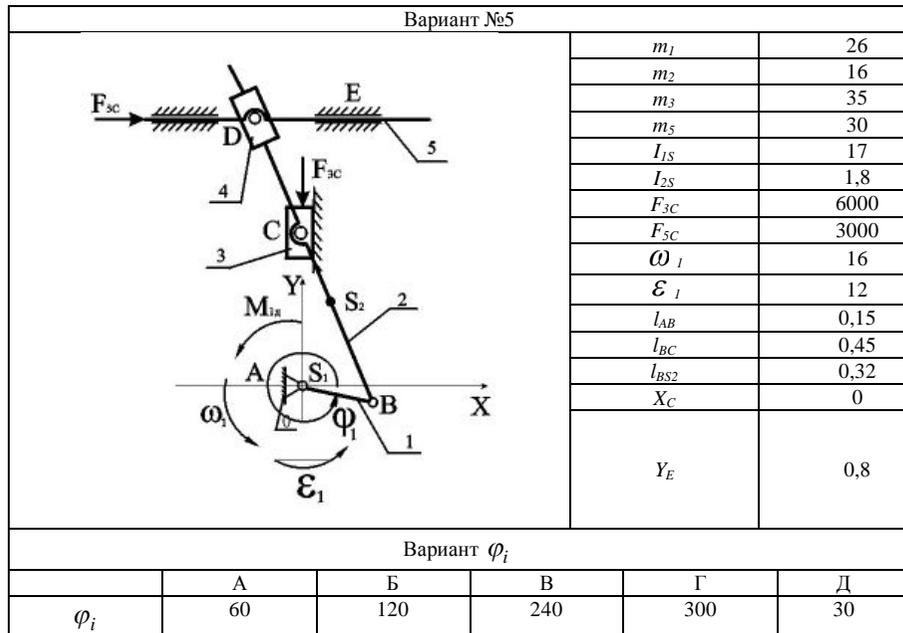
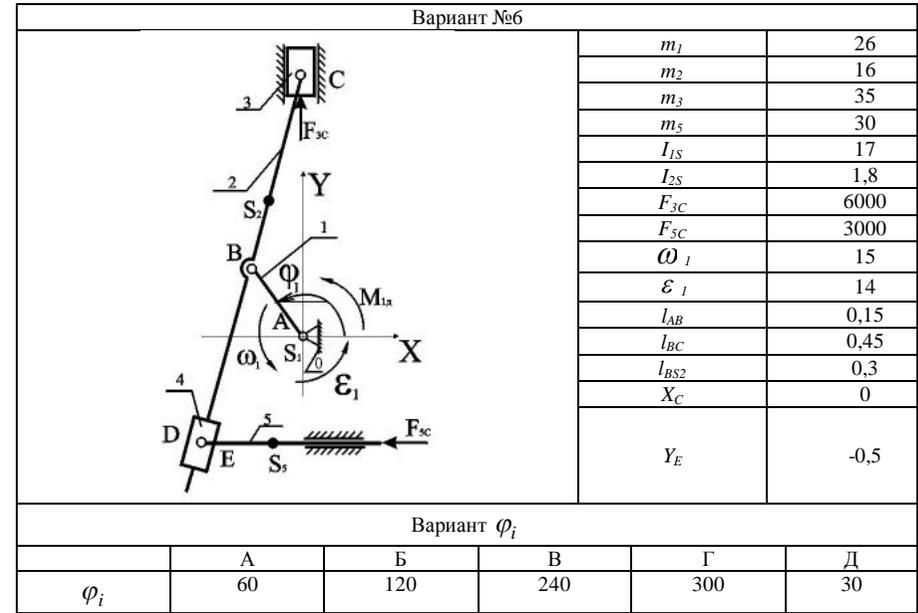
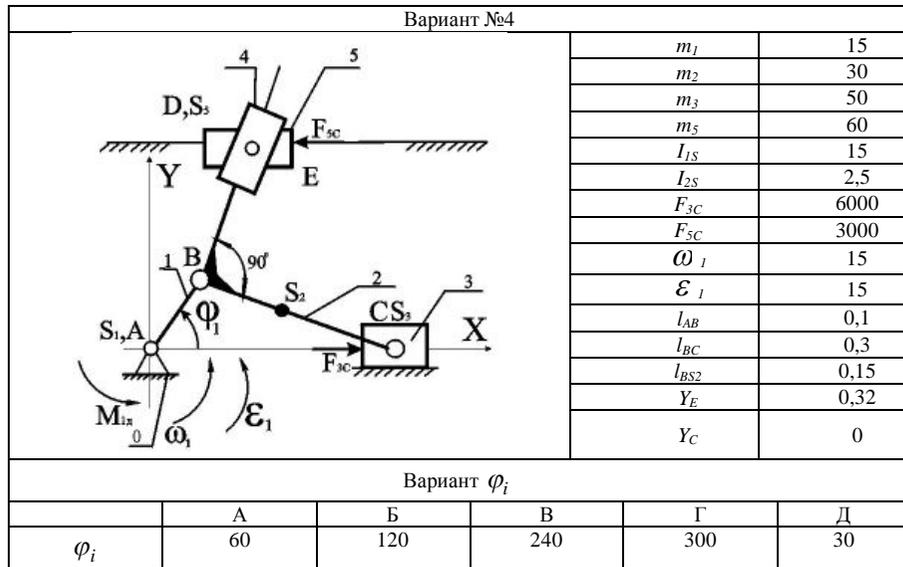
6. Решение должно сопровождаться краткими, последовательными и грамотными без сокращения слов объяснениями и чертежами, на которых все входящие в расчет величины должны быть показаны в числах. Надо избегать многословных пояснений и пересказа учебника: студент должен знать, что язык техники - формула и чертеж. При пользовании формулами или данными, отсутствующими в учебнике, необходимо кратко и точно указывать источник (автор, название, издание, страница, номер формулы).

7. Необходимо указать размерность всех величин и подчеркнуть окончательные результаты.

8. Не следует вычислять большое число значащих цифр, вычисления должны соответствовать необходимой точности. Нет необходимости длину деревянного бруса в стропилах вычислять с точностью до миллиметра, но было бы ошибкой округлять до целых миллиметров диаметр вала, на который будет насажен шариковый подшипник.

9. В возвращенной расчетно-графической работе студент должен исправить все отмеченные ошибки и выполнить все данные ему указания. В случае требования рецензента следует в кратчайший срок послать ему выполненные на отдельных листах исправления, которые должны быть вложены в соответствующие места рецензированной работы. Отдельно от работы исправления не рассматриваются.





φ_i	60	120	240	300	30
-------------	----	-----	-----	-----	----

Вариант №8

m_1	60
m_2	35
m_3	60
m_5	50
I_{1S}	5
I_{2S}	2
I_{3S}	6,5
F_{5C}	6000
ω_1	20
ϵ_1	30
l_{AB}	0,1
l_{BC}	0,3
l_{CD}	0,3
l_{BS2}	0,15
X_D	-0,1
Y_D	0,3
X_K	-0,15

$L_{DS3} = L_{ES5} = L_{AB}$

Вариант φ_i					
	А	Б	В	Г	Д
φ_i	60	120	240	300	30

Вариант №9

m_1	22
m_2	20
m_3	50
m_5	30
I_{1S}	25
I_{2S}	1,0
F_{3C}	6000
F_{5C}	3000
ω_1	15
ϵ_1	10
l_{AB}	0,1
l_{BC}	0,3
l_{BS2}	0,2
X_E	-0,5
Y_C	0

Вариант φ_i					
	А	Б	В	Г	Д
φ_i	60	120	240	300	30

φ_i	60	120	240	300	30
-------------	----	-----	-----	-----	----

Вариант №10

m_1	22
m_2	20
m_3	50
m_5	30
I_{1S}	25
I_{2S}	1,0
F_{3C}	6000
F_{5C}	3000
ω_1	14
ϵ_1	12
l_{AB}	0,1
l_{BC}	0,3
l_{BS2}	0,2
α	30°
Y_C	0

