

Калиев Б.К.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Костанай, 2022

Министерство науки и образования Республики Казахстан
Костанайский региональный университет имени А. Байтурсынова
Кафедра машиностроения

Калиев Б.К.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-методическое пособие

Костанай, 2022 г

УДК 621.01 (075.8)

ББК 34.4 я73

К17

Автор:

Калиев Бейбит Кансбаевич, старший преподаватель кафедры машиностроения Инженерно-технического института имени А.Айтмухамбетова

Рецензенты:

Шаяхметов Амангельды Булатович – к.т.н., ассоциированный профессор, проректор по науке и инновациям Костанайского инженерно-экономического университета имени М. Дулатова.

Жаналинов Базарбай Нургалиевич – к.т.н., доцент кафедры машиностроения инженерно-технического института имени А. Айтмухамбетова, КРУ имени А. Байтурсынова.

Салыков Булат Рахимжанович – к.т.н., заведующий кафедры Машин, тракторов и автомобилей инженерно-технического института имени А. Айтмухамбетова КРУ имени А. Байтурсынова.

Калиев Б.К.

К17 Теория механизмов и машин: Учебно-методическое пособие. - Костанай: КРУ им. А.Байтурсынова, 2022 – 82 с.

ISBN 978-601-356-135-6

Структура лабораторных работ включает цель, теоретические положения и примеры решения, перечень оборудования и принадлежностей, задания и порядок выполнения самостоятельной работы с формой отчетности, контрольные вопросы

Учебно-методическое пособие для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Теория механизмов и машин» предназначено для студентов обучающихся по образовательной программе 6В07103 - «Технологические машины и оборудование» и 6В07105 – «Машиностроение».

ББК 34.4 я73

К 17

Утвержден и рекомендовано к изданию Учебно-методическим советом Костанайского регионального университета имени А.Байтурсынова, 30.03.2022 г., протокол № 2

ISBN 978-601-356-135-6

Содержание

Введение	4
Лабораторная работа № 1	
Структурный анализ механизмов.....	5
Лабораторная работа № 2	
Кинематическое исследование плоского рычажного механизма графическим методом.....	18
Лабораторная работа № 3	
Кинематическое исследование плоского рычажного механизма графоаналитическим методом.....	26
Лабораторная работа № 4	
Аналитическое исследование кривошипно-ползунного механизма.....	35
Лабораторная работа № 5	
Проектирование (синтез) рычажного механизма.....	40
Лабораторная работа № 6	
Силовой анализ плоского рычажного механизма.....	44
Лабораторная работа № 7	
Кинематический анализ кулачкового механизма.....	53
Лабораторная работа № 8	
Проектирование цилиндрического зубчатого зацепления.....	62
Лабораторная работа № 9	
Проектирование червячного зацепления.....	68
Лабораторная работа № 10	
Кинематическое исследование дифференциала мобильной колесной машины.....	75
Список использованных источников	80
Приложения	81

Введение

Теория механизмов и машин (ТММ) является одним из разделов механики, в котором изучается строение, кинематика и динамика механизмов и машин в связи с их анализом и синтезом.

Дисциплина «Теория механизмов и машин» является выборной и базовой дисциплиной, востребованной в подготовке специалистов, решающих проблемы проектирования машин, ускоренного обновления технического уровня, которые необходимы для подготовки специалистов, решающих проблемы проектирования машин. Его основное назначение состоит в формировании базы научных знаний специалиста, познавательной активности, творческой деятельности; готовит студента к изучению специальных дисциплин: проектирование силовых агрегатов, надежность и ремонт технологических машин.

В ТММ под машиной понимается техническое устройство, осуществляющее механические движения, связанные с преобразованием энергии, свойств, размеров, формы или положения материалов или объектов труда или информации с целью облегчения физического и умственного труда человека, повышения его качества и производительности.

Данное учебно-методическое пособие служит дополнением к лекционному материалу по теории механизмов и машин и руководству по лабораторной работе к изучению структуры механизмов.

Лабораторная работа № 1

Тема: Структурный анализ механизмов

Цель работы: Определение вида механизма, назначения, область применения, изучение видов кинематических пар и кинематических цепей, принципа образования механизмов. Определение степени подвижности и составление формулы строения механизма.

1 Теоретические основы

Структура механизмов – это раздел курса, в котором изучается строение механизмов. Систему тел, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел, называют механизмом. Соединение или сопряжение двух соприкасающихся тел, допускающее их относительное движение называют кинематической парой. Тела, образующие кинематическую пару, называют звеньями. Поверхности, линии или точки звеньев, которыми они соприкасаются, образуя кинематическую пару, называют элементами кинематической пары.

По числу степеней свободы в относительном движении звеньев кинематические пары разделяются на одно-, двух-, трех-, четырех- и пяти-подвижные. По геометрическому признаку кинематические пары делят на низшие и высшие. В низшей кинематической паре звенья соприкасаются по поверхности, а в высшей по точке или по линии.

Низшие пары могут быть (таблица 3): вращательные (а, е), поступательные (б), винтовые (д) и шаровые (ж, з). Высшую пару можно представить в виде криволинейного контура, соприкасающегося с другим криволинейным контуром (в, г). Подобные пары встречаются в зубчатых (в), кулачковых (г) и других механизмах.

Вхождение двух звеньев в кинематическую пару накладывает на относительные движения этих звеньев определенные ограничения (условия связи), число которых не может быть больше пяти, т.к. в шести ограничениях звенья теряют относительную подвижность. Кинематические пары по количеству наложенных связей на относительное движение звеньев разделяют на пять классов.

Связанная система звеньев посредством кинематических пар образуют кинематические цепи. Они разделяются, как и кинематические пары, на пространственные и плоские.

Механизм образовывается из кинематических цепей и характеризуется наличием неподвижного звена (стойки), ведущего звена (звеньев) и ведомого (-ых).

Ведущим называют звено, которому сообщают движение, преобразуемое в требуемое движение ведомых звеньев.

Степень подвижности механизма характеризует необходимое количество ведущих звеньев и определяется по формулам:

- формула Малышева для пространственного механизма:

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 \quad (1)$$

- формула Чебышева для плоского механизма:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 0 \quad (2)$$

- для клинового:

$$W = 2n - P_5 \quad (3)$$

где: n - число подвижных звеньев,

P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 - количество кинематических пар соответственно 1-го, 2-го, 3-го, 4-го и 5-го классов.

2 Принцип образования механизмов.

По определению Ассур Л.В. любой механизм может быть образован путем последовательного присоединения сначала к ведущему звену и к стойке, а затем и любым другим звеньям кинематических цепей с нулевой степенью подвижности (степенью свободы относительно стойки).

Схема любого механизма может быть составлена последовательным присоединением к входным (начальным) звеньям и стойке кинематической цепи с нулевой степенью подвижности. Такие к. ц. называются структурными группами Ассур. Примеры различных групп Ассур приведены на схемах и в таблице 2.

Классификации подвергаются только группы звеньев пятого класса. Ассур предложил отдельные группы звеньев, из которых наверняка, как из модулей, можно уверено создавать механизмы. При этом эти группы звеньев соединяются только парами пятого класса (рассматриваются только плоские механизмы). Если при классификации имеющегося механизма в нём будут присутствовать пары четвёртого класса, то их следует заменить парами пятого класса.

Кинематические цепи, удовлетворяющие условию (2), называют группами Ассур или статистически определимой системой.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 0 \quad (4)$$

Если $P_4 = 0$, то формула (4) будет иметь вид:

$$W = 3n - P_5 = 0 \quad (5)$$

или

$$3n = P_5$$

(5a)

выражению (4) удовлетворяют условия при

$$n=2,4,6\dots, \text{ а } P_5=3,6,9\dots$$

Это позволяет классифицировать группы Ассура (таблица 1). Ведущее звено со стойкой условно относят к 1-му указания классу.

Так как число звеньев и кинематических пар не может быть дробным, то число пар пятого класса должно быть кратно трём, а число звеньев должно быть кратным двум (таблица 1).

Таблица 1 – Классификация групп Ассура

Класс гр. Ассура		I	II	III	IV	V	VI	VII
Количество подвижных звеньев	n	1	2	4	6	8	10	12
Количество кинематических пар пятого класса	P_5	1	3	6	9	12	15	18

Класс механизма определяется классом высшей группы, входящий механизм (рисунок 1 и 2).

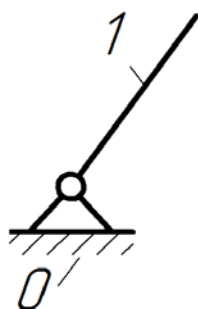


Рисунок 1 – Ведущее звено и стойка (начальная группа звеньев):
 $n=1$, $P_5=1$, I класс

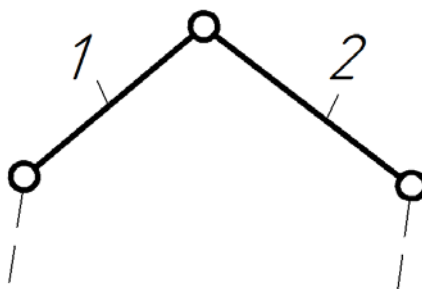


Рисунок 2 – 2 звена, 3 кинематическая пары:
 $n=2$, $P_5=3$, II класс

Структурный анализ механизмов предусматривает их разделение как по конструктивным особенностям, так и по структурным принципам.

Такой подход рационален, тесно связан с образованием механизма, его строением, методами кинематического и силового анализа. Он основан на принципе построения механизма путем наслоения (присоединения) кинематических цепей (в виде структурных групп) к начальному механизму. Следовательно, любой механизм можно получить из более простого присоединением к последнему кинематических цепей с числом степеней свободы $W = 0$, получивших название структурных групп, или групп Ассура.

Замена высших кинематических пар. В плоских механизмах кроме низших кинематических пар, встречаются кинематические пары высшего класса. Для проведения структурного анализа механизма (разбивка его на группы Ассура и определение класса механизма) необходимо произвести замену высших кинематических пар на низшие. При этом исходный механизм называется *основным*, а механизм после замены – *заменяющим*.

Разбиение на группы Ассура плоских механизмов проводится с парами 5-го класса. Для механизмов с высшими парами ищем эквивалентные механизмы с парами 5-го класса, при этом пару 4-го класса заменяем на дополнительное звено и пару 5-го класса.

1. Принципы замены (эквивалентность основного и заменяемого механизмов):

– кинематика мгновенного движения основных и заменяющих звеньев должна быть одинаковой.

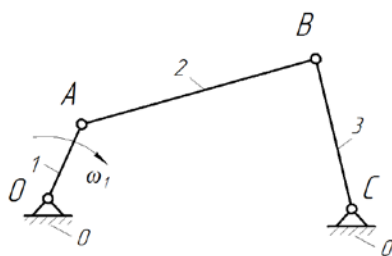
2. Последовательность замены:

– в точке контакта высшей пары (двух профилей) проводим нормаль и ищем центры кривизны этих профилей;

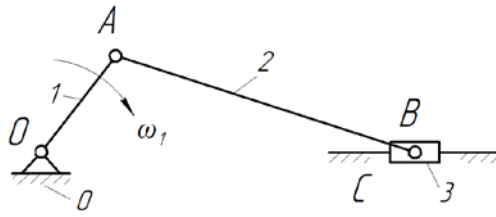
– в центры кривизны помещаем по шарниру и соединяем дополнительным звеном;

– сами шарниры располагаем на основных звеньях.

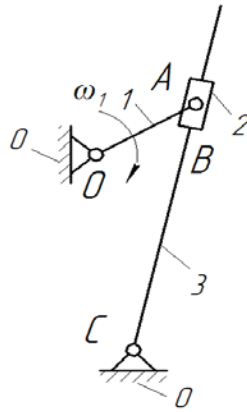
Структурное строение механизма записывается в виде формулы. Для этого из заданной кинематической схемы выявляют группу Ассура II-го класса, присоединенную последним, затем следующую и т.д. до ведущего звена. Если не выделяется II-я группа, то ищут группу III-го класса и т.д. Для примера рассмотрим простейшие механизмы:



Сурет 3 – Кривошипно-коромысловый механизм



Сурет 4 – Кривошипно-ползунный механизм



Сурет 5 – Кулисный механизм

Степень подвижности механизмов рисунок 3-5 равна:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4,$$

$$\text{здесь } n = 3 \quad P_5 = 4 \quad P_4 = 0$$


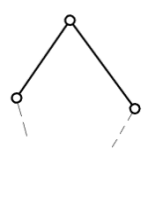
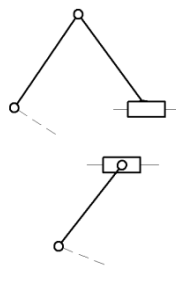
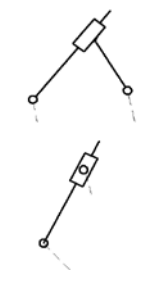
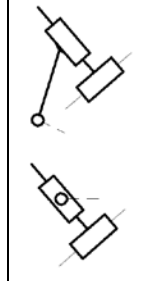
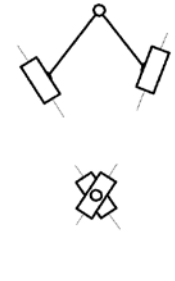
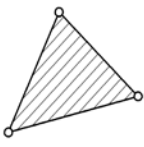
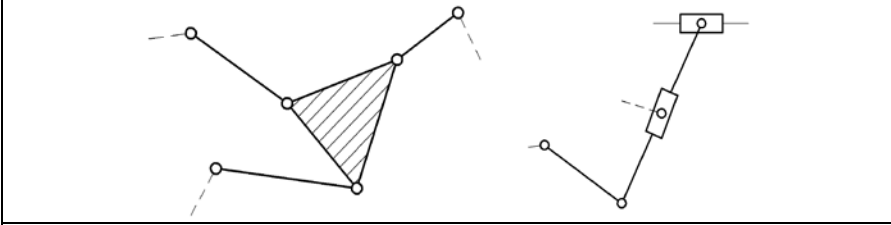
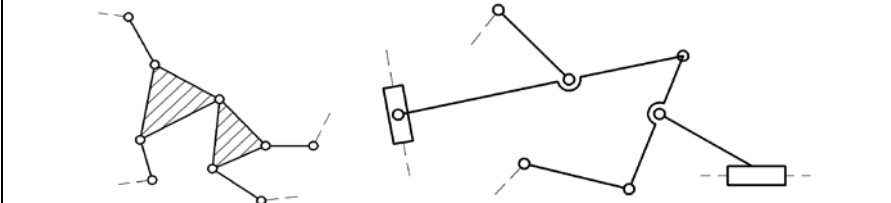
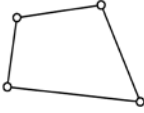
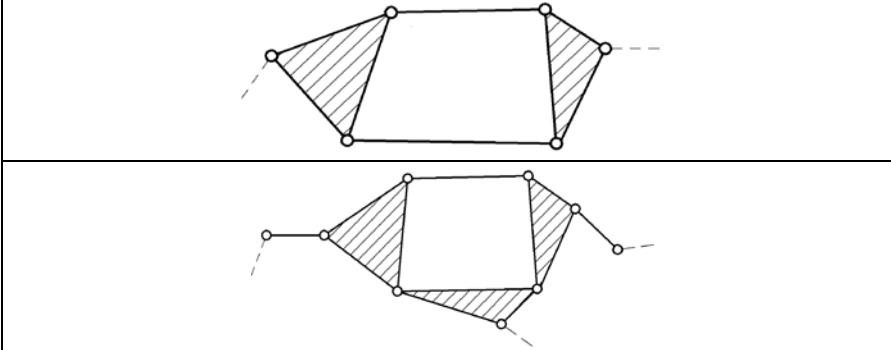
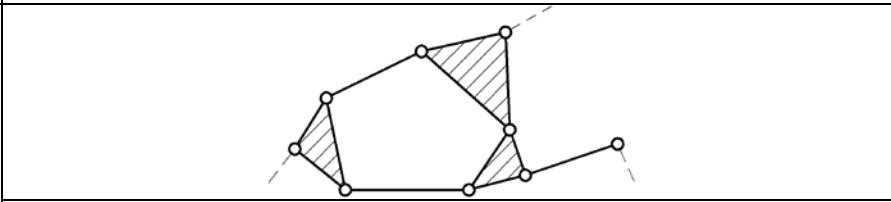
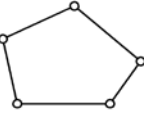
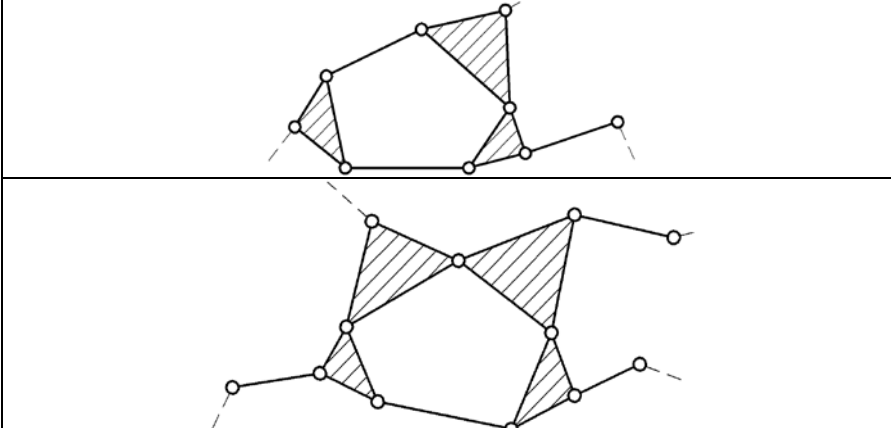

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$$

Структурная формула строения механизма:

$$I(0,1) \rightarrow II(2,3) - \text{механизм II-го класса,}$$

Если в механизме присутствует высшая кинематическая пара P_4 , то ее следует заменить низшей. Примеры замены приведены в таблице 4. Только после этого возможно составление структурной формулы механизма и определение ее класса по наибольшей классности присоединенной группы Ассур.

Таблица 2 – Виды групп Ассура

Класс	Признак	Схемы групп Ассура					Порядок
II							2
		1	2	3	4	5	
		Виды групп					
III	 <p>Звено входящее в 3 пары</p>						3
							4
IV	 <p>Замкнутый контур из 4 звеньев</p>						2
							3
V	 <p>Замкнутый контур из 5 звеньев и более</p>						3
							4

3 Используемые модели и задачи для решения

1. Модели механизмов:

- а) двигателя внутреннего сгорания;
 - б) V-образного двигателя;
 - в) конвейера;
 - г) строгального станка;
 - д) половонабиватель;
2. Задачи для решения.

4 Порядок выполнения работы

1. Изучить виды, условные обозначения и классификацию кинематических пар (таблица 2).

2. Изучить правила замены высшей (P_4) кинематической пары на низшими кинематической пары (P_5) (таблица 4).

3. Составить схемы плоских рычажных механизмов по заданным моделям с нумерацией и определением наименований звеньев и описанием принципа работы.

4. Произвести структурный анализ заданных механизмов, а именно рассчитать степень подвижности, составить структурную формулу, определить класс механизма.

5 Контрольные вопросы

- 1. Что такое кинематические пары, их виды и классификация?
- 2. Что такое кинематические цепи, их виды?
- 3. Как производится замена высших пар низшими?
- 4. Что такое механизм, степень свободы кинематической цепи и степень подвижности механизма?
- 5. Группы Ассура, их виды и классификация.
- 6. Структура и формула строения механизма, его классность?

Таблица 3 – Классификация кинематических пар

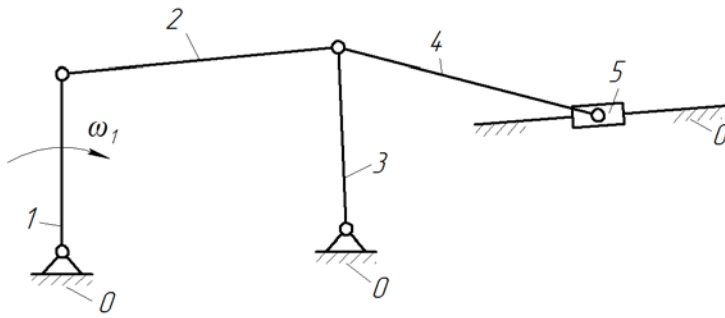
Класс пары	Число условий связи	Род пары, число степеней свободы	Кинематические пары для плоского движения	Класс пары	Число условий связи	Род пары, число степеней свободы	Кинематические пары для пространственного движения
5	5	1		5	5	1	
5	5	1		4	4	2	
4	4	2		4	4	2	
4	4	2		3	3	3	

Таблица 4 – Примеры замены высшей пары на низшие

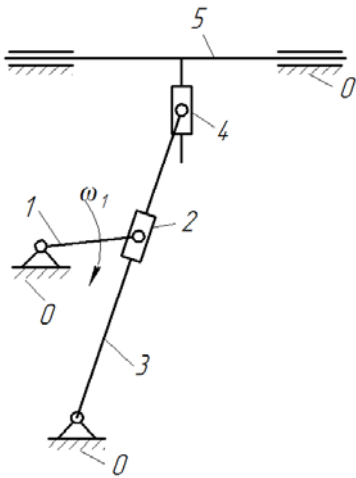
Механизмы	Схемы механизмов с низшими парами	Схемы эквивалентных механизмов с высшими парами
Синусный		
Тангенсный		
Секансный		
Кривошипно-ползунный		
Шарнирный четырёхзвенник		
Кулисный		

Задачи для решения:

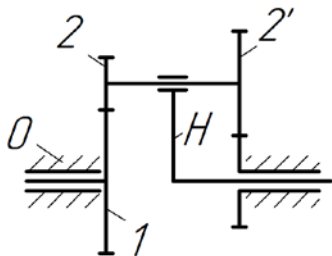
1. Конвейерный механизм



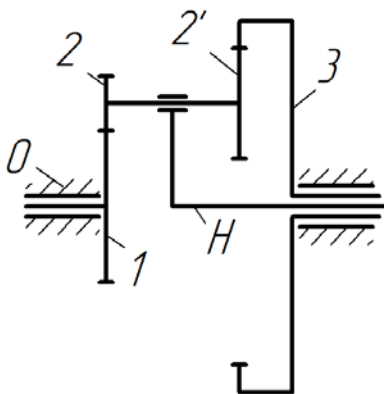
2. Строгальный механизм



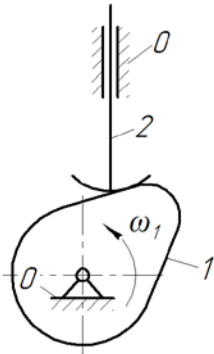
3. Планетарный механизм.



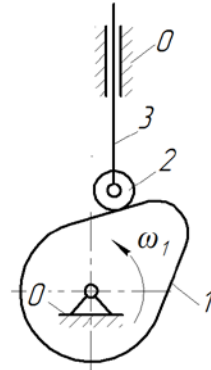
4. Дифференциальный механизм.



