

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

ТАДИ

Кафедра «Основы проектирования машин»

**СБОРНИК ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И
МАШИН**

Ташкент-2010 г.

Составители: проф., д.т.н. Ш.П.Алимухамедов

Ст.пр-ль Ю.А.Ахмеджанов

Рецензенты:

Каримов Р.И., проф., зав. кафедрой «ТММ» ТГТУ

Гапиров А.Д., доц. Кафедры «Основы проектирования машин» ТАДИ.

Лабораторная работа №1

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ.

Лабораторная работа выполняется в следующей последовательности:

1. Чертится кинематическая схема механизма в масштабе длин μ_1 .
2. Определяются:
 - общее количество звеньев механизма, в том числе подвижные;
 - виды движений звеньев;
 - названия звеньев.
3. Определяются кинематические пары и их класс.
4. По формуле П.Л.Чебышева определяется степень подвижности механизма.
5. Определяется класс механизма.
 - Схема механизма подразделяется на группы Ассура;
 - Определяется класс и порядок каждой группы Ассура;
 - По наибольшему классу группы Ассура определяется класс механизма.
6. Пишется структурная формула механизма.

Теоретическая часть

Деталью называется часть машины, изготовления без сборочных операций.

Комплекс неподвижно сочленённых между собой деталей называется **звеном**. Звенья подразделяются на следующие типы. *Неподвижное звено, ведущее звено*, у которого известен закон движения, *ведомое звено*, закон движения которого определяется по закону движения ведущего звена.

Подвижное соединение каждых двух звеньев механизма называется **кинематической парой**.

Подвижная система, образована соединением нескольких звеньев посредством кинематических пар, называется **кинематической цепью**.

Механизмом называется замкнутая кинематическая цепь, совершающая относительно движение рабочих органов для выполнения определённой работы.

Обычно у плоских механизмов бывает одно ведущее звено.

Механизмы, имеющие несколько ведущих звеньев, называются **дифференциальными** или механизмами, степень свободы которых больше единицы.

Если звенья механизма совершают движение в плоскости или в параллельных плоскостях, то такие механизмы называются **плоскими**.

Кинематические пары плоских механизмов могут быть только пятого (5) и четвёртого (4) классов. В кинематических парах пятого (5) класса взаимно соединённые звенья могут совершать относительно друг друга только одно движение, в кинематических парах четвёртого (4) класса-

два относительных движения. Формулу строения таких плоских механизмов впервые создал в 1886 г. академик П.Л. Чебышев.

Формула Чебышева выглядит следующим образом:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 \quad (1.1)$$

Где: W - степень подвижности (свободы) механизма

n – число подвижных звеньев механизма

P_5 – число кинематических пар 5-класса

P_4 – число кинематических пар 4-класса

Вышеприведенная формула называется формулой П.Л. Чебышева, позволяющая определить степень подвижности плоских механизмов. Пользуясь формулой Чебышева, можно определить работоспособность механизма любой механической системы.

Если по формуле Чебышева степень подвижности системы равна нулю, то это означает, что все звенья неподвижны и система является фермой. Если степень подвижности равна единице ($W=1$), то в данной системе одно звено является ведущим.

Если в данной механической системе степень подвижности больше единицы, то в этом случае число ведущих звеньев может быть несколько.

В схемах механизмов порядковые номера звеньев обозначаются арабскими цифрами (например; 1,2,3...) порядковые номера кинематических пар - заглавными латинскими буквами (например: А,В,С..). На рис. 1.1 изображены кинематические пары с вращательным движением, на рис. 1.2.а - кинематическая пара с взаимно поступательными движениями звеньев. На рис. 1.3 показаны кинематические пары с одним неподвижным звеном, на рис. 1.4- шарнирное соединение двух звеньев

На чертеже кинематические пары четвертого класса не изображаются условно - схематически. Элементы таких пар показываются без изменения, (рис.1.5)

Классификация плоских механизмов по Ассур - Артоблевскому

Для классификации плоских механизмов по Ассур - Артоблевскому необходимо выполнение следующих трёх условий;

1. В составе механизма должны быть кинематические пары только пятого класса. Если в составе механизма имеются кинематические пары четвертого класса, то их необходимо заменить одним звеном и двумя кинематическими парами пятого класса (рис. 1.6).
2. Количество ведущих звеньев должно быть равно степени подвижности (свободы) механизма.
3. Ведущее звено механизма должен составлять с неподвижным звеном кинематическую пару пятого (5) класса.

Основной принцип строения механизма, впервые разработанное Л.В. Ассуром, определяется следующим образом;

Всякий механизм образуется присоединением к ведущему звену (ведущим звеньям) кинематических цепей с нулевыми степенями подвижности (групп Ассура).

Математическое выражение кинематических цепей с нулевыми степенями подвижности (групп Ассура) выглядит следующим образом:

$$W_{\text{Ассур}} = 3n - 2P_5 = 0$$

Из этого выражения следует, что

$$P_5 = (3/2)n$$

Из этой формулы следует, что составляющие звенья должны быть кратны двум (2, 4, 6, 8, ...), а число кинематических пар пятого класса равно трем (3, 6, 9, ...).

Группа, состоящая из двух звеньев $n=2$ и трёх кинематических пар пятого класса ($P_5 = 3$) называется группой Ассура второго класса второго порядка (рис 1.7).

Внешние (А,С) кинематические пары определяют порядок группы.

В зависимости от того, какое количество вращательных пар имеются в группе и каким образом эти пары заменены кинематическими парами, совершающими поступательные движения, группы Ассура второго класса делятся на пять типов (рис. 1.8).

Если количество звеньев равно четырём $n=4$ и число кинематических пар пятого класса равно шести $P_5=6$, то ведомая часть механизмов может быть образована следующим образом:

- а) из двух групп второго класса (звенья 2,3 и 4,5). Рис. 1,9 а)
- б) из одной группы третьего класса (рис. 1.9 б)
- в) из одной группы четвёртого класса. 1,9:в)

Классы группы выше второго определяются количеством внутренних кинематических пар в основном контуре, например; на рис 1.9б кинематические пары Е, С и D, на рис. 1.9в-В, С, D и F.

Если в составе ведомой части механизма больше четырех звеньев, то в этом случае схема может быть образована кинематической цепью из второго, третьего и четвёртого классов группы.

Для определения класса механизма по Ассур - Артоболовскому необходимо вывести из состава механизма группы Ассура второго порядка, если это невозможно, то отделяется группа, соответствующая большему классу.

После выведения группы из состава механизма, оставшиеся часть также должна быть механизмом. Этот порядок продолжается до тех пор, пока не останутся ведущее и неподвижное звенья. Максимальный порядок выведенных групп означает группу механизма

После раздела механизма на группы Ассура, пишется формула строения.

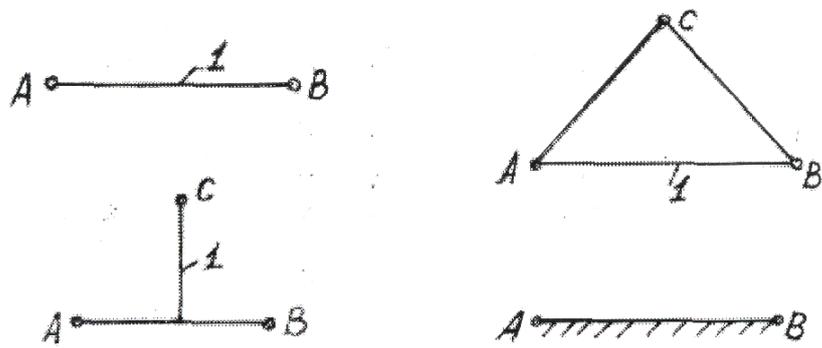


Рис. 11.

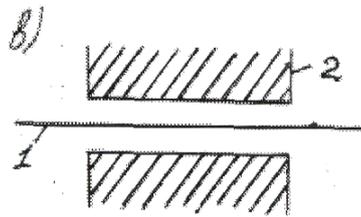
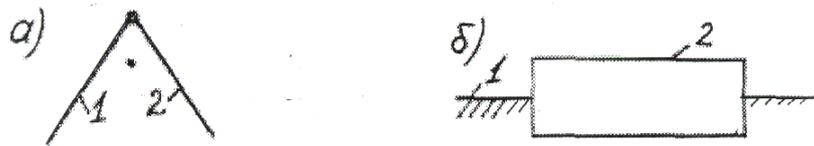


Рис. 12.

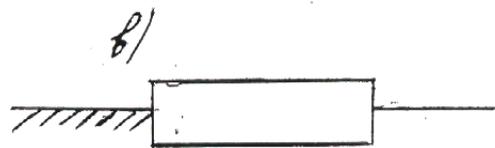
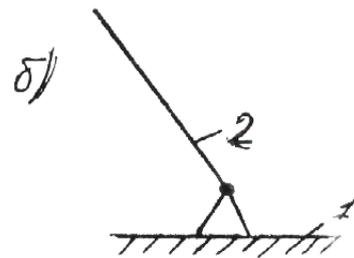
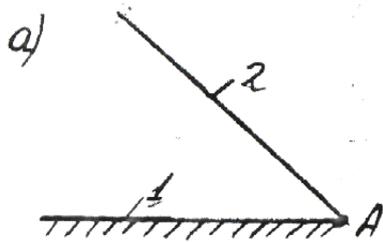


рис 1.3

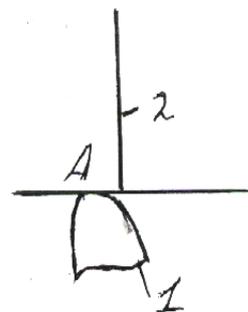
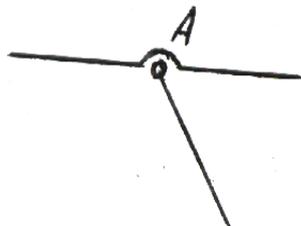


рис 1.4



рис 1.5

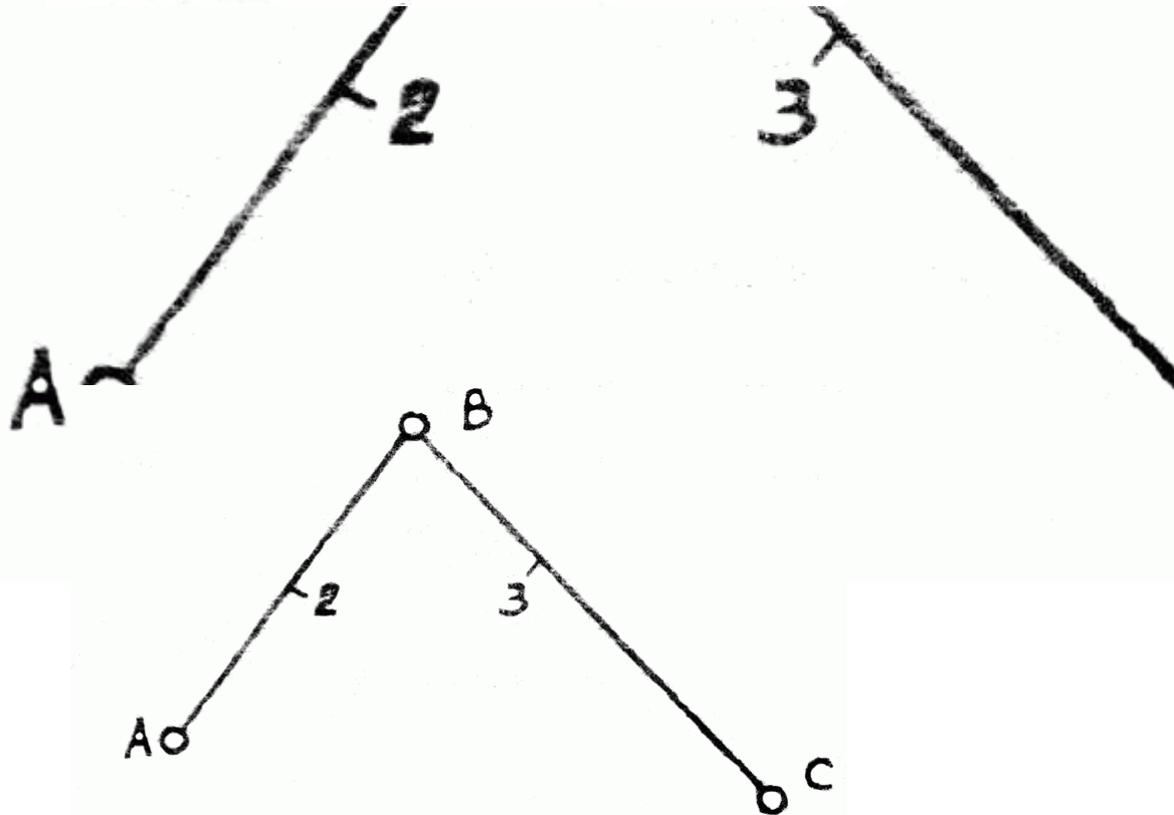
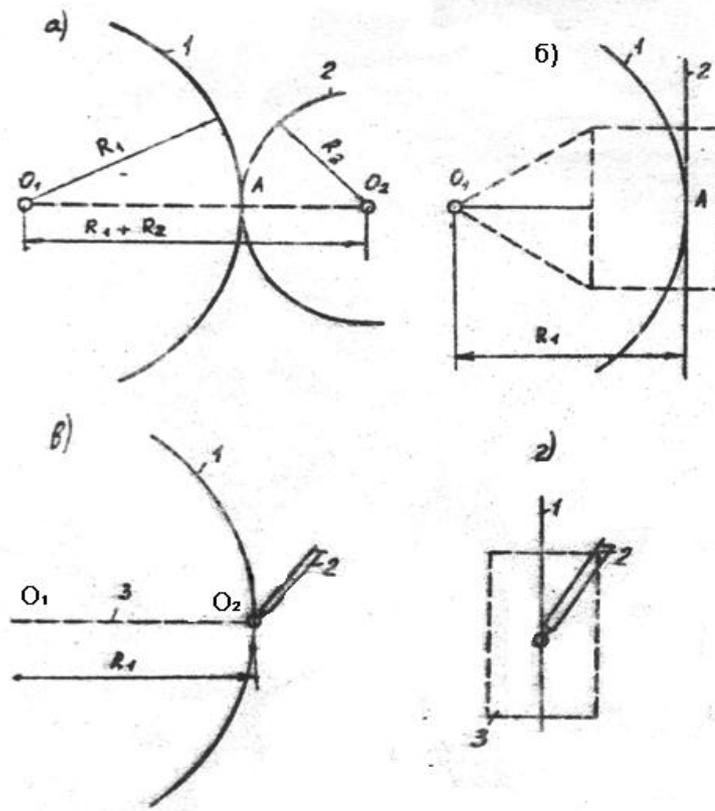