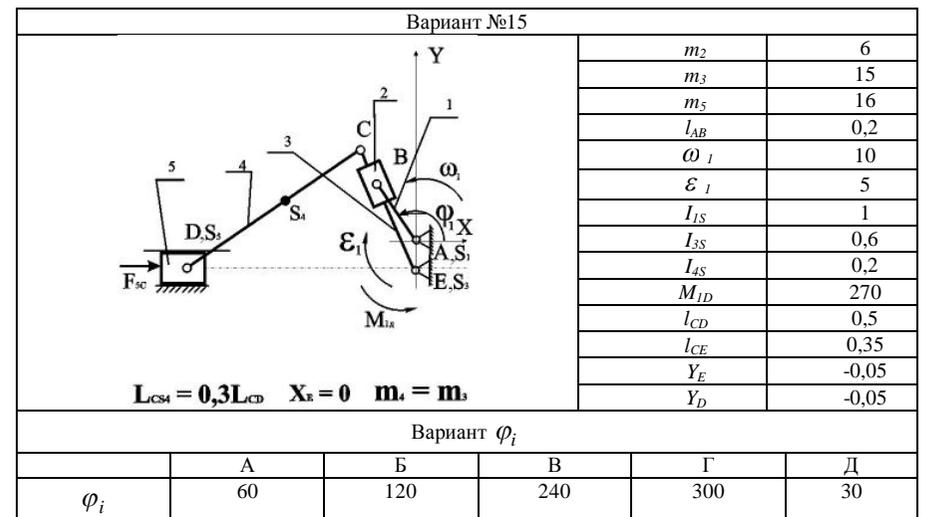
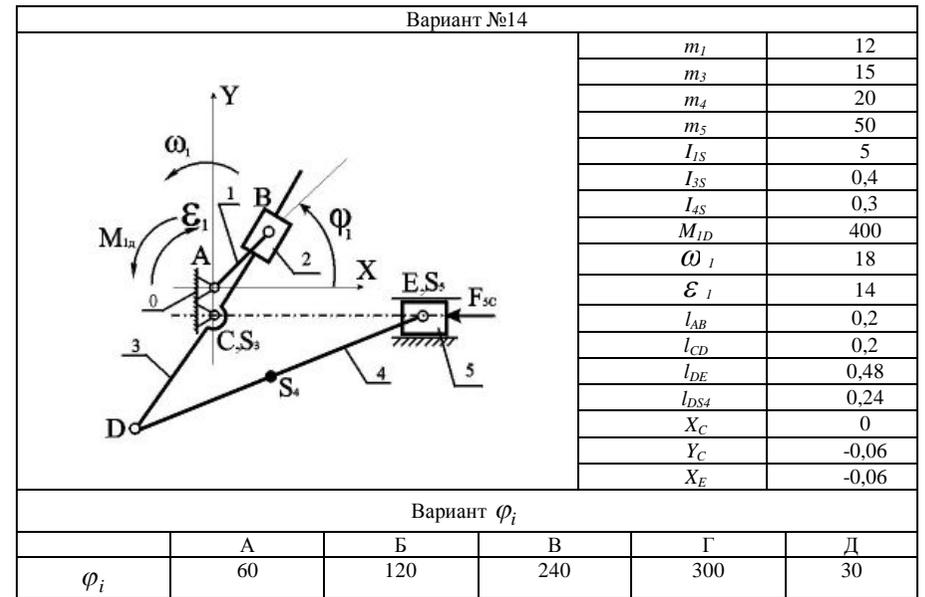
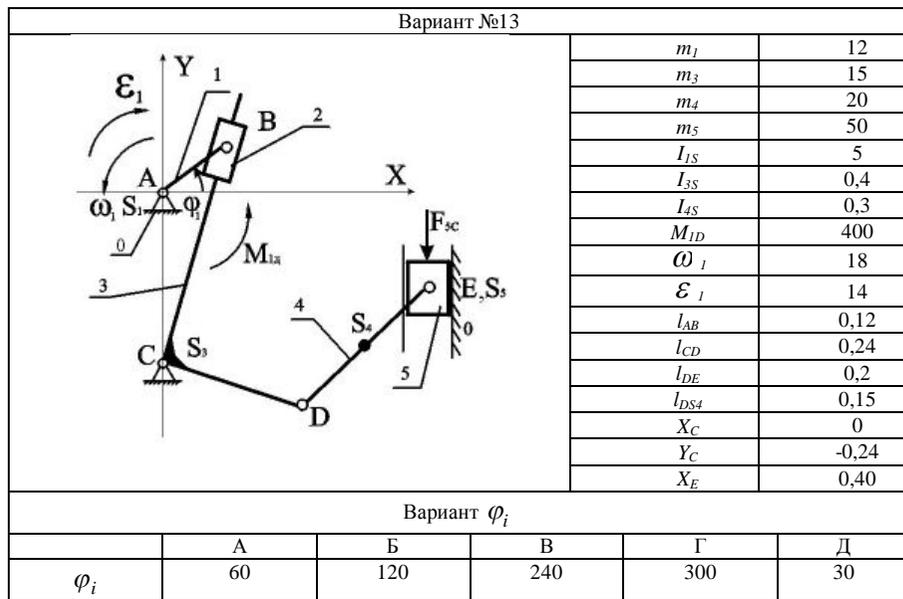
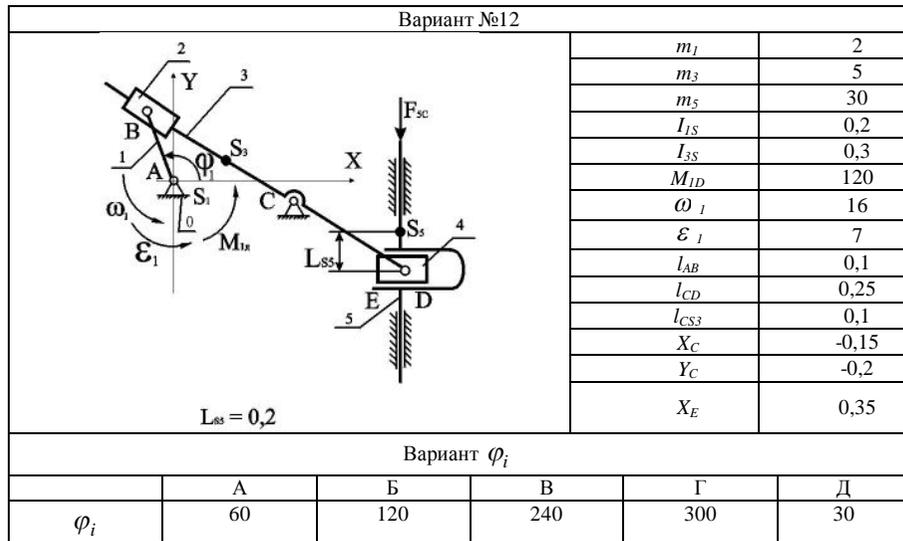
Вариант φ_i					
	А	Б	В	Г	Д
φ_i	60	120	240	300	30

Вариант №11

m_1	2
m_3	5
m_5	30
I_{1S}	0,2
I_{3S}	0,3
F_{5C}	2000
ω_1	16
ϵ_1	7
l_{AB}	0,1
l_{CD}	0,65
l_{CS3}	0,3
X_C	0
Y_C	-0,5
Y_E	0,2

$L_{S5} = 0,3$

Вариант φ_i					
	А	Б	В	Г	Д
φ_i	60	120	240	300	30



φ_i	60	120	240	300	30
-------------	----	-----	-----	-----	----

Вариант №20

m_1	20
m_2	18
m_4	15
m_5	40
I_{1S}	1,6
I_{2S}	1,2
I_{4C}	0,9
F_{5C}	400
ω_1	12
ϵ_1	7
l_{AB}	0,15
l_{BH}	0,46
l_{CE}	0,3
l_{CH}	0,15
X_E	0,38
X_D	0,3
Y_D	0,1

$l_{BS2}=0.35 \quad l_{HS4}=0.2$

Вариант φ_i					
	А	Б	В	Г	Д
φ_i	60	120	240	300	30

Вариант №21

m_1	30
m_2	50
l_{AB}	0,1
l_{BC}	0,45
l_{CD}	0,3
I_{1S}	0,6
I_{2S}	1,2
I_{3S}	0,8
ω_1	10
ϵ_1	8
l_{BH}	0,3
l_{BS2}	0,2
l_{HS4}	0,25
X_D	0,55
X_E	0,35
F_{4C}	250
M_{3C}	500

$Y_D=0 \quad Y_E=0$
 $m_4 = m_3 = m_1 \quad I_{4S} = I_{1S}$

Вариант φ_i					
	А	Б	В	Г	Д
φ_i	60	120	240	300	30

φ_i	А	Б	В	Г	Д
	60	120	240	300	30

Вариант №22

m_1	30
m_2	50
l_{AB}	0,1
l_{BC}	0,45
l_{CD}	0,3
I_{1S}	0,6
I_{2S}	1,2
I_{3S}	0,8
ω_1	10
ϵ_1	8
l_{BS2}	0,2
l_{CS3}	0,12
l_{ES5}	0,1
X_D	-0,5
Y_D	-0,4
Y_K	-0,2
F_{5C}	500