5. Кулачковый механизм

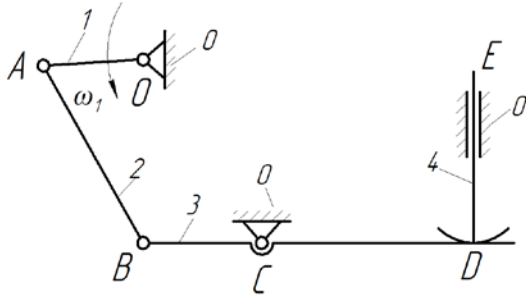


а)

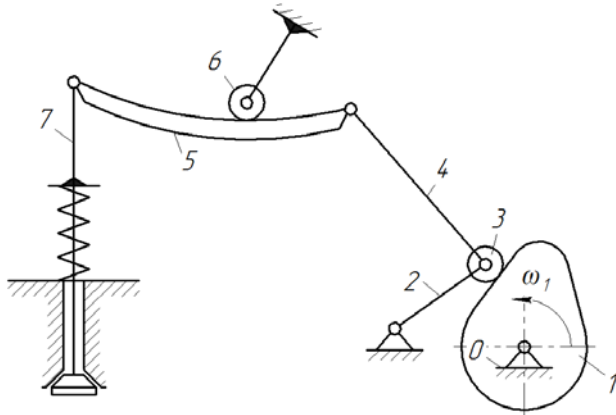


б)

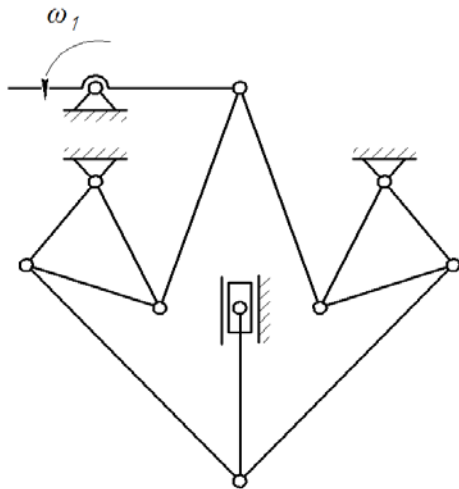
6. Механизм перемещения клапана.



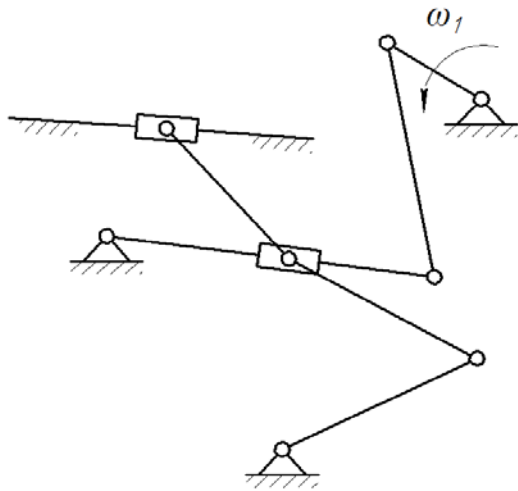
7. Механизм перемещения клапана.



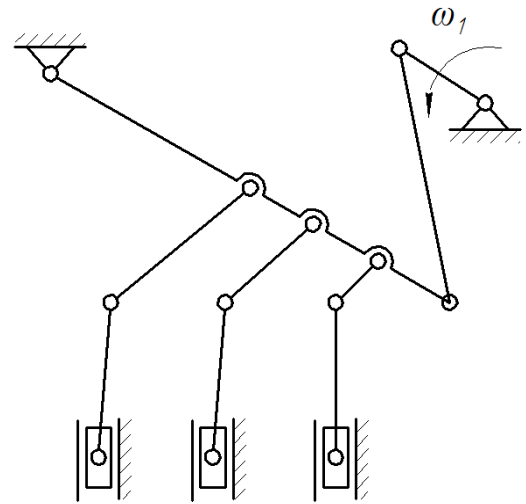
8. Зажим механизма.



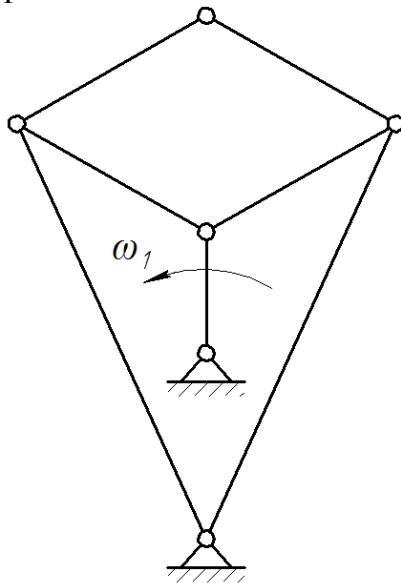
9. Механизм толкателя



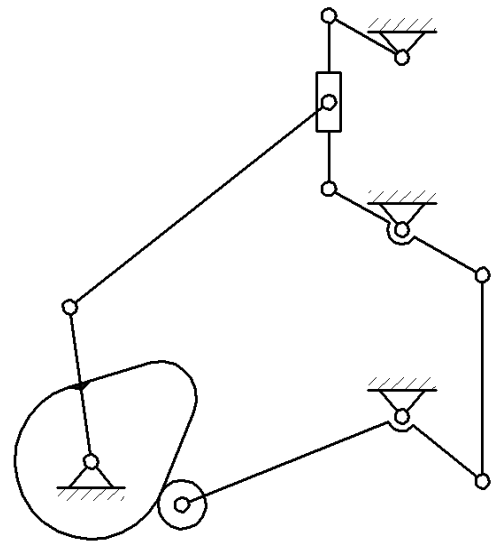
10. Механизм насосной станции



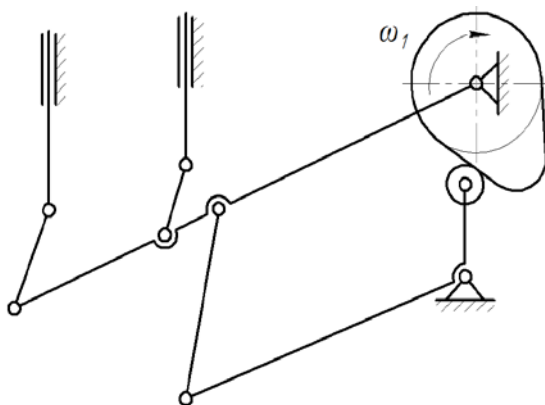
11. Шлифовальный механизм



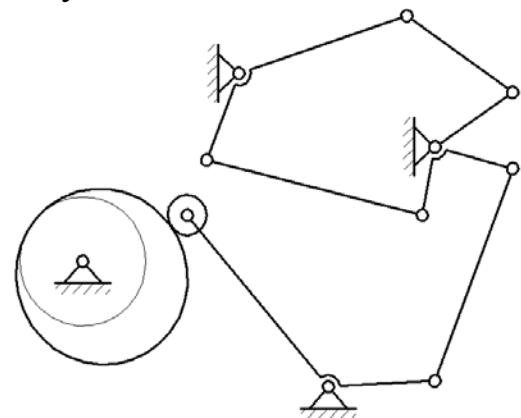
12. Механизм смешивания



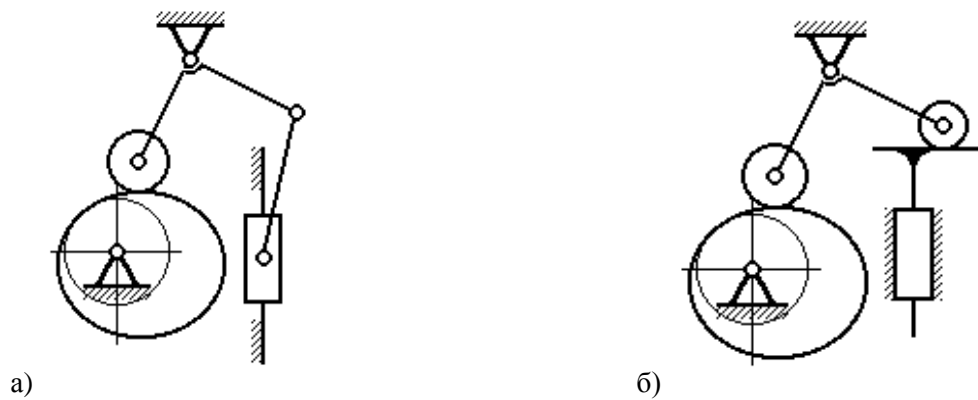
13. Механизм насоса



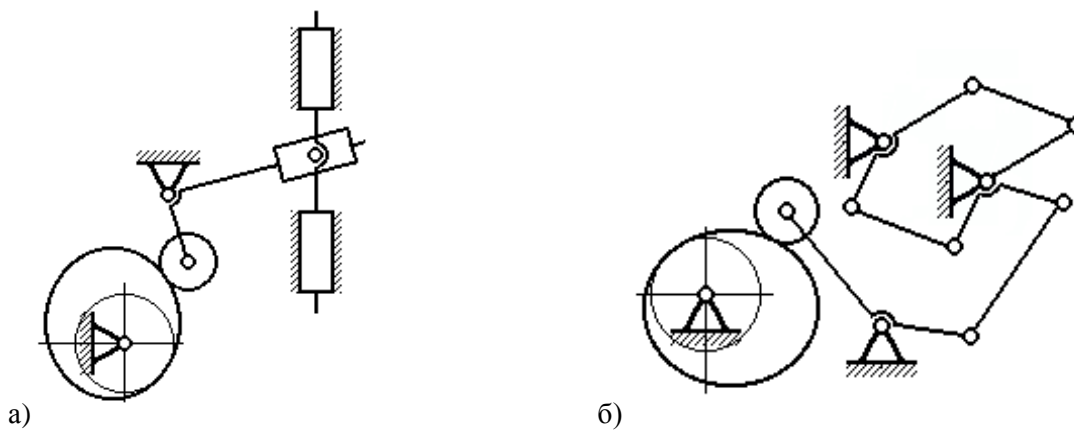
14. Режущий механизм



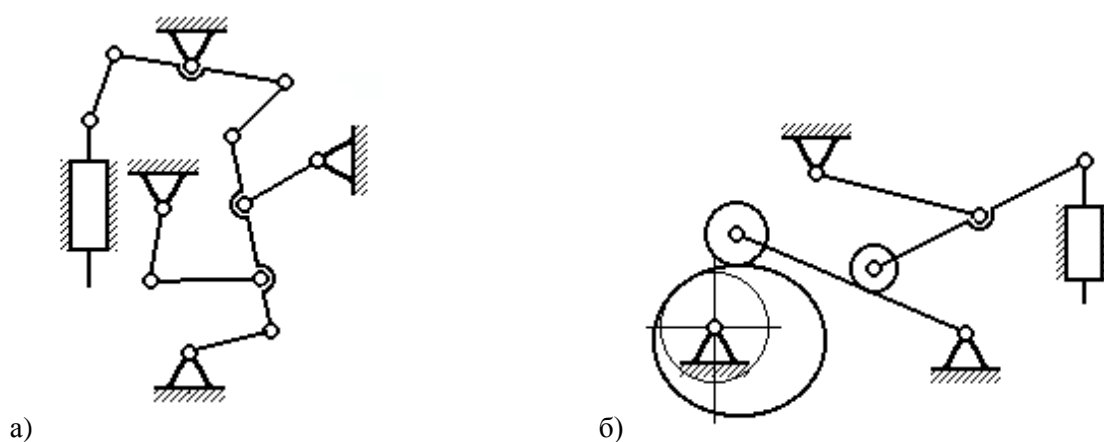
15. Толкатель кулачковый



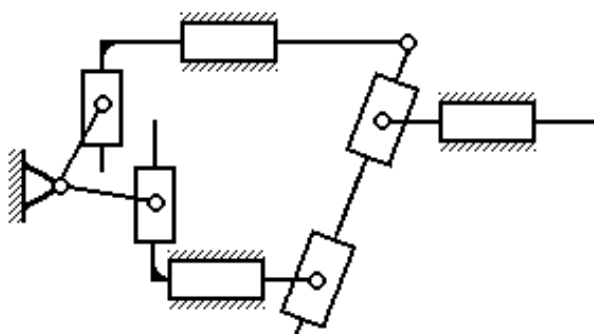
16. Механизм толкателя



17. Насосная станция



18. Механизм перемещения толкателя



Лабораторная работа № 2

Тема: Кинематическое исследование плоского рычажного механизма графическим методом

Цель работы: Освоение графических методов кинематического анализа механизмов.

1 Основные положения кинематического исследования плоских механизмов

Наглядное представление о законе движения ведомого (исполнительного) звена механизма в зависимости от положения ведущего звена дают кинематические диаграммы:

- перемещения $s = f(\varphi)$
- скорости $V = f(\varphi)$
- ускорения $a = f(\varphi)$, где φ – угловое положение ведущего звена.

Рассмотрим построение диаграммы $s=f(\varphi)$ для ползуна 3 (точка B) кривошипно-ползунного механизма, схема которой строится в линейном масштабе μ_l по заданным размерам длин звеньев l_{OA} , l_{AB} и положения оси $y-y$ относительно оси вращения кривошипа с эксцентриситетом e .

Примем угловую скорость кривошипа $\omega_1 = \text{const}$ и $e=0$ (рисунок 6).

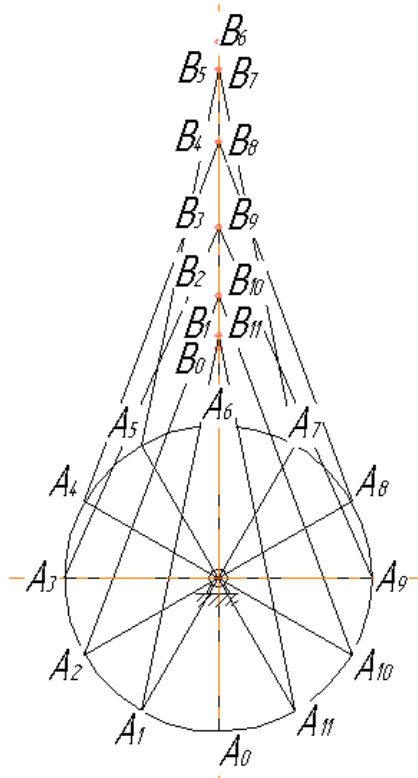


Рисунок 6 – Схема к построению диаграмм перемещения ползуна

Сначала установим положение ведущего звена A_0 , при котором точка B ползуна займет крайнее нижнее положение B_0 . На линии $y-y$ отмечаем положения точки B_i за один оборот при повороте его через каждые 30° , пользуясь циркулем.

Отрезок B_0B_6 представляет путь, пройденный ползуном при повороте кривошипа на 180° и 360° . Пользуясь циркулем, откладываем ординаты перемещения точки B от базовой точки B_0 от соответствующих положений точки A кривошипа отложенных на оси абсцисс φ (рисунок 7).

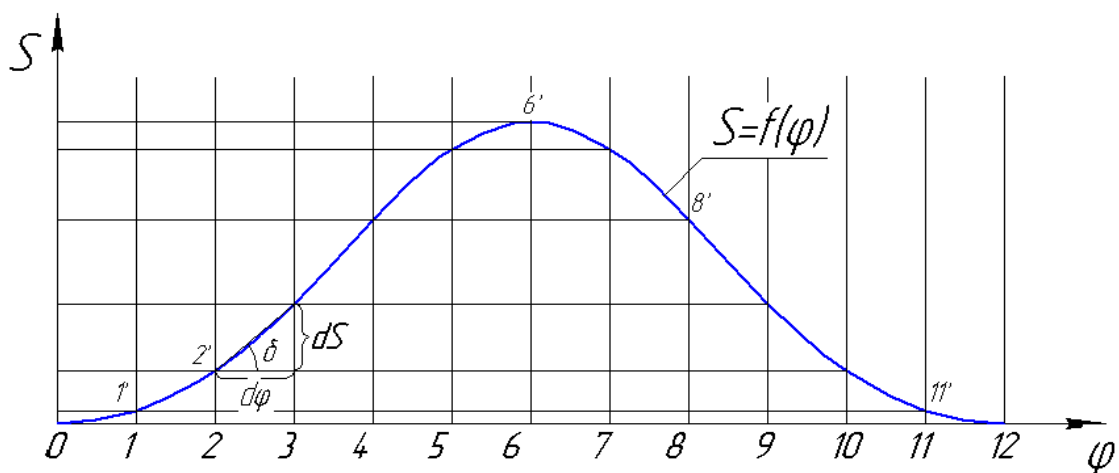


Рисунок 7 – Диаграмма перемещения ползуна

Полученные точки $0, 1^1, 2^1 \dots 11^1, 12$ соединяем плавной кривой, которая и будет отражать зависимость $s_B = f(\varphi)$. Масштаб перемещения μ_s по оси ординат будет равным $\mu_s = \mu_l$. В свою очередь линейный масштаб построения схемы удобно выбрать по длине кривошипа, т.е.

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{|l_{OA}|} \left(\frac{M}{MM} \right), \quad (6)$$

где: l_{OA} длина кривошипа, м;

$|l_{OA}|$ - длина кривошипа на чертеже, мм.

Длина шатуна; вычерчиваемого на чертеже, решается по этой формуле:

$$|l_{AB}| = \frac{l_{AB}}{\mu_l} (MM) \quad (7)$$

где: l_{AB} длина шатуна, м;

Масштаб угла поворота φ по оси абсцисс равен:

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{|2\pi|} \left(\frac{1}{MM} \right), \quad (8)$$

где: $|2\pi|$ - длина отрезка по оси абсцисс, соответствующая 12-ти положениям точки A кривошипа, мм.

2 Графическое дифференцирование

Скорость точки B является производной пути s по времени t или по углу поворота кривошипа φ , т.е.

$$V_B = \frac{ds}{dt} = \frac{ds_i}{d\varphi_i} \omega_1 = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi} \operatorname{tg} \delta_i \omega_1 \quad (9)$$

где: $\operatorname{tg} \delta = ds/d\varphi$ – угол наклона касательной или хорды к оси абсцисс на элементарном участке $d\varphi$, соответствующий элементарному перемещению ds (рисунок 8).

Таким образом, скорость точки B пропорциональна тангенсу угла наклона касательной или хорды. Формула (8) является основной при графическом дифференцировании методом проведения касательных или хорд. Оба метода идентичны, но проще метод хорд, т.к. касательные проводить труднее.

Применим метод хорд, для этого под графиком $s_B = f(\varphi)$ проведем оси координат, где по оси ординат будут откладываться значения скорости V_B , соответствующие положениям точки A кривошипа, а по оси абсцисс φ . Ось абсцисс продолжим влево от начала координат до точки K_1 на расстояние $H = (20-30)$ мм

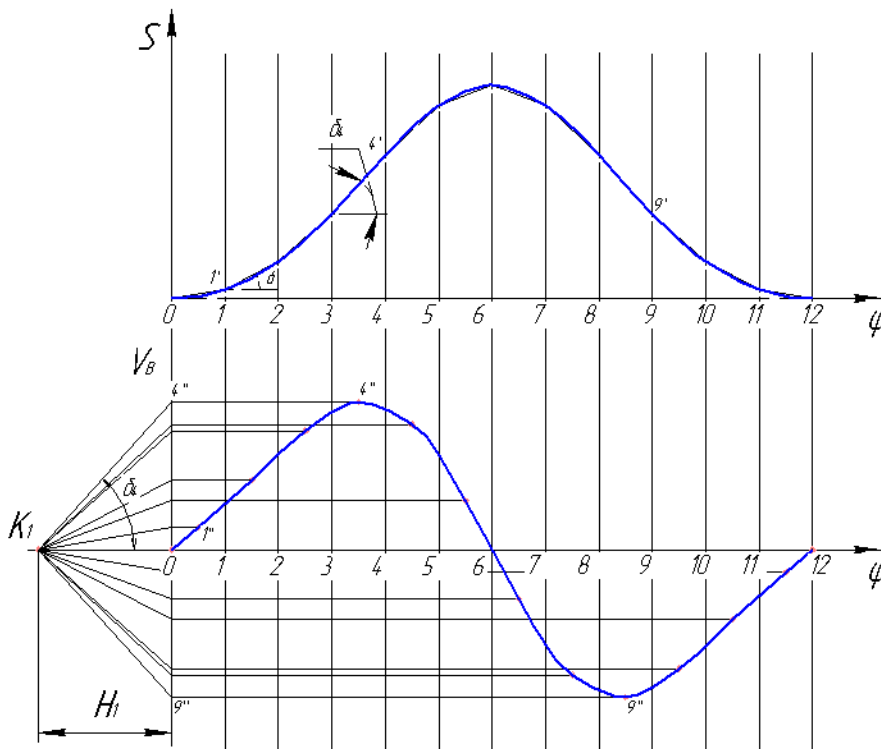


Рисунок 8 – К графическому дифференцированию

На графике $s_e = f(\varphi)$ соединим точки 0 и 1^1 хордой. Параллельно этой хорде из точки K_1 проведем луч и из точки пересечения с ординатой V_e проведем горизонталь на участке 0-1. Далее из середины участка 0-1 проведем вертикаль до пересечения с горизонталью. Отрезок по вертикали z_1 будет выражать значение скорости точки B на участке перемещения 0-1, т.к. из треугольника OK_11^{11} имеем:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{O1^{11}}{OK} = \frac{z_1}{H},$$

подставляя в (9) получим:

$$V_e = \frac{\mu_s z_1}{\mu_\varphi H} \omega_1 \quad (9')$$

Поскольку значения μ_s , μ_φ , ω и H постоянны, то соотношение:

$$\mu_v = \frac{\mu_s \omega_1}{\mu_\varphi H} \quad (10)$$

будет выражать масштаб скорости, следовательно,

$$V_{ei} = \mu_v \cdot z_{vi}$$

Аналогично определяем скорости точки B на участках 1-2, 2-3 ..., 11-12, т.е. значения z_i , тогда скорость на любом участке:

$$V_{ei} = \mu_v \cdot |z_{vi}| \quad (11)$$

Характер кривой $V_e = f(\varphi)$ определяем, соединив плавной кривой полученные точки 0, 1^{111} , 2^{111} , ..., 11^{111} , 12.

Под графиком $V_B = f(\varphi)$ этим же методом строится график ускорения $a_B = f(\varphi)$, где масштаб ускорения определяется аналогично:

$$\mu_a = \frac{\mu_v \omega_1}{\mu_\varphi H} \quad (12)$$

тогда значение ускорения:

$$a_{ei} = \mu_a \cdot |z_{ai}| \quad (13)$$

Чем больше H , тем меньше масштаб скорости μ_v и тем больше величины ординат диаграммы $V = f(t)$. При выборе H следует ориентироваться на наиболее

крутую хорду. Кривая скорости является дифференциальной кривой по отношению к диаграмме пути, и наоборот, график пути является интегральной кривой по отношению к графику скорости.