Рис.1.7

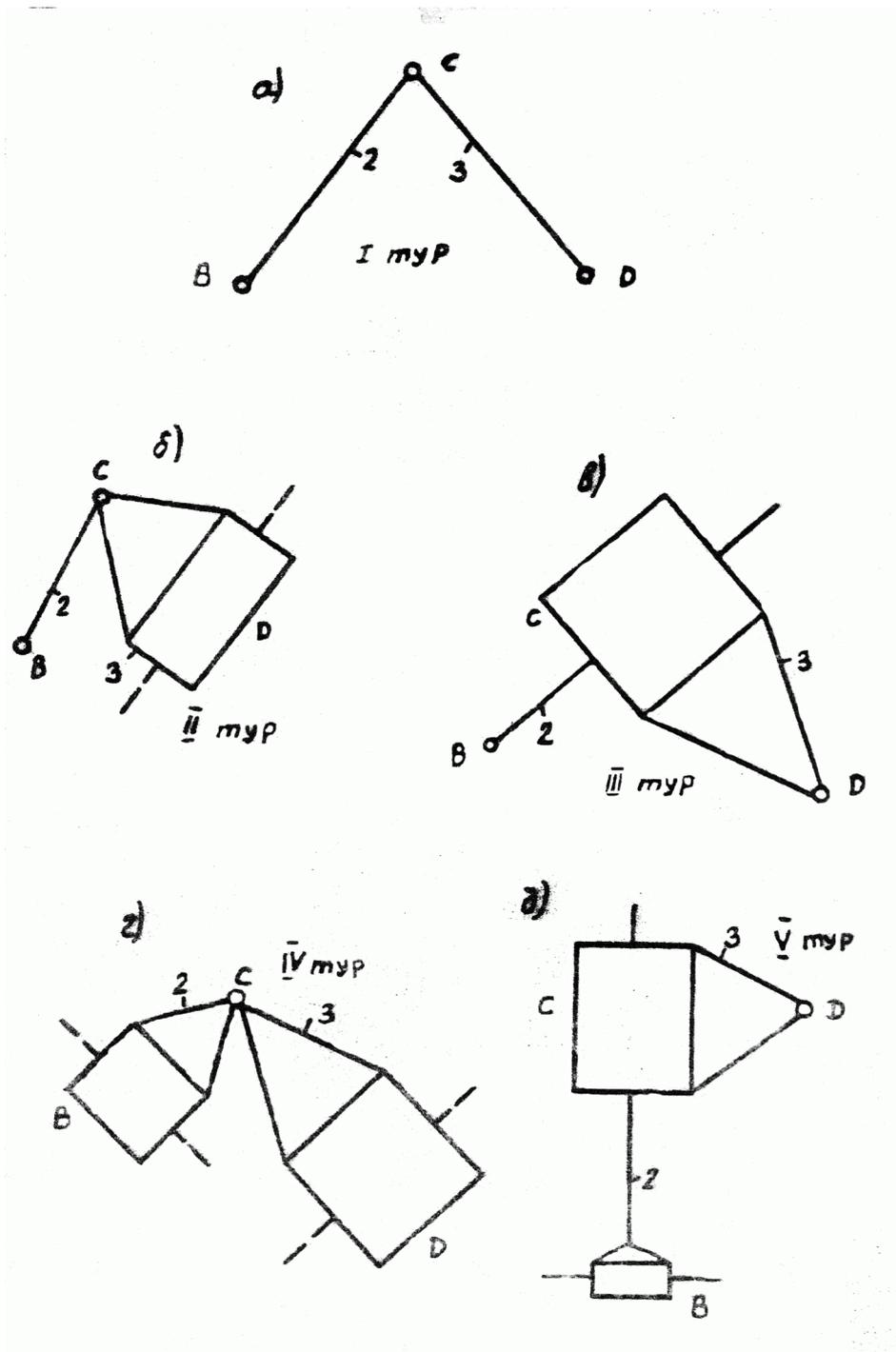


Рис.1.8

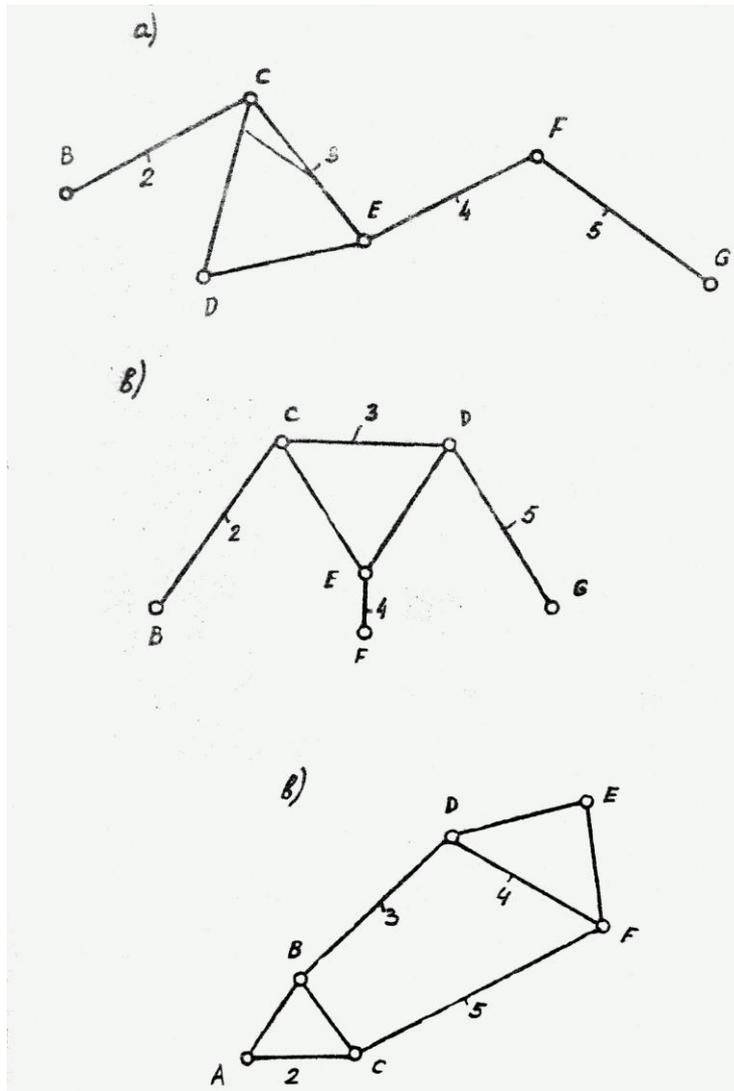


Рис.1.9

Пример. Дать классификацию по Ассур - Артоболовскому механизма строгального станка (рис.1.10).

Решение: 1. Определяется степень подвижности механизма.

$n=6$ - число подвижных звеньев

$P_5=8$ - число кинематических пар пятого класса

$P_4=1$ - число кинематических пар четвертого класса

$$W=3n-2P_5- P_4=3*6-2*8-1=1$$

Заменяет кинематическую пару четвертого класса «В» одним звеном (7-м) и двумя кинематическими парами (O_1) и O_2) пятого класса. Для этого с точки «В», составляющего кинематическую пару четвертого класса

проводим нормаль N-N, определяем на этой нормали центры кривизны O_1 и O_2 . На центрах кривизны размещаем одноимённые центры O_1 и O_2 кинематической пары пятого-класса, совершающих вращательное движение и соединяем их при помощи 7- звена (заменяющее звено).

2. Механизм подразделяется на группы Ассура. Разделение производится с конечного звена механизма. Как видно из рис. 1.10.б., число ведущих звеньев равно единице (звено 1) и в соединении с неподвижным звеном образует кинематическую пару пятого класса. Все звенья механизма при взаимном соединении образуют кинематические пары только пятого класса. Значит все условия классификации механизма по Ассур – Артоболовскому выполнены. Из механизма отделяем сначала 5 и 6, затем 3 и 4 и наконец 2 и 7 звенья второго класса группы Ассура. После отделения групп Ассура остаются одно ведущее и одно неподвижное звено. Из этого следует, что разделение на группы завершилось

3. Класс механизма его составляющих формула будет следующей

РАБОТ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

I(0,1)- II(2,7)- II(3,4) -II(5,6)

Из этой формулы видно, что наибольший класс составляющих групп механизма равно двум, значит, механизм относится ко второму классу.

Порядок выполнения лабораторной работы

I. Общая схема

- 1 По рис. 1.10- а чертится основная схема механизма.
- 2 Составляется измененная схема механизма (рис.1.10-б)
- 3 Определяется степень подвижности механизма.
3. Механизм подразделяется на группы Ассура (целесообразно показать группы Ассура по отдельности).
4. Пишется формула строения механизма и определяется принадлежность его к определенному классу.

II. Схема механизма по варианту

Схема механизма даётся преподавателем (с приложения 1) и выполняется в следующей последовательности:

1. Чертится схема механизма в соответствии с выбранным масштабом длин.
2. По 8 или 12 положениям ведущего звена определяются положения других звеньев механизма.
3. Определяется степень подвижности механизма.
4. Механизм подразделяется на группы Ассура.
5. Пишется формула строения механизма и определяется принадлежность его к определенному классу.

Ташкент, 2006 г.

Мультимедийная версия 1-ой лабораторной работы

На компьютере 1-ая лабораторная работа выполняется с помощью

Порядок выполнения лабораторной работы на компьютере.

1. Схема механизма берётся с приложения 1 согласно варианту, указанного преподавателем. Порядок выполнения работы показывает преподаватель.
2. Запускается программа «tmm-2». На левой стороне формата имеются ссылки на вызов необходимых составляющих схемы (шарнир, горизонтальный ползун, вертикальный ползун, соединительное звено, опора и т.д.) . Каждая составляющая вызывается отдельно (шарнир, горизонтальный ползун, вертикальный ползун, опора) и соединяется при помощи соединительного звена.
3. После построения звена при наводке курсора на соединительное звено показывается длина звена. Длину можно корректировать путём передвижения шарнира и сделать равной заданной по схеме.
4. На левом верхнем углу нажимаю «ЗАПУСК». Если схема собрана правильно, то механизм приводится в движение. Если не запускается, то необходимо правильно выбрать длины звеньев. Для останова нажимается кнопка «СТОП».
5. Вызывается «ФУНКЦИИ – КИНЕМАТИКА ТОЧЕК». Выводятся графики пути движения, скорости и ускорения подвижных точек по координатным осям.
6. На принтере выводится схема механизма и графики пути движения, скорости и ускорения при данной длине звеньев.
7. Изменяются длины звеньев и также выводится на принтер графики пути движения, скорости и ускорения.
8. Выполняется анализ изменения кинематических параметров в зависимости от изменения геометрических параметров.

Вопросы для самопроверки по лабораторной работе:

1. Дайте характеристику следующих терминов: деталь, звено, неподвижное звено, кинематическая пара, кинематическая цепь механизм.
2. В чём разница, между четвёртой и пятой классами кинематических пар?
3. Каковы основные условия классификации механизмов по Ассур - Артолеву?
4. Каков принцип строения механизмов по Ассуру?
5. Дайте объяснение о группах Асура, а также о связи в них между звеньями и кинематическими парами
6. Каково строение заменяемых кинематических пар и в чём сущность замены их кинематическими парами пятого класса?

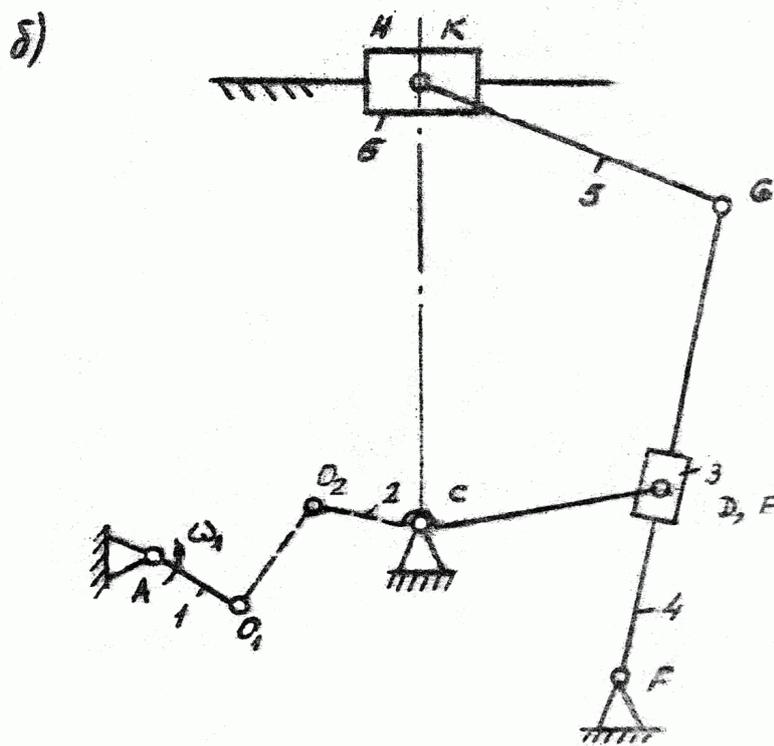
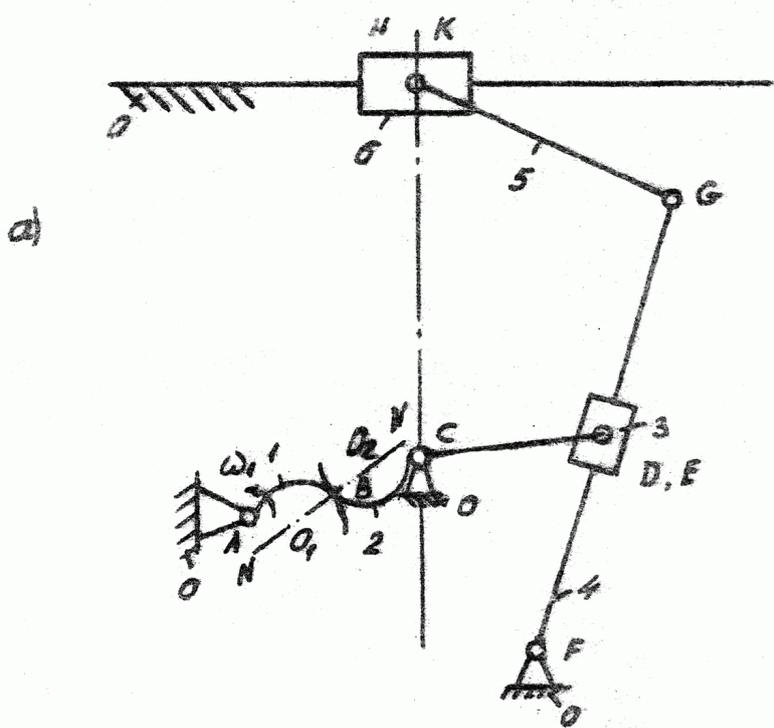


Рис.1.10

Лабораторная работа №2 «Определение момента инерции звеньев»

Момент инерции звеньев, связанный с предварительным определением массы и её центра тяжести, необходим в следующих случаях:

- Определение динамических параметров
- Обеспечения равномерности движения звена
- Проверка точности показаний измерительных приборов
- Уравновешивание вращающихся деталей
- Обеспечение заданного периода закона движения

Рассмотрим движение звена, вращающегося с угловой скоростью ω вокруг оси O . Массу элементарных частиц обозначим m_i , их линейную скорость через v_i .