$m_5 = m_3 = m_1$

Вариант φ_i					
	А	Б	В	Г	Д
φ_i	60	120	240	300	30

Вариант №23

m_1	10
m_2	30
m_3	60
l_{AB}	0,2
l_{BC}	0,8
l_{BS2}	0,36
I_{1S}	5
I_{2S}	8
ω_1	20
ϵ_1	15
l_{BH}	0,6
l_{HS4}	0,4
X_E	0,26
I_{4S}	10
M_{1D}	250
m_4	30
F_{4C}	500

Вариант φ_i					
	А	Б	В	Г	Д

φ_i	60	120	240	300	30
-------------	----	-----	-----	-----	----

Вариант №24

m_1	10
m_2	30
m_3	60
l_{AB}	0,2
l_{BC}	0,8
l_{BS2}	0,36
I_{1S}	5
I_{2S}	8
ω_1	20
ϵ_1	15
l_{BD}	0,22
l_{EH}	0,4
X_E	0,55
Y_E	0,4
I_{5S}	2,0
m_5	8,0
F_{5C}	1000

Вариант φ_i

	А	Б	В	Г	Д
φ_i	60	120	240	300	30

Вариант №25

m_1	10
m_2	25
m_3	40
m_5	50
l_{AB}	0,1
l_{BC}	0,3
l_{BS2}	0,15
l_{CD}	0,4
α	30°
l_{EQ}	0,2
l_{QS5}	0,1
X_D	0,5
Y_D	-0,2
X_Q	0,6
Y_Q	0,1
ω_1	10
ϵ_1	30
F_{5C}	3000
I_{1S}	10
I_{2S}	0,5
I_{3S}	2
I_{5S}	5

$l_{BS2} = 0,15$ $l_{QS5} = 0,1$

Вариант φ_i					
	А	Б	В	Г	Д
φ_i	75	330	150	300	0

Вариант №26

m_1	15
m_2	30
m_3	50
m_5	40
l_{AB}	0,1
l_{BC}	0,3
l_{BS2}	0,2
l_{KQ}	0,12
l_{QS5}	0,06
I_{1S}	25
I_{2S}	0,5
I_{5S}	2
X_Q	0,6
ω_1	15
ϵ_1	20
M_{5C}	500

$l_{QS5} = 0,06$

Вариант φ_i

	А	Б	В	Г	Д
φ_i	45	120	240	300	150

Вариант №27

m_1	20
m_2	50
m_3	30
m_5	50
l_{AB}	0,1
l_{BC}	0,4
l_{BS2}	0,2
l_{CD}	0,5
l_{BK}	0,7
l_{DS3}	0,25
X_E	0,3
Y_E	-0,2
X_D	0,5
Y_D	-0,3
X_F	0,35
I_{1S}	30
I_{2S}	5
I_{3S}	5
I_{4S}	2
ω_1	10
ϵ_1	15
F_{5C}	5000

$l_{BS2} = 0,5l_{BC}$ $l_{DS3} = 0,5l_{CD}$

φ_i	45	200	75	280	330
-------------	----	-----	----	-----	-----

Вариант №32					
	m_1	20			
	m_3	50			
	m_4	20			
	l_{AB}	0,2			
	l_{DK}	0,3			
	X_E	0,6			
	Y_E	-0,3			
	X_D	0,1			
	Y_D	-0,5			
	I_{S1}	30			
	I_{S3}	5			
I_{S5}	3				
ω_1	10				
ε_1	20				
M_{5c}	400				
Вариант φ_i					
	А	Б	В	Г	Д
φ_i	30	240	60	150	285

2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИХ РАБОТ

Расчетно-графическая работа №1

1. Структурный анализ шестизвенного кулисного механизма

Структура любой технической системы определяется функционально связанной совокупностью элементов и отношений между ними. При этом для механизмов под элементами понимаются звенья, группы звеньев или типовые механизмы, а под отношениями - подвижные (кинематические пары - КП) или неподвижные соединения. Структура механизма на уровне звеньев, КП и структурных групп отражается его структурной схемой. Структурная схема - графическое изображение механизма, выполненное с использованием условных обозначений рекомендованных ГОСТ (см. например ГОСТ 2.703-68) или принятых в специальной литературе, содержащее информацию о числе и расположении

элементов (звеньев, групп), а также о виде и классе кинематических пар, соединяющих эти элементы.

Задачей структурного анализа является определение числа звеньев и структурных групп, числа и вида КП, числа подвижностей (основных и местных), числа контуров и числа избыточных связей.

1.1. Основные понятия структурного синтеза и анализа

Подвижность механизма - число независимых обобщенных координат однозначно определяющее положение звеньев механизма на плоскости или в пространстве. Связь - ограничение, наложенное на перемещение тела по данной координате. Избыточные (пассивные) - такие связи в механизме, которые повторяют или дублируют связи, уже имеющиеся по данной координате, и поэтому не изменяющие реальной подвижности механизма. При этом расчетная подвижность механизма уменьшается, а степень его статической неопределимости увеличивается. Иногда используется иное определение: Избыточные связи - это связи, число которых в механизме определяется разностью между суммарным числом связей, наложенных кинематическими парами, и суммой степеней подвижности всех звеньев, местных подвижностей и заданной (требуемой) подвижностью механизма в целом. Местные подвижности - подвижности механизма, которые не оказывают влияния на его функцию положения (и передаточные функции), а введены в механизм с другими целями (например, подвижность ролика в кулачковом механизме обеспечивает замену в высшей паре трения скольжения трением качения).

1.2. Основные структурные формулы

Основные структурные формулы были составлены для плоских механизмов Чебышевым и Грюблером, для пространственных - Сомовым и Малышевым. Так как принципы заложенные в построение всех этих формул одинаковы, то их можно записать в обобщенном виде:

$$W = H \cdot n - \sum_{i=1}^{H-1} (H-i) \cdot p_i$$

где H - число степеней подвижности твердого тела (соответственно при рассмотрении механизма в пространстве $H=6$, на плоскости $H=3$); $n = k - 1$ - число подвижных звеньев в механизме; k - общее число звеньев механизма (включая и неподвижное звено - стойку); i - число подвижностей в КП; p_i - число кинематических пар с i подвижностями.

Для расчета избыточных связей используется следующая зависимость:

$$q = W_0 + W_M - W$$

где q - число избыточных связей в механизме; W_0 - заданная или требуемая подвижность механизма; W_M - число местных подвижностей в механизме; W - расчетная подвижность механизма.

1.3. Пример структурного анализа механизма

На рис.1.1 изображена структурная схема плоского механизма. Структурная схема механизма в соответствии с принятыми условными обозначениями изображает звенья механизма, их взаимное расположение, а также подвижные между звеньями. На схеме звенья обозначены цифрами, кинематические пары - заглавными латинскими буквами. Цифры в индексах обозначения КП указывают относительную подвижность звеньев в паре, буквы - на вид пары, который определяется видом относительного движения звеньев (в - вращательное, п - поступательное, ц - цилиндрическое, вп - обозначает высшую пару в которой возможно относительное скольжение с одновременным перекатыванием).