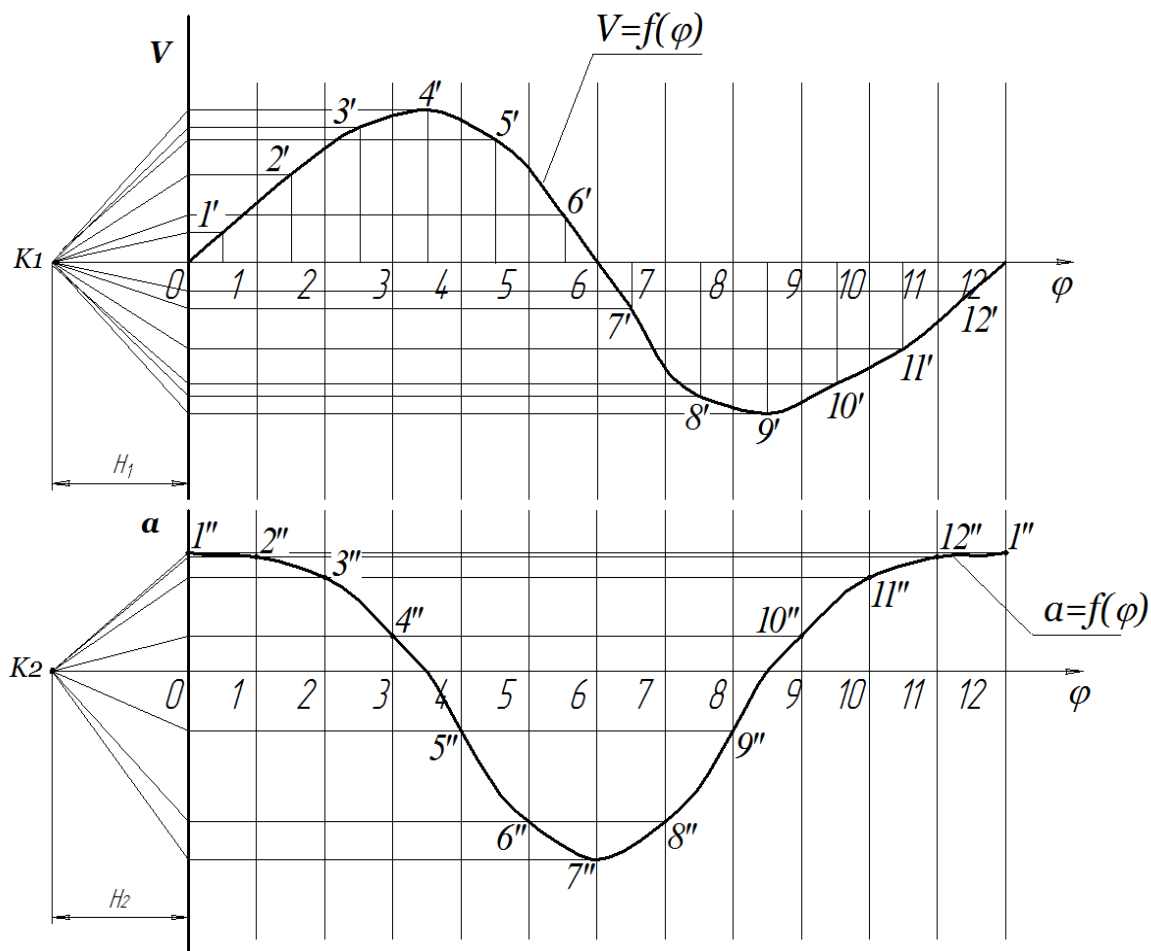


Рисунок 9 – График скорости и ускорения по методу дифференцирования

При графическом интегрировании соответствующие масштабы из формул (14) и (15)

скорости
$$\mu_v = \frac{\mu_a \cdot \mu_\varphi \cdot H}{\omega_1}, \quad (14)$$

пути
$$\mu_s = \frac{\mu_v \cdot \mu_\varphi \cdot H}{\omega_1}. \quad (15)$$

Определяем ход ползуна, м:

$$S_i = |z_{s_i}| \cdot \mu_s \quad (16)$$

где $|z_{s_i}|$ величина по оси ординат на графике $s_B = f(\varphi)$, мм.

Из курса математического анализа известно, что:

а) максимальной и минимальной ординатам графика перемещения должны соответствовать ординаты, равные нулю на дифференциальном графике скоростей;

б) точке перегиба графика перемещений должны соответствовать максимальные или минимальные ординаты графика скоростей.

$S_B = ?$	$\mu_s = \mu_l$	$S_{6i} = \mu_s \cdot z_{si} $
	$S_{60,12} = \mu_s \cdot \dots = \dots \text{мм}$	$S_{66} =$
	$S_{61} =$	$S_{67} =$
	$S_{62} =$	$S_{68} =$
	$S_{63} =$	$S_{69} =$
	$S_{64} =$	$S_{610} =$
	$S_{65} =$	$S_{611} =$
		$S_{612} =$
$V_B = ?$	$\mu_v = \frac{\mu_s \omega_1}{\mu_\varphi H}$	$V_{6i} = \mu_v \cdot z_{vi} $
	$V_{60,12} = \mu_v \cdot \dots = \dots \text{м/с}$	$V_{66} =$
	$V_{61} =$	$V_{67} =$
	$V_{62} =$	$V_{68} =$
	$V_{63} =$	$V_{69} =$
	$V_{64} =$	$V_{610} =$
	$V_{65} =$	$V_{611} =$
		$V_{612} =$
$a_B = ?$	$\mu_a = \frac{\mu_v \omega_1}{\mu_\varphi H}$	$a_{6i} = \mu_a \cdot z_{ai} $
	$a_{60,12} = \mu_a \cdot \dots = \dots \text{м/с}^2$	$a_{66} =$
	$a_{61} =$	$a_{67} =$
	$a_{62} =$	$a_{68} =$
	$a_{63} =$	$a_{69} =$
	$a_{64} =$	$a_{610} =$
	$a_{65} =$	$a_{611} =$
		$a_{612} =$

После этого заполните полученные значения в таблицу 5.

3 Лабораторное оборудование и принадлежности

1. Макеты плоских механизмов долбежного станка; качающегося конвейера; 2-видов глубинного насоса; дизель воздуходувной машины;
2. Бумага миллиметровая, линейка, угольник, циркуль, карандаш, калькулятор.

4 Порядок выполнения

1. Ознакомиться с выбранным макетом механизма и разобраться с принципом его работы.

2. Вымерить выбранный макет и построить кинематическую схему механизма в масштабе.

3. Построить диаграмму перемещения ползуна и данные занести в таблицу.

4. Методом графического дифференцирования построить графики скоростей $V = f(\varphi)$ и ускорения $a = f(\varphi)$.

5. Задаться определенным значением n_1 , определить скорости и ускорения ползуна и занести их значения в таблицу.

6. Условия задачи для самостоятельного решения таблица 6.

Таблица значений хода ползуна, его скорости и ускорения в зависимости от положения кривошипа при $n_1 = \dots \text{ мин}^{-1}$ заполнить таблицу 5.

Таблица 5 – Найденные значения

Положение А	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Параметры													
Ход ползуна, S_B , м													
Скорость ползуна, V_B , м/с													
Ускорение ползуна, a_B , м/с ²													

Составить отчет о проделанной работе.

5 Контрольные вопросы

1. Что изучается в кинематике механизма?

2. Как находятся крайние положения ведомого звена?

3. Что такое ход ползуна?

4. Как строится диаграмма перемещения исполнительного звена $s = f(\varphi)$?

5. Как строится диаграмма скорости и ускорения графическим способом $V = f(\varphi)$ и $a = f(\varphi)$?

Таблица 6 – Задание для выполнения самостоятельной работы

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кривошип $l_{OA}; м$	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29
Шатун $l_{AB}; м$	0,36	0,48	0,49	0,55	0,76	0,62	0,55	0,71	0,82	0,88
Угловой скорость $\omega, с^{-1}$.	88	74	85	94	120	142	154	168	174	94
Варианты	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Кривошип $l_{OA}; м$	0,31	0,41	0,51	0,61	0,71	0,32	0,42	0,52	0,62	0,72
Шатун $l_{AB}; м$	0,72	0,92	1,26	1,46	1,55	1,02	1,08	1,32	1,39	1,88
Угловой скорость $\omega, с^{-1}$.	11	24	35	410	241	357	364	209	144	199
Варианты	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Кривошип $l_{OA}; м$	0,22	0,26	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44	0,48	0,53	0,57
Шатун $l_{AB}; м$	0,88	0,88	0,94	0,95	0,96	0,94	0,98	1,07	1,41	1,42
Угловой скорость $\omega, с^{-1}$.	64	84	95	74	81	121	145	164	194	241
Варианты	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Кривошип $l_{OA}; м$	0,15	0,19	0,21	0,25	0,27	0,18	0,20	0,24	0,26	0,28
Шатун $l_{AB}; м$	0,4	0,41	0,58	0,58	0,58	0,66	0,64	0,65	0,68	0,74
Угловой скорость $\omega, с^{-1}$.	201	241	315	104	99	84	162	48	77	124
Варианты	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
Кривошип $l_{OA}; м$	0,32	0,34	0,38	0,42	0,43	0,11	0,12	0,16	0,17	0,55
Шатун $l_{AB}; м$	0,77	0,79	0,82	0,85	0,99	0,95	0,45	0,66	0,54	1,35
Угловой скорость $\omega, с^{-1}$.	147	258	369	123	456	324	156	159	157	138

Лабораторная работа № 3

Тема: Кинематическое исследование плоского рычажного механизма графоаналитическим методом

Цель работы: Освоение графоаналитического метода анализа механизмов (методом построения планов).

1 Построение плана скоростей точек звеньев механизма

Для примера рассмотрим механизм привода половонабивателя (рисунок 10).

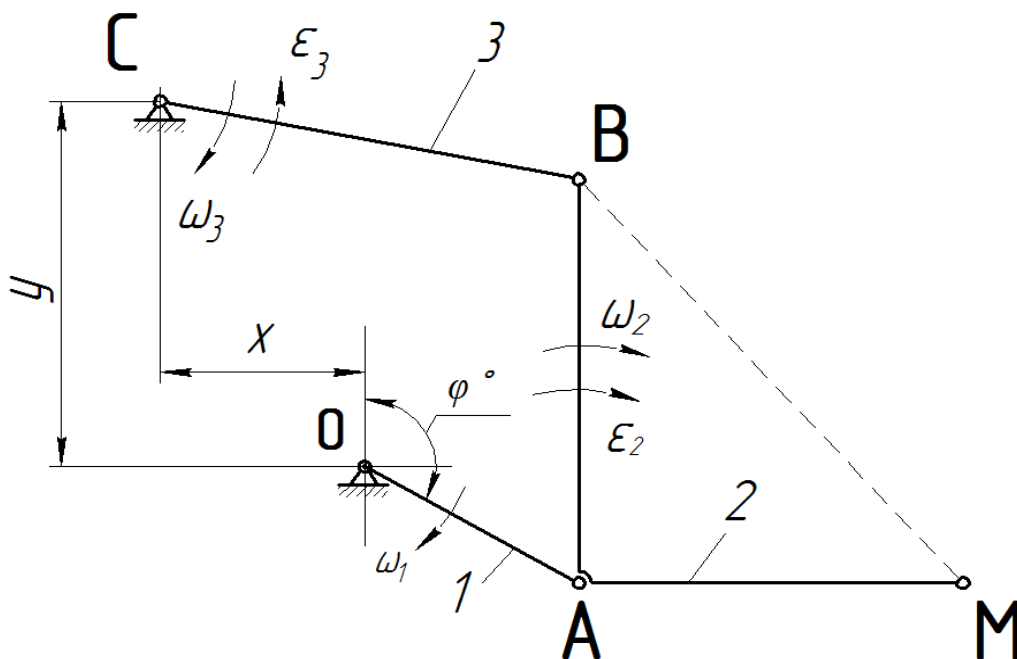


Рисунок 10 – Схема механизма половонабивателя

Конструктивные параметры:

$l_{OA}=0,11\text{м}$; $l_{AB}=0,20\text{м}$; $l_{BC}=0,16\text{м}$; $l_{AM}=0,17\text{м}$; $l_{BM}=0,28\text{м}$; $y=0,15\text{м}$; $x=0,09\text{ м}$;
 $\varphi = 120^\circ$; $n_1=60\text{ мин}^{-1}$.

Ведущее звено 1 вращается от ременной передачи с постоянной угловой скоростью ω_1 .

Линейный масштаб построения схемы удобно выбрать по длине кривошипа, т.е.

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{|l_{OA}|} \left(\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right) \quad (17)$$

где: l_{OA} длина кривошипа, м;

$|l_{OA}|$ - длина кривошипа на чертеже, 20...40, мм.

$$\begin{aligned}
|l_{AB}| &= \frac{l_{AB}}{\mu_l}, \text{ мм.} \\
|l_{BC}| &= \frac{l_{BC}}{\mu_l}, \text{ мм.} \\
|l_{AM}| &= \frac{l_{AM}}{\mu_l}, \text{ мм.} \\
|l_{BM}| &= \frac{l_{BM}}{\mu_l}, \text{ мм.} \\
|x| &= \frac{x}{\mu_l}, \text{ мм.} \\
|y| &= \frac{y}{\mu_l}, \text{ мм.}
\end{aligned}$$

Определяем степень подвижности и составляем структурную формулу механизма:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

$$I(0,1) \rightarrow II(2,3).$$

Вывод: механизм с одной степенью подвижности II-го класса, образованный присоединением к ведущему звену группы Ассур II-го класса.

Определяем угловую скорость точки А кривошипа:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \text{ с}^{-1}. \quad (18)$$

Определяем окружную скорость точки А кривошипа, если задана частота его вращения n_1 :

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}, \text{ м/с.} \quad (19)$$

Для определения скорости точки В шатуна 2 составим векторное уравнение и проанализируем, подчеркнув известные вектора двойной, а неизвестные одной чертой с указанием под ними их направлений:

$$\frac{V_B}{\perp BC} = \frac{V_A}{\perp OA} + \frac{V_{BA}}{\perp BA}, \quad (20)$$

где: || – параллельно звену, \perp – перпендикулярно звену.

V_A и V_B – абсолютные вектора;

Устанавливаем масштаб вектора скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_A}{|V_A|} \left(\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right), \quad (21)$$

где: $|V_A|$ - длина отрезка на плане скоростей в пределах (50...100) мм.
Получим масштаб векторов скорости:

$$|V_A| = \frac{V_A}{\mu_v} \quad (22)$$

Строим в масштабе план скоростей по выражению (1), для заданного положения кривошипа φ_1 :

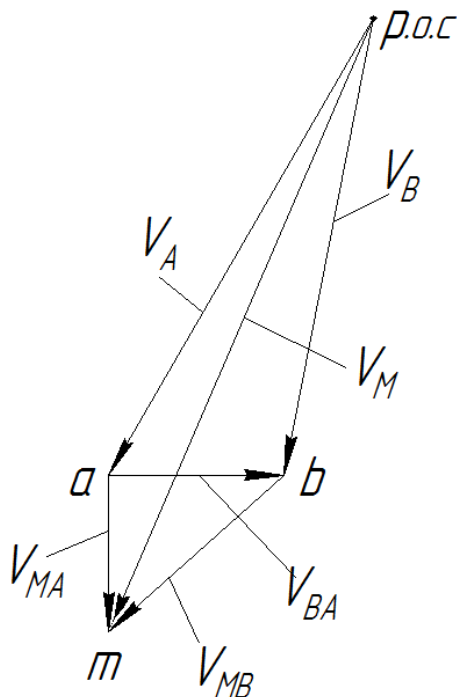


Рисунок 11 – План скоростей φ

Отсюда:

$$V_B = |pb| \mu_v; \quad (23)$$

$$V_{BA} = |ab| \mu_v. \quad (24)$$

Угловая скорость звена 2 равна

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}. \quad (25)$$

Прикладывая мысленно вектор V_{BA} к точке B , находим направление ω_2 – по часовой стрелке.

Находим скорость точки M гребенки AM , для чего составляем уравнения из условия вращения этой точки относительно точек A и B и анализируем:

$$\underline{\underline{V_B}} + \frac{V_{MB}}{\perp MB} = V_M = \underline{\underline{V_A}} + \frac{V_{MA}}{\perp MA} \quad (26)$$

Положение точки M на плане скоростей определяется на пересечении векторов V_{MA} и V_{MB} , т.е. Δamb будет подобен ΔAMB .

Отсюда скорости:

$$V_M = |pm| \mu_v; \text{ м/с} \quad (27)$$

$$V_{MB} = |mv| \mu_v \text{ м/с} \quad (28)$$

$$V_{MA} = |ma| \mu_v. \text{ м/с} \quad (29)$$

Угловая скорость звена 3 равна

$$\omega_3 = \frac{V_B}{I_{BC}} \quad (30)$$

Прикладывая вектор V_B к точке B , находим направление ω_3 – по часовой стрелке.

2 Построение плана ускорений точек звеньев механизма

Находим ускорение точки A :

$$a_A = \omega_1^2 \cdot I_{OA}, \text{ м/с}^2 \quad (31)$$

и масштаб плана ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_A}{|a_A|}, \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \quad (32)$$

где: $|a_A|$ – длина отрезка на плане ускорений в пределах (80...100) мм.

Составляем уравнение для определения ускорений точки B и анализируем:

$$\frac{a_{BC}^n}{\parallel BC} + \frac{a_{BC}^\tau}{\perp BC} = a_B = \frac{a_A}{\parallel OA} + \frac{a_{BA}^n}{\parallel BA} + \frac{a_{BA}^\tau}{\perp BA} \quad (33)$$

где:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BA}; \text{ м/с}^2 \quad (34)$$

$$a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC}; \text{ м/с}^2 \quad (35)$$

Подставим эти значения (16) и (17) в мм, которые будем использовать при построении плана ускорений:

$$|a_{BA}^n| = |an_2| = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}; \text{ мм.} \quad (36)$$

$$|a_{BC}^n| = |an_3| = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a}; \text{ мм.} \quad (37)$$

Теперь построим план ускорения с известными значениями.

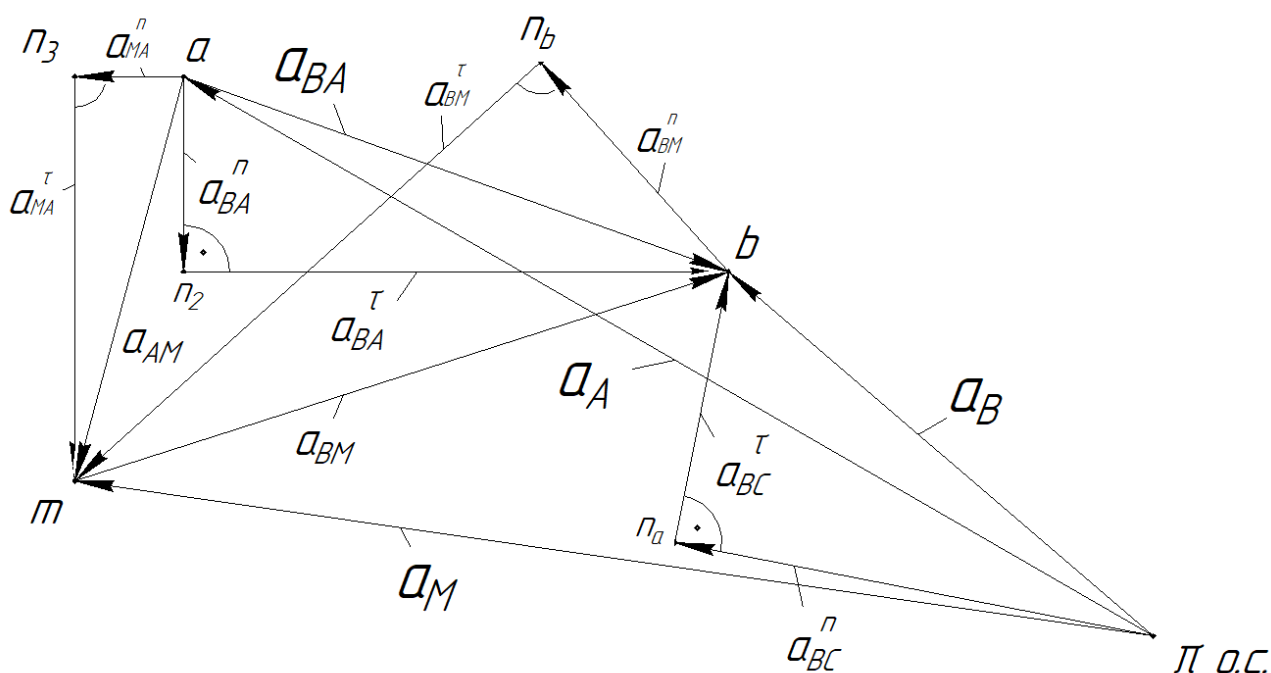


Рисунок 12 – План ускорений

Строим в масштабе план ускорений:
Отсюда:

$$a_B = |\pi b| \cdot \mu_a; \quad (38)$$

$$a_{BA}^\tau = |n_2 b| \cdot \mu_a; \quad (39)$$

$$a_{BC}^\tau = |n_3 b| \cdot \mu_a; \quad (40)$$

$$a_{BA} = |ba| \cdot \mu_a. \quad (41)$$

Угловое ускорение звена 2 равно

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{I_{BA}} c^{-2} \quad (42)$$

и направлено по часовой стрелке.
Угловое ускорение звена 3 равно

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^\tau}{I_{BC}} c^{-2} \quad (43)$$

и направлено против часовой стрелки.

2. Находим ускорение точки М из подобия треугольников АМВ и *amb*:

$$\frac{|am|}{I_{AM}} = \frac{|bm|}{I_{BM}} = \frac{|ab|}{I_{AB}}; \quad (44)$$

отсюда:

$$|am| = \frac{|ab| \cdot I_{AM}}{I_{AB}}, \text{ мм}; \quad (45)$$

$$|bm| = \frac{|ab| \cdot I_{BM}}{I_{AB}}, \text{ мм}. \quad (46)$$

На рис. 12 через эти значения (45) и (46) С помощью циркуля находят точку *m* пересечения.

Методом засечек на плане ускорений находим точку m и соединив ее с полюсом получим отрезок $|\pi m|$. Тогда ускорение точки M будет равно:

$$a_M = |\pi m| \cdot \mu_a. \quad (47)$$

Измерьте линейкой параметры (рис. 12) и найдите значения по формулам:

$$a_{MA}^{\tau} = |mn_a| \cdot \mu_a \quad (48)$$

$$a_{MA}^n = |an_a| \cdot \mu_a \quad (49)$$

$$a_{MA} = |ma| \cdot \mu_a \quad (50)$$

$$a_{MB}^{\tau} = |mn_b| \cdot \mu_a \quad (51)$$

$$a_{MB}^n = |bn_b| \cdot \mu_a \quad (52)$$

$$a_{MB} = |mb| \cdot \mu_a \quad (53)$$

3 Лабораторное оборудование и принадлежности

1. Макет половонабивателя.
2. Линейка, угольник, рейсшина, циркуль, карандаш, бумага (миллиметровка), калькулятор.

4 Порядок выполнения

1. Ознакомиться с макетом механизма половонабивателя.
2. Вычертить по заданным параметрам механизма схему (табл. 7).
3. Построить планы скоростей и ускорений точек механизма по выбранным значениям n_1 , положение кривошипа φ_1 , определить их значения, а также для точки M угловые скорости и ускорения звеньев (шатуна, коромысла) для 4-х положений точки A кривошипа. Результаты занести в тетрадь.
4. Составить отчет о проведенной работе.

5. Контрольные вопросы

1. Как строится диаграмма скорости и ускорения точки звена плоского механизма?
2. Как определяются масштабы скорости и ускорения точки?
3. Как определяются величины и направления линейных угловых скоростей и ускорений звеньев механизма?
4. Как определяются значения и направления нормального, касательного ускорений?
5. В каких случаях используется теорема подобия треугольников?