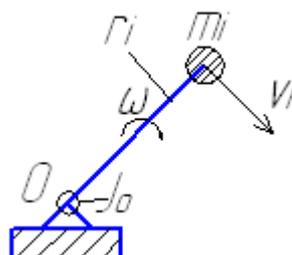


Рис.1

Кинетическая энергия звена будет равна сумме кинетических энергий элементарных частиц.

$$T = \sum \frac{m_i v_i^2}{2} \quad (1)$$

Учитывая $v_i = \omega r_i$, получим:

$$T = \frac{\omega^2}{2} \sum m_i r_i^2 \quad (2)$$

здесь: $\sum m_i r_i^2$ - момент инерции звена относительно оси O .

$$J_o = \sum m_i r_i^2 \quad (3)$$

Отсюда следует, что **момент инерции звена относительно некоторой оси равен произведению суммы масс элементарных частиц звена на квадрат расстояния их до этой оси.**

Определение момента инерции звена методом физического маятника.

Цель работы: Определить центр масс и момент инерции шатуна опытным путём.

Твёрдое тело, способное поворачиваться вокруг неподвижной оси под действием силы тяжести, называется *физическим маятником*. Например, шатун, подвешенный на неподвижной призме, после поворота его на угол φ , в свободном состоянии будет выполнять роль маятника.

Методом физического маятника определяется момент инерции деталей типа шатуна, различного вида рычагов, стрелки и маятники часов и др.

Имеется множество формул, помогающих определять момент инерции твёрдых тел. Несмотря на это момент инерции звена в основном определяется периодом колебания T или её приведённой длиной $l_{пр}$.

Момент инерции маятника J относительно оси подвешивания и её период колебания T взаимосвязаны. Для определения этой взаимосвязи запишем дифференциальное уравнение движения твёрдого тела:

$$J_o \ddot{\varphi} + Gl_{os} \sin \varphi = 0 \quad (4)$$

здесь J_o – момент инерции тела относительно оси подвешивания;

G - вес звена; l_{os} – расстояние от оси подвешивания O до центра масс S ;
 φ – угол вращения маятника. Заменяв в формуле (4) значение $\frac{Gl_{os}}{J_o}$ на k^2 ,

получим следующее уравнение второго рода:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \sin \varphi = 0 \quad (5)$$

Так как $\varphi \approx 10^0$, то можно принять $\sin \varphi \approx \varphi$. Тогда:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0 \quad (6)$$

Решая это уравнение, получим $\varphi = \varphi_0 \cos kt$, что является дифференциальным уравнением гармонического колебания твёрдого тела; здесь φ_0 – начальный угол отклонения маятника; k – частота колебания; t – время.

Момент, приводящий тело в гармоническое колебательное движение по отношению к оси $u-u$, равен:

$$M = -\beta^2 J_o \varphi \quad (7)$$

где: $\beta = \frac{2\pi}{T}$ - повторяемость колебательного движения

J_o – момент инерции звена относительно оси подвешивания;
 φ – угловая координата звена, совершающего колебательное движение.

С другой стороны, этот момент будет равен моменту от веса звена:

$$M = -Gl_{os} \sin \varphi \quad (8)$$

Принимая во внимание формулы (7) и (8), получим:

$$\frac{4\pi^2}{T^2} J_o \varphi = Gl_{os} \sin \varphi \quad (9)$$

Если значение угла $\varphi \leq 10^0$, то можно принять $\sin \varphi = \varphi$

Тогда:

$$J_o = \frac{(G \cdot l_{os}) \cdot T^2}{4\pi^2} \quad (10)$$

Момент инерции звена относительно центра тяжести будет равен:

$$J_s = \frac{G \cdot l_{os} \cdot T^2}{4\pi^2} - \frac{G}{g} l_{os} \quad (11)$$

где: G – вес звена.

g – ускорение свободного падения;

T – период колебания;

l_{os} – расстояние от центра тяжести до оси подвешивания звена.

Верность вышеприведённой формулы (11) можно проверить при

помощи формулы Смирнова:

$$J_s = \frac{G \cdot L^2}{(60-80)} [\hat{e}\tilde{a} \cdot \dot{i}]$$

где: L – длина шатуна между осями.

Определение центра масс звена.

Масса звена определяется на весах. К примеру, масса шатуна автомобиля ЗИЛ-130 $m=0,784$ кг.

Имеется множество методов определения центра масс. Из них рассмотрим два способа.

1. Звено подвешивается на призме. Один конец нити привязывается к нижней части звена, другой конец – к динамометру или к ручным весам, при помощи которых отклоняем звено на некоторый угол. Из-за равенства моментов по отношению к оси подвешивания O определяем длину l_{os} .

$$l_{os} = \frac{Ph}{G \cdot \sin \varphi} \quad (12)$$

где: P – сила, с которой тянется звено (показания динамометра); h – плечо

силы; φ – угол вращения звена. Если звено отклоняется на угол до 30° , то:

$$l_{os} \approx \frac{2Ph}{G}$$

2. Звено, имеющий форму симметрии, ставят на призму перпендикулярно оси симметрии и находят положение, при котором звено будет находиться в равновесии. Отмечают точку, которая является центром масс и измеряется расстояние l_{os} от этой точки до оси призмы.

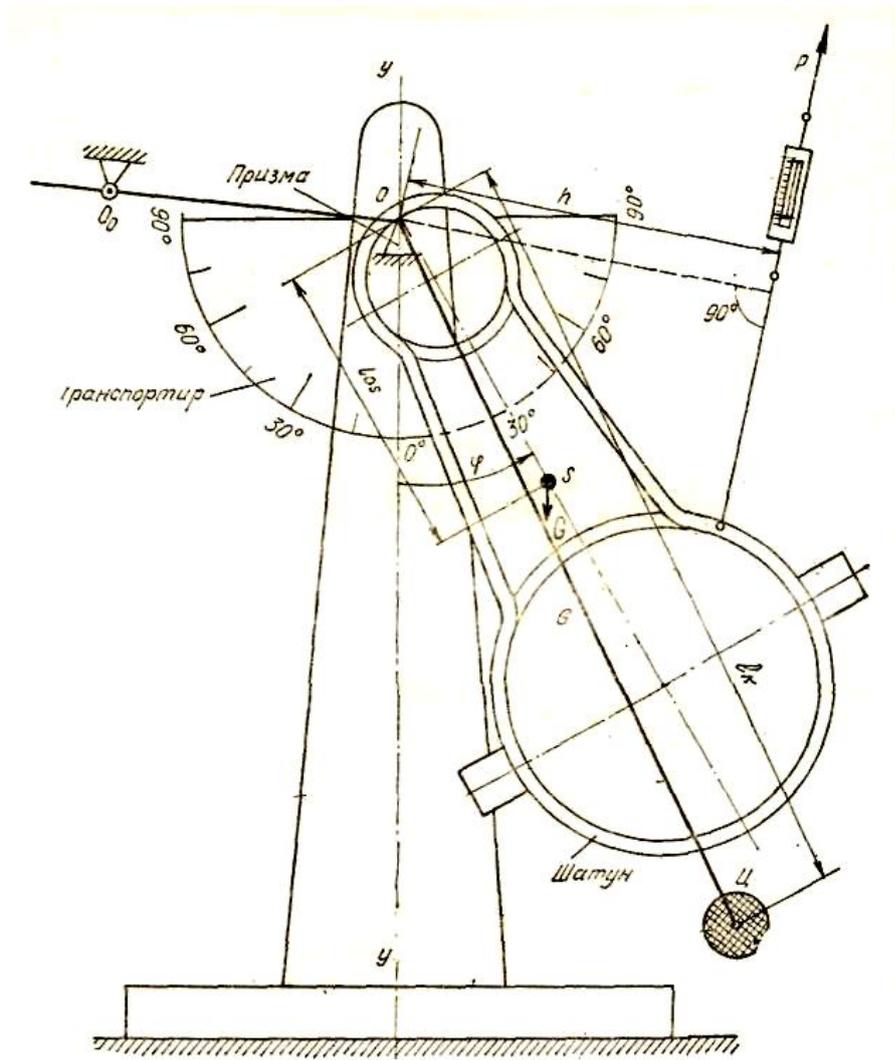


Рис. 2

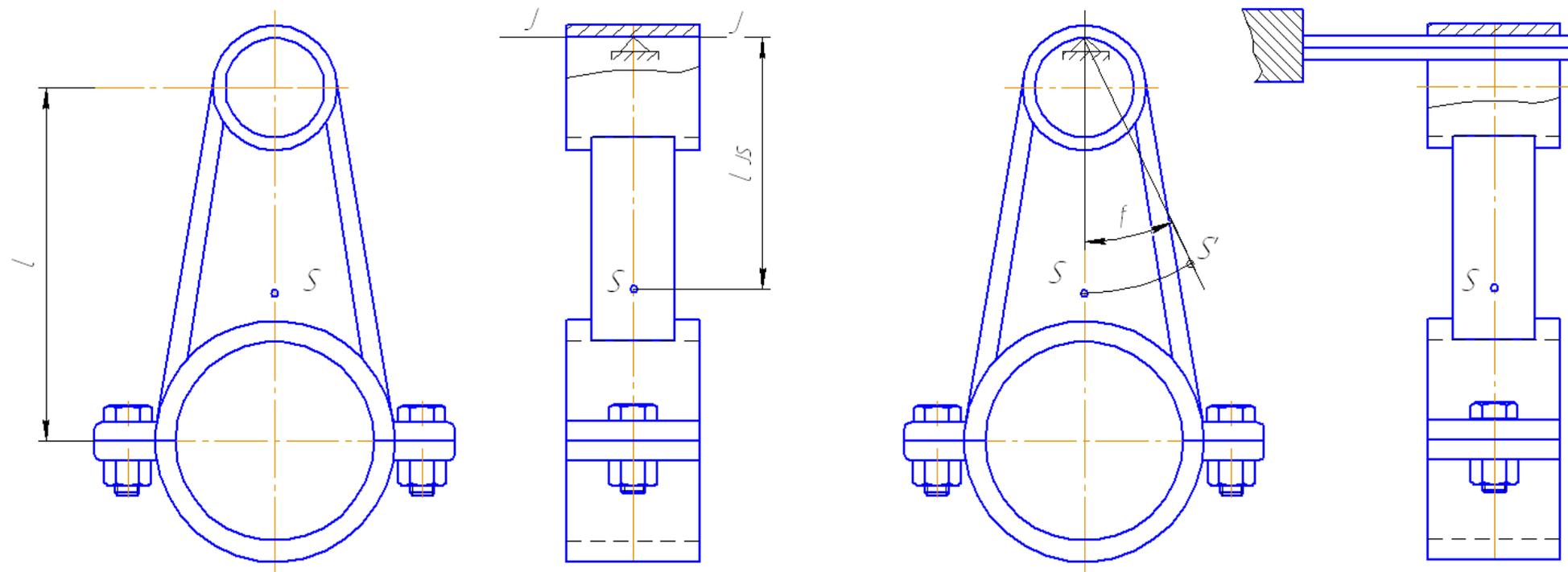


Рис.3

Порядок выполнения лабораторной работы:

1. Определяется сила веса (G) звена (шатуна)
2. Определяется центр силы тяжести звена (шатуна).

№	Величины, определяемые путём измерения	Значени моментов инерций. определяемые путём рассчётов
---	--	---

G M l_s n T_{20} T_{20}^{cp} T I_j I_s

1

2

3

Мультимедийная версия 2-ой лабораторной работы

Данная данной лабораторная работа выполнения на компьютере с помощью программы “Fizik mayatnik.vob.” Для работы с этой программой необходимо установить программу “Klcodec265”.

Порядок выполнения 2-ой лабораторной работы на компьютере.

1. Сначала запускается программа “Klcodec265” и через «ФАЙЛ – ОТКРЫТЬ» открывается программа “Fizik mayatnik.vob.”
2. Звено, подвешенное на оси “J-J”, приводится в колебательное движение.
3. По секундомеру определяется время 20 полных качаний звена. Замеры повторяются 3 раза и определяется среднее арифметическое. Все вычисления выполняются на компьютере автоматически.
4. Определяется частота колебаний.
5. Определяется момент инерции шатуна по отношению к оси “J-J”.
6. Определяется момент инерции шатуна по отношению к оси “S-S”.

Контрольные вопросы по лабораторной работе

1. Что вы понимаете под моментом инерции звена? Физический смысл момента инерции.

2. Какая связь имеется между моментом инерции относительно центра тяжести звена и моментом инерции относительно любой точки?
3. Выведите формулу момента инерции шатуна методом физического маятника.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

СТАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ РАВНОВЕСИЕ

НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ МАСС.

Уравновешивание вращающихся масс занимает важное место в современных высокооборотных двигателях. Часто на валах наряду с симметричными деталями используются и несимметричные детали. В таких деталях имеет место смещение центра тяжести с осевого вращения. Смещение центра тяжести происходит из-за неоднородности металла, а также в процессе изготовления деталей (во время литья и механической обработки). Во время вращения валов появляются центробежные силы инерции, значения которых, при вращении вала с постоянной угловой скоростью, определяются по следующей формуле:

$$P = -m \cdot a_s^n = -mr\omega^2 \quad (3.1.)$$

где: m - масса звена

r - расстояние от центра тяжести до оси вращения.

a_s^n - центробежное составляющая ускорения центра тяжести.

Таким образом, смещение центра тяжести от геометрической оси приводит к появлению в опорных точках сил динамического давления.

Особенно важное значение имеет уравновешивание звеньев с большими массами и большими угловыми скоростями. К таким звеньям можно отнести валы быстроходных двигателей, барабаны тормозов и центрифуг, тарелки сепараторов и т.д. Число оборотов некоторых звеньев может достигать 3000 - 5000 об/мин. Динамическое давление на опорах могут достигать большой величины и в случае невысоких скоростей валов, но большого смещения центра тяжести от геометрической оси. Во время движения звена направление и величина таких сил меняются, и это приводит к вибрации опор

или станин. В процессе постоянного изменения неуравновешенных сил инерции чисто вибрация машины может совпадать с частотой вибрации какого-либо узла и достигнуть одинакового по величине значения. В результате появится резонанс, что может привести к поломке узлов.