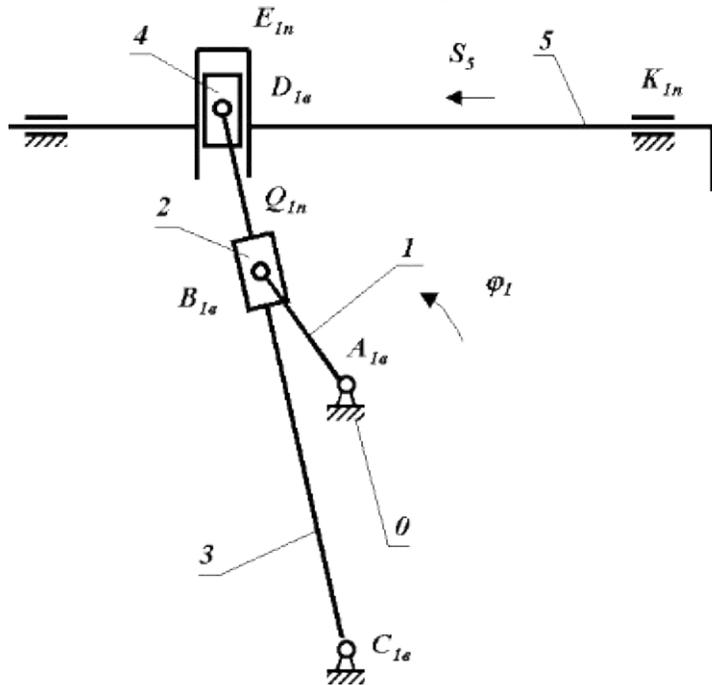


Рисунок 1.1 Структурная схема механизма

Проведем структурный анализ данного механизма. Общее число звеньев механизма $k=6$, число подвижных звеньев $n=5$, число кинематических пар $p_1=7$, из них для плоского механизма одноподвижных $p_1=7$ (вращательных $p_{1в}=4$,

поступательных $p_{1п}=3$). Число подвижностей механизма на плоскости $W^{пл} = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1 = W_0$. Основная подвижность W_0 определяет функцию механизма: преобразование входного вращательного движения φ_1 в поступательное S_5 . Если рассматривать механизм как пространственный, то во-первых необходимо учесть, что с увеличением подвижности звеньев с трех до шести изменяются и подвижности некоторых кинематических пар. В нашем примере это низшая пара Q , у которой подвижность увеличивается до двух. С учетом сказанного, подвижность пространственного механизма равна:

$$W^{np} = 6 \cdot 5 - (5 \cdot 6 + 4 \cdot 1) = 30 - 34 = -4$$

т. е. как пространственный данный механизм не имеет подвижности, так как число связей в нем существенно (на пять) превышает суммарную подвижность всех его звеньев. Однако от рассмотренного ранее плоского варианта пространственный механизм ничем не отличается, то есть он имеет одну основную подвижность. Связи, не изменяющие подвижности механизма, являются избыточными. Для нашего механизма число избыточных связей: на плоскости

$$q^{пл} = W_0 + W_M - W^{пл} = 1 + 0 - 1 = 0$$

в пространстве

$$q^{np} = W_0 + W_M - W^{np} = 1 + 0 - (-4) = 5.$$

Возникает вопрос: почему при переходе от плоской к пространственной модели механизма возникают избыточные связи? При анализе плоской модели механизма мы исключаем из рассмотрения три координаты, а следовательно, и связи наложенные по этим координатам. В плоском механизме оси всех вращательных пар параллельны, а оси поступательных - перпендикулярны оси КП входного звена механизма. Для пространственного механизма выполнение этих условий не обязательно. В нашем механизме 7 кинематических пар и, следовательно, 6 таких условий. Если учесть, что при переходе от плоской модели к пространственной общее число подвижностей в КП увеличилось на единицу, то получим пять избыточных связей (т.к. $6-1=5$). Известно, что избыточные связи возникают только в замкнутых кинематических цепях. Поэтому при анализе структуры механизма важно знать число независимых контуров, образованных его звеньями. Независимым считается контур отличающийся от остальных хотя бы на одно звено. Расчет числа контуров для механизма проводят по формуле Гохмана: $K = p_1 - n = 7 - 5 = 2$, где K - число независимых контуров в механизме; p_1 - число КП в механизме; n - число подвижных звеньев в механизме.

1.4. Структурная классификация механизмов по Ассурю Л.В.

Для решения задач синтеза и анализа сложных рычажных механизмов профессором Петербургского университета Ассуром Л.В. была предложена оригинальная структурная классификация. По этой классификации механизмы не

имеющие избыточных связей и местных подвижностей состоят из первичных механизмов и структурных групп Ассура (см. рис.1.2).

Под первичным механизмом понимают механизм, состоящий из двух звеньев (одно из которых неподвижное) образующих кинематическую пару с одной подвижностью $W_{\text{пм}}=1$. Примеры первичных механизмов даны на рис. 1.3.

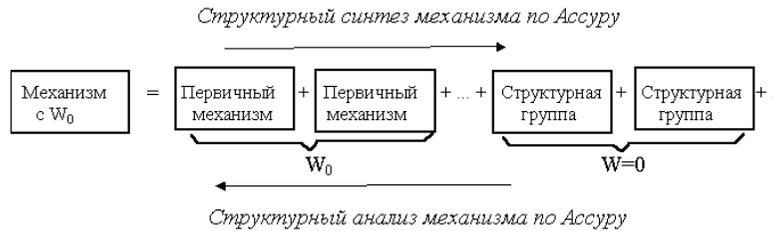


Рисунок 1.2 Структурный синтез и структурный анализ механизма по Ассуру

Структурной группой Ассура (или группой нулевой подвижности) называется кинематическая цепь, образованная только подвижными звеньями механизма, подвижность которой (на плоскости и в пространстве) равна нулю ($W_{\text{гп}} = 0$). Конечные звенья групп Ассура, входящие в две кинематические пары, из которых одна имеет свободный элемент звена, называются поводками. Группы могут быть различной степени сложности. Структурные группы Ассура делятся на классы в зависимости от числа звеньев, образующих группу, числа поводков в группе, числа замкнутых контуров внутри группы. В пределах класса (по Ассуру) группы подразделяются по числу поводков на порядки (порядок группы равен числу ее поводков). Механизмы классифицируются по степени сложности групп входящих в их состав. Класс и порядок механизма определяется классом и порядком наиболее сложной из входящих в него групп.

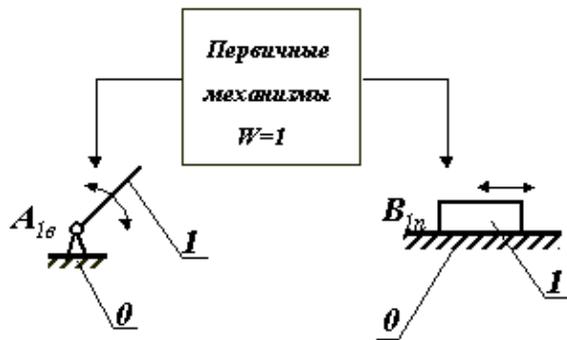
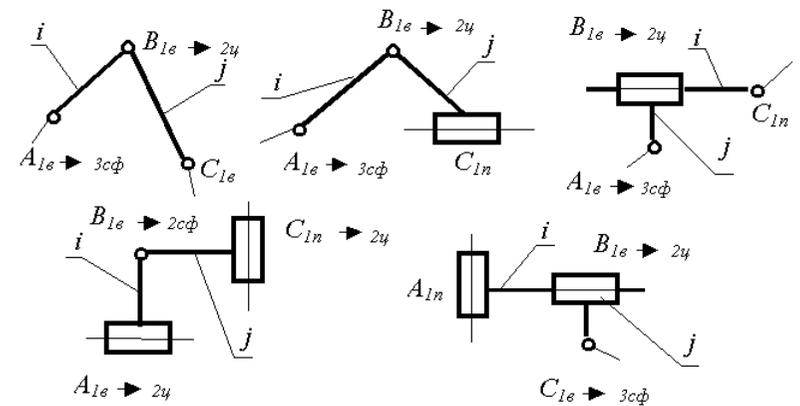


Рисунок 1.3 Примеры первичных механизмов

В плоских механизмах группами являются кинематические цепи с низшими парами которые, удовлетворяют условию $W_{\text{гп}} = 3 \cdot n_{\text{гп}} - 2 \cdot p_1 = 0$. Решения этого уравнения в целых определяют параметры групп Ассура. Эти параметры, а также классы простейших групп по Ассуру и по Артоболовскому приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Класс и порядок по Ассуру	1 кл.2 пор.	1 кл.3 пор.	1 кл.4 пор.
Число звеньев группы $n_{\text{гп}}$	2	4	6
Число кинематических пар p_1	3	6	9
Класс и порядок по Артоболовскому	2 кл.2 пор.	3 кл.3 пор.	4 кл.4 пор.



$$W_{\text{гп}} = 3 \cdot n_{\text{гп}} - 2 \cdot p_1 = 0, \text{ где } n_{\text{гп}} = 2, p_1 = 3.$$

Рисунок 1.4 Двухповодковые группы Ассура (1-й класс 2-й порядок)

1.5. Структурный анализ механизмов по Ассуру

Проведем структурный анализ плоского механизма, схема которого приведена на рис. 1.1, и представим его в виде совокупности первичного механизма и структурных групп Ассура. Результаты структурного анализа изображены на рис. 1.5. Механизм состоит из двух структурных двухповодковых групп (группы, образованные звеньями 2-3 и 4-5) и первичного механизма (включающего звенья 1-0). Если рассмотреть полученные структурные группы как пространственные, то они не будут группами нулевой подвижности, так как имеют избыточные связи.