Таблица 7 – Задание для выполнения самостоятельной работы

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Параметры размеров кинематической цепи	$l_{OA}=0,15\text{м}; l_{AB}=0,23\text{м};$ $l_{BC}=0,18\text{м}; l_{AM}=0,18\text{м};$ $l_{BM}=0,31\text{м}; y=0,14\text{м}; x=0,10\text{ м.}$					$l_{OA}=0,12\text{м}; l_{AB}=0,22\text{м};$ $l_{BC}=0,20\text{м}; l_{AM}=0,17\text{м};$ $l_{BM}=0,30\text{м}; y=0,16\text{м}; x=0,07\text{ м.}$				
Положение ведущего звена, φ_1 град	0	30	60	90	150	180	210	240	270	300
Число оборотов поворотника: n , об./мин.	11	24	35	410	241	357	364	209	144	199
Варианты	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Параметры размеров кинематической цепи	$l_{OA}=0,13\text{м}; l_{AB}=0,26\text{м};$ $l_{BC}=0,19\text{м}; l_{AM}=0,21\text{м};$ $l_{BM}=0,34\text{м}; y=0,16\text{м}; x=0,11\text{ м.}$					$l_{OA}=0,11\text{м}; l_{AB}=0,20\text{м};$ $l_{BC}=0,16\text{м}; l_{AM}=0,17\text{м};$ $l_{BM}=0,28\text{м}; y=0,15\text{м}; x=0,09\text{ м.}$				
Положение ведущего звена, φ_1 град	330	15	45	75	135	165	195	225	255	285
Число оборотов поворотника: n , об./мин.	88	74	85	94	120	142	154	168	174	94
Варианты	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Параметры размеров кинематической цепи	$l_{OA}=0,15\text{м}; l_{AB}=0,23\text{м};$ $l_{BC}=0,18\text{м}; l_{AM}=0,18\text{м};$ $l_{BM}=0,31\text{м}; y=0,14\text{м}; x=0,10\text{ м.}$					$l_{OA}=0,15\text{м}; l_{AB}=0,30\text{м};$ $l_{BC}=0,26\text{м}; l_{AM}=0,19\text{м};$ $l_{BM}=0,28\text{м}; y=0,15\text{м}; x=0,09\text{ м.}$				
Положение ведущего звена, φ_1 град	315	345	120	20	80	100	140	170	190	220
Число оборотов поворотника: n , об./мин.	200	212	212	415	621	312	102	61	54	85
Варианты	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Параметры размеров кинематической цепи	$l_{OA}=0,11\text{м}; l_{AB}=0,20\text{м};$ $l_{BC}=0,16\text{м}; l_{AM}=0,17\text{м};$ $l_{BM}=0,28\text{м}; y=0,15\text{м}; x=0,09\text{ м.}$					$l_{OA}=0,12\text{м}; l_{AB}=0,22\text{м};$ $l_{BC}=0,20\text{м}; l_{AM}=0,17\text{м};$ $l_{BM}=0,30\text{м}; y=0,16\text{м}; x=0,07\text{ м.}$				

цепи										
Положение ведущего звена, φ_1 град	330	15	45	75	135	165	195	225	255	285
Число оборотов поворотника: n , об./мин.	11	24	35	410	241	357	364	209	144	199
Варианты	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
Параметры размеров кинематической цепи	$l_{OA}=0,13\text{м}; l_{AB}=0,26\text{м};$ $l_{BC}=0,19\text{м}; l_{AM}=0,21\text{м};$ $l_{BM}=0,34\text{м}; y=0,16\text{м}; x=0,11\text{ м.}$					$l_{OA}=0,15\text{м}; l_{AB}=0,30\text{м};$ $l_{BC}=0,26\text{м}; l_{AM}=0,19\text{м};$ $l_{BM}=0,28\text{м}; y=0,15\text{м}; x=0,09\text{ м.}$				
Положение ведущего звена, φ_1 град	0	30	60	90	150	180	210	240	270	300
Число оборотов поворотника: n , об./мин.	54	65	84	98	74	215	312	114	164	234

Лабораторная работа № 4

Тема: Аналитическое исследование кривошипно-ползунного механизма

Цель работы: Получить аналитические зависимости пути, скорости и ускорения по времени для заданного плоского кривошипно-ползунного механизма.

1 Общие положения

Зависимости $S=f(t)$, $V=f(t)$, $a=f(t)$ принципиально можно получить для любого механизма аналитически. Однако для подавляющего большинства механизмов получение аналитических зависимостей весьма сложно. Кроме того, сами эти полученные зависимости имеют сложный вид, что затрудняет их практическое применение, но аналитическое исследование имеет существенное преимущество по сравнению с графическим - точность. Аналитическое исследование может быть проведено с любой точностью, тогда как графическому свойственны погрешности, связанные с естественной неточностью графических построений. Поэтому там, где требуется особая точность, приходится прибегать к аналитическому исследованию, несмотря на его сложность.

Аналитическое исследование центрального кривошипно-ползунного механизма. На рисунке 13 представлена схема исследуемого механизма.

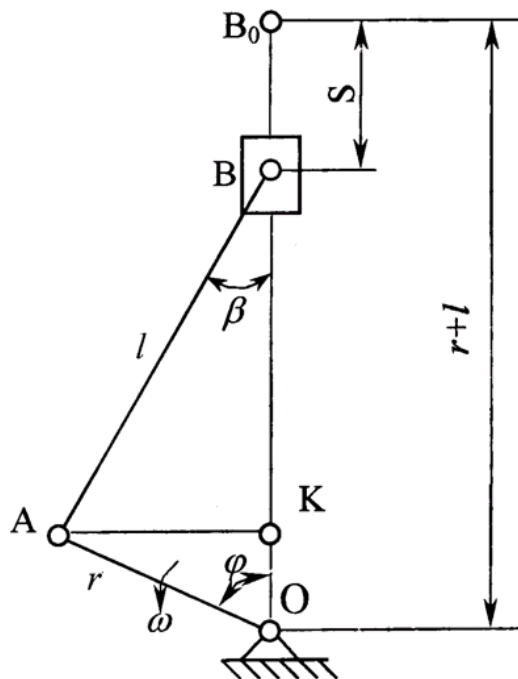


Рисунок 13 – К аналитическому исследованию центрального кривошипно-ползунного механизма

Для аналитического исследования необходимо получить зависимость пути S , скорости V и ускорения ползуна, a только от размеров механизма и от его положения, определённого углом φ .

Отсчёт пути S ползуна будем производить от верхнего крайнего положения B_0 (положение, когда кривошип и шатун вытягиваются в одну прямую).

Из рисунка видно, что

$$S = OB_0 - OK - KB, \quad (54)$$

так как

$$OB_0 = r + l,$$

$$OK = r \cdot \cos \varphi,$$

$$KB = l \cdot \cos \beta,$$

то

$$S_i = r + l - r \cdot \cos \varphi - l \cdot \cos \beta = r \cdot (1 - \cos \varphi) + l \cdot (1 - \cos \beta). \quad (55)$$

Из этого равенства следует исключить β . Выразим β через φ

$$AK = r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta, \quad (56)$$

откуда

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \varphi,$$

или

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2}.$$

Подставляя значение $\cos \beta$ в выражение для S получим

$$S = r \cdot (1 - \cos \varphi) + l \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2}\right). \quad (57)$$

Эта формула является точной для определения перемещения ползуна в зависимости от угла поворота кривошипа и размеров механизма. Её можно упростить. Для этого разложим корень в ряд по биному Ньютона

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2} = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^4 - \dots$$

При наиболее часто применяемом отношении $\frac{r}{l} = \frac{1}{4} \dots \frac{1}{5}$ ряд очень быстро сходится. Действительно, второй член ряда, например, при $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$, равен

$$\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{5}\right)^2 \sin^2 \varphi = 0,02 \sin^2 \varphi.$$

Так, как $\sin \varphi < 1$, то второй член составляет менее 2% от величины первого ряда. Значительно меньшую часть составляют следующие члены. Поэтому для практического пользования достаточно ограничиться двумя первыми членами.

Тогда приближённо получим

$$S = r \cdot (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{2} \cdot l \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi.$$

Обозначая $\frac{r}{l} = \lambda$ и вынося r за общие скобки, окончательно получим

$$S = r \cdot (1 - \cos \varphi + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin^2 \varphi) \quad (58)$$

При равномерном вращении кривошипа, когда $\varphi = \omega \cdot t$

$$S = r \cdot (1 - \cos \omega t + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin^2 \omega t). \quad (59)$$

Определяем скорость перемещения ползуна

$$V = \frac{dS}{dt} = \omega \cdot r \cdot (\sin \omega t + \lambda \cdot \sin \omega t \cdot \cos \omega t). \quad (60)$$

Или окончательно получим скорость

$$V = \omega \cdot r \cdot \left(\sin \omega t + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin 2\omega t \right), \quad (61)$$

и ускорение

$$a = \frac{dV}{dt} = r \cdot \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cdot \cos 2\omega t). \quad (62)$$

2 Лабораторное оборудование и принадлежности

1. Макеты плоских рычажных механизмов.
2. Калькулятор, таблица Брадиса, линейка, циркуль, карандаши.

3 Порядок выполнения

1. Ознакомится с выводами формул (54-61).
2. Выберите значения радиуса кривошипа r , длины шатуна l и частоты вращения кривошипа n_1 по таблице 8.
3. Вычертите по выбранным параметрам кинематическую схему КПМ в масштабе $\mu_l = \frac{l_{OA}}{|l_{OA}|}$, $1/мм$.
4. Для двух положений кривошипа (φ_1 и φ_2) постройте планы скоростей и ускорений ползуна и определите их значения при выбранном значении $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$.
5. Рассчитайте для положений кривошипа (φ_1 и φ_2) значения скорости и ускорения ползуна по формулам (61 и 62) и сравните с данными полученными путём построения планов.
6. Составьте отчёт о проведённой работе.

4 Контрольные вопросы

1. Как составляется уравнение пути перемещения ползуна КПМ?
2. Можно ли построить график перемещения ползуна и как это сделать?
3. Какой из известных методов определения скорости и ускорения ползуна нагляден, точен и прост?

Таблица 8 – Для аналитического расчёта заданного механизма в качестве исходных данных приняты

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кривошип $l_{OA}, м$	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,25	0,28	0,05
Шатун $l_{AB}, м$	0,32	0,4	0,60	0,56	0,62	0,4	0,44	0,62	0,74	0,25
n , об/мин.	23	28	32	38	42	47	53	65	76	20
Положение l_{OA} кривошипа φ_1 , <i>град</i>	0, 120, 180	30, 60, 150	30, 90, 210	60, 150, 240	60, 90, 300	90, 270, 300	180, 210, 240	120, 150, 330	0, 90, 210	0, 60, 330
Варианты	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Кривошип $l_{OA}, м$	0,06	0,12	0,13	0,15	0,18	0,19	0,21	0,22	0,22	0,06
Шатун $l_{AB}, м$	0,33	0,44	0,63	0,59	0,67	0,44	0,48	0,66	0,84	0,29
n , об/мин.	44	48	52	58	52	87	83	75	96	42
Положение l_{OA} кривошипа φ_1 , <i>град</i>	0, 180, 270	30, 120, 150	120, 150, 330	30, 150, 210	30, 60, 90	30, 120, 240	45, 90, 180	30, 150, 300	60, 90, 180	30, 150, 180
Варианты	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Кривошип $l_{OA}, м$	0,15	0,19	0,21	0,25	0,27	0,18	0,20	0,24	0,26	0,28
Шатун $l_{AB}, м$	0,4	0,41	0,58	0,58	0,58	0,66	0,64	0,65	0,68	0,74
n , об/мин.	88	74	85	94	120	142	154	168	174	94
Положение l_{OA} кривошипа φ_1 , <i>град</i>	30, 150, 270	45, 120, 150	60, 150, 300	90, 120, 150	30, 120, 180	30, 180, 300	0, 150, 270	90, 120, 330	120, 150, 210	60, 150, 210
Варианты	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Кривошип $l_{OA}, м$	0,32	0,34	0,38	0,42	0,43	0,11	0,12	0,16	0,17	0,55
Шатун $l_{AB}, м$	0,77	0,79	0,82	0,85	0,99	0,95	0,45	0,66	0,54	1,35
n , об/мин.	64	84	95	74	81	121	145	164	194	241
Положение l_{OA} кривошипа φ_1 , <i>град</i>	60, 150, 330	0, 30, 210	120, 180, 210	120, 180, 240	60, 180, 240	60, 120, 330	30, 210, 240	30, 180, 240	150, 210, 270	60, 180, 240
Варианты	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
Кривошип $l_{OA}, м$	0,22	0,26	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44	0,48	0,53	0,57
Шатун $l_{AB}, м$	0,88	0,88	0,94	0,95	0,96	0,94	0,98	1,07	1,41	1,42
n , об/мин.	201	241	315	104	99	84	162	48	77	124
Положение l_{OA} кривошипа φ_1 , <i>град</i>	60, 90, 270	30, 240, 330	60, 150, 210	120, 240, 300	90, 210, 300	60, 180, 240	60, 120, 330	120, 180, 270	150, 240, 330	120, 240, 270

Лабораторная работа № 5

Тема: Проектирование (синтез) рычажного механизма

Цель работы: Освоение методов проектирования плоских рычажных механизмов (на примере кривошипно-коромыслового)

1 Свойства шарнирного 4-х звенника

Звено, совершающее полный оборот относительно неподвижной оси, называют *кривошипом*, совершающее неполный оборот – *коромыслом* и не образующее кинематических пар со стойкой – шатуном.

Условие существования кривошипа выражается условиями:

$$a < b < c < d \quad (63)$$

$$a + d \leq b + c \quad (64)$$

где: a – наименьшее по длине,
 d – наибольшее звено. (рисунок 14)

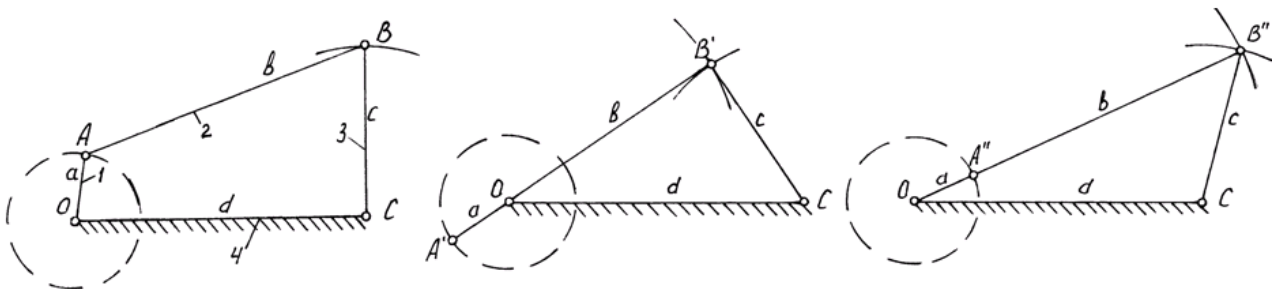


Рисунок 14 – Схема к определению крайних положений точки B 4-х звенника $OABC$.

Здесь $l_{OA}=a$; $l_{AB}=b$; $l_{BC}=c$; $l_{OC}=d$.

Поскольку $a < b < c < d$, наименьшее звено OA может совершать полный оборот при соблюдении условия (б), т.е. если сумма длин наименьшего и наибольшего звеньев меньше или равно сумме длин двух остальных звеньев.

Данный механизм называют кривошипно-коромысловым (ККМ), где звено 3 - коромысло, звено 2 - шатун, звено 4 - стойка.

Крайнее правое положение точки B коромысла B'' определяется пересечением дуг радиусами, равными $l_{BC} = c$ и $l_{OB''} = a + b$. Аналогично, крайнее левое положение B' - пересечение дуг, радиусами $l_{BC} = c$ и $l_{OB'} = b - a$.

Переменной стойки вместо звена d звеньев a , b и c можно получить новые механизмы:

- при неподвижном b - кривошипно-коромысловый;
- при неподвижном c - 2-х коромысловый;
- при неподвижном a - 2-х кривошипный, т.е. всего четыре механизма.

Перестановкой звеньев в каждом из них можно получить по три новых механизма, т.е. всего $3 \cdot 4 = 12$.

(а) Проектирование ККМ по заданному углу размаха ψ коромысла при заданной ее длине l_{BC} (рис. 2) производится решением системы уравнений:

$$\begin{cases} OB'' = a + b \\ OB' = b - a \end{cases} \quad (65)$$

и соблюдением условия:

$$\delta \leq \delta_{\max} \text{ или } \gamma \geq \gamma_{\min} = 90^\circ - \delta_{\max},$$

где: δ - угол давления между шатуном AB и вектором скорости V_B ;

γ - угол передачи.

Ось вращения кривошипа O будет лежать на пересечении OB' и OB'' .

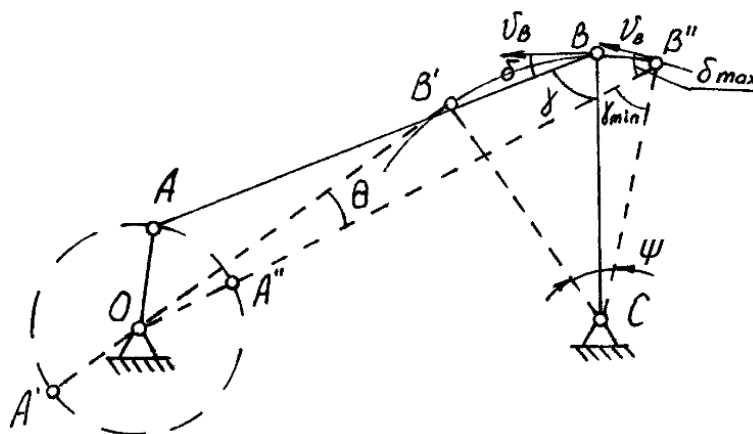


Рисунок 15 – Схема комбинированного механизма

(б) Если заданы крайние положения коромысла, ее длина и γ_{\min} для правого положения B'' (рис. 15), то ось вращения кривошипа будет лежать на линии 1 и выше.

Если γ_{\min} задан для крайнего левого положения B' , то ось вращения кривошипа будет лежать на линии 2 и ниже.

Далее, определение длины кривошипа a и шатуна b производится согласно условиям в пункте (а).

(в) Если заданы три положения шатуна AB и ее длина, то центры качания кривошипа O и коромысла c находятся на пересечении перпендикуляров, восстановленных из середины хорд описанных окружностей (дуг).

Далее проектирование производится с соблюдением условий по пункту (а).

(г) При равномерном вращении кривошипа ($\omega_1 = \text{const}$) время прямого t_n и обратного t_0 хода коромысла неодинаково, т.к.

$$t_n = \frac{180^\circ + \theta}{\omega_1} \quad \text{и} \quad t_0 = \frac{180^\circ - \theta}{\omega_1}, \quad \text{т.е.} \quad (66)$$

$$t_n > t_0.$$

Отношение $\frac{t_n}{t_0}$ называют коэффициентом неравномерности хода или изменения средней скорости ведомого звена:

$$\frac{t_n}{t_0} = k = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}, \quad (2) \quad (67)$$

отсюда угол θ (рисунок 15) равен:

$$\theta = \frac{k - 1}{k + 1} 180^\circ, \quad (3) \quad (68)$$

т.е. при заданном k легко определить необходимый угол θ между направлениями OB' и OB'' и далее соблюдая условия по п.(63) спроектировать кривошипно-коромысловый механизм. Физический смысл коэффициента k в том, что он выражает во сколько раз быстрее, должен происходить холостой ход рабочего элемента (например, строгального станка) в сравнении с рабочим.

2 Лабораторное оборудование и принадлежности

1. Макеты механизмов, приведенные в лабораторной работе № 1.
2. Линейка, циркуль, транспортир, угольник, карандаш, калькулятор, бумага (миллиметровка).

3 Порядок выполнения работы

1. Изучите теоретические вопросы.
2. Выберите из макетов, включающий 4-х звенник, т.е. ККМ.
3. Произведите замеры размеров звеньев, координаты опор качения и постройте кинематическую схему ККМ в масштабе.
4. По полученным данным ККМ определите угол размаха коромысла, угол $\gamma_{\text{мин}}$ и $\delta_{\text{мах}}$, угол θ и коэффициент k .
5. Составьте отчет о проделанной работе с выводом о работоспособности выбранного макета.

4 Контрольные вопросы

1. Какими свойствами обладает 4-х звенник?
2. Условия существования кривошипа.
3. Что такое угол давления и угол передачи в ККМ?
4. Что такое коэффициент неравномерности средней скорости ведомого звена и ее физическая суть?
5. Какие основные принципы проектирования ККМ?
6. Работоспособен ли выбранный вами механизм?

Таблица 9 – Задание для выполнения самостоятельной работы

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<i>a, м</i>	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,25	0,28	0,05
<i>b, м</i>	0,32	0,4	0,60	0,56	0,62	0,40	0,44	0,62	0,74	0,25
<i>c, м</i>	0,19	0,15	0,25	0,24	0,31	0,22	0,26	0,28	0,35	0,09
<i>d, м</i>	0,36	0,41	0,7	0,6	0,65	0,40	0,42	0,58	0,72	0,24
Варианты	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
<i>a, м</i>	0,06	0,12	0,13	0,15	0,18	0,19	0,21	0,22	0,22	0,06
<i>b, м</i>	0,33	0,44	0,63	0,59	0,67	0,44	0,48	0,66	0,84	0,29
<i>c, м</i>	0,09	0,14	0,15	0,19	0,23	0,28	0,31	0,32	0,33	0,14
<i>d, м</i>	0,31	0,42	0,60	0,58	0,65	0,42	0,50	0,68	0,80	0,27
Варианты	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
<i>a, м</i>	0,15	0,19	0,21	0,25	0,27	0,18	0,20	0,24	0,26	0,28
<i>b, м</i>	0,41	0,41	0,58	0,58	0,58	0,66	0,64	0,65	0,68	0,74
<i>c, м</i>	0,22	0,25	0,28	0,31	0,36	0,28	0,28	0,31	0,32	0,34
<i>d, м</i>	0,40	0,42	0,58	0,58	0,62	0,68	0,62	0,63	0,68	0,71
Варианты	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
<i>a, м</i>	0,32	0,34	0,38	0,42	0,43	0,11	0,12	0,16	0,17	0,55
<i>b, м</i>	0,77	0,79	0,82	0,85	0,99	0,95	0,45	0,66	0,54	1,35
<i>c, м</i>	0,38	0,42	0,44	0,48	0,49	0,20	0,18	0,21	0,24	0,60
<i>d, м</i>	0,72	0,75	0,80	0,81	0,95	0,92	0,42	0,66	0,50	1,38
Варианты	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
<i>a, м</i>	0,22	0,26	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44	0,48	0,53	0,57
<i>b, м</i>	0,88	0,88	0,94	0,95	0,96	0,94	0,98	1,07	1,41	1,42
<i>c, м</i>	0,28	0,31	0,34	0,39	0,44	0,48	0,48	0,53	0,58	0,62
<i>d, м</i>	0,84	0,86	0,90	0,90	0,92	0,92	0,90	1,02	1,46	1,44

Лабораторная работа № 6

Тема: Силовой анализ плоского рычажного механизма

Цель работы: Изучение и освоение методов силового анализа плоских рычажных механизмов.

1 Теоретические положения

В задачу силового анализа входят определение реакций в кинематических парах механизма и приведенной к кривошипу силы (момента) от воздействия внешних сил (моментов), включая и силы инерции.