Во избежание этого необходимо уравнивание вращающихся масс. На практике вращающиеся детали машин уравниваются на всех машинах, где определяются излишек или недостаток материала при литье. Вращающиеся массы уравниваются статически или динамически. При статической балансировке не допускается вращение детали даже при наименьших значениях силы трения. При этом способе центр масс совпадает с осью вращения, и главный вектор сил инерции будет равен нулю. При динамической балансировке силы инерции не приводят к появлению на опорах отрицательно действующих динамических сил (в этом случае главный вектор моментных сил инерции будет равен нулю). При небольшой длине ротора и при вращении его с небольшой скоростью рассматривается только уравнивание главного вектора сил инерции. Главный вектор моментов сил инерции не принимается во внимание. В таких случаях ограничиваются только статической балансировкой, т.е. можно считать, что вращающиеся массы находятся в одной плоскости и находятся перпендикулярно оси вращения.

При большой длине ротора и вращении его с большой угловой скоростью при балансировке необходимо учитывать и главный вектор моментов сил инерции. В этом случае балансировка производится как статическая, так и динамическая. На рисунке 3.1. показана схема вала (ротора) имеющая массы m_1 , m_2 , m_3 . Они расположены в параллельных плоскостях T_1 , T_2 и T_3 и находятся перпендикулярно оси вращения. Положения массы показаны через радиусы r_1 , r_2 , r_3 и углы α_1 , α_2 , α_3 . Рассмотрим полную балансировку этого ротора.

Статическая балансировка

При вращении ротора неуравновешенные массы создают центробежные силы инерции P_{u1} , P_{u2} и P_{u3} . Уравновешивание этих сил инерции состоит в статическом уравновешивании (балансировке) масс m_1 , m_2 , m_3 . указанные силы приводим к общей плоскости Γ_0 (рисунок 3.1. б).

Условия статического равновесия выглядит следующим образом

$$P_{u1} + P_{u2} + P_{u3} + P_{uc} = 0 \quad (3.2)$$

Силу инерции P_{uc} , находящуюся в той же плоскости Γ_0 , может создать только дополнительные массы m_c .

Поставив значения из формулы 3.1 в формулу 3.2, получим

$$m_1 r_1 \omega^2 + m_2 r_2 \omega^2 + m_3 r_3 \omega^2 + m_c r_c \omega^2 = 0 \quad (3.3)$$

Эту формулу можно записать в следующем виде:

$$m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_c r_c = 0 \quad (3.4)$$

Для нахождения значения и направления уравновешивающей величины $m_c r_c$ строим многоугольник, по условию уравнения (3.4) (рис. 3.1. в). Для построения многоугольника углы уклона векторов α_1 берется от горизонтальной линии, проведенной от начала векторов, в направлении, противоположной часовой стрелке.

Замыкающийся вектор и есть значение на чертеже уравновешивающей величины $m_c r_c$. По величине $m_c r_c$, приняв за известное m_c , можно определить r_c , и наоборот, приняв за известное r_c , можно определить m_c .

Приняв во внимание, что масса m_c будет находиться на расстоянии r_c от оси вращения и в направлении вектора $m_c r_c$, система будет статически уравновешенная, т.е. центр масс будет совпадать с осью вращения. Таким образом, для статического уравновешивания вращающихся масс достаточно добавить в приведенной плоскости одну массу.

Динамическое равновесие

При динамическом равновесии центробежные моменты инерции приводятся в равновесие при помощи вспомогательных масс.

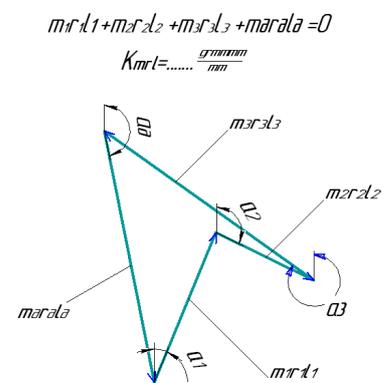
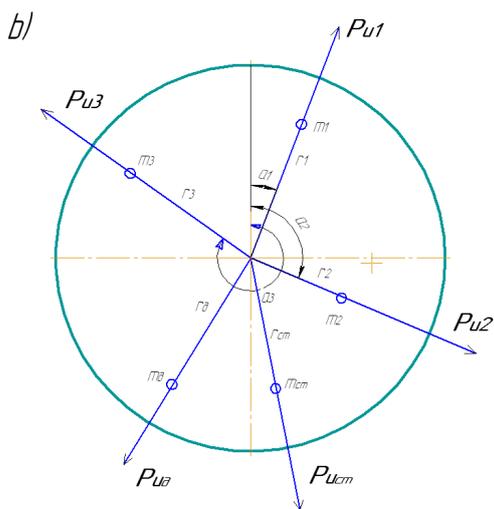
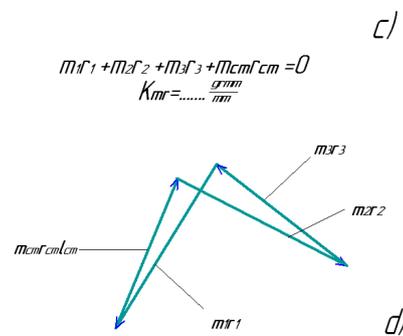
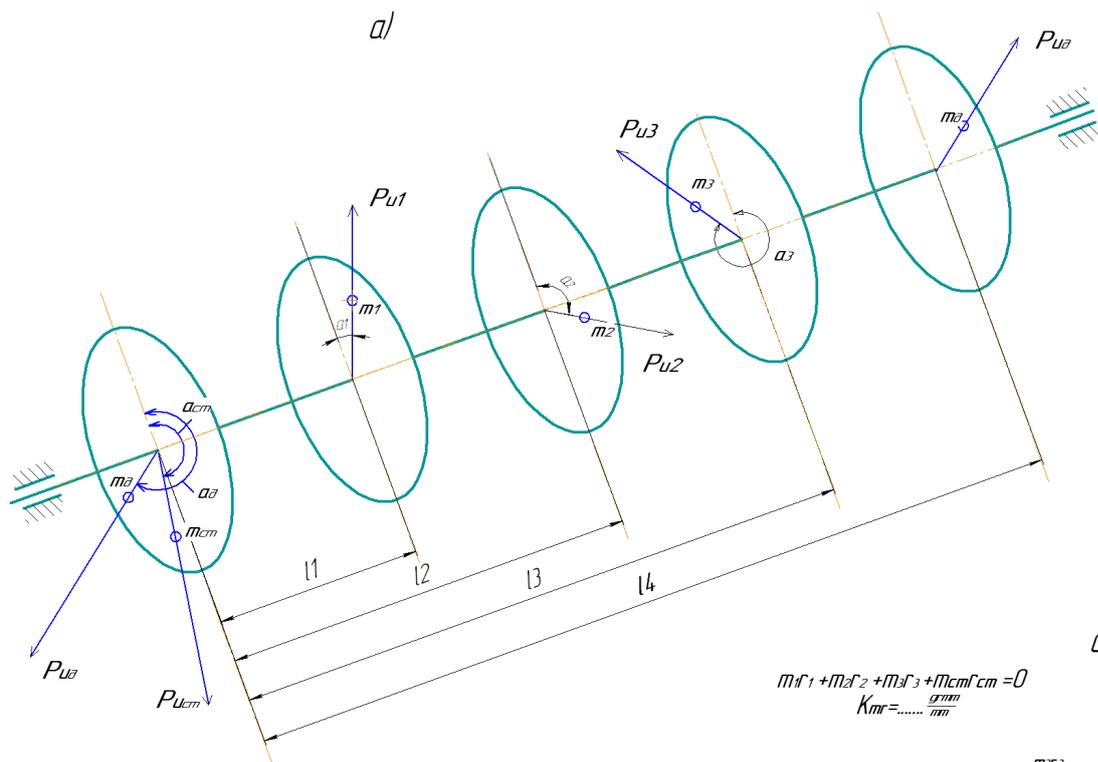


Рис.3.1

На плоскость T_0 приводим центробежные силы инерции и их моменты. Эти моменты определяются произведением приведенной силы на приведенное расстояние.

$$\begin{aligned} M_1 &= m_1 r_1 \omega^2 \ell_1 & M_3 &= m_3 r_3 \omega^2 \ell_3 \\ M_2 &= m_2 r_2 \omega^2 \ell_2 & M_4 &= m_4 r_4 \omega^2 \ell_4 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Уравновешивание этих моментов есть динамическое уравновешивание вращающихся масс. Векторное уравнение уравновешивающих моментов записывается в следующем виде:

$$m_1 r_1 \omega^2 \ell_1 + m_2 r_2 \omega^2 \ell_2 + m_3 r_3 \omega^2 \ell_3 + m_0 r_0 \omega^2 \ell_0 + m_g r_g \omega^2 \ell_g = 0 \quad (3.6)$$

Уравновешивающий момент - $m_g r_g \omega^2 l_g$ может быть образован в любой плоскости приведения. Однако, в этом случае, мы свели бы на нет ранее произведенное статическое уравновешивание. Чтобы не допустить этого, вспомогательную (уравновешивающую) массу при динамическом уравновешивании расположим не в одной плоскости, а в двух плоскостях. В этом случае значения масс будут одинаковыми, и будут располагаться взаимно противоположно на одинаковом расстоянии от оси вращения.

Для удобства заменяем одну изменяющую плоскость приведенной плоскостью T_4 . В качестве изменяющихся плоскостей принимаем T_0 и T_4 . В этом случае формула (3.6.) записывается в следующем виде:

$$m_1 r_1 \omega^2 \ell_1 + m_2 r_2 \omega^2 \ell_2 + m_3 r_3 \omega^2 \ell_3 + m_g r_g \omega^2 \ell_g = 0 \quad (3.7)$$

Где:

r_g - радиус - вектор уравновешивающих масс, расположенных на плоскостях

T_0 и T_4 . -плоскости приведения

l_g - плечо первых сил, создаваемыми уравновешивающими массами (рис 3.1. а).

В уравнении (3.7.), сокращая на ω^2 , получим:

$$m_1 r_1 \ell_1 + m_2 r_2 \ell_2 + m_3 r_3 \ell_3 + m_g r_g \ell_g = 0 \quad (3.8)$$

$m_g r_g l_g$ характеризует динамическое равновесие масс. Таким образом, многоугольник центробежных моментов сил инерции в равной мере можно заменить построением многоугольника динамического равновесия. Направление радиус-векторов определяется, как было указано выше.

На рисунке 3.1. (г) показан многоугольник динамического равновесия в соответствии с уравнением (3.8.). Замыкающий вектор $m_g r_g l_g$ и есть уравновешивающий вектор моментов сил инерции. По заданной массе m_g и определяемой l_g вычисляем значение r_g . Затем определяется угол установки вспомогательной массы, характеризующий направление радиус-вектора (рис. 3.1.г) и находящийся во вспомогательной плоскости. Вторая вспомогательная масса m_g располагается на противоположной стороне изменяющейся плоскости на расстоянии r_g от оси вращения. Таким образом, полное, т.е. статистическое и динамическое уравновешивания, достигаются установкой трех вспомогательных масс.

Часто два из трех вспомогательных масс располагаются в одной плоскости и их можно заменить общей массой.

Величина вектора общей силы $m_R r_R = m_c r_c + m_g r_g$ и его направление определяются с многоугольника статического равновесия (рис. 3.1. в).

Полное уравновешивание вращающейся системы достигается правильной установкой масс m_R и m_g на выбранных плоскостях T_0 и T_4 под углом α_R и α_g на расстоянии r_R и r_g .

Порядок выполнения лабораторной работы:

Оборудования: установки ТММ-ЗБМ, грузы, калькулятор, транспортир.

1. Строится схема установки.
2. Указанные массы m_1 , m_2 , m_3 закрепляются на заданном радиусе и углами установкой дисков.

3. Наблюдается статистическая неуравновешенность ротора: при повороте его на любой угол он не останавливается (если центр тяжести ротора приходится на его низшую точку, он не вращается).

4. Устанавливая различные массы, рассчитываем равновесие системы. В масштабе строим вектор многоугольника в соответствии с уравнением (3.4). захватывающий вектор $m_c r_c$ определяет искомую уравновешивающую массу

5. По принятому масштабному коэффициенту μ_{mr} определяется значение $m_c r_c$. Здесь масса m_c берется произвольной, а значение r_c определяется. Угол установки α_c статической уравновешивающей массы m_c определяется из многоугольника по рисунку 3.1 (в).

6. По найденным координатам устанавливаем уравновешивающую массу на диск и проверяем статическое равновесие ротора: при повороте ротора на любой угол он должен останавливаться.

7. Ротор приводим во вращение электромотором и показываем динамическую неуравновешенность: правая сторона ротора при вращении совершает колебательные движения по горизонтальной плоскости.

8. Определяем степень динамической неуравновешенности масс системы. Для этого в соответствии с уравнением (3.8.) в масштабе μ_{mrl} строим многоугольник. Расчет углов при построении остается прежним. Затыкающий вектор $m_g r_g l_g$ многоугольника и его направляющий (рисунок 3.1.г) угол определяется расположенной в плоскости T_4 значение уравновешивающей массы и угол α_g его установки.

9. Истинное значение величины $m_g r_g l_g$ определяем по масштабному коэффициенту μ_{mrl} . Масса устанавливается на плоскости T_4 . Расстояние между плоскостями T_0 и T_4 , на которых устанавливаются уравновешивающие массы m_0 и m_g , берем равным 320 мм. Один из грузиков, имеющих в лабораторной принадлежности, принимаем за истину и определяем радиус его установки. Затем с многоугольника определяем угол α_g .

10. На плоскостях T_1 и T_4 устанавливаем уравновешивающие массы. Их необходимо устанавливать на одинаковом радиусе при угле 180°

относительно друг друга. Во избежание неудобств заменяем уравнивающие массы m_0 и m_g общей массой (рисунок 3.1.г).

11. Устанавливаем массы на плоскостях, приводим ротор во вращение и убедимся, что правая сторона ротора не вибрирует и этим достигнуто его динамическое равновесие.

Образец расчетов по лабораторной работе

1. Схема расположения не уравнивающихся масс.
2. Координаты расположения и значения не уравнивающихся масс

№ Масс	Плоскости расположения масс	Значения масс (грамм)	Значения радиусов (мм)	Углы (град)	Расстояние между плоскостями (мм)	Дисбаланс масс (гр.мм)
1	T_1				80	
2	T_2				160	
3	T_3				240	

Статическое уравнивание

3. Составляется векторное уравнение статического уравнивания.

Результаты расчетов.