Преобразовать их в группы с нулевой подвижностью можно уменьшая число связей в кинематических парах, так чтобы при этом не появлялись местные подвижности.

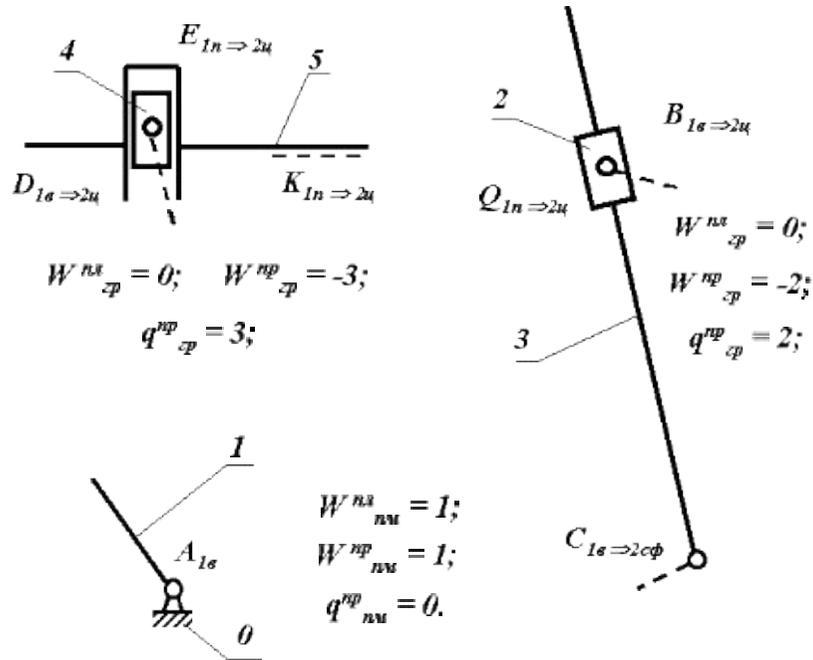


Рисунок 1.5 Структурный анализ механизмов по Асуре

Необходимо также учитывать, что при переходе от плоского представления механизма к пространственному, классы некоторых пар изменяются. Так в нашем механизме одноподвижная поступательная пара Q изменяется на двухподвижную цилиндрическую. Для устранения избыточных связей в группах подвижности КП можно изменить так:

- Группа звеньев 4-5
 - пара $K \rightarrow 1n \rightarrow 2;$
 - пара $D \rightarrow 1σ \rightarrow 2ц;$
 - пара $E \rightarrow 1n \rightarrow 2ц.$
- Группа звеньев 2-3
 - пара $B \rightarrow 1σ \rightarrow 2ц;$
 - пара $C \rightarrow 1σ \rightarrow 2сф;$

где $2ц$ - двухподвижная цилиндрическая КП, $2сф$ - двухподвижная сферическая КП.

После таких изменений подвижностей в КП общая подвижность механизма

$$W^{np} = 6 \cdot 5 - (4 \cdot 6 + 5 \cdot 1) = 30 - 29 = 1,$$

равна единице, а избыточные связи отсутствуют

$$q^{np} = W_0 + W_M - W^{np} = 1 + 0 - 1 = 0.$$

Структурная схема механизма после устранения избыточных связей с использованием условных обозначений КП изображена на рис. 1.6.

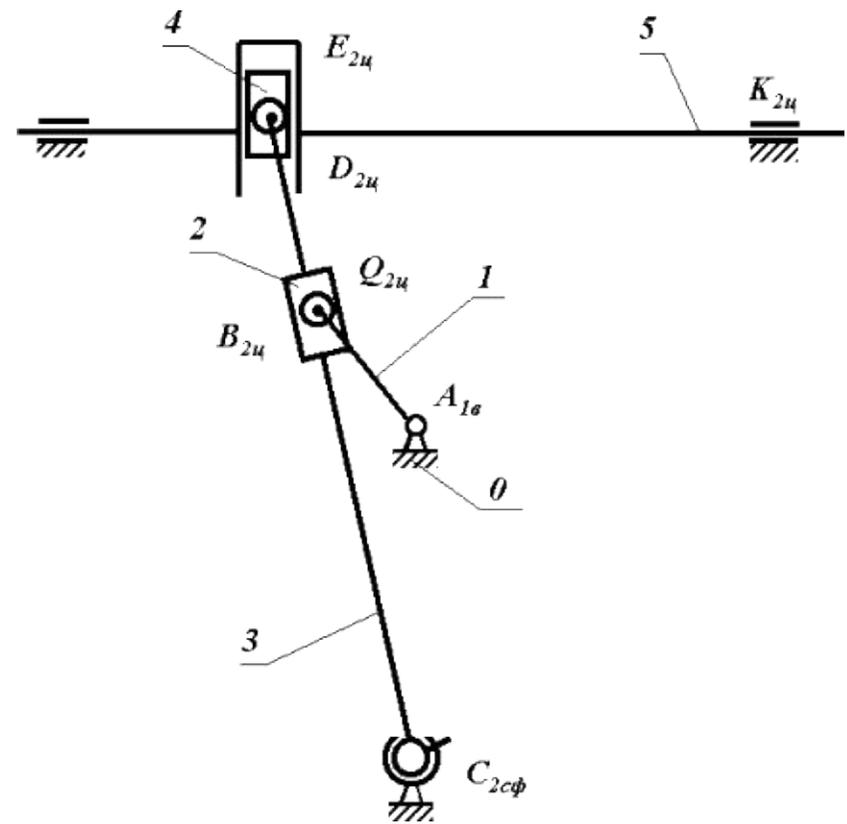


Рисунок 1.6 Структурная схема механизма после устранения избыточных связей

2. Кинематический анализ шестизвенного кулисного механизма методом планов положений, скоростей и ускорений

В данном примере приводится кинематический шестизвенного кулисного механизма (рис. 2.1). Решение векторных уравнений скоростей и ускорений проводится графическим методом, часть неизвестных определяется по уравнениям кинематики плоского движения аналитически. Таким образом, для реше-

ния уравнений кинематики используется комбинированный графо-аналитический метод.

2.1. Исходные данные для кинематического расчета механизма

Угловая координата кривошипа $\varphi_1 = 150^\circ$.

Линейные размеры звеньев механизма $l_{AB} = 0,117$ м, $l_{CD} = 0,728$ м, $l_{CS_3} = 0,364$ м, $x_C = 0$ м, $y_C = -0,38$ м, $y_E = 0,71$ м.

В заданном положении механизма:

угловая скорость $\omega_1 = 6,44$ рад/с;

угловое ускорение $\varepsilon_1 = -1,02$ рад/с².