Силовой расчет основывается на принципе Даламбера, заключающийся в том, что сумма всех сил (моментов), включая и силы инерции, приложенных к звеньям механизма равна нулю в состоянии покоя или установившегося движения системы. Поэтому силовой расчет именуют кинетостатическим расчетом или кинетостатикой.

Все внешние силы (моменты) условно разделяют на движущие, совершающие полезную работу и силы (моменты) сопротивления. Силы сопротивления могут быть полезные (технологические) и вредные (трение). Полезными называют силы, совершающие полезную работу, требуемую от механизма. К внешним относятся силы тяжести, которые могут быть движущими и силами сопротивления.

К внутренним относят реактивные силы, возникающие от воздействия внешних.

Силовой расчет начинают от последней присоединенной группы Ассура. Для примера рассмотрим механизм половонабивателя (взятый в лабораторной работе № 3), структурная формула которой имеет вид:

$$I (0,1) \rightarrow II (2, 3)$$

Для силового анализа дополнительно задаются:

- масса звеньев, кг, m_2, m_3 ;
- моменты инерции звеньев относительно центра тяжести, кг/м², J_{s1}, J_{s2}, J_{s3} ;
- координаты центров тяжести, м, $l_{BA} = l_{BS2}; l_{CS3} = 0,5 * l_{BC}; l_{AK} = 0,5 * l_{AM}$.
- максимальная сила давления гребенкой P_c , кН либо удельное давление q , кН/м² по площади гребенки $l_{MA} * b_{гр}$, где $b_{гр}$ - ширина гребенки.

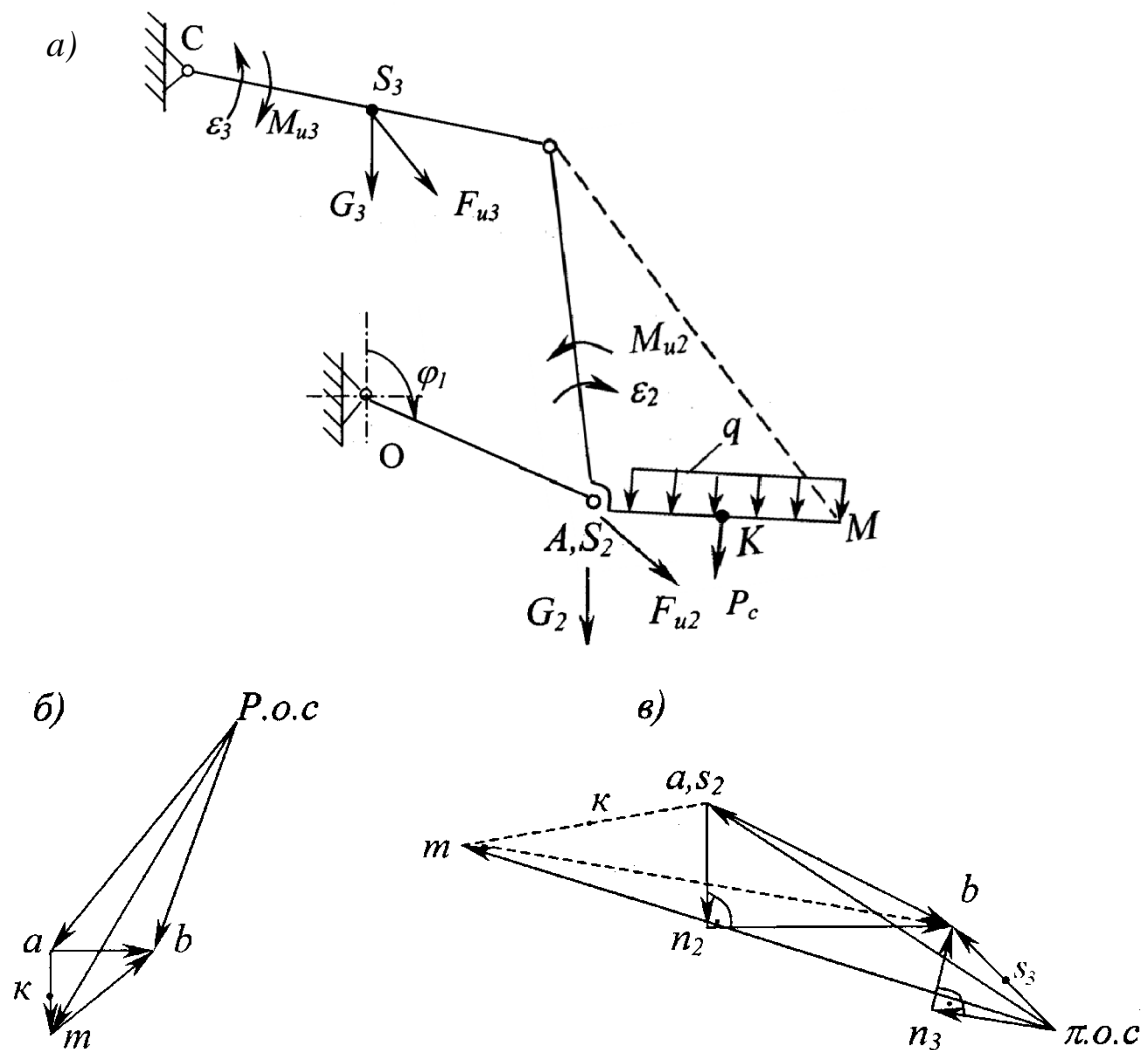


Рисунок 16 – Кинематическая схема механизма привода половонабивателя:

- а) силы и моменты, действующие на механизм в заданном положении φ_1 ;
- б) план скоростей для положения φ_1 ;
- в) план ускорений для положения φ_1 ;
- г) диаграмма сил давления, кН.

Решение:

Определяем значения внешних сил и моментов, действующих на механизм, и указываем их направления на схеме (рис. 16а.).

Силы тяжести звеньев:

$$G_2 = m_2 g; \tag{69}$$

$$G_3 = m_3 g, \tag{70}$$

где: $g = 9,8$ - ускорение свободного падения, м/с^2 .

Моменты инерции звеньев: $M_{ui}=0$, т.к. $\varepsilon_i=0$;

$$M_{u2} = -J_{S2} \varepsilon_2; \quad (71)$$

$$M_{u3} = -J_{S3} \varepsilon_3. \quad (72)$$

Силы инерции звеньев:

$$F_{u2} = -m_2 a_{S2}; \quad (73)$$

$$F_{u3} = -m_3 a_{S3}. \quad (74)$$

Здесь находим

$$a_{S2} = |a_{S2}| \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (75)$$

$$a_{S3} = |a_{S3}| \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2. \quad (76)$$

отсюда

$$\begin{aligned} |a_{S2}| &= |\pi s_2|, \text{ мм} \\ |a_{S3}| &= |\pi s_3|, \text{ мм} \end{aligned}$$

Технологическую силу давления P_c примем как сосредоточенную в точке К на середине длины гребенки МА. В положении кривошипа φ_1 значение P_c возьмем из таблицы 10, сил давления и приложим в точке по нормали к гребенке МА.

Направления сил инерции F_i противоположно ускорениям звеньев a_{Si} и прикладываются в центрах тяжести S_i . Направления моментов инерции M_{ui} противоположно угловым ускорениям звеньев ε_i .

2 Силовой расчет группы Ассура II (2, 3)

Вычерчиваем отдельно группу Ассура II-го класса звена 2 и 3, соблюдая ее положение и масштаб (рисунок 17). Переносим силы и моменты, не изменяя направлений. Поскольку в кинематических парах А и С неизвестны направления реакций, представим их в виде 2-х составляющих, направленных вдоль и поперек звеньев ВС и ВА. При этом имеем ввиду, что векторы:

$$\begin{aligned} R_{12} &= R_{12}'' + R_{12}' \\ R_{03} &= R_{03}'' + R_{03}' \end{aligned} \quad (77)$$

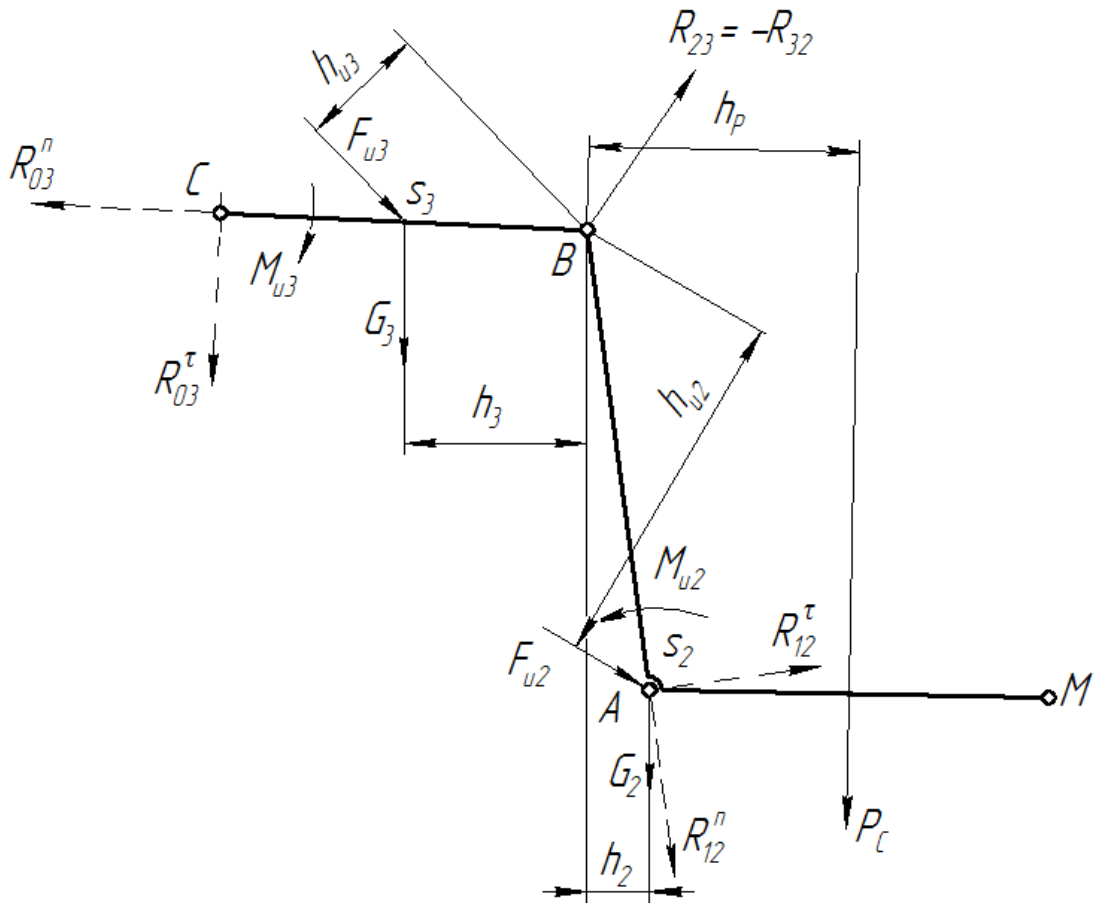


Рисунок 17 – Схема группы Ассура в положении кривошипа φ_1

Реакцию взаимодействия звеньев 2 и 3 направим в произвольную сторону через центр шарнира В. Таким образом, в этой задаче пять неизвестных.

Определим R_{03}^r и R_{12}^r , взяв сумму моментов относительно точки В для звена 2 и звена 3 и приравняв их нулю, т.е.:

$$\Sigma M_{\text{зв. 2. В}} = 0 \text{ и } \Sigma M_{\text{зв. 3. В}} = 0.$$

Распишем эти условия в виде уравнений и проанализируем, подчеркнув известные двойной чертой:

$$\text{для звена 2: } R_{12}^r \cdot \underline{\underline{l_{BA}}} + \underline{\underline{M_2}} + \underline{\underline{F_{u2}}} \cdot \underline{\underline{h_{u2}}} - \underline{\underline{P_C}} \cdot \underline{\underline{h_P}} = 0, \quad (78)$$

$$\text{отсюда: } R_{12}^r = \frac{-\underline{\underline{M_2}} - \underline{\underline{F_{u2}}} \cdot \underline{\underline{h_{u2}}} + \underline{\underline{P_C}} \cdot \underline{\underline{h_P}}}{\underline{\underline{l_{BC}}}}$$

$$\text{для звена 3: } R_{03}^r \cdot \underline{\underline{l_{BC}}} - \underline{\underline{M_3}} + \underline{\underline{G_3}} \cdot \underline{\underline{h_3}} + \underline{\underline{F_{u3}}} \cdot \underline{\underline{h_{u3}}} = 0, \quad (79)$$

отсюда:

$$R_{03}^r = \frac{M_3 - G_3 \cdot h_3 - F_{u3} \cdot h_{u3}}{I_{BC}}.$$

$$h_2 = |h_2| \cdot \mu_l, \text{ м}; \quad (80)$$

$$h_{u2} = |h_{u2}| \cdot \mu_l, \text{ м}; \quad (81)$$

$$h_p = |h_p| \cdot \mu_l, \text{ м}; \quad (82)$$

$$h_3 = |h_3| \cdot \mu_l, \text{ м}; \quad (83)$$

$$h_{u3} = |h_{u3}| \cdot \mu_l, \text{ м}; \quad (84)$$

где $|h_{u2}|$, $|h_p|$, $|h_3|$ и $|h_{u3}|$ длина отрезка в мм со схемы рисунок 17;

μ_l - линейный масштаб $\frac{M}{MM}$.

Здесь моменты против часовой стрелки приняты со знаком (+). Если в результате вычислений значения тангенциальных составляющих будут со знаком (-), то векторы их надо развернуть в обратную сторону.

4. Далее определим нормальные составляющие: R_{12}^n и R_{03}^n , составив уравнение суммы сил, действующих на оба звена и приравняв их нулю, т.е.: $\Sigma P_i = 0$,

$$\underline{R_{03}^n} + \underline{R_{03}^r} + \underline{G_3} + \underline{F_{u3}} + \underline{G_2} + \underline{P_c} + \underline{R_{12}^r} + \underline{R_{12}^n} = 0 \quad (85)$$

Сюда не входит $R_{23} = -R_{32}$. В уравнении неизвестны R_{03}^n и R_{12}^n , которые находятся построением замкнутого силового многоугольника. Для его построения выбирается масштаб сил, например:

$$\mu_p = \frac{P_c}{|P_c|}, \left(\frac{\text{кН}}{\text{мм}} \right) \quad (86)$$

где: $|P_c|$ - длина вектора на чертеже.

Выдерживая этот масштаб, последовательно откладываем известные по величине и направлению вектора сил, т.е. строим план сил (рис.18).

$$|P_i| = \frac{P_i}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (87)$$

$$|G_2| = \frac{G_2}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (88)$$

$$|G_3| = \frac{G_3}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (89)$$

$$|F_{u2}| = \frac{F_{u2}}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (90)$$

$$|F_{u3}| = \frac{F_{u3}}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (91)$$

$$|R_{03}^r| = \frac{R_{03}^r}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (92)$$

$$|R_{12}^r| = \frac{R_{12}^r}{\mu_p}, \text{ мм} \quad (93)$$

После этого проведем векторы, сохранив известные векторы (рис. 18),

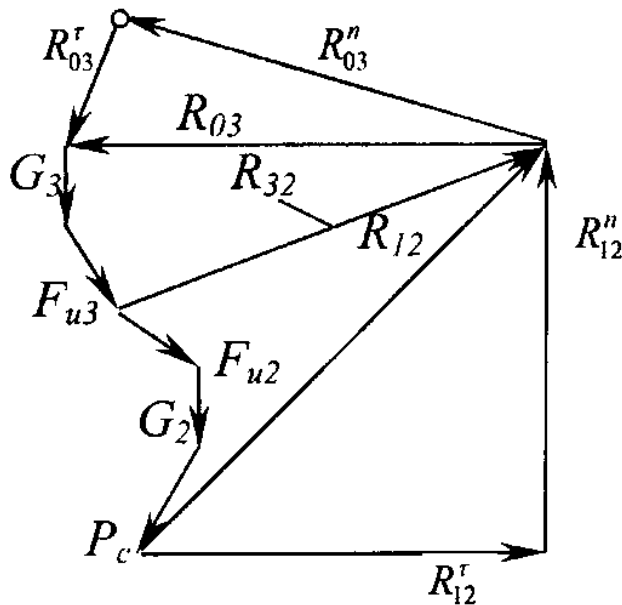


Рисунок 18 – План сил по уравнению 4

Здесь значения отрезков сил $|P_i| = \frac{P_i}{\mu_p}$.

Отсюда

$$R_{03}^n = |R_{03}^n| \mu_p, \quad (94)$$

$$R_{12}^n = |R_{12}^n| \mu_p, \quad (95)$$

$$R_{03} = |R_{03}| \mu_p, \quad (96)$$

$$R_{12} = |R_{12}| \mu_p. \quad (97)$$

Для определения реакции R_{32} составим уравнение суммы сил, действующих, например, на звено 2, т.е. выполним условие

$$\sum P_{i.zв. 2} = 0.$$

$$\underline{R_{03}} + \underline{F_{u3}} + \underline{G_3} + \underline{R_{32}} = 0 \quad (100)$$

Достраиваем план сил на рисунке 3 и из него находим:

$$R_{32} = |R_{32}| \mu_p. \quad (101)$$

6. Переходим к силовому анализу кривошипа. К точке А прикладываем силу $R_{21} = -R_{12}$ и уравнивающую силу P_{yp} под прямым углом к ОА (рис. 19).

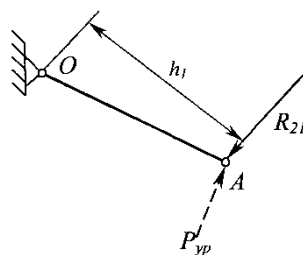


Рисунок 19 – Схема сил, действующих на кривошип

Сумма моментов, действующих на кривошип должна быть равна нулю, т.е. $\sum M = 0$.

$$-R_{21} h_1 + P_{yp} l_{OA} = 0 \quad (102)$$

отсюда:

$$P_{yp} = \frac{R_{21} h_1}{l_{OA}}.$$

Далее, сумма сил, действующих на кривошип, должна быть равна нулю, т.е. $\sum P_i = 0$

$$R_{21} + P_{yp} + R_{01} = 0 \quad (103)$$

Строим план сил и находим реакцию в шарнире О.

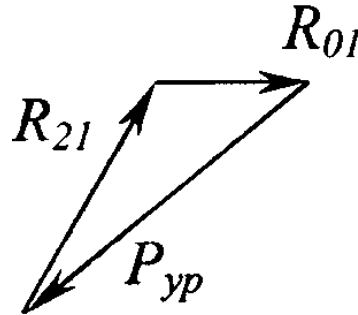


Рисунок 20 – План сил кривошипа

Отсюда

$$R_{01} = |R_{01}| \mu_p. \quad (104)$$

2 Лабораторные оборудования и принадлежности

1. Макетная установка половонабивателя.
2. Бумага (миллиметровка), рейсшина, линейка, циркуль.
3. Лабораторная установка (по лабораторной работе № 3).

3 Порядок выполнения работы

1. Изучить теоретические основы силового анализа.
2. Провести силовой анализ механизма привода половонабивателя при заданных параметрах и выбранном вами положении кривошипа φ_1 :
 - линейные размеры, с лабораторной работы №3 по варианту.
 - $l_{CS3} = 0,5 l_{BC}$, точка S_2 совпадает с точкой А;
 - массы звеньев, кг: $m_2 = 30$; $m_3 = 10$;
 - моменты инерции звеньев, $кг \cdot м^2$: $J_{S2} = 25$, $J_{S3} = 5$.

Таблица 10 – Параметры сила сопротивления

Положения точки А	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
φ_1^0 , град.	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
P_c , кН	1,2	1,5	1,8	2,2	2,8	3,1	2,9	2,6	2,5	2,3	1,8	1,1

3. Составьте отчет по проведенной работе.

4 Контрольные вопросы

1. Какие основные вопросы решаются при силовом анализе механизма?
2. Перечислите и охарактеризуйте силы и моменты, действующие в механизме.
3. Что такое сила инерции и момент инерции, как они определяются для звеньев, совершающих поступательное, вращательное и плоскопараллельное движение?
4. Почему структурная группа Ассур статически определима?
5. В каком порядке производится силовой анализ плоского рычажного механизма?
6. В чем состоит смысл плана сил и как он строится?

Лабораторная работа № 7

Тема: Кинематический анализ кулачкового механизма

Цель работы: Установление закона движения толкателя методом графического интегрирования

1 Теоретические положения

Кулачковые механизмы (КМ) предназначены для преобразования заданного движения ведущего звена в требуемое движение ведомого. По конструкции они очень просты и компактны.

Простейший КМ включает ведущее звено, например кулачок с переменным рабочим профилем и ведомое звено - толкатель. Подбирая соответствующий профиль кулачка можно практически получить любой закон движения толкателя.

Некоторые виды КМ приведены на рисунке 21, принцип работы которых ясен из схем.

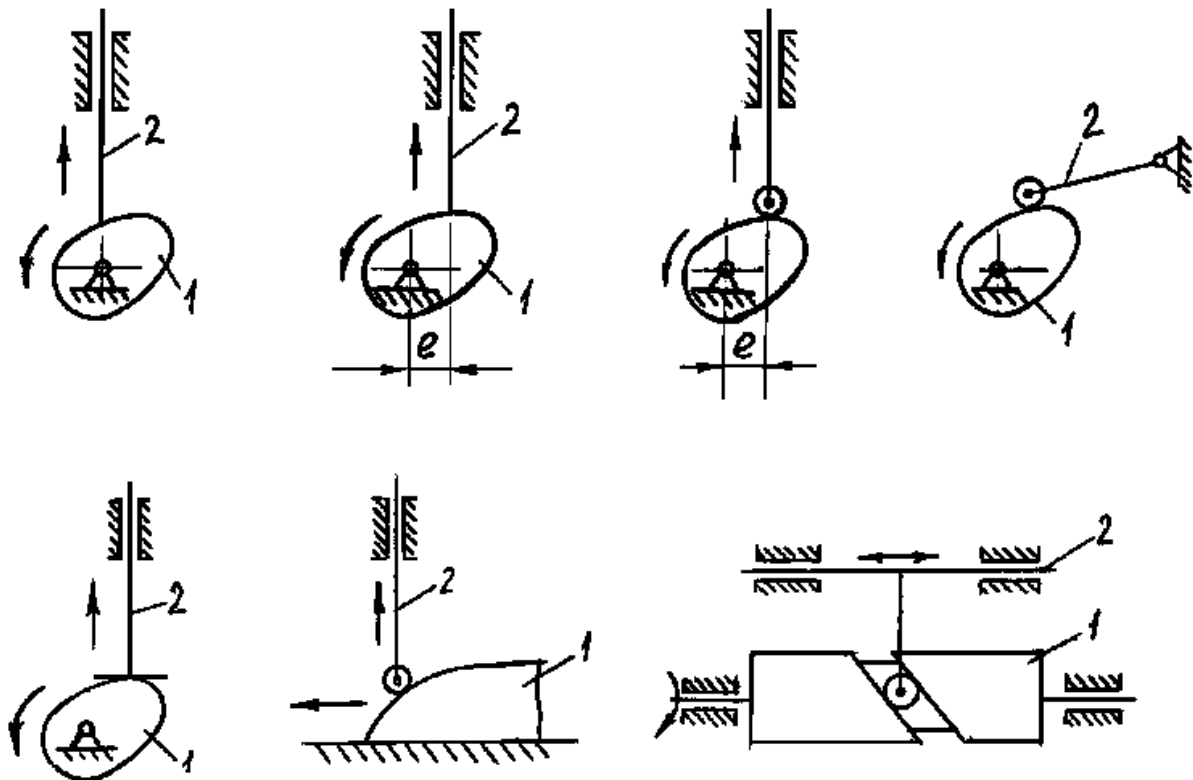


Рисунок 21 – Виды кулачковых механизмов.