1. $m_1 r_1 =$

2. $m_2 r_2 =$

3. $m_3 r_3 =$

4. Масштабный коэффициент $\mu_{mr} = (\text{г.мм})/\text{мм}$ выбираем произвольно.
5. Строится многоугольник статической неуравновешенности.
6. Выбирается $95\text{мм} \leq r_c < 50\text{мм}$, в этом случае $m_c = \dots \text{мм}$, угол α_c определяется с многоугольника.

Динамическое уравнивание.

1. Составляется векторное уравнение динамического уравнивания.

Результаты расчетов.

1. $m_1 r_1 l_1 =$

2. $m_2 r_2 l_2 =$

3. $m_3 r_3 l_3 =$

2. Масштабный коэффициент $\mu_{mr} = (\text{г.мм.мм})/\text{мм}$ выбираем произвольно.

3. Строится многоугольник динамической уравниваемости.

Выбирается $95\text{мм} \leq r_d < 50\text{мм}$, в этом случае $m_d = \dots \text{мм}$, угол α_d определяется с многоугольника.

Здесь $l_g = 320 \text{ мм}$.

Выполнил: _____ группа _____ факультет _____

Принял: _____

Лабораторная работа №4

РАСЧЁТ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС И МЕТОДЫ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Теоретическая часть

Зубчатые колёса предназначены для передачи вращательного движения от одного вала к другому.

Для постоянства передаточного отношения между двумя звеньями необходимо, чтобы нормаль, проведённая через точку сопротивления боковых поверхностей неизменно проходила через точку, находящейся на линии центров. Эта точка называется полюсом зацепления Р (рис 4.1.).

Боковая зубчатая поверхность зубчатых колёс состоит из эвольвенты Эвольвента - траектория без скольжения на поверхности окружности (рис 4.1.).

В процессе зацепления два зубчатых колеса имеют следующие параметры (рис 4.1.):

1. Радиусы начальных окружностей r_{w1} и r_{w2} , касающиеся друг-друга в точке «Р», называемая полюсом, делительные окружности с радиусами r_1 и r_2 , модуль «m», значение которого выбирается по ГОСТу.

2. Основные окружности с радиусами r_{b1} и r_{b2} . Эвольвенты этих окружностей создают боковые поверхности зубьев.

3. Внешние окружности зубьев с радиусами r_{a1} и r_{a2}

4. Окружности впадин зубьев с радиусами r_{f1} и r_{f2}

5. Межцентровое расстояние a_w , равное сумме радиусов r_{w1} и r_{w2} начальных окружностей.

6. Угол зацепления α_w , равный углу между касательной NN к основной окружности и касательной t-t к начальной окружности.

7. N1- N2 - теоретическая линия зацепления

8. a -b - практическая линия зацепления

Существуют два основных способа изготовления зубчатых колёс - **метод обкатки и метод копировки.**

При нарезании зубьев методом копирования нарезание происходит модульными фрезами, которые в поперечном направлении очерчены по профилю впадины между зубьями.

При методе обката в качестве режущего инструмента используется долбяк или рейка. Режущий инструмент и колёса в процессе обката совершают относительные движения, в точности похожие на движения двух зубчатых колёс во время зацепления. Зубья, полученные методом обката, отличаются большой точностью, низкой себестоимостью. Этот метод более производителен.

Поэтому мы рассмотрим нарезание зубьев при помощи рейки, которая имеет следующие параметры (рис 4.3):

m - стандартный модуль

$\alpha = 20^\circ$ угол ската поверхности зуба рейки

h_a - высота головки зуба ($h_a=m$ или $h_a=0,8m$)

М-М --линия среднего модуля (средняя линия). Эта линия при нарезании зуба, касаясь делительной окружности зубчатого колеса, совершает движение без скольжения.

Лабораторное занятие по нарезанию зубьев осуществляется на установке ТММ-42. Установка состоит из стола, рейки, плоского оснований и прикреплённого к нему диска, совершающего движение без скольжения. На стол устанавливается заготовка из ватмана в форме круга с радиусом, равным радиусу диска. Если по поверхности зубьев рейки проведём карандашом, то на бумаге получим форму зубьев при одном движении рейки. Одновременно поворачиваем диск на небольшой угол накатом, без скольжения, и каждый раз проводим по поверхности зубьев рейки карандашом. Получаемые на бумаге линии постепенно приводят к появлению той формы зуба, которую требовалось получить. Приблизив или удаляя рейку от оси диска, выполняются исправленные (корректированные) зубья.

Порядок выполнения лабораторной работы:

Преподавателем даются модуль рейки « m », угол ската поверхности ($\alpha=20^\circ$) и диаметр делительной окружности зубчатого колеса. Высота головки зуба h_a берётся равным модулю ($h_a=m$), высота закруженной части ($c=c^* m$), где $c^*=0,25$ (Коэффициент радиального зазора).

I. Порядок расчёта следующий:

1. Число зубьев колеса $z=d/m$

2. Шаг зуба по делительной окружности

$$P=\pi*m$$

3. Шаг зуба по основной окружности

$$P_0=P*\cos\alpha$$

4. Диаметр основной окружности

$$D=d*\cos\alpha$$

5. Сдвиг рейки, предотвращающий подрез зуба у его основания

$$X_{\min}=(17-z)/17$$

6. Истинный сдвиг рейки $b=x*m$

7. Диаметр окружности впадин $D_f = m(z - 2,5 + 2x)$

8. Диаметр вершин зубьев $D_a = m(z + 2,5 + 2x)$

9. Толщина зуба по делительной окружности

$$S=(\pi m/2)+2xmtg\alpha$$

II. Процесс получения поверхности зуба зубчатого колеса при помощи рейки проводится в следующем порядке:

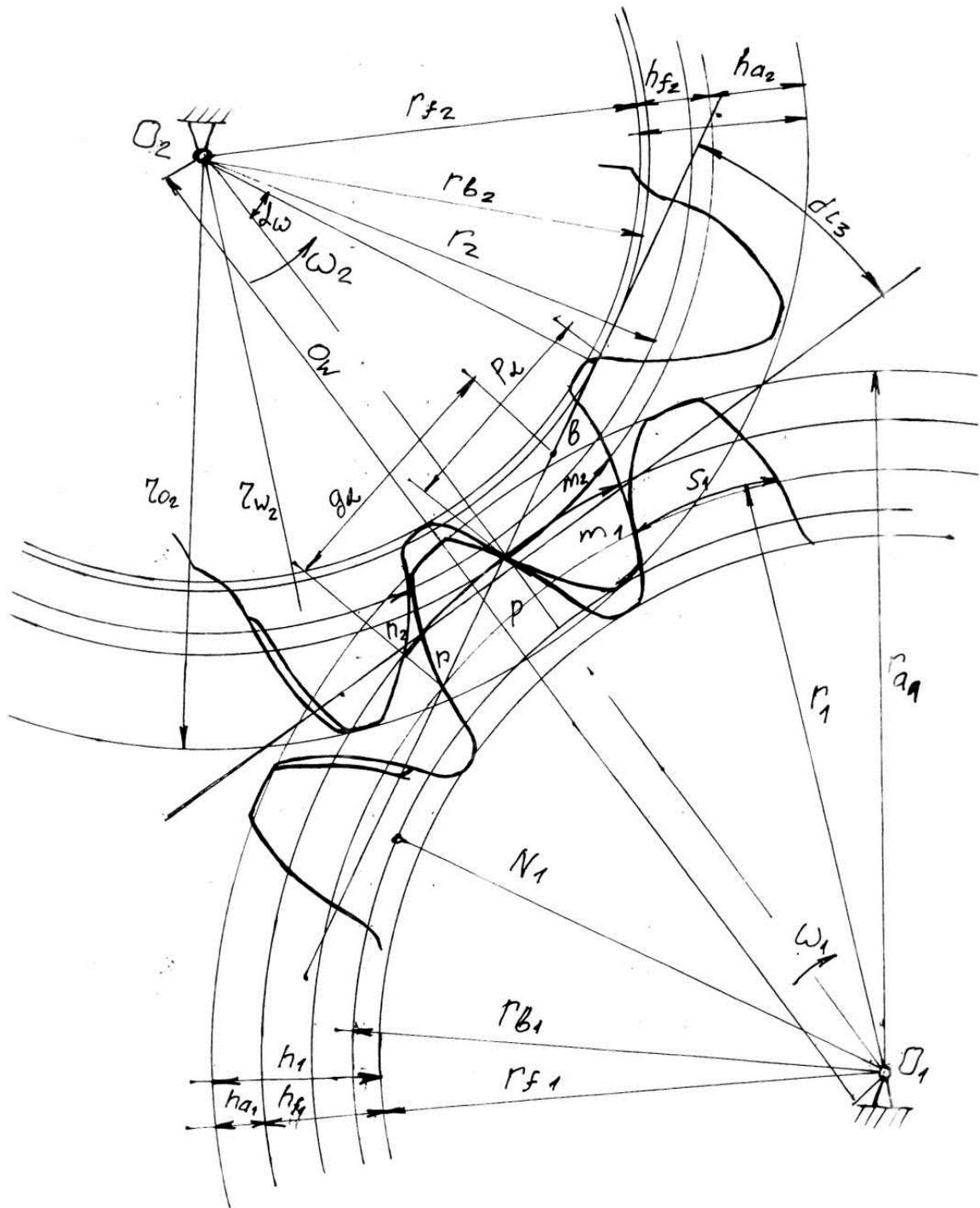


Рис.4.1

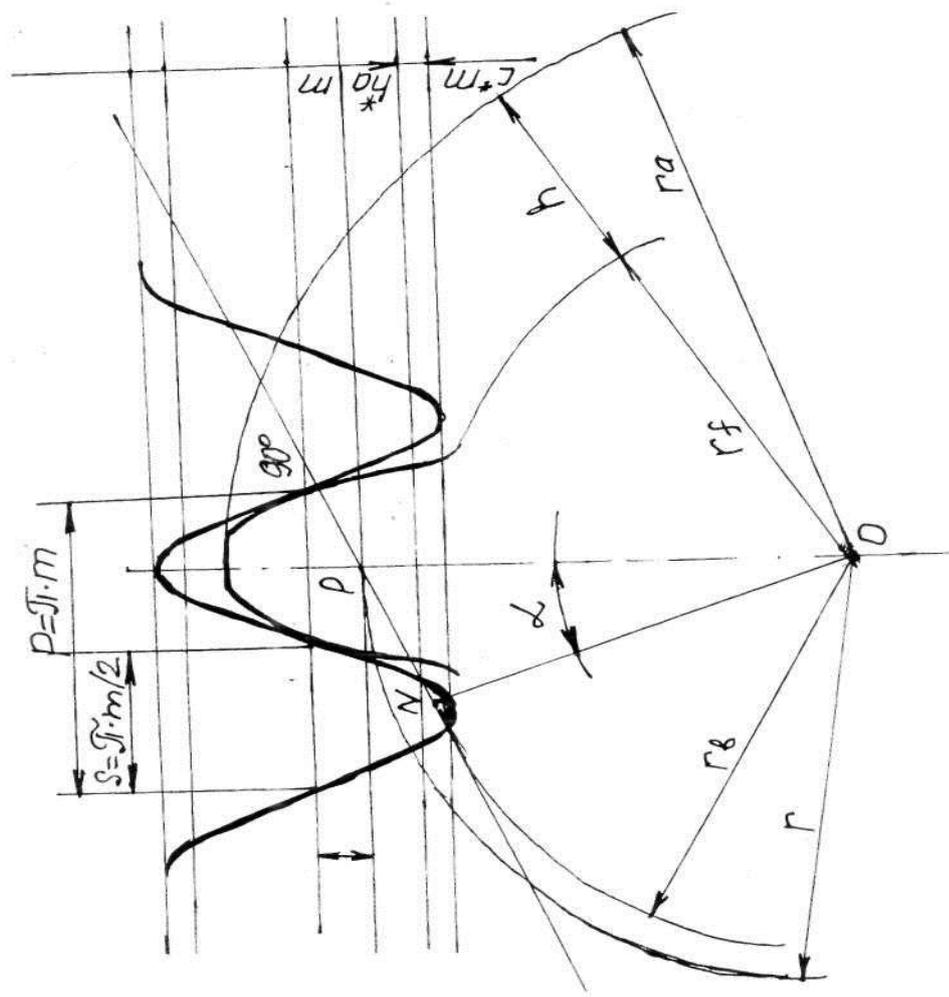


Рис.4.2

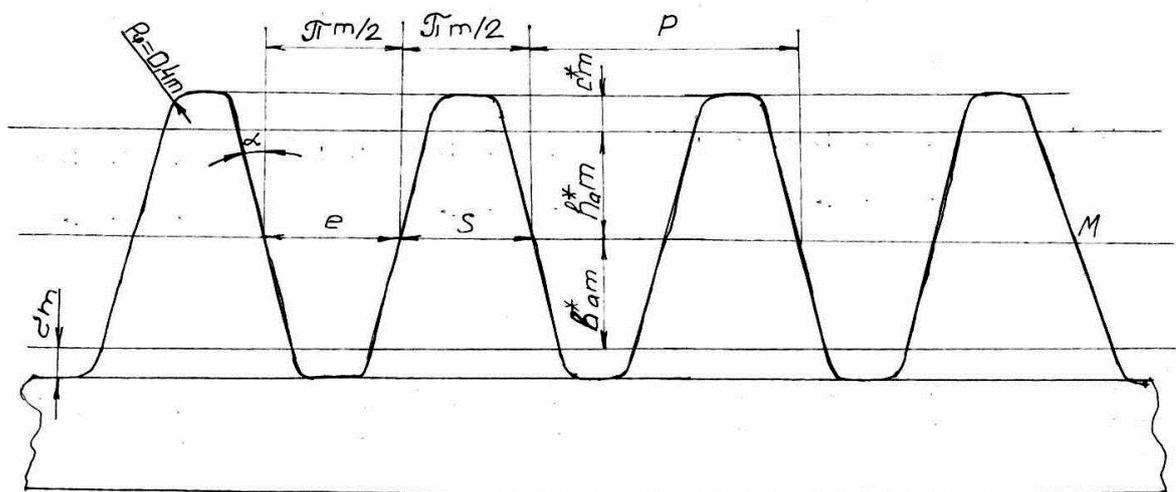


Рис.4.3

- Кусок ватмана круглой формы закрепляется на диске.
- На бумаге вычерчиваются окружности диаметрами делительной и основной окружностей. Получение окружности делится на три части через 120°
- 3. На первой части вычерчивается форма зуба при $v=0$, на второй части $-v = mx$ и на третьей части $-v = -mx$. Для этого накатываем диск без скольжения по боковой стороне линейки и в конце каждого поворота проводим карандашом по поверхности зуба рейки. На бумаге появятся формы зубьев. Этот процесс продолжается до получения каждый раз форм из трёх зубьев.
- 4. Полученные зубья при $v = 0$; $v = mx$; $v = -mx$ сопоставляем друг с другом по следующей таблице:

№	Толщина зубьев	$v=0$		$v=mx$		$v= -mx$	
		Теор.	Практ.	Теор.	Практ.	Теор.	Практ.
1	Толщина S по делительной окружности.						
2	Толщина зуба по внутренней окружности						
3	Толщина зуба по внешней окружности						

Порядок выполнения по лабораторному занятию:

1. По данным значениям модуля и диаметра делительной окружности даются расчёты всех параметров колёс.
2. Полученные изображения зубьев (при $v=0$ и $v \neq 0$) даются в примечании

Вопросы для самопроверки по лабораторной работе:

1. Назовите основные параметры зубчатого колеса внешнего зацепления
2. Какие имеются методы нарезания зубьев?
3. Дайте понятие об основных параметрах рейки

4. Объясните метод получения исправленных (корректированных) зубьев.