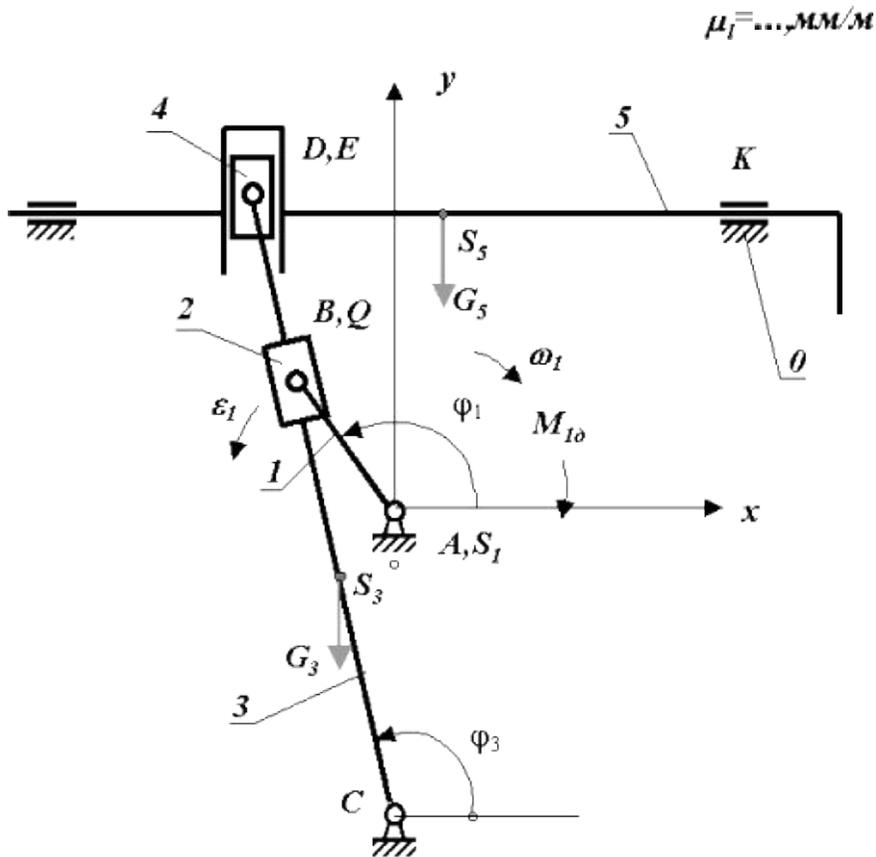


Рисунок 2.1 Кинематическая схема механизма

2.2. Построение планов положений, скоростей и ускорений

2.2.1. Построение плана положений. Планом положений механизма называется векторная диаграмма, на которой в масштабе изображены векторы звеньев механизма. При построении плана положений звенья изображаются прямыми линиями. Кинематические пары на плане не изображаются. С помощью плана положений графически решается задача о положении звеньев, определяются неизвестные линейные и угловые координаты. При выполнении домашнего задания построение плана положений заменяют вычерчиванием кинематической схемы механизма в заданном положении. Кинематической схемой механизма называется его структурная схема, выполненная в масштабе. При вычерчивании кинематической схемы используются условные обозначения звеньев и кинематических пар рекомендуемые ГОСТ 2.770-80. Кинематическая схема анализируемого механизма приведена на рис. 2.1.

2.2.2. Построение плана скоростей. Линейную скорость точки B звена 1 определяем по формуле вращательного движения

$$V_{B1} = \omega_1 \cdot l_{AB} = 6,44 \cdot 0,117 = 0,76 \text{ м/с,}$$

На плане скорость V_{B1} изображается отрезком $p_v b$. Зададимся величиной этого отрезка $p_v b = 76$ мм, и определим масштаб плана скоростей $m_v = p_v b / V_{B1} = 76 / 0,76 = 100 \text{ мм/м} \cdot \text{с}^{-1}$.

Для определения скорости точки B звена 3 составим векторное уравнение сложного движения

$$\vec{V}_{B3} = \vec{V}_{B1} + \vec{V}_{B3B1}$$

из графического решения этого уравнения находим значения скорости

$$V_{B3} = p_v b_3 / m_v = 70 / 100 = 0,7 \text{ м/с,}$$

$$V_{B3B1} = b_3 b_1 / m_v = 30 / 100 = 0,3 \text{ м/с.}$$

Скорость точки D и центра масс звена 3 определяем пропорциональным делением отрезков плана скоростей:

$$\frac{p_v d}{p_v b_3} = \frac{CD}{CB}, \quad p_v d = \frac{CD}{CB} \cdot p_v b_3 = 105 \text{ мм,}$$

$$\frac{p_v s_3}{p_v b_3} = \frac{CS_3}{CB}, \quad p_v s_3 = \frac{CS_3}{CB} \cdot p_v b_3 = 52,5 \text{ мм,}$$

$$V_D = \frac{p_v d}{m_v} = \frac{105}{100} = 1,05 \text{ м/с,}$$

$$V_{S3} = \frac{p_v s_3}{\mu_v} = \frac{52,5}{100} = 0,525 \text{ м/с.}$$

Угловую скорость звена 3 находим по следующей формуле:

$$\omega_3 = V_D / l_{CD} = 1,05 / 0,728 = 1,43 \text{ рад/с.}$$

Для определения скорости точки E звена 5 составим векторное уравнение сложного движения

$$V_E = V_D + V_{ED}$$

из графического решения этого уравнения находим значения скорости

$$V_E = p_v e / m_v = 104 / 100 = 1,04 \text{ м/с,}$$

$$V_{ED} = ed / m_v = 13 / 100 = 0,13 \text{ м/с.}$$

План скоростей приведен на рис. 2.2.

2.2.3. Построение плана ускорений. Ускорение точки B звена 1 определяем по формулам вращательного движения

$$\vec{a}_{B1} = \vec{a}_{B1}^n + \vec{a}_{B1}^t$$

где \vec{a}_{B1}^n - нормальная составляющая ускорения,

$$a_{B1}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 6,4^2 \cdot 0,117 = 4,9 \text{ м/с}^2,$$

\vec{a}_{B1}^t - тангенциальная составляющая,

$$a_{B1}^t = \varepsilon_1 \cdot l_{AB} = 1,02 \cdot 0,117 = 0,12 \text{ м/с}^2.$$

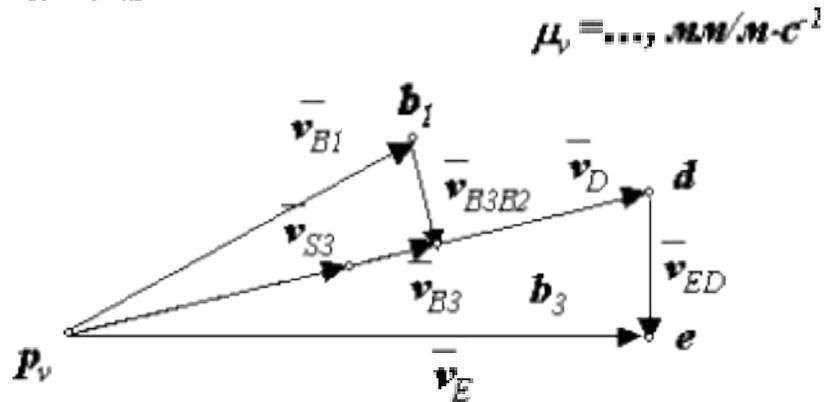


Рисунок 2.2 План скоростей

Задаемся величиной отрезка $p_a n'_{b1} = 147$ мм, изображающего на плане ускорений нормальную составляющую, и определяем масштаб плана ускорений $m_a = p_a n'_{b1} / a_{B1}^n = 147 / 4,9 = 30 \text{ мм/м}\cdot\text{с}^2$.

Ускорение точки B звена 3 определяется совместным решением векторных уравнений сложного движения точки B_3 относительно точки B_1

$$\vec{a}_{B3} = \vec{a}_{B1} + \vec{a}_{B3B1} + \vec{a}_{B3B1}^k$$

где \vec{a}_{B3B1}^k - ускорение Кориолиса точки B_3 в относительном движении относительно точки B_1 ,

$$a_{B3B1}^k = 2\omega_3 \cdot V_{B3B1} = 2 \cdot 1,43 \cdot 0,3 = 0,86 \text{ м/с}^2$$

и вращательного движения звена 3,

$$\vec{a}_{B3} = \vec{a}_{B3}^n + \vec{a}_{B3}^t$$

где a_{B3}^n - нормальная составляющая ускорения,

$$a_{B3}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC} = 1,43^2 \cdot 0,49 = 1,01 \text{ м/с}^2,$$

a_{B3}^t - тангенциальная составляющая.

Тангенциальные составляющие ускорений найдем из плана ускорений

$$a_{B3B1}^t = n_{b3} b_1' / m_a = 106 / 30 = 3,53 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{B3}^t = p_a b_3' / m_a = 28,5 / 30 = 0,95 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение точки D и центра масс звена 3 определим методом пропорционального деления отрезков плана ускорений:

$$\frac{p_a d'}{p_a b_3'} = \frac{CD}{CB}, \quad p_a d' = \frac{CD}{CB} \cdot p_a b_3' = 62 \text{ мм,}$$

$$\frac{p_a s_3'}{p_a b_3'} = \frac{CS_3}{CB}, \quad p_a s_3' = \frac{CS_3}{CB} \cdot p_a b_3' = 31 \text{ мм,}$$

$$a_D = \frac{p_a d'}{\mu_a} = \frac{62}{30} = 2,06 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{S3} = \frac{p_a s_3'}{\mu_a} = \frac{31}{30} = 1,03 \text{ м/с}^2.$$

По величине тангенциальной составляющей a_{B3}^t находим угловое ускорение звена 3

$$\varepsilon_3 = a_{B3}^t / l_{CB} = 0,95 / 0,49 = 1,94 \text{ рад/с}^2.$$

Ускорение точки E звена 5 определяется из решения векторного уравнения сложного движения точки E относительно точки D

$$\vec{a}_E = \vec{a}_D + \vec{a}_{ED}^t$$

Из плана ускорений:

$$a_E = a_{S5} = p_a e' / m_a = 48 / 30 = 1,6 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{ED}^t = e' d' / m_a = 40 / 30 = 1,32 \text{ м/с}^2.$$

План ускорений показан на рис. 2.3.