Задачей кинематического анализа, заданного КМ является определение закона движения толкателя, скорости и ускорения в зависимости от положения кулачка φ_1 .

Рассмотрим решение этих задач на примере центрального кулачкового механизма (ЦКМ), как наиболее распространённого с остроконечным толкателем (рис.22), где:

r_{\min} - минимальный радиус кулачка;

R_{\max} -максимальный радиус кулачка;

φ_y , $\varphi_{в.с.}$, φ_n , $\varphi_{н.с.}$ - фазовые углы поворота кулачка, соответствующие удалению участок кривой (oa), верхнему стоянию участок (ab), приближению участок (bc) и нижнему стоянию толкателя участок (cd).

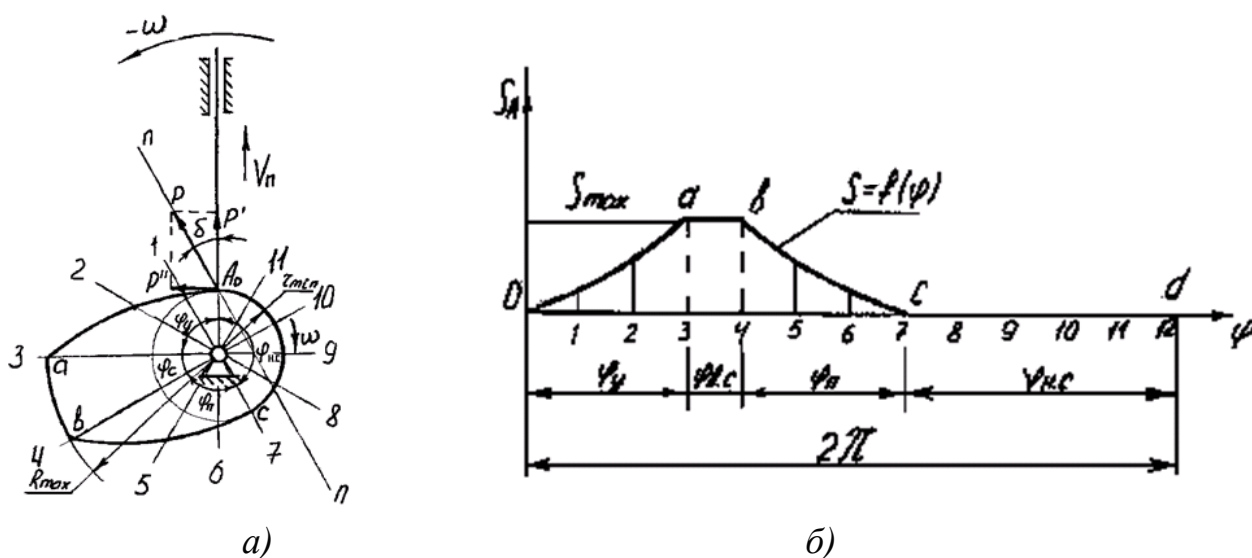


Рисунок 22 – Центральный кулачковый механизм:

а) схема к определению перемещения толкателя;

б) диаграмма перемещения толкателя $S_A=f(\varphi)$.

Порядок построения диаграммы $S=f(\varphi)$ обращения ясен из рисунка 22.

Угол между нормалью $n-n$ в точке касания A_0 толкателя с кулачком и вектором скорости толкателя V_n называют углом давления (рисунок 22), где:

$P'=P*\cos\delta$ - полезная сила

$P''=P*\sin\delta$ - вредная сила

Для исключения заклинивания толкателя должно соблюдаться условие:

$$\delta \leq \delta_{\max}, \quad (105)$$

Для остроконечных толкателей $\delta_{\max} \leq 30^\circ$, для толкателей, снабжённых роликом

$$\delta_{\max} \leq 45^\circ \quad (106)$$

Так как все фазы происходят за один оборот кулачка, то сумма углов всех фаз равна 360° . Ход толкателя h_{\max} (или размах толкателя ψ_{\max}), а также отрезки

времени всех фаз движения толкателя и соответствующие им углы поворота кулачка полностью определяются той операцией, которую должен выполнить кулачковый механизм.

Закон движения толкателя в фазах удаления и возвращения, т.е. характер кривых на участках (oa) и (bc) на диаграмме $S=f(\varphi)$, также во многих случаях зависит от операции, выполняемой кулачковым механизмом. В этом случае закон движения толкателя является полностью заданным. Однако часто от кулачкового механизма требуется лишь осуществление хода толкателя на величину h_{max} (или ψ_{max}) за определённое время. Закон же, по которому будет происходить это движение не имеет значения с точки зрения выполнения толкателем своего назначения. В этом случае закон движения толкателя - характер кривых (oa) и (bc) конструктор может выбирать самостоятельно.

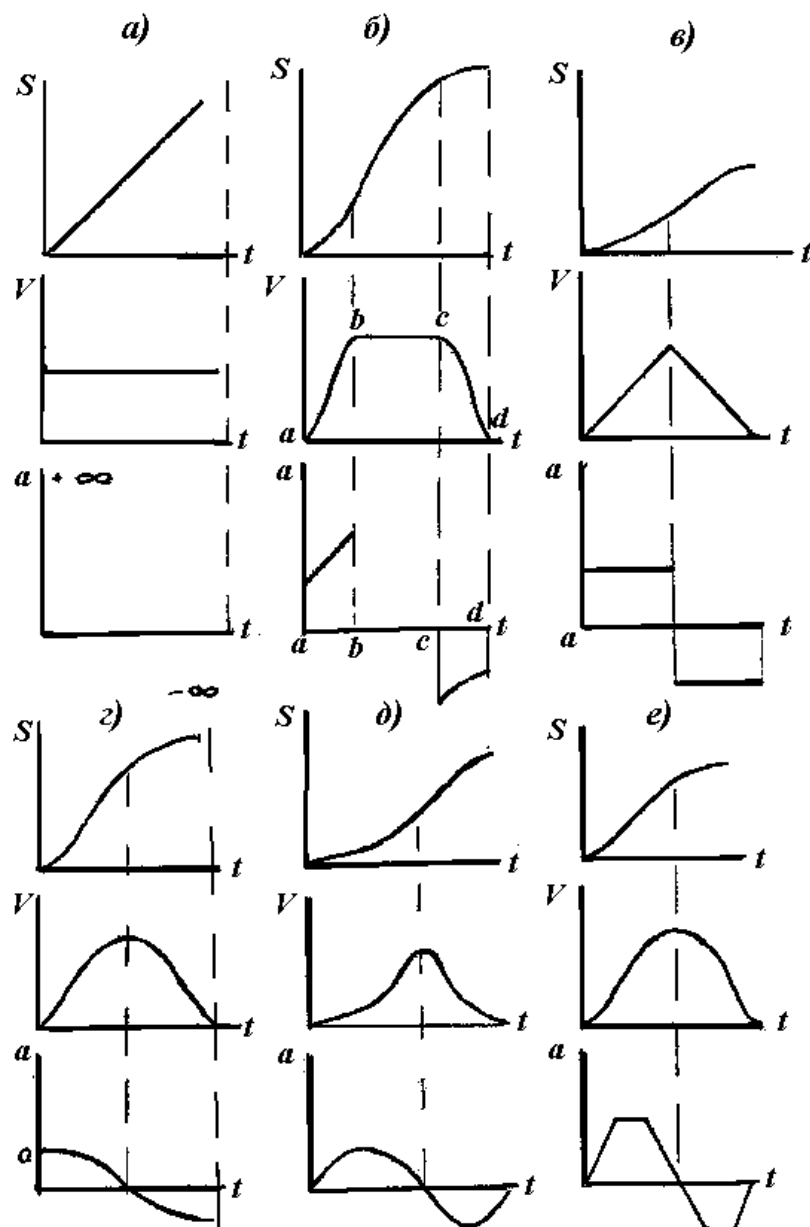


Рисунок 23 – Законы движения толкателя

При выборе закона движения толкателя следует избегать скачкообразного (резкого) изменения его ускорения, так как такое изменение ускорения вызывает соответствующее резкое возрастание инерционных сил. В результате этого, при работе кулачкового механизма происходят удары.

Рассмотрим, как изменяется ускорение при некоторых законах движения толкателя по приведённым диаграммам различных законов перемещения толкателя (в одном направлении) и соответствующих им диаграммы скоростей и ускорений (рисунок 23).

На рисунке 23а показаны диаграммы при равномерном перемещении толкателя (скорость постоянная). При таком законе перемещения толкателя в начале и в конце движения имеет место мгновенное возрастание ускорения до бесконечности. Такое мгновенное теоретическое изменение ускорения до бесконечности называется *жёстким ударом*. На рисунке 23б приведена диаграмма перемещения толкателя, выполненная по прямой, скруглённой в начале и в конце движения дугами окружностей. Здесь скорость постоянная только в средней части времени движения. При таком законе движения имеет место мгновенное изменение ускорения на конечную величину в четырёх положениях. Мгновенное изменение ускорения и соответствующее ему возрастание динамических усилий на конечную величину называется *мягким ударом*. Кулачковые механизмы с мягкими ударами можно применять при оборотах кулачка до 2000 об/мин.

На рисунке 23в приведены диаграммы перемещения скорости и ускорения для равномерного движения толкателя. При таком законе движения скорость на первой части диаграммы равномерно возрастает (ускорение положительно), а на второй части диаграммы равномерно убывает (ускорение отрицательно). Как видно из диаграммы ускорений, в точках *a, в* и *с* наблюдаются мягкие удары. На рисунке 23г приведена диаграмма движения толкателя, где его ускорение изменяется по косинусоидному закону. При таком законе скорость и ускорение во время движения толкателя изменяется плавно, однако в начале и в конце движения имеет место скачок ускорения на конечную величину, т.е. мягкий удар.

На рисунке 23д представлены диаграммы движения толкателя, где ускорение изменяется по синусоидному закону. В этом случае скорость и ускорение изменяются плавно и свое изменение начинают и оканчивают нулевыми значениями. Поэтому никаких скачков здесь нет и кулачковый механизм, работает без ударов. Синусоидальный закон изменения ускорения обеспечивает наибольшую плавность движения толкателя и может применяться для быстроходных кулачковых механизмов. Недостатком этого закона является то, что скорость толкателя в начале движения растёт очень медленно, вследствие чего его подъём в начале движения задерживается. На рисунке 2е показаны диаграммы движения толкателя, где график ускорения выполнен по двум равнобочным трапециям. В этом случае происходит сглаженное равноускоренное движение толкателя. Кривая ускорения не имеет скачков, и она начинается и оканчивается нулевыми значениями, поэтому при таком

законе движения нет ударов. Судить о законе движения толкателя по кривой перемещения очень затруднительно, т. к. эти кривые внешне мало отличаются. Только кривые ускорения дают полное представление о плавности движения толкателя, о наличии ударов. Поэтому при выборе закона движения в большинстве случаев задаются диаграммой изменения его ускорения.

По заданным графикам ускорения толкателя путем двойного графического интегрирования можно установить закон движения толкателя (методика ясна из рисунка 24).

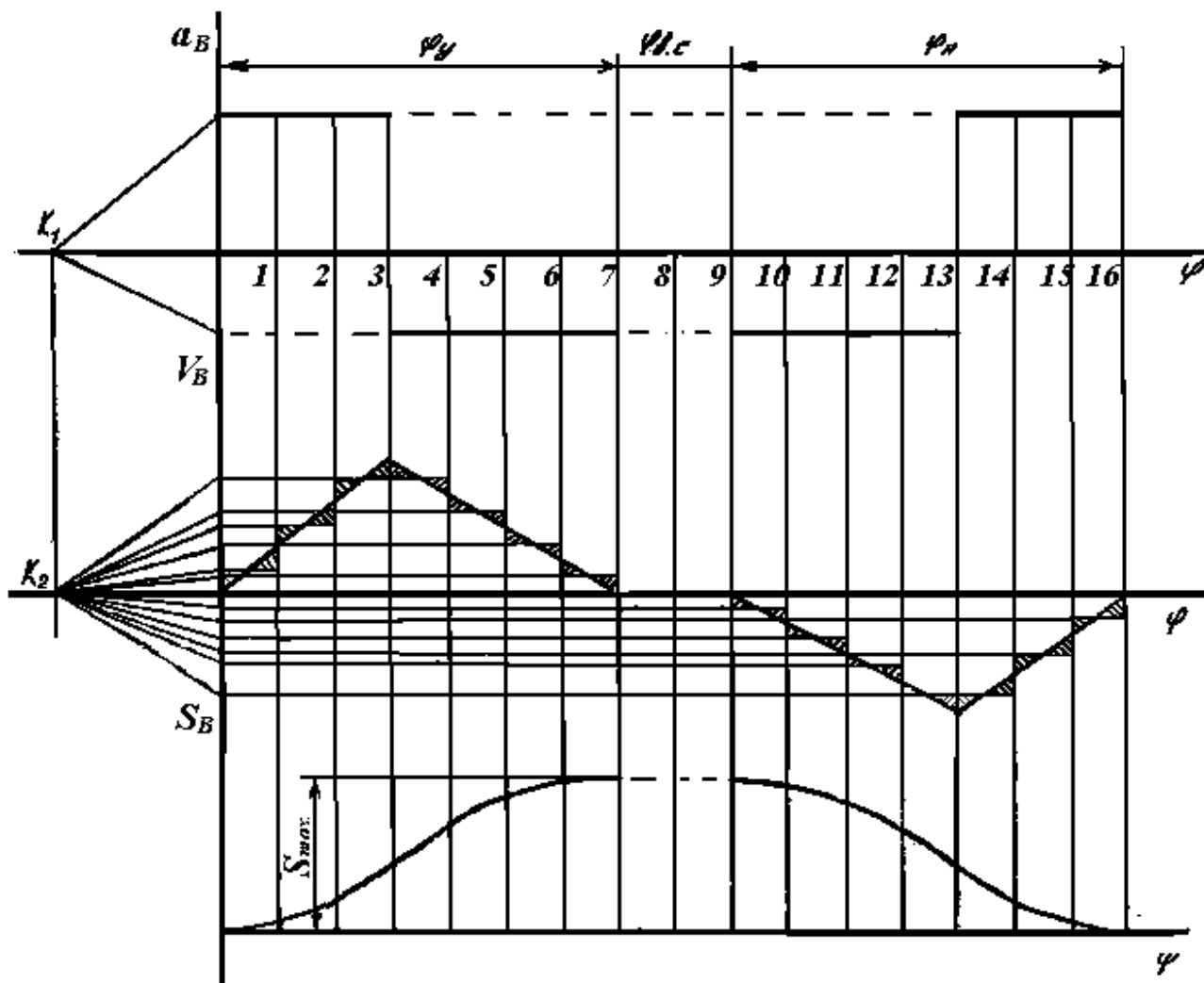


Рисунок 24 – Графическое интегрирование

Определяем масштабы:

– Выбранный масштаб угла поворота φ кулачка по оси абсцисс равен на рисунке 24:

$$\mu_\varphi = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{\varphi}{|\varphi|}, \left(\frac{\text{рад}}{\text{мм}} \right), \quad (107)$$

где: $\varphi = (\varphi_y + \varphi_{ec} + \varphi_n)$ - в сумме всех рабочих фазовых углов, (рад.);

$|\varphi|$ - в сумме всех рабочих фазовых углов на чертеже, мм.

Линейного рабочего хода толкателя по оси ординат равен:

$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{|S_{\max}|}, \left(\frac{M}{MM} \right), \quad (108)$$

где: S_{\max} - величина хода толкателя, м;

$|S_{\max}|$ - величина хода толкателя по оси ординат на чертеже, мм.

Истинный масштаб скорости толкателя по оси ординат равен:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi H_2}, \left(\frac{M/c}{MM} \right), \quad (109)$$

где: H_2 - полюсное расстояние на чертеже, величина (K_2), мм.

Масштаб ускорений толкателя равен:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_\varphi H_1}, \left(\frac{M/c^2}{MM} \right), \quad (110)$$

где: H_1 - полюсное расстояние на чертеже, величина (K_1), мм.

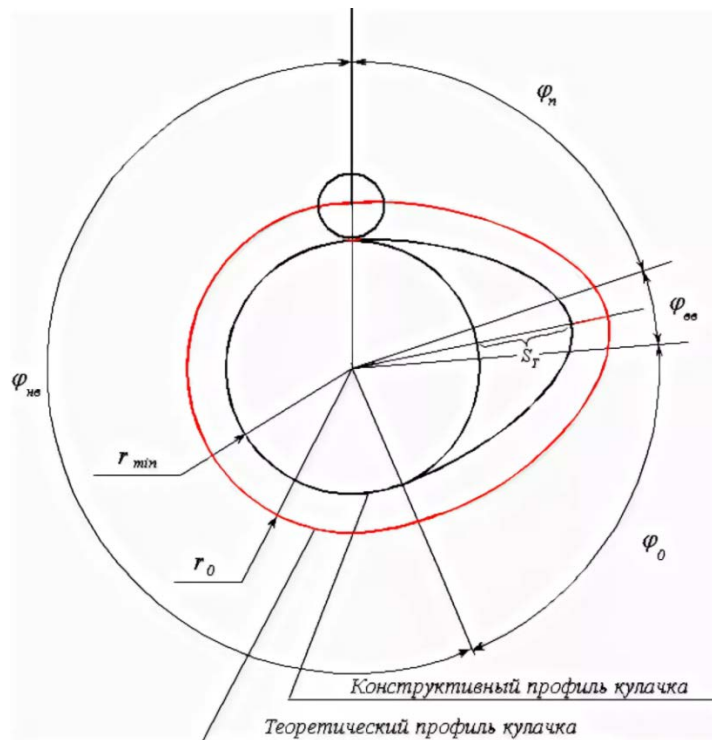


Рисунок 25 – Профиль кулачка

2 Лабораторное оборудование и принадлежности

1. Макеты кулачковых механизмов:

- центрального, нецентрального с толкателями остроконечными и снабженные роликом;

- с качающимися толкателями.

2. Рейсшина, линейка, угольник, бумага (миллиметровка), карандаш.

3 Порядок выполнения работы

1. Изучите теоретическую часть и выберите из рисунка 23 графика зависимости

$a=f(\varphi)$ и значения n_1 – частоты вращения кулачка, фазового угла φ_y , φ_n , $\varphi_{н.с.}$,

а так же тип кулачкового механизма по рис 21.

2. Проведите графическое интегрирование зависимости $a=f(\varphi)$ и постройте

графики скорости $V=f(\varphi)$ и перемещения толкателя $S=f(\varphi)$.

3. Сделайте анализ и вывод о характере работы кулачкового механизма.

4. Составьте отчет о проведенной работе, все значений занести в таблицу 11.

Таблица 11 – Результаты значений

Положение на отрезке угла $ \varphi $	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Параметры																	
$ S_{\max} $, мм																	
S , м																	
V , м/с																	
a , м/с ²																	

4 Контрольные вопросы

1. Назначение и виды КМ.

2. Геометрические и кинематические параметры КМ.

3. Как строится диаграмма перемещения толкателя?

4. Что такое угол давления в КМ.

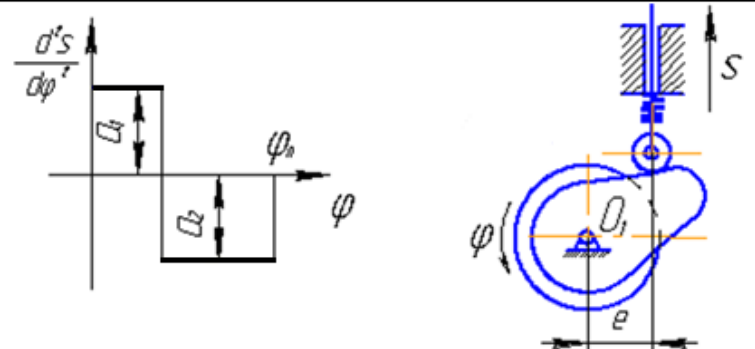
5 Задание для выполнения самостоятельной работы

Образцы вариантов выполнения задания кулачкового механизма



Параметрлер	Белгіленуі	Өлшемділігі	Сандар мағынасының нұсқаулары									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ЖМ итергішінің жүрісі	h	мм	20	25	18	20	22	25	18	22	20	25
Эксцентриситеті	e	мм	8	0	10	0	10	8	6	5	0	10
Үдеудің қатынасы	a_1/a_2	-	20	2,2	18	16	15	16	18	2,0	2,2	15
Жұдырықшаның бұрылатын фазалық бұрышы	$\varphi_{00} = 0$	град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	$\varphi_n = \varphi_0$	град	90	110	120	100	105	110	115	120	125	130
Жіберілетін қысым бұрышы	$\varphi_{доп}$	град	20	22	25	24	20	20	22	24	25	20
Итергіштің салмағы	m_T	кг	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,60

Рисунок 26 – Схема варианта для 0-9



Параметрлер	Белгіленуі	Өлшемділігі	Сандар мағынасының нұсқаулары									
			10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
ЖМ итергішінің жүрісі	h	мм	20	25	18	20	22	25	18	22	20	25
Эксцентриситеті	e	мм	8	0	10	0	10	8	6	5	0	10
Үдеудің қатынасы	a_1/a_2	-	20	18	15	16	18	20	22	25	16	15
Жұдырықшаның бұрылатын фазалық бұрышы	φ_{00}	град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	$\varphi_n = \varphi_0$	град	90	110	120	100	105	100	115	120	125	130
Жіберілетін қысым бұрышы	$\varphi_{доп}$	град	20	22	25	24	22	20	22	24	25	20

Рисунок 27 – Схема варианта для 10-19

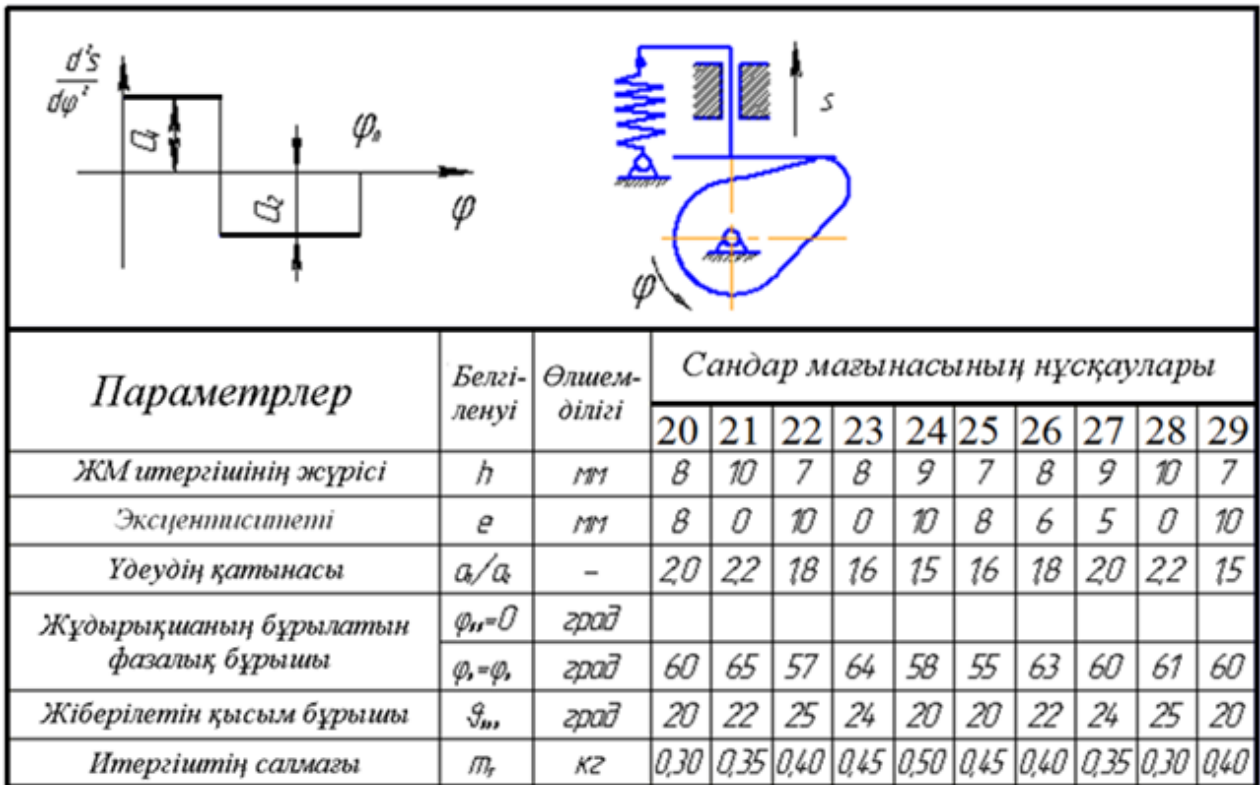


Рисунок 28 – Схема варианта для 20-29



Рисунок 29 – Схема варианта для 30-39

Лабораторная работа № 8

Тема: Проектирование цилиндрического зубчатого зацепления

Цель работы: Овладение методами расчета геометрических параметров цилиндрических зубчатых колес и построение картины зубчатого зацепления.