Лабораторная работа №5

ИЗМЕРЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС.

Теоретическая часть

Основные параметры зубчатых колёс следующие: модуль зацепления m , число зубьев z , реальный инструмент, угол ската поверхности зубьев α . Другие параметры образуются исходя из вышеуказанных основных параметров (m, z, α).

Количество зубьев, диаметр впадин d_f и диаметр вершин зубьев d_a можно непосредственно вычислить с зубчатых колёс.

Другие параметры находятся' путём расчёта. Если число зубьев колеса чётное число, d_f и d_a можно измерить с зубчатых колёс, если же z - нечётное число, то в этом случае сначала измеряются d_f, H_1 и H_2 , (рис 5.2) затем параметры d_f и d_a определяются по формуле:

$$d_f = d_0 + 2H_1 \quad (5.1)$$

$$d_a = d_0 + 2H_2 \quad (5.2)$$

На основании свойства эвольвенты (нормаль, проведённая через любую точку поверхности эвольвенты, будет касательная к основной окружности, посредством которого образована эвольвента) можно найти модуль зацепления. Значит, если обхватить штангенциркулем несколько зубьев (рис 5.31 то нормаль АВ будет касательная к основным окружностям, образующим эвольвенты. Если, обхватив штангенциркулем « n » зубьев, измерить « l_1 », измерив « $n+1$ » зубьев, измерить « l_2 », то тогда:

$$l_2 - l_1 = P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha \quad (5.3)$$

$$m = (P_b) / (\pi \cdot \cos \alpha) \quad (5.4)$$

где: $a = 20^{\circ}$ - угол ската зуба рейки

$$(\cos 20^{\circ} = 0,9397)$$

Количество измеряемых зубьев «п» в зависимости от общего количества зубьев «z» приведено в таблице:

Z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72	73-81
n	2	3	4	5	6	7	8	9

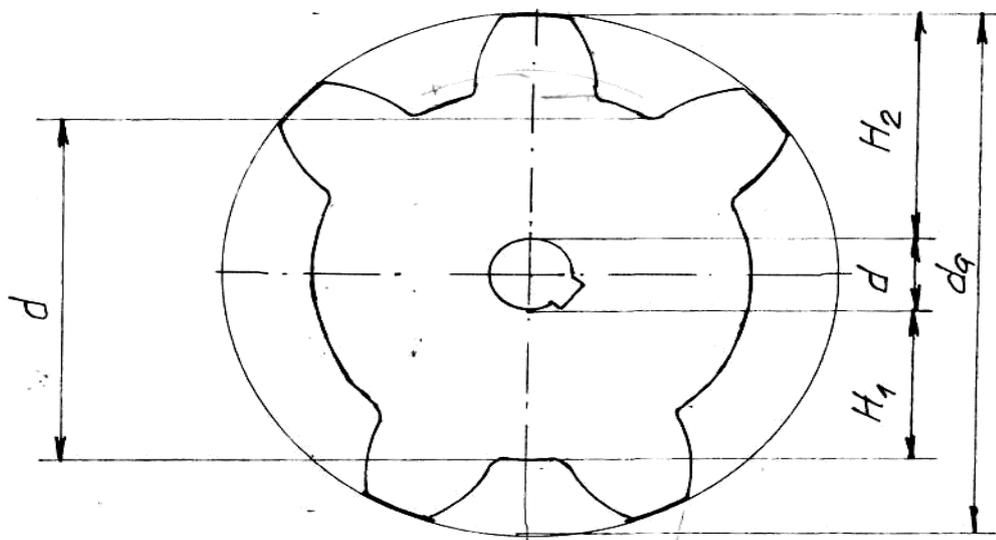


рис 5.1

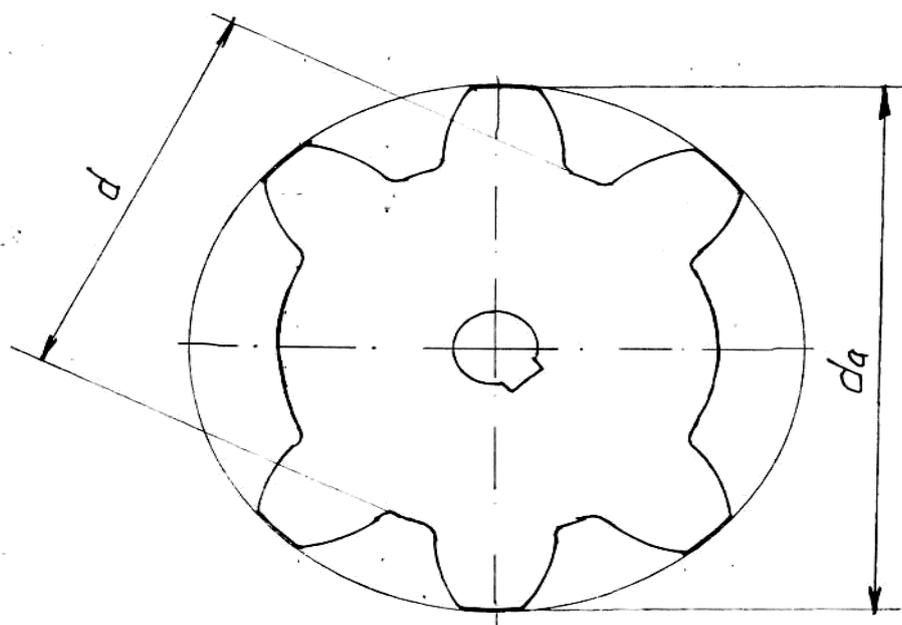


Рис.5.2

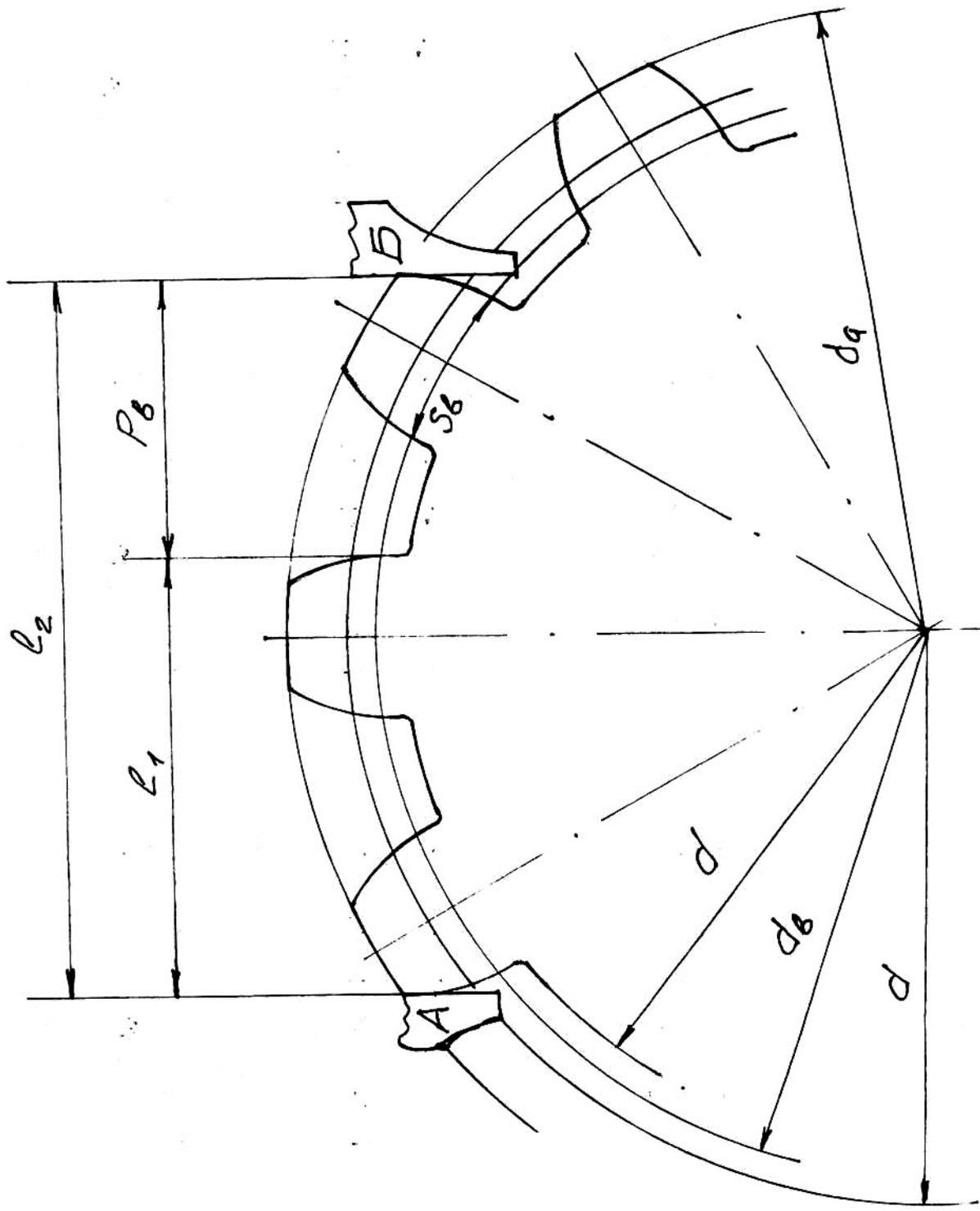


Рис.5.3

Численное значение модуля «m», рассчитанное по формуле 5.4 может отличаться от стандартного модуля. В этом случае вычисленное значение модуля округляется до ближайшего значения, установленного ГОСТом. По ГОСТ 1597 приводятся следующие значения нормальных модулей:

0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,5; 2,75; 3,0; 3,25; 3,5; 3,75; 4; 4,25. 4,5; 5; 5,5; 6,0; 6,5; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 33; 36; 39; 42; 45; 50.

Измеряемые зубья могут быть исправленными (корректированными). В этом случае относительное перемещение рейки определяется по следующей формуле:

$$X = \left[\left(\frac{S_b}{P_b} \right) \cdot \pi \cdot \left(\frac{\pi}{2} \right) - z \cdot \operatorname{inv} \alpha \right] \cdot 2 \operatorname{tg} \alpha \quad (5.5)$$

Где: $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} 20^\circ = 0,014904$; $\operatorname{tg} \alpha = 0,3640$; $P_B = 1_2 - 1_1$ шаг зубьев, измеренный по дуге основной окружности.

$S_b = (1_2 - P_B n)$ - толщина зуба по дуге основной окружности.

В основном встречаются рейки с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$, но иногда встречаются зубчатые колёса (корректированные) с $\alpha \neq 20^\circ$.

Чтобы определить, равен ли угол зацепления рейки, при помощи которых изготавливаются зубчатые колёса, 20° ($\alpha = 20^\circ$) или отличается от этого, необходимо сопоставить диаметр впадин зуба d'_f со значением, который находится по формуле:

$$d'_f = m(z + 2x \cdot 2,5) \quad (5.6)$$

Если $d'_f \neq d_f$, тогда $\alpha \neq 20^\circ$

2. Теоретическая часть

Порядок выполнения лабораторной работы:

1. Определяется количество зубьев z
2. Измеряются диаметры d_f и d_a (рис 5.1 и 5.2)
3. Согласно таблице определяется количество зубьев «n», обхватываемых штангенциркулем, а также при помощи этого инструмента измеряются величины 1_1 и 1_2 и вычисляются P_0 , S_B

4. Согласно формуле (5.4) определяются модуль «m» зубчатого колеса и округляется до ближайшего значения модуля по ГОСТ 1597.
5. Определяются диаметры d и d_b , а также шаг зубьев «P» по дуге делительной окружности.
6. По формуле (5.5) определяется относительное смещение рейки.
7. По формуле (5.6) определяется значение d'_f и сопоставляется с измеренным значением d_f

Образец расчёта

Измеряемые	Измерение значения			Среднее значение
	1	2	3	
l_1 , мм	-			
l_2 , мм				
P, мм				
d_f , мм				
d_a , мм				

Определяемые величины	Расчётные формулы	Расчётные значения
Шаг зуба по основной окружности	$P_b = l_2 - l_1$	
Толщина зуба по основной окружности	$S_B = l_2 - nP_B$	
Модуль зубчатого колеса	$m = (P_B) / (\cos \alpha)$	
Шаг зуба по делительной окружности	$P = m$	
Диаметр делительной окружности	$d = mz$	
Диаметр основной окружности	$d_B = d \cdot \cos \alpha$	
Коэффициент относительного смещения рейки	см. формулу 5.5	
Диаметр впадин зубьев	$D'_f = m(z + 2x - 2,5)$	

Содержание лабораторной работы:

1. Чертёж данного зубчатого колеса
2. Схема измерения числа зубьев «n» согласно таблице
3. Таблицы измеряемых и рассчитываемых величин

Вопросы для самопроверки по лабораторной работе:

1. Назовите основные геометрические параметры зубчатого колеса.
2. Какая разница в вычислении геометрических параметров колёс, имеющих чётные и нечётные числа зубьев?
3. Дайте пояснение нормали, проведённой к поверхности эвольвенты.
4. Как можно определить, коррегировано ли зубчатое колесо?
5. Если угол зацепления не равен 20^0 , то как это можно определить?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ СЛОЖНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ.

Определить передаточное отношение отдельных ступеней и коробки передач автомобиля путём определения чисел зубьев колёс.

Целью данной лабораторной работы является научить студентов определять передаточное отношение сложной многоступенчатой передачи и приобретение навыков определения передаточных отношений зубчатых передач на практике.

Теоретическая часть.