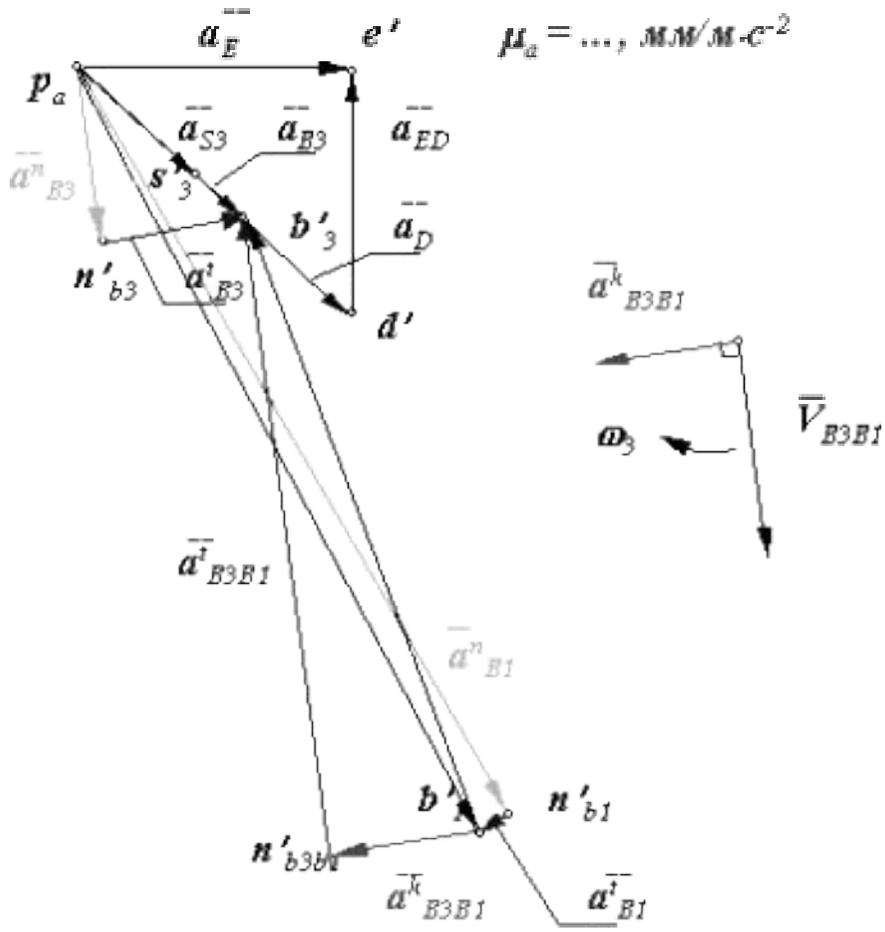


Рисунок 2.3 План ускорений

Расчетно-графическая работа №2

3. Силовой расчет шестизвенного кулисного механизма

Рассматривается кинестатический расчет шестизвенного кулисного механизма. Решение поставленной задачи осуществляется методом кинестатики. Решение векторных уравнений сил проводится графическим методом, а уравне-

ния моментов решаются аналитически. Таким образом, для решения уравнений кинестатики в данном примере используется графо-аналитический метод.

3.1. Исходные данные для силового расчета механизма

Угловая координата кривошипа $\varphi_1 = 150^\circ$

Моменты инерции звеньев механизма $I_1=200 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, I_{3S}=1?1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Массы звеньев механизма $m_1 = 714 \text{ кг}, m_3 = 20 \text{ кг}, m_5 = 72 \text{ кг}$. Сила сопротивления, действующая на звено 5 $F_c = 1980 \text{ Н}$.

Необходимые для силового расчета кинематические параметры определены ранее при выполнении кинематического анализа механизма.

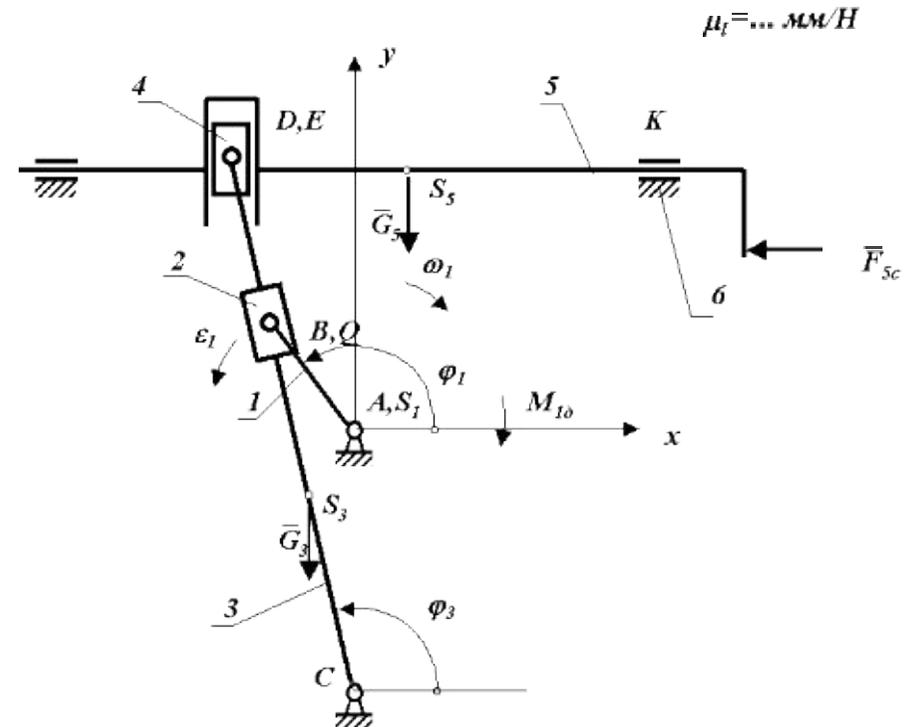


Рисунок 3.1 Расчетная схема механизма

3.2. Определение главных векторов и главных моментов сил инерции

Главные векторы сил инерции

$$\Phi_3 = m_3 \cdot a_{S3} = 20 \cdot 1,03 = 20,6 \text{ Н},$$

$$\Phi_5 = m_5 \cdot a_E = 72 \cdot 1,6 = 115 \text{ Н}.$$

Главные моменты сил инерции:

$$\text{для звена 1 } M_{\Phi 1} = I_{10} \cdot \varepsilon_1 = 200 \cdot 1,02 = 204 \text{ Нм},$$

$$\text{для звена 3 } M_{\Phi 3} = I_{3S} \cdot \varepsilon_3 = 1,1 \cdot 1,94 = 2,134 \text{ Нм}.$$

3.3. Кинестатический силовой расчет механизма

3.3.1. Силовой расчет группы звеньев 4-5

Вначале рассмотрим звено 4 (рис. 3.2)

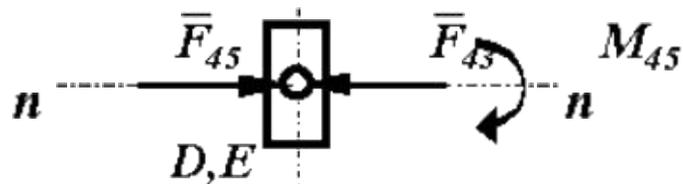


Рисунок 3.2 Равновесие звена 4

Векторное уравнение сил

$$\sum_n \vec{F}_{(4)} = 0, \quad \vec{F}_{45} + \vec{F}_{43} = 0$$

Из этого уравнения следует, что сила $\vec{F}_{43} = -\vec{F}_{45}$ и приложена в точке D к звену 4.