1 Кинематические параметры зубчатого зацепления и геометрия колес

Зубчатые механизмы предназначены для передачи вращательного движения от одного вала к другому и для изменения угловых скоростей какого-либо вала по отношению к другому. Оси валов, между которыми осуществляется передача вращательного движения, могут располагаться как угодно: параллельно, под углом, перекрещиваться.

Если оси параллельны, то передача осуществляется цилиндрическими зубчатыми колесами. Они могут быть прямозубыми, косозубыми, с внешним и внутренним зацеплением пары зубчатых колес.

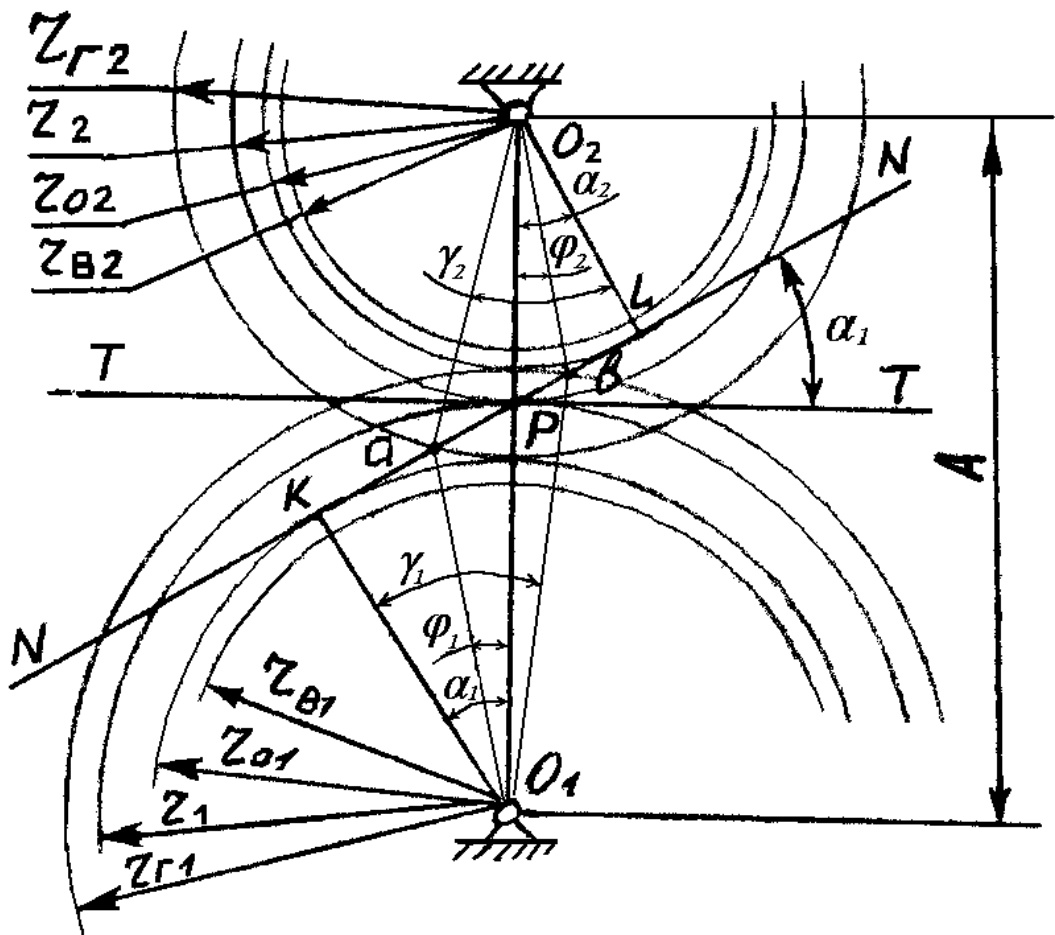


Рисунок 30 – Геометрические параметры зубчатых колес и зацепления

Обозначение и расшифровка знаков (рис. 30).

TT - общая касательная к начальным окружностям;

NN -линия зацепления;

KL -теоретический участок зацепления (мм);

av - рабочий участок зацепления (мм);

A - межосевое расстояние;

$(\cdot)P$ - полюс зацепления;

r_e - радиус окружности впадин;

r_o - радиус основной окружности;

r_z -радиус окружностей головок;

γ -угол профиля зуба;

φ -угол перекрытия.

Если угол $\alpha = 20^\circ$, то называют нормальным зубчатым зацеплением, а если $\alpha \neq 20^\circ$, то корригированным (исправленным). У нормального зацепления делительная окружность совпадает с начальной, а у корригированного не совпадает. Корригирование производится при количестве зубьев меньше 17-ти, т.е. $z < 17$

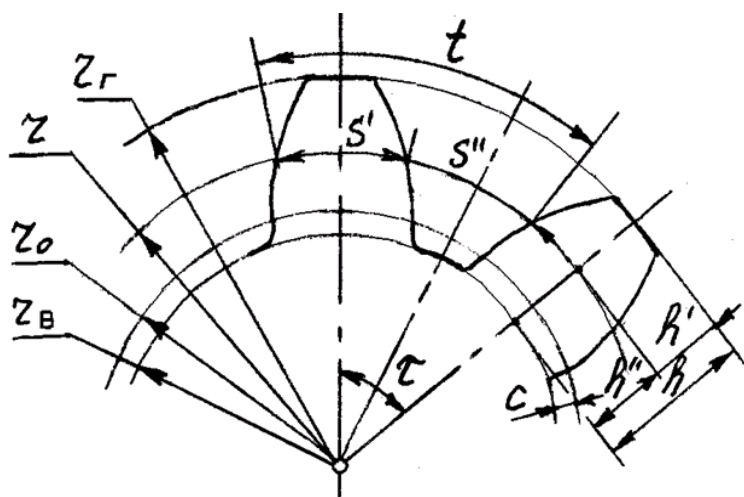


Рисунок 31 – Геометрические параметры зубьев колеса

Геометрия зубьев колес (рисунок 30):

t – шаг зубьев по делительной окружности, мм;

S' - толщина зуба и S'' - ширина впадины по делительной окружности;

τ - угловой шаг зубьев колеса.

Для нормального зацепления $S' = S'' = \frac{t}{2}$, а в общем случае $t = S' + S''$.

На длине делительной окружности радиуса r размещается целое число зубьев z , т.е.

$$z = \frac{2\pi \cdot r}{t}, \text{ или } z \cdot t = 2\pi \cdot r$$

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{z_1} \quad (111)$$

$$\tau_2 = \frac{2\pi}{z_2}. \quad (112)$$

Отношение угловых скоростей звеньев (колес) называют передаточным отношением (рисунок 31):

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1}, \quad (113)$$

где ω, n, z, r - соответственно угловые скорости, частота вращения, количество зубьев и радиусы начальных окружностей колес.

Отношение $\frac{t}{\pi} = m$ - называют модулем, он стандартизирован, размерность в мм., а на практике для нормального зацепления принимают равным: $h' = m$ - высоту головки зуба и $h'' = 1,25m$ - высоту ножки зуба. Общая высота зуба $h = h' + h'' = 2,25m$, $c = 0,25m$ - монтажный зазор. В случае корригирования соотношения h' и h'' , а также общая высота зуба изменяются.

Для проектирования зубчатого зацепления с прямозубовыми колесами задаются модуль m по стандарту и количество зубьев колес z_1 и z_2 .

Для цилиндрических козозубых колес принимается в расчет нормальный модуль $m_n = m$

2 Порядок расчета и построения картины нормального зубчатого зацепления

1. Радиусы начальных (делительных) окружностей колес:

$$r_1 = 0,5m \cdot z_1, \quad (114)$$

$$r_2 = 0,5m \cdot z_2. \quad (115)$$

2. Радиусы окружностей головок:

$$r_{r1} = 0,5m \cdot z_1 + h' = 0,5m \cdot z_1 + m = m \left(\frac{z_1}{2} + 1 \right), \quad (116)$$

$$r_{r2} = 0,5m \cdot z_2 + h' = 0,5m \cdot z_2 + m = m \left(\frac{z_2}{2} + 1 \right). \quad (117)$$

3. Радиусы основных окружностей:

$$r_{o1} = r_1 \cdot \cos \alpha , \quad (118)$$

$$r_{o2} = r_2 \cdot \cos \alpha . \quad (119)$$

4. Радиусы окружностей впадин:

$$r_{B1} = m \cdot \left(\frac{Z_1}{2} - 1,25 \right), \quad (120)$$

$$r_{B2} = m \cdot \left(\frac{Z_2}{2} - 1,25 \right). \quad (121)$$

5. Межосевое расстояние:

$$A = r_1 + r_2 . \quad (122)$$

6. Шаг зубьев:

$$t = \pi \cdot m . \quad (123)$$

7. Толщина зубьев и ширина впадин:

$$S = S' = \frac{t}{2} . \quad (124)$$

8. Производим построения эвольвенту от основных окружностей r_{o1} и r_{o2} и вырезки шаблона.

9. Производим построение картины зубчатого зацепления по расчетным параметрам в выбранном линейном масштабе μ_l .

10. Находим коэффициент перекрытия зубьев в зацеплении, т.е. количество пар зубьев находящихся в зоне рабочего участка зацепления (ab):

$$\varepsilon = \frac{(ab) \cdot \mu_l}{t \cdot \cos \alpha} . \quad (125)$$

11. Аналитически коэффициент перекрытия определяется по формуле:

$$\Sigma = \frac{tg \gamma_1 - tg \alpha}{\tau_1} + \frac{tg \gamma_2 - tg \alpha}{\tau_2} , \quad (126)$$

где

$$\gamma_1 = \arccos\left(\frac{r_{01}}{r_{r1}}\right), \quad (127)$$

$$\gamma_2 = \arccos\left(\frac{r_{02}}{r_{r2}}\right). \quad (128)$$

12. Определяем передаточное отношение:

$$i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (129)$$

3 Используемые модели, принадлежности и задания

1. Калькулятор, циркуль, линейка, карандаш.
2. зубчатые колеса, редуктора.

4 Порядок выполнения

1. Изучите теорию и методику расчета.
2. Произведите расчеты параметров зацепления по одному варианту соответствующей последней цифре зачетной книжки.
3. Постройте картину зубчатого зацепления (рисунок 30).
4. Проверьте значение ε найденное графически методом и аналитическим.
5. Условия задачи для самостоятельного решения даны в таблице 12.

5 Контрольные вопросы

1. Назначение зубчатых передач.
2. Кинематические параметры зубчатой пары.
3. Геометрические параметры зубчатого колеса.
4. Что означает коэффициент перекрытия и как он влияет на характер работы зубчатой пары?

Таблица 12 – Задание для выполнения самостоятельной работы

варианты параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m	2	3	4	5	6	5,5	4,5	4,5	2,5	3,5
z_1	18	21	24	17	19	17	18	22	19	23
z_2	33	24	27	29	32	27	33	32	36	42
n_1	18	22	24	19	26	29	34	25	34	36
варианты параметры	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
m	2,5	3,25	4,5	5,75	6,25	4,25	5,75	6,25	3,25	4,75
z_1	19	20	21	22	23	24	25	26	28	29
z_2	38	32	30	29	33	31	43	45	43	45
n_1	21	27	29	33	38	41	43	41	48	56
варианты параметры	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
m	4,25	5,75	6,25	3,25	4,75	2,5	3,25	4,5	5,75	6,25
z_1	19	20	21	22	23	24	25	26	28	29
z_2	38	32	30	29	33	31	43	45	43	45
n_1	65	65	68	71	71	49	53	54	57	54
варианты параметры	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
m	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	5,5	5,5	6,5	6,5
z_1	17	17	18	18	19	19	20	20	21	21
z_2	35	34	36	38	29	28	24	25	45	48
n_1	60	50	50	40	40	30	30	20	20	10
варианты параметры	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
m	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0	4,25	4,5	4,75
z_1	21	22	23	24	25	21	22	23	24	25
z_2	43	45	49	50	52	54	51	53	52	50
n_1	65	75	85	95	105	100	90	80	70	60

Лабораторная работа № 9

Тема: Проектирование червячного зацепления

Цель работы: Освоение методики расчета параметров цилиндрической червячной передачи

1 Теоретические положения

Червячные зубчатые зацепления предназначены для передачи вращательного движения между валами, оси которых скрещиваются под углом 90° .

В большинстве случаев ведущим является червяк, т.е. короткий винт с трапецеидальной или близкой к ней резьбой. Для облегчения тела червяка венец червячного колеса имеет зубья дугообразной формы, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления. Параметрам червяка присваивается индекс 1, а параметрам червячного колеса – индекс 2.

Достоинства:

- компактность конструкции и возможность получения больших передаточных чисел в одноступенчатой передаче ($u=10-60$, но в не силовых передачах до $u=300$ и более);
- плавность и бесшумность работы;
- высокая кинематическая точность;
- возможность получения самотормозящей передачи, т.е. допускающей передачу движения только от червяка к колесу.

Недостатки:

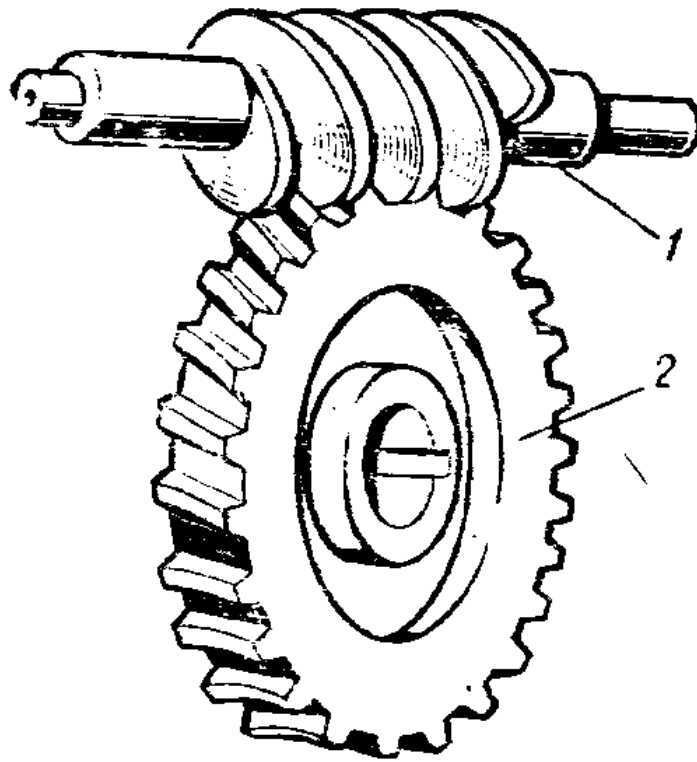
- значительное геометрическое скольжение в зацеплении и связанное с этим трение;
- повышенный износ;
- склонность к заеданию;
- нагрев передачи;
- сравнительно низкий КПД (от 0,45 до 0,85);
- необходимость применения для ответственных передач дорогостоящих и дефицитных антифрикционных цветных металлов;
- наличие больших осевых сил, усложняющих конструкции опор.

Область применения.

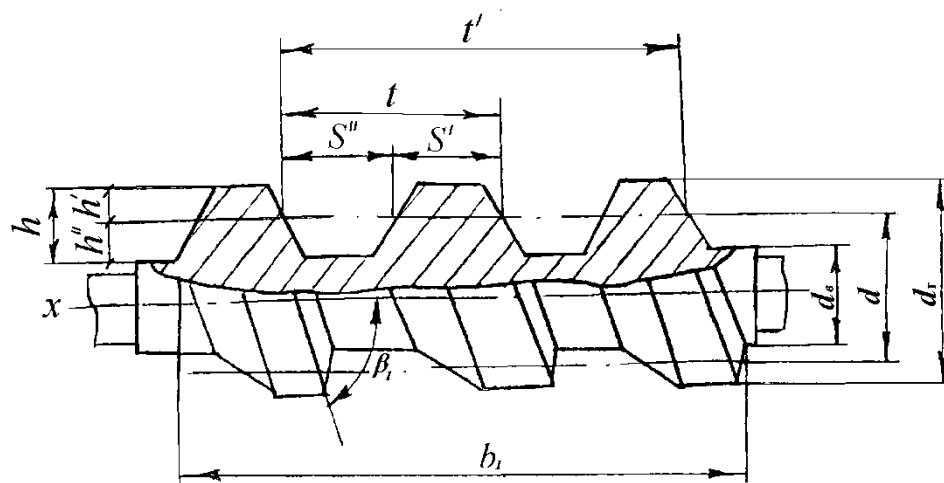
Целесообразно червячные передачи применять при небольших и средних мощностях, обычно не более 50 кВт.

При проектировании передач, состоящих из зубчатых и червячных пар, червячную пару рекомендуется применять в качестве быстроходной ступени, так как при увеличении окружной скорости червяка создаются более благоприятные условия смазки и уменьшаются потери на трение.

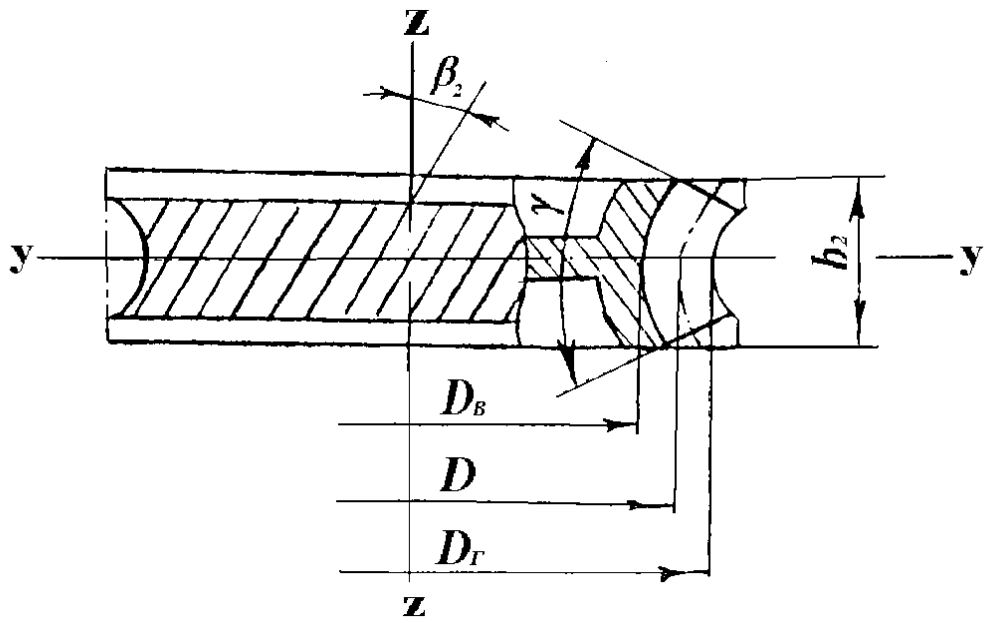
Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.



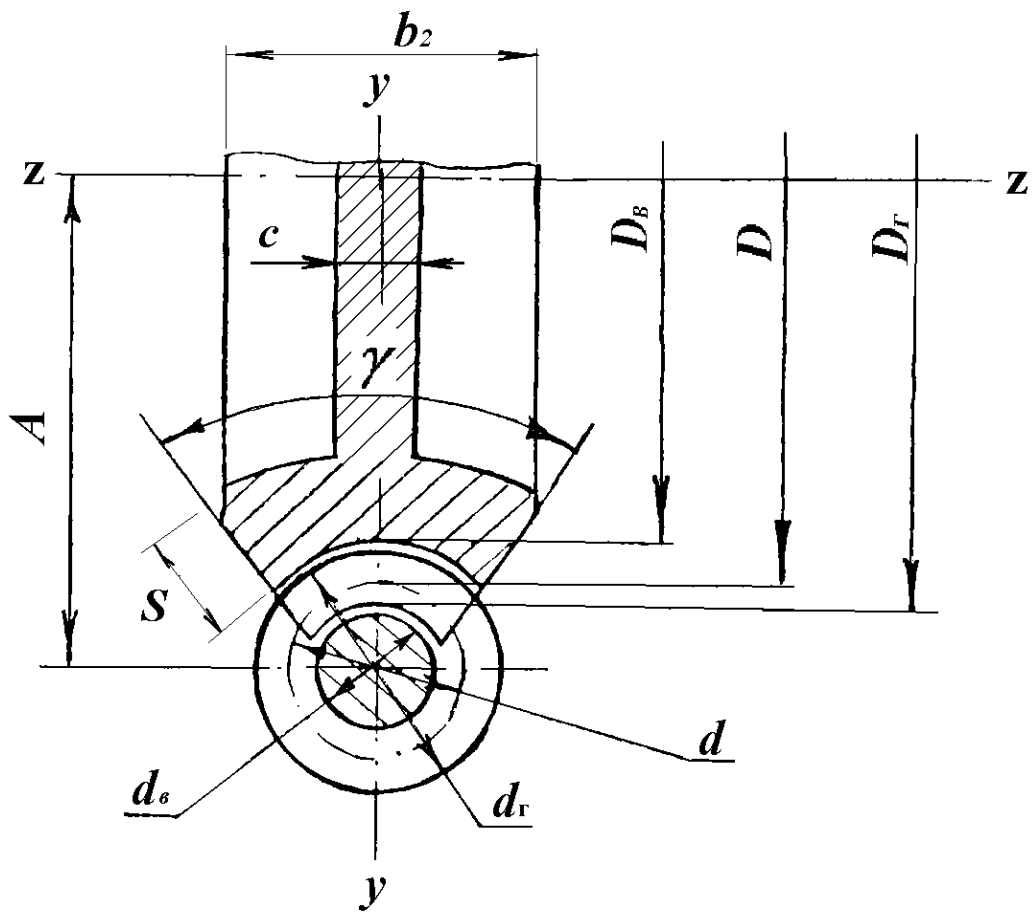
Сурет 32 – Червячная передача



Сурет 33 – Червячный вал



Сурет 34 – Червячное колесо



Сурет 35 – Схема червячной передачи

Звено 1, на котором направление зубьев нарезано по винтовой линии под углом β_1 к оси вращения $x-x$, называют червяком (рис.32,33), а звено 2, на котором зубья нарезаны под углом β_2 к оси вращения $Z-Z$, называют червячным колесом (рис.32,34). Значение угла β_1 гораздо больше β_2 , т.е.

$$\beta_1 \gg \beta_2. \quad (130)$$

Червяки могут быть, по форме образующей поверхности цилиндрическими и глобоидальными.