Зубчатые передачи широко применяются в машиностроении для передачи крутящего момента. Они служат для изменения количества и направления движения с одного вала на другой при небольших межцентровых расстояниях. Если передача вращательного движения осуществляется между двумя внешними зубчатыми колёсами I и k (рис.6.1), то передаточное отношение примет отрицательное значение и определяется по следующей формуле:

$$U_{ik} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_k}{r_i} = -\frac{Z_k}{Z_i}$$

Отрицательное значение указывает на то, к тое (2-ое) колесо вращается в противоположном направлении.

n_i, n_k -обороты колёс, ω_i, ω_k - частоты вращения зубчатых колёс, r_i, r_k - радиусы и Z_i, Z_k - числа зубьев.

Во внутреннем зацеплении значение передаточного отношения принимает положительное значение, т.к. ведомое зубчатое колесо вращается в ту же сторону, что и ведущее. (рис.6.2)

$$U_{ik} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_k}{r_i} = \frac{Z_k}{Z_i}$$

Передаточное отношение сложных многоступенчатых передач определяется как произведение передаточных отношений отдельных ступеней.

$$U_{in} = (-1)^q \cdot U_{12} \cdot U_{23} \cdots U_{(n-1)n}$$

Где: q-число ступеней в передаче.

Передаточное отношение многоступенчатой передачи через числа зубьев выглядит следующим образом:

$$U_{in} = (-1)^q \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} \cdots \frac{Z_n}{Z_{(n-1)}}$$

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ.

1. Вычерчивается схема механизма.
2. На схеме указываются зубчатые колёса (Z_1, Z_2 и т.д.). Определяются числа зубьев колёс. По рис 6.3 вычерчивается схема каждой I, II ... ступеней и определяются их передаточные отношения. Обороты ведущего вала n_1 принимаются произвольно или задаётся преподавателем, обороты последующих валов рассчитываются.
3. В пояснительной записке проводятся все расчеты.

СХЕМА ЛАБОРАТОРНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

1. Схема коробки передач дана на рис. 6.3
2. Числа зубьев колёс:
 $Z_1 =$; $Z_2 =$; $Z_3 =$; $Z_4 =$
3. Схема первой ступени и определение передаточного отношения.
4. Схема второй ступени и определение передаточного отношения.
5. Схема третьей ступени и определение передаточного отношения.
6. Схема ступени заднего хода и определение передаточного отношения.

УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Лабораторная работа выполняется на основе теоретического материала лекционного курса. Преподавателем коротко поясняется цель данной работы. В конце занятия каждым студентом проводятся расчётные работы и утверждаются преподавателем. Студенты, не успевшие произвести расчётные работы в основное время, сдают лабораторную работу в дополнительное время.

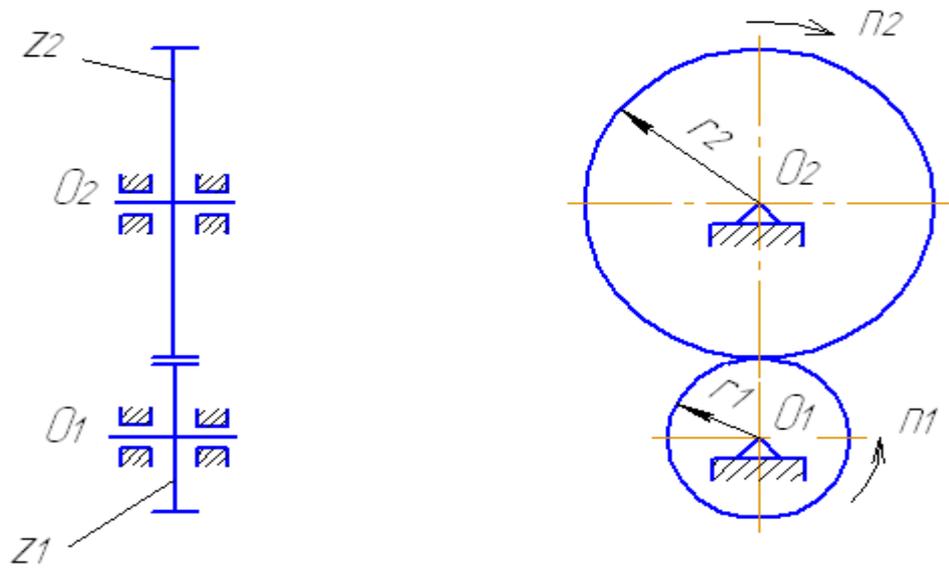


Рис.6.1

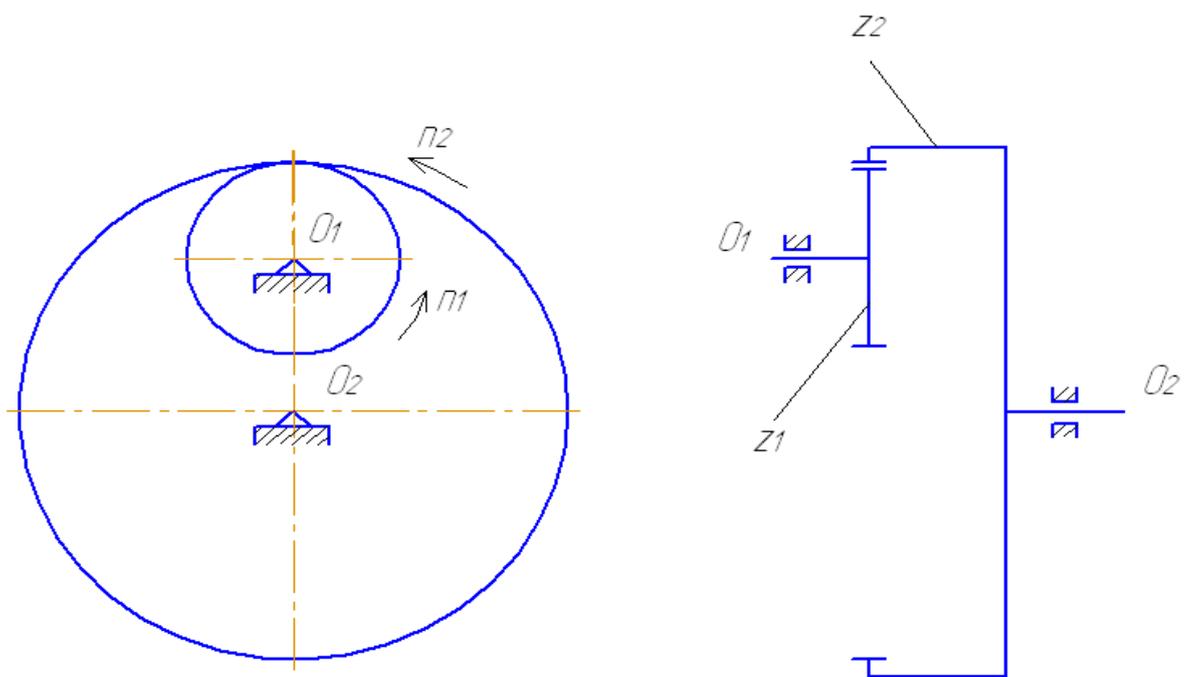


Рис.6.2

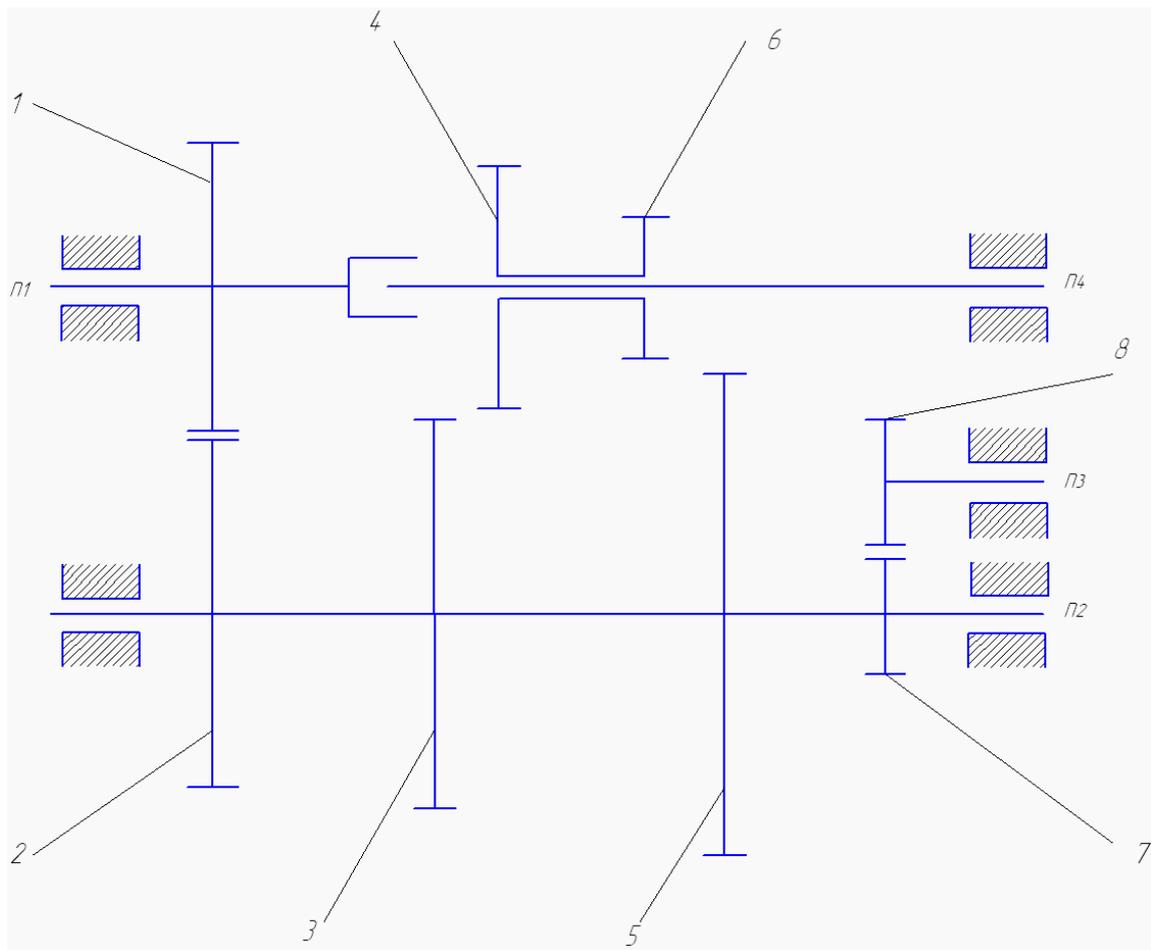


Рис.6.3

Упрощённая схема работы 5-ступенчатой механической коробки передач.

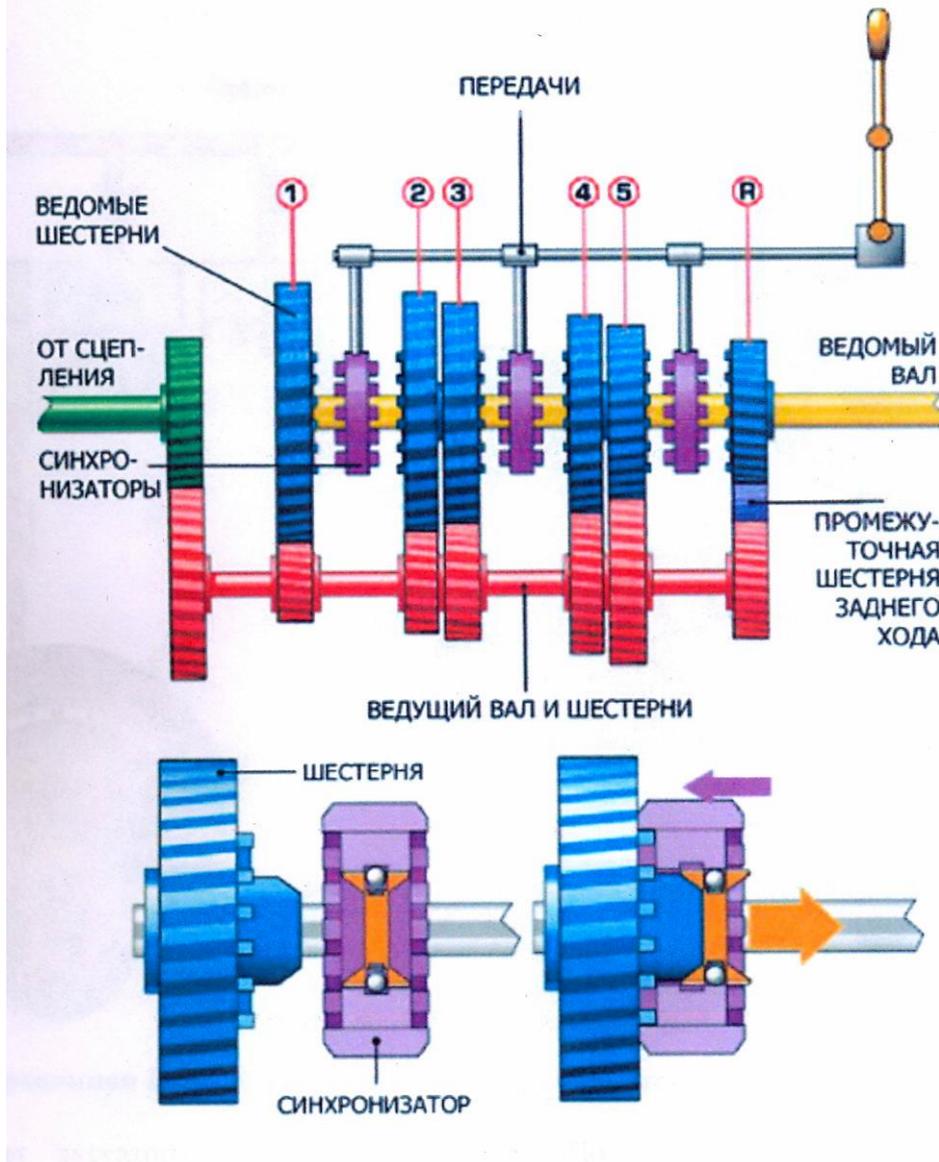


Рис.6.4

Все расчётные схемы выполняются по требованиям ГОСТ машиностроительного черчения.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.

1. Какие типы зубчатых передач вы знаете?
2. Что такое передаточное отношение?
3. Как определяется передаточное отношение многоступенчатой зубчатой передачи?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7

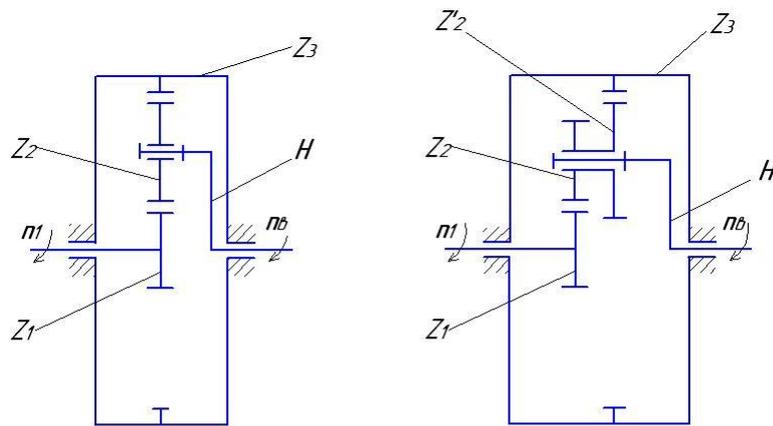
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ.