Сумма моментов для звена 4 относительно точки D позволяет вычислить момент в поступательной паре E , образованной звеньями 4 и 5,

$$\sum_n M_{D(4)} = 0, \quad M_{45} = 0.$$

Векторное уравнение сил для группы звеньев 4-5 (рис.3.3) дает возможность графически определить значения сил F_{43} и F_{56}

$$\sum_n \vec{F}_{(4-5)} = 0, \quad \vec{G}_5 + \vec{F}_{5C} + \vec{F}_{43} + \vec{F}_{56} = 0.$$

Строим план сил в масштабе $m_F = 0,1$ мм/Н и находим

$$F_{43} = 2100 \text{ Н}, \quad F_{56} = 720 \text{ Н}.$$

Для определения реактивного момента в поступательной паре K составим уравнение моментов для звена 5 относительно точки S_5

$$\sum_n M_{S5(5)} = 0, \quad -F_{43} \cdot h_{SF43} + M_{56} - F_{5C} \cdot h_p = 0$$

$$M_{56} = F_{43} \cdot h_{SF43} + F_{5C} \cdot h_p$$

где $h_{SF43} = 0,01$ м, $h_p = 0,08$ м.

$$M_{56} = 2100 \cdot 0,01 + 1980 \cdot 0,08 = 180,4 \text{ Нм}.$$

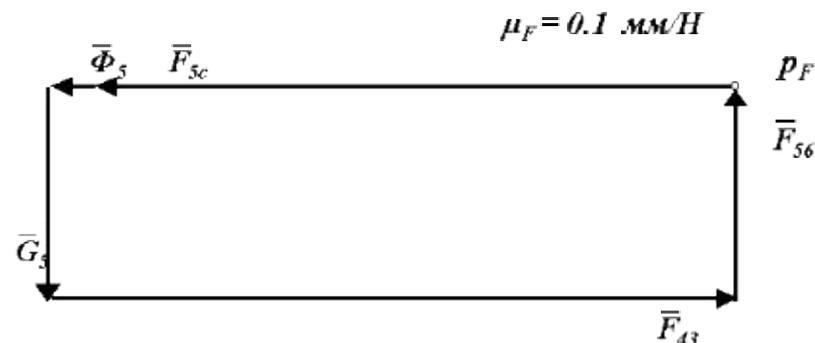
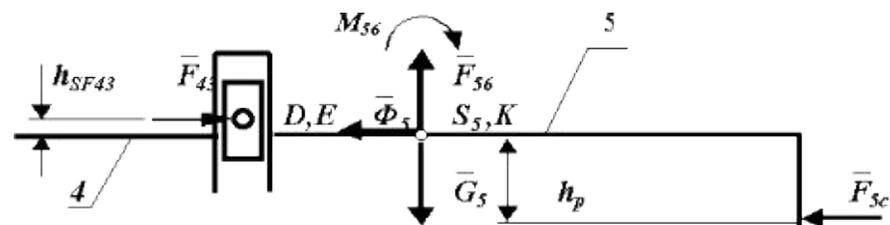


Рисунок 3.3 Равновесие группы звеньев 4-5

3.3.2. Силовой расчет группы звеньев 2-3.

На первом этапе рассматриваем равновесие звена 2 (рис. 3.4) и составляем для него векторное уравнение сил

$$\sum_n \vec{F}_{(2)} = 0, \quad \vec{F}_{23} + \vec{F}_{21} = 0$$

Из этого уравнения следует, что $\vec{F}_{21} = -\vec{F}_{23}$ и приложена в точке A перпендикулярно к звену 2.

Сумма моментов для звена 2 относительно точки B позволяет вычислить момент в поступательной паре Q , образованной звеньями 2 и 3,

$$\sum_n M_{B(2)} = 0, \quad M_{23} = 0$$

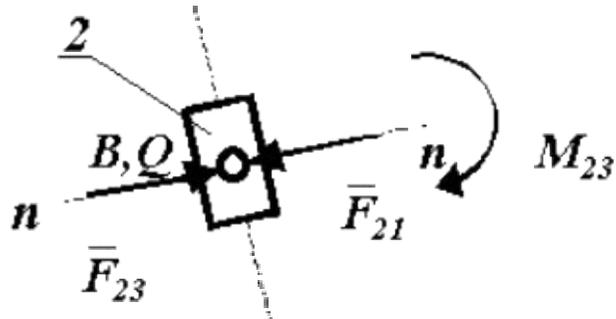


Рисунок 3.4 Равновесие звена 2

Затем составляется уравнение моментов относительно точки C для группы звеньев 2-3, из которого определяется значение силы F_{21} .

$$\sum_n M_{C(2-3)} = 0, \quad F_{34} \cdot h_{CF34} - F_{21} \cdot l_{AC} + G_3 \cdot h_{CG3} + M_{\Phi3} + \Phi_3 \cdot h_{C\Phi3} = 0$$

где $l_{AC} = 0,482$ м, $h_{CF34} = 0,72$ м, $h_{CG3} = 0,045$ м, $h_{C\Phi3} = 0,2575$ м.

$$F_{21} = (2100 \cdot 0,72 + 20,6 \cdot 0,2575 + 200 \cdot 0,045 + 2,15) / 0,482 = 3150 \text{ Н.}$$

Векторное уравнение сил для группы 2-3 позволяет графически определить вектор \vec{F}_{36} по величине и направлению

$$\sum_n \vec{F}_{(3-2)} = 0, \quad \vec{G}_3 + \vec{\Phi}_3 + \vec{F}_{34} + \vec{F}_{21} + \vec{F}_{36} = 0$$

Строим план сил в масштабе $m_F = 0,1$ мм/Н и находим

$$F_{36} = 104 / 0,1 = 1040 \text{ Н.}$$

3.3.3. Силовой расчет начального звена 1 (рис.3.5).

Из векторного уравнения сил для звена 1 графически определяем вектор F_{12} по величине и направлению

$$\sum_n M_{A(1)} = 0, \quad F_{12} \cdot h_{AF12} - M_{\Phi1} - M_{1\delta} = 0$$

Строим план сил в масштабе $m_F = 0,01$ мм/Н и находим

$$F_{16} = 80 / 0,01 = 8000 \text{ Н.}$$

Сумма моментов для звена 1 относительно точки O дает возможность найти значение движущего момента

$$\sum_n \vec{F}_{(1)} = 0, \quad \vec{G}_1 + \vec{F}_{16} + \vec{F}_{12} = 0$$

где $h_{AF12} = 0,11$ м,

$$M_{1\delta} = F_{12} \cdot h_{AF12} - M_{\Phi1} = 3150 \cdot 0,11 - 204 = 142,5 \text{ Нм.}$$

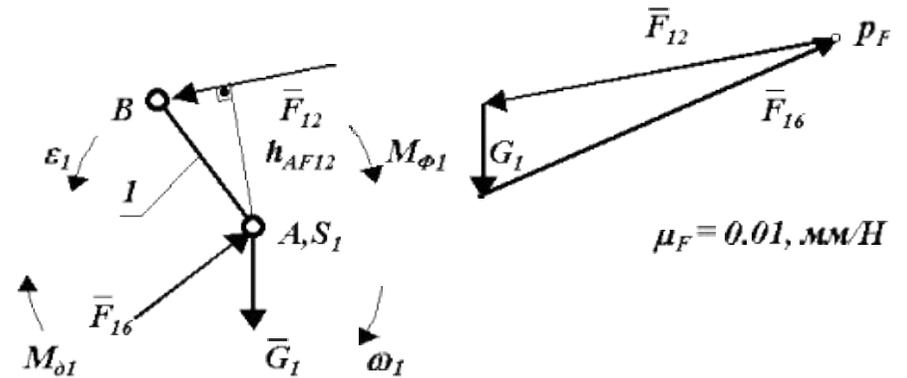


Рисунок 3.5 План сил

Таблица результатов силового расчета

Кинематическая пара	A	B	C	D	E	Q	K
Реакция в КП, кН	$F_{16}=8$	$F_{12}=3,15$	$F_{36}=1,04$	$F_{34}=2,1$	$F_{45}=2,1$	$F_{23}=3,15$	$F_{56}=0,72$
Угловая координата, град.	$\varphi_{16}=25$	$\varphi_{12}=19$ 8	$\varphi_{36}=18$ 5	$\varphi_{34}=18$ 0	--	--	--
Реактивный момент, Нм	--	--	--	--	$M_{45}=0$	$M_{23}=0$	$M_{56}=180,4$
Уравновешивающий момент, Нм	$M_{1\delta}=142$	--	--	--	--	--	--

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. М.: Наука, 1988.
2. Юдин В.А Теория механизмов и машин/ В.А. Юдин, Л.В. Петрокас. М.: Высшая школа, 1977.
3. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин/ С.А. Попов. М.: Высшая школа, 1986.
4. Теория механизмов и машин. Проектирование/ под редакцией Кульбачного О.И. М.: Высшая школа, 1970.
5. Крайнев А.Ф. Словарь – справочник по механизмам/ А.Ф. Крайнев. М.: Машиностроение, 1987.