Цилиндрический червяк представляет собой винт с трапецеидальной резьбой (рис.34), где:

Шаг резьбы

$$t = \pi \cdot m, \quad (131)$$

Высота головки зуба

$$h' = m, \quad (132)$$

Высота ножки зуба

$$h'' = 1,25m, \quad (132)$$

Диаметр начального цилиндра $d = q \cdot m$, на практике принимаются по стандарту

$$q = \frac{d}{m} = (6,3...25); \quad (134)$$

Диаметр наружный

$$d_H = m(q + 2); \quad (135)$$

Диаметр впадин

$$d_B = m(q - 2,5); \quad (136)$$

Толщина зуба S' и ширина впадин S''

$$S' + S'' = t, \quad (137)$$

обычно

$$S = S' = \frac{t}{2} \quad (138)$$

На рис.2 показано главное сечение червяка, напоминающее обычное реечное зацепления. Червяки, как и винты можно выполнять с несколькими заходами резьбы (k). Тогда шаг многозаходного червяка будет равным:

$$t = k \cdot \pi \cdot m, \quad (138)$$

где $k=1, 2$ и 4 , принимаемое на практике.

Размеры зубьев колеса в сечении такие же как и на червяке.

Диаметры червячного колеса определяются также как и цилиндрических колес, но измерения относительно оси симметрии $y-y$ (рис.35 и 36):

Начальной

$$D = m \cdot z_{ч.к.}, \quad (139)$$

где $z_{ч.к.}$ - количество зубьев колеса;

Наружный

$$D_{Г} = m \cdot (z_{ч.к.} + 2); \quad (140)$$

Внутренний

$$D_{В} = m \cdot (z_{ч.к.} - 2,5). \quad (141)$$

Межосевое расстояние нормализовано по стандарту также как модуль.

$$A = 0,5(D + d) \quad (142)$$

Нормальное червячное зацепление выполняется таким образом, чтобы зуб колеса охватывал зуб червяка по некоторой дуге, называемой углом охвата, конструктивно принимаемой в пределах:

$$\gamma = (90 \div 120)^{\circ} \quad (143)$$

Ширина колеса также задается из конструктивных соображений, в пределах

$$b_2 = (0,6 \dots 0,8) d_{н} \quad (144)$$

При одном обороте однозаходного червяка колесо повернется на один зуб, т.е. сделает $\frac{1}{z_{ч.к.}}$ часть оборота. Следовательно, передаточное отношение между червяком и колесом будет равен:

$$i_{12} = 1 : \frac{1}{z_{ч.к.}} = \frac{z_{ч.к.}}{1} \quad (145)$$

Если k заходов винта червяка, то колесо повернется на $\frac{k}{z_{ч.к.}}$ зубьев, т.е. на $\frac{z_{ч.к.}}{k}$, тогда:

$$i_{12} = 1 : \frac{k}{z_{ч.к.}} = \frac{z_{ч.к.}}{k} \quad (146)$$

Таким образом, передаточное отношение равно отношению количества зубьев колеса к числу заходов червяка. На практике принимают i_{12} до 100.

3 Лабораторное оборудование и принадлежности

1. Макеты червячных зацеплений (редуктора).
2. Линейка, циркуль, транспортир, калькулятор, бумага (миллиметровка).
3. Червячные зацепления, редуктора.

4 Порядок выполнения работы

1. Изучите теорию и методику расчета, ознакомьтесь на плакате с червячной передачей.
2. Произведите расчеты параметров червячного зубчатого зацепления по одному варианту, соответствующей последней цифре зачетной книжки.
3. Постройте картину червячного зацепления аналогично рис. 33-35 (в масштабе).
4. Условия задачи для самостоятельного решения таблица 13.

5 Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены червячные передачи?
2. Какие достоинства и недостатки червячной передачи?
3. Геометрические и кинематические параметры червячной передачи, червяка и червячного колеса.
4. Какова методика расчета червячного зуба?

Таблица 13 – Задание для выполнения самостоятельной работы

Варианты параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m	1	1,25	2,0	2,5	4,0	5,0	6,3	8,0	10	12,5
k	2	2	4	2	1	1	1	1	1	1
q	25	25	25	20	20	16	16	12,5	12,5	10
$Z_{ч.к.}$	100	100	90	90	80	80	70	70	60	60
Варианты параметры	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
m	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0	4,25	4,5	4,75
k	4	4	4	4	2	2	2	2	1	1
q	6,5	6,9	7,2	7,8	8,2	8,5	8,8	8,9	9,2	9,3
$Z_{ч.к.}$	110	120	130	85	75	65	95	105	115	125
Варианты параметры	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
m	5,0	5,25	5,5	5,25	5,0	4,75	4,5	4,25	4,0	3,75
k	1	1	2	2	2	2	4	4	4	4
q	9,5	9,6	9,7	9,8	10	12	13	14,5	15,8	16,8
$Z_{ч.к.}$	63	73	83	93	103	113	123	133	143	153
Варианты параметры	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
m	3,5	3,25	3,0	2,75	2,5	2,25	2,0	1,75	1,5	1,25
k	4	4	4	4	2	2	2	2	1	1
q	17,8	19,4	20,1	22,1	23,4	24,9	25	19,6	18,7	19,5
$Z_{ч.к.}$	168	158	148	138	128	118	108	98	88	78
Варианты параметры	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
m	5,0	4,75	4,5	4,5	4,25	4,0	5,25	5,5	3,75	3,5
k	1	2	4	1	2	4	1	2	4	1
q	9,6	9,6	9,7	9,0	8,8	12,7	13,1	14,5	16,1	18,5
$Z_{ч.к.}$	65	67	69	72	74	75	84	88	90	92

Лабораторная работа № 10

Тема: Кинематическое исследование дифференциала мобильной колесной машины

Цель работы: Определение кинематических параметров автомобильного дифференциала.

1 Теоретические положения

Объективные условия движения колесной машины определяют неравные угловые скорости ее колес, обусловленные неодинаковыми путями, проходимыми колесами, вследствие разной кривизны следа определенных колес как в горизонтальном, так и в вертикальном направлении; нестрогое равенство радиусов, качения колес из-за наличия допусков на изготовление шин и различной степени износа их протектора, а также несоблюдение соответствия заданным требованиям давления воздуха в шинах, нагрузки колес и других причин.

Неравные угловые скорости ведомых колес обеспечиваются их независимой посадкой на оси вращения, а ведущих колес применением межколесных и межосевых дифференциалов.

При блокированном приводе угловые скорости колес находятся в заданном соотношении; при одинаковых моделях шин они равны между собой. Поэтому в реальных условиях движения при блокированном приводе происходит рассогласование между окружной скоростью отдельных колес и проходимой ими длиной пути, вследствие чего в контакте колес с дорожным покрытием возникают тангенциальные силы и соответствующие им деформации шин. При таком приводе ведущие колеса и привод подвергаются большим нагрузкам, что отрицательно влияет на их работоспособность и на экономичность машины. Поэтому в механических трансмиссиях применяют дифференциальный механизм в приводе ведущих колес. При одном источнике энергии (двигателе) и одном потребителе энергии (ведущем колесе) нет необходимости применять дифференциал (например, мотоцикл). угловая скорость колеса прямо пропорциональная угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Дифференциал - планетарный механизм с двумя степенями свободы. Его три основных звена сопряжены с внешними механизмами. Подводимая к дифференциалу мощность распределяется между двумя звеньями механизма, которые связаны с выходными валами.

При заданной угловой скорости корпуса дифференциала угловые скорости двух выходных валов могут принимать разные значения в зависимости от условий движения машины. Однако существует определенная зависимость между угловыми скоростями трех звеньев механизма.

Дифференциалы, применяемые в колесных машинах, подразделяют на следующие группы: по выполняемой функции на межколесные, межосевые, межтележечные, межбортовые; по конструкции зубчатых колес на конические и цилиндрические; по кинематическому передаточному числу на симметричные и несимметричные. Особую группу составляют самоблокирующийся дифференциалы.

Дифференциал, распределяющий крутящий момент между выходными валами поровну, называют симметричным. Дифференциал, распределяющий момент между выходными валами не поровну, называют несимметричным. В последнем случае отношение крутящих моментов на выходных валах определяется передаточным числом дифференциала. Указанные распределения крутящих моментов для симметричных и несимметричных дифференциалов рассматриваются без учета сил трения в элементах механизмов.

При помощи дифференциального механизма в колесных машинах осуществляется передача вращательного движения от двигателя к ведущим колесам.

Передача движения на оба колеса должна осуществляться таким образом, чтобы их обороты согласовывались с условиями движения. Это достигается при помощи дифференциального механизма. Схема передачи движения на ведущие задние колеса автомобиля при помощи дифференциального механизма представлена на рисунке 36.

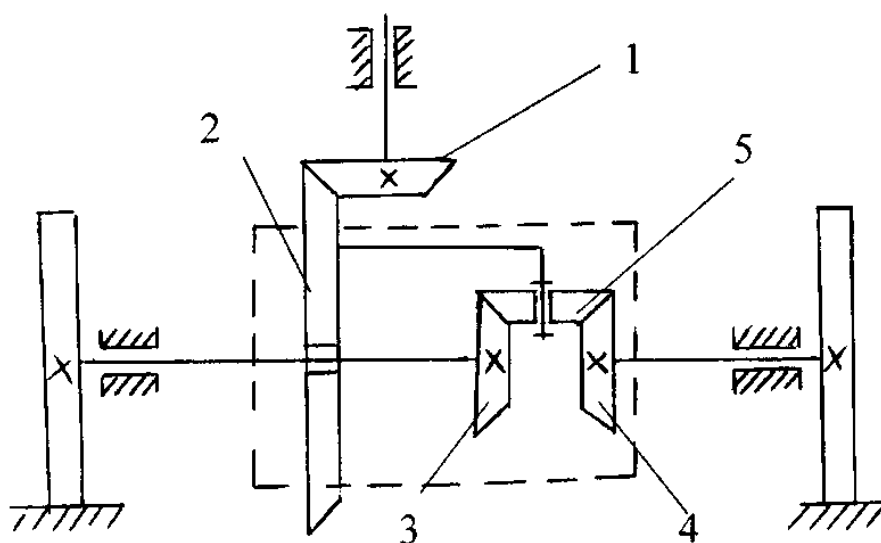


Рисунок 36 – Дифференциальный механизм

Дифференциальный механизм состоит из центральных конических колес 3 и 4, которые насажены на отдельные полуоси вместе с ведущими колесами автомобиля, конического колеса-сателлита 5 и водила 2 (так как ось сателлита перемещается вместе с ним). Водило выполнено в виде конического колеса, и передача вращения водилу осуществляется от карданного вала 1 при помощи обычной конической зубчатой передачи 1-2.

Напишем формулу, связывающую числа оборотов центральных колес 3 и 4 и водила 2.

Передаточное отношение преобразованного дифференциального механизма

$$u_{34}^I = \frac{n_3 - n_2}{n_4 - n_2} \quad (147)$$

где u_{34}^I - передаточное отношение от колеса 3 к колесу 4 при остановленном водиле.

Количество зубьев колес 3 и 4 одинаково и поэтому, передаточное отношение u_{34}^I равно

$$u_{34}^I = -\frac{Z_4}{Z_3} = -1 \quad (148)$$

(колесо 5 является паразитным и поэтому оно не учтено) тогда

$$\frac{u_3 - n_2}{n_4 - n_2} = -1$$

или

$$n_3 - n_2 = n_2 - n_4$$

окончательно

$$2n_2 = n_3 + n_4. \quad (149)$$

Эта формула связывает обороты водила и обороты левого и правого колес.

В данной формуле известным является только число оборотов водила n_2 при определённом режиме работы двигателя и определённом включении передачи в коробке скоростей. Поэтому, если оторвать колеса от дороги при помощи домкрата, то количество оборотов колес будет неопределённым по формуле (3), так как одно уравнение с двумя неизвестными. Например, одно колесо можно затормозить. Определённость движения колес зависит от условий движения мобильной колесной машины.

Если машина движется по ровной дороге прямолинейно, то числа оборотов обоих колес одинаково и к равенству (3) добавляется равенство $n_3 = n_4$. Эти два равенства имеют уже вполне определенное решение, т.е.

$$n_3 = n_4,$$

и так, в данном случае:

$$n_3 = n_4 = n_2 \quad (150)$$

Если колесная машина делает поворот по какому-либо радиусу (рисунок 2), что числа оборотов колес связаны зависимостью:

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{R + \frac{B}{2}}{R - \frac{B}{2}} \quad (151)$$

т.е. числа оборотов колес пропорциональны радиусам их поворота.

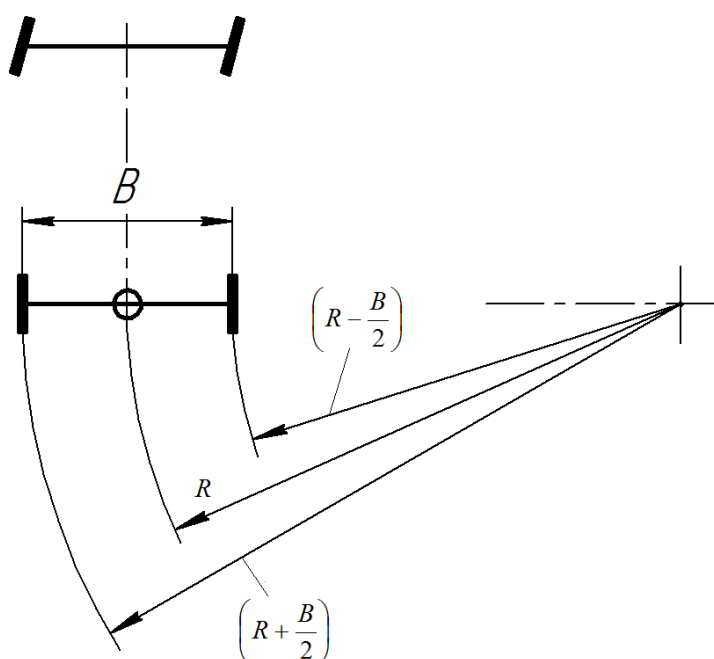


Рисунок 37 – Схема поворота

2 Используемые модели, принадлежности и задачи для решения

1. Макет дифференциала автомобиля.
2. Калькулятор, линейка.
3. Условия задачи приведены в таблице 14.

3 Порядок выполнения работы

1. Изучите принцип работы дифференциала и теорию определения кинематических параметров механизма.
2. Определите частоты вращения n_3 и n_4 ведущих колес автомобиля для каждого из вариантов, заданных в таблице, пользуясь формулами (149, 150 и 151).

4 Контрольные вопросы

1. Чему равна степень подвижности дифференциала?
2. Чему равна частота вращения ведущих колес при прямолинейном движении автомобиля?
3. Как меняются частоты вращения ведущих колес автомобиля при повороте?
4. Для чего служат дифференциальные механизмы?

Таблица 14 – Задание для выполнения самостоятельной работы

Варианты параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
B , м	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	1,85	1,95	2,05	2,15	2,25
R , м	5	6	7	8	9	7,5	6,5	8,5	4,5	5,5
n_2 , об/мин	100	150	200	250	300	150	250	351	415	615
Варианты параметры	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
B , м	1,6	1,65	1,68	1,95	2,13	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
R , м	5,2	6,2	7,2	8,2	9,2	8,7	7,7	6,7	5,7	4,4
n_2 , об/мин	120	140	160	180	248	452	486	479	514	625
Варианты параметры	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
B , м	3,2	3,15	3,05	2,95	2,8	2,85	2,74	2,68	2,84	2,94
R , м	14,2	12,8	15,6	17,21	13,29	17,15	11,2	12,4	13,85	14,2
n_2 , об/мин	248	295	284	265	475	354	369	321	328	374
Варианты параметры	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
B , м	3,0	3,0	2,0	2,18	2,28	2,38	1,88	1,98	2,48	2,84
R , м	13,8	14,3	12,7	12,4	12,9	12,3	14,8	13,8	11,4	10,5
n_2 , об/мин	112	145	184	197	136	214	840	848	654	740
Варианты параметры	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
B , м	3,2	3,3	3,5	3,0	3,1	3,15	3,25	2,85	2,95	2,75
R , м	15,0	15,0	14,8	16,4	16,8	16,2	15,9	15,7	14,3	13,5
n_2 , об/мин	115	119	112	125	124	129	134	145	146	194

Список использованных источников

- 1 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1988. - 640 с
- 2 Жуламанов К.Р. Методическое пособие по курсовому проектированию по ТММ – КГУ, Костанай, 2001
- 3 Левитская О.Н., Левитская Н.И. Курс теории механизмов и машин – М.: Высшая школа, 1989
- 4 Юдин В.А., Барсов Г.А., Чупин Ю.Н. Сборник задач по теории механизмов и машин, - «Высшая школа», М., 1982
- 5 Теория механизмов и машин. Портал для профессионалов и студентов. – Режим доступа: <http://www.spbstu.ru/mmf/tmm/index.html> -
- 6 Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин: учебник / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975.
- 7 Юдин, В. А. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1977. – 527 с.
- 8 Фролов, К. В. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
- 9 Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – М.: Наука, 1990. – 592 с.
- 10 Зиновьев В. А. Курс теории механизмов и машин / В. А. Зиновьев. – М.: Наука, 1979. – 384 с.
- 11 Андреев А. Ф. и др., Дифференциалы колесных машин / А. Ф. Андреев, В. В. Ванцевич, А. Х. Лефаров, Под общ. ред. А. Х. Лефарова. - М.: Машиностроение, 1987.-176 с.
- 12 Карелина, М.Ю. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / М.Ю. Карелина. – М.: МАДИ, 2015. – 80 с
- 13 Григорьев А.Ю., Молчанов Ю.С. Теория механизмов и машин. Структурный анализ механизмов: Учеб.-метод. пособие. СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2014. 30 с.

Приложение А

Греческий алфавит

1	2	3	4	5	6
<i>A</i> <i>α</i>	<i>B</i> <i>β</i>	<i>Γ</i> <i>γ</i>	<i>Δ</i> <i>δ</i>	<i>E</i> <i>ε</i>	<i>Z</i> <i>ζ</i>
альфа	бетта	гамма	дельта	эпсилон	дзета
<i>alpha</i>	<i>beta</i>	<i>gamma</i>	<i>delta</i>	<i>epsilon</i>	<i>zeta</i>
7	8	9	10	11	12
<i>H</i> <i>η</i>	<i>Θ</i> <i>θ</i>	<i>I</i> <i>ι</i>	<i>K</i> <i>κ</i>	<i>Λ</i> <i>λ</i>	<i>M</i> <i>μ</i>
эта	тета	иота	каппа	лямбда	мю
<i>eta</i>	<i>theta</i>	<i>iota</i>	<i>kappa</i>	<i>lamda</i>	<i>mu</i>
13	14	15	16	17	18
<i>N</i> <i>ν</i>	<i>Ξ</i> <i>ξ</i>	<i>O</i> <i>ο</i>	<i>Π</i> <i>π</i>	<i>P</i> <i>ρ</i>	<i>Σ</i> <i>σ</i>
ню	кси	омикрон	пи	ро	сигма
<i>nu</i>	<i>xi</i>	<i>omicron</i>	<i>pi</i>	<i>rho</i>	<i>sigma</i>
19	20	21	22	23	24
<i>T</i> <i>τ</i>	<i>Υ</i> <i>υ</i>	<i>Φ</i> <i>φ</i>	<i>X</i> <i>χ</i>	<i>Ψ</i> <i>ψ</i>	<i>Ω</i> <i>ω</i>
тау	ипсилон	фи	хи	пси	омега
<i>tau</i>	<i>upsilon</i>	<i>phi</i>	<i>chi</i>	<i>psi</i>	<i>omega</i>

Приложение Б

Таблица Брадиса \sin , \cos , tg , ctg

α	0°	30°	45°	60°	90°	120°	135°	150°	180°	270°	360°
$\sin \alpha$	0	$\frac{1}{2}$	$\frac{\sqrt{2}}{2}$	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	1	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{\sqrt{2}}{2}$	$\frac{1}{2}$	0	-1	0
$\cos \alpha$	1	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{\sqrt{2}}{2}$	$\frac{1}{2}$	0	$-\frac{1}{2}$	$-\frac{\sqrt{2}}{2}$	$-\frac{\sqrt{3}}{2}$	-1	0	1
$\operatorname{tg} \alpha$	0	$\frac{1}{\sqrt{3}}$	1	$\sqrt{3}$	-	$-\sqrt{3}$	-1	$-\frac{1}{\sqrt{3}}$	0	-	0
$\operatorname{ctg} \alpha$	-	$\sqrt{3}$	1	$\frac{1}{\sqrt{3}}$	0	$-\frac{1}{\sqrt{3}}$	-1	$-\sqrt{3}$	-	0	-

**“ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ
ҰЛТТЫҚ МЕМЛЕКЕТТІК КІТАП ПАЛАТАСЫ”**

**ХАЛЫҚАРАЛЫҚ СТАНДАРТТЫҚ КІТАП НОМЕРІ
ISBN.**

**ӘМБЕБАП ОҢДЫҚ ЖІКТЕУ,
КІТАПХАНАЛЫҚ-БИБЛИОГРАФИЯЛЫҚ ЖІКТЕУ,
ШТРИХ - КОД
БЕРІЛДІ (ТІРКЕЛДІ)**

**“НАЦИОНАЛЬНАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ КНИЖНАЯ ПАЛАТА
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН”**

**ПРИСВОЕНЫ (ЗАРЕГИСТРИРОВАНЫ)
МЕЖДУНАРОДНЫЙ СТАНДАРТНЫЙ КНИЖНЫЙ НОМЕР
ISBN
УНИФИЦИРОВАННЫЙ ДЕСЯТИЧНЫЙ КЛАССИФИКАТОР,
БИБЛИОТЕЧНО-БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ КЛАССИФИКАТОР,
ШТРИХ-КОД.**

ISBN 978-601-356-135-6



9 786013 561356