Теоретическая часть

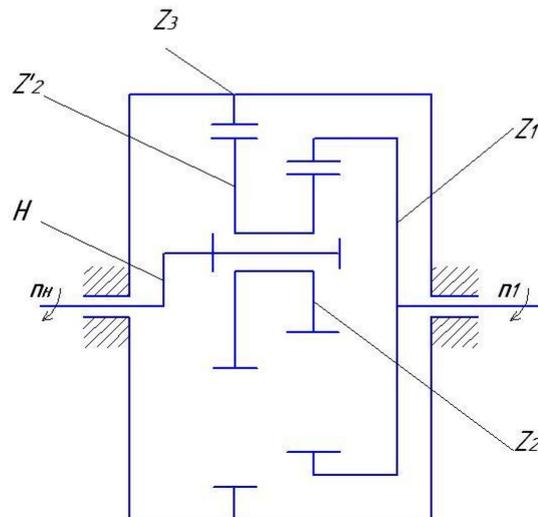
Зубчатые передачи с подвижными осями в зависимости от степени подвижности механизма делятся на планетарные и дифференциальные. Эти механизмы широко применяются в автомобилях и других транспортных машинах, в самолётах, строительных и подъёмных механизмах.

Планетарные и дифференциальные механизмы позволяют многократно увеличить или уменьшить передаточные отношения, передавать вращательное движение от одного двигателя двум валам (разлагающий дифференциал) или от двух двигателей одному валу (суммирующий дифференциал).

По конструкции планетарные механизмы не большие и компактны. (рис. 7.1)



Планетарные механизмы с одним внутренним и одним внешним зацеплением.



Планетарный механизм с двумя внутренними зацеплениями.

Рис.7.1

Если степень подвижности механизма $W=1$, то такие зубчатые механизмы с подвижными осями называются планетарными.

Если степень подвижности механизма $W=2$, то такие зубчатые механизмы с подвижными осями называются дифференциальными.

На рисунке 7.2 показан планетарный механизм, где Z_1 и Z_3 – центральные колёса, Z_2 и Z_2' – сателлиты, H – водило.

Центральное колесо Z_1 и Z_2 составляют внешнее зацепление, Z_2 и Z_3 – внутреннее зацепление.

При синтезе планетарного механизма необходимо определить угловые скорости всех подвижных звеньев и передаточное отношение механизма.

На рисунке 7.2, где изображён дифференциальный механизм, центральные колёса 1 и 3, а также водило H совершают вращательные движения вокруг осей O_1 , O_2 и O_3 ; сателлит 2 совершает вращательное движение вокруг своей оси O_2 , ось O_2 в свою очередь совершает вращательное движение вокруг центральной оси O_1 .

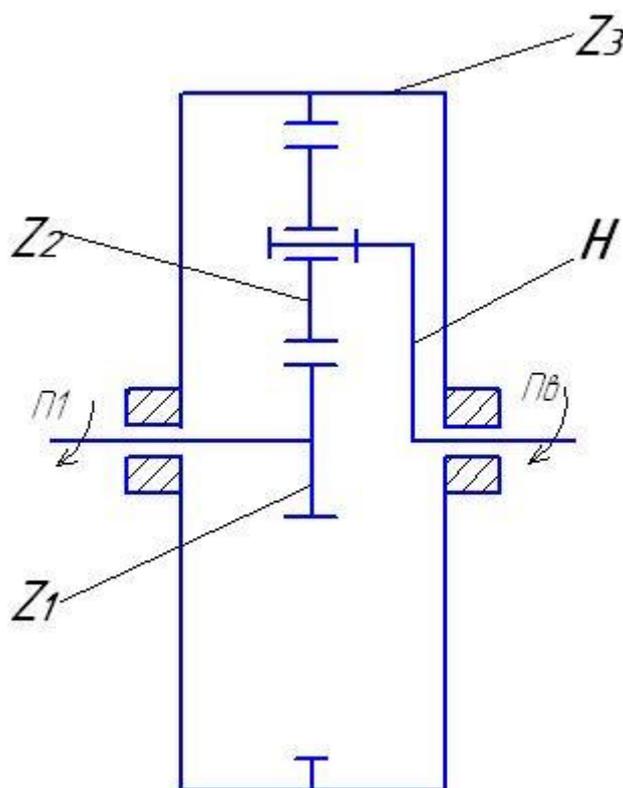


Рис.7.2

Передаточным отношением зубчатого механизма называется отношение угловых скоростей ведущего и ведомого валов.

При передаче вращательного движения от зубчатого колеса Z_1 к Z_3 , передаточное отношение будет равно:

$$U_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3}$$

В планетарном механизме трудно определить передаточное отношение звеньев, совершающих сложное движение- сателитов (вращательное вокруг своей оси и вместе с тем вращательное вокруг центральной оси ОН). Для этого звеньям придаётся вращательное движение ($-\omega_H$), равное по величине угловой скорости водилы, но противоположно направленное. В результате водило становится неподвижной, а планетарный механизм превращается в обычный зубчатый механизм с неподвижными осями.

Как известно, передаточное отношение многоступенчатой передачи определяется как произведение передаточных отношения отдельных ступеней. Передаточное отношение, выраженное через числа зубьев колёс. Выглядит следующим образом:

$$U_{in} = (-1)^q \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} \cdot \dots \cdot \frac{Z_n}{Z_{(n-1)}} \quad (7.1)$$

где: q- число внешних ступеней.

Передаточное отношение от первого колеса 1 к 3 при остановленном водиле:

$$U_{13}^H = U_{12}^H \cdot U_{23}^H = \frac{\omega_1'}{\omega_3'} \quad (7.2)$$

где: U_{12}^H - передаточное отношение первой ступени при остановленном водиле
 U_{23}^H - передаточное отношение второй ступени при остановленном водиле
 ω_1' и ω_3' – угловые скорости звеньев при остановленном водиле.

Учитывая, что:

$$\omega_1' = \omega_1 - \omega_H$$

$$\omega_3' = \omega_3 - \omega_H$$

Формула (7.1) выглядит следующим образом:

$$U_{13}^H = \left(-\frac{Z_2}{Z_1} \right) \cdot \left(\frac{Z_3}{Z_2} \right) = -\frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} \quad (7.3)$$

Зная угловые скорости двух звеньев, можно определить угловую скорость звена 3.

Пример: Передаточное отношение от звена 1 к звену Н при остановленном звене 3:

$$U_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - U_{1H}^3$$

Из этого: $U_{1H}^3 = 1 - U_{13}^H$

Для определения угловой скорости сателита 2, необходимо знать передаточное отношение от сателита 2 к водилу Н или от колеса 1 к сателиту 2.

Пример:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

$$U_{H2} = \frac{\omega_H}{\omega_2}$$

Разделив числитель и знаменатель правой части уравнения на ω_k , получим:

$$U_{12} = \frac{\frac{\omega_1}{\omega_H}}{\frac{\omega_2}{\omega_H}} = \frac{U_{1H}}{U_{2H}} = \frac{1 - U_{13}^H}{1 - U_{23}^H} = \frac{1 + \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2}}{1 - \frac{Z_3}{Z_2}}$$

Угловая скорость сателлита:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{12}}$$

Передаточное отношение от водилы Н к сателлиту 2:

$$U_{H2} = \frac{1}{U_{2H}} = \frac{1}{1 - U_{23}^H} = \frac{1}{1 - \left(\frac{Z_3}{Z_2}\right)}$$

Практическая часть.

Целью лабораторной работы является структурное и кинематическое исследование планетарных механизмов.

Порядок выполнения работы.

1. Звенья планетарного механизма обозначаются цифрами арабского алфавита. Если на одном валу имеются два зубчатых колеса, то один из них обозначается, к примеру, Z_2 , а другое Z'_2 .
2. Определяются числа зубьев колёс и значения заносятся в таблицу 7.1
3. Определяется степень подвижности механизма.
4. Отдельно изображается схема каждой ступени, определяется его передаточное отношение. Затем определяется передаточное отношение планетарного механизма в целом.
5. Определяются передаточные отношения от водилы Н к сателлитам 2 и от от центрального колеса 1 к сателлитам 2.
6. Передаточное отношение планетарного механизма определяется на практике. Для этого совершают полный оборот водилы Н и отмечают обороты ведомых звеньев.

Табл. 7.1

Порядковый номер зубчатых передач.	Числа зубьев колёс.	Порядковые номера одноступенчатых зубчатых передач	Формула для определения передаточных отношений	Передаточные отношения.

Контрольные вопросы.

1. Какие зубчатые передачи называются планетарными?
2. Что такое передаточное отношение? Приведите пример.
3. Как определяются передаточные отношения многоступенчатых передач?
4. Как определяется передаточное отношение планетарного редуктора?

Лабораторная работа №8

СИНТЕЗ ПОВЕРХНОСТИ КУЛАЧКА

Теоретическая часть

При помощи кулачковых механизмов осуществляется движение от ведущего звена (кулачка), совершающего вращательное движение с постоянной угловой скоростью к ведомому звену (толкателю), совершающего движения с необходимым законом движения.

Самые распространённые среди кулачковых механизмов роликовые кулачковые механизмы (рис 8.1). При повороте кулачка на угол φ , толкатель перемещается на расстояние S . Функция зависимости перемещения толкателя от угла поворота кулачка $S = S(\varphi)$ будет зависима от профиля кулачка. На рис. 8.2 изображён кулачковый механизм, где коромысло совершает колебательное движение. При повороте кулачка на угол φ коромысло также поворачивается на угол β . Функция поворота коромысла на угол β от угла поворота кулачка выглядит в виде: $\beta = \beta(\varphi)$. Постоянный контакт между кулачком и коромыслом осуществляется под воздействием силы упругости пружины. Наличие ролика на конце коромысла (толкателя) уменьшает силу трения. На рис 8.3 изображена диаграмма зависимости хода толкателя (коромысла) от угла поворота кулачка $S = S(\varphi)$, $[\beta = \beta(\varphi)]$.

На кулачке (а также на диаграмме перемещения толкателя) имеются следующие фазовые углы: подъёма - $\varphi_{п}$, дальнего стояния - $\varphi_{дс}$, опускания - $\varphi_{оп}$ - и ближнего стояния - $\varphi_{бс}$. Их сумма равна цикловому углу Φ кулачкового механизма

$$\Phi = (\varphi_{п+} + \varphi_{дс+} + \varphi_{оп} + \varphi_{бс}) = 360^{\circ}$$

В фазе подъёма $\varphi_{п}$ толкатель перемещается вверх, в фазе дальнего стояния - $\varphi_{дс}$ толкатель находится в верхнем неподвижном состоянии, в фазе опускания - $\varphi_{оп}$ толкатель перемещается из верхнего положения в нижнее и в фазе ближнего стояния - $\varphi_{бс}$ находится в нижнем неподвижном состоянии. По использованию в технологическом процессе кулачковые механизмы делятся на 2 группы:

1. Перемещение толкателя по определённому закону обеспечивает необходимый технологический процесс.

2. Перемещение толкателя из одного крайнего положения в другое осуществляется в пределах определённых фазовых углов ($\varphi_{п}$, $\varphi_{дс}$, $\varphi_{оп}$).

В этом случае закон изменения перемещения толкателя может быть различных видов. Диаграмма перемещения толкателя получается путём двойного графического интегрирования диаграммы ускорения толкателя.

Синтез кулачковых механизмов по данной схеме осуществляется в два этапа: а) определение основных размеров; б) проектирование профиля кулачка.

Определение основных размеров осуществляется на основе кинематических, динамических и конструктивных условий.

Проектирование профиля кулачка осуществляется графическим или аналитическим способом.

Практическая часть

Получение профиля кулачка по заданному закону движения толкателя, совершающего возвратно-поступательное или колебательное движение.

Установка и оборудование.

На рис 8.4 дана схема установки для получения профиля кулачка. Градуированный диск 1 вращается вокруг своей оси по отношению к указателю 3 при помощи рукоятки 2. На диск 1 прикрепляется бумага.

На ползун Р установлен специальный циркуль, при помощи которого вычерчивается диаметр ролика. Остриё циркуля, считая установленным в центре ролика, совершает вращательное движение вместе с толкателем по направлению оси О-У (от указателя отсчёта рукоятки 4,5), по направлению О-Х (от указателя отсчёта рукоятки 6) и вокруг оси С. (от указателя отсчёта рукоятки 8).

Образование профиля кулачка при наибольшем движении коромысла показана на рис 8.5.

При помощи рукоятки 4 толкатель устанавливается по оси О-У в нулевое положение согласно шкалы 5. При помощи держателя 6 устанавливается расстояние ОС (на основании задания) согласно шкалы 7 (по оси О-Х). Ползун Р устанавливается в положение РС, равное длине толкателя L. Диск 1 устанавливается в нулевое положение. Рассчитываются значения угла β толкателя за цикл и заносятся в таблицу.

Затем при помощи рукоятки 2 диску 1 задаются значения угла φ согласно указателя 3; значение угла β толкателя - при помощи рукоятки 8 согласно шкалы 9. Для каждого положения ползун Р фиксируется и при помощи циркуля вычерчивается радиус ролика. Кривая, проходящая через центра различных положений ролика, образует теоретический профиль кулачка. Кривая, проходящая касательно внутренним дугам окружностей положений ролика, даёт истинный профиль кулачка.

Образование профиля кулачка с толкателем, совершающего возвратно-поступательное движение, показано на рис 8.6. При помощи рукоятки 8 толкатель устанавливается в нулевое положение согласно шкалы 9. При помощи рукоятки 4 по шкале 5 толкатель смещается на величину заданного эксцентриситета.

Рукояткой 6 толкатель смещается вправо, по оси О-Х, до одного из 12 положений, согласно шкалы 7. При этом значение «нуль» ползуна Р должна находиться напротив центра диска 1. Диск 1 при помощи рукоятки 2 устанавливается в значение «нуль» согласно шкалы 3.

Рассчитываются значения перемещения толкателя согласно заданному закону движения и записываются в таблицу.

Диск 1 устанавливается в определённые положения поворотом на угол φ согласно шкалы 3. Значения толкателя, соответствующие углам поворота диска 1, устанавливаются смещениям ползуна Р в нулевую сторону.

Для каждого положения на бумаге вычерчивается окружность ролика при помощи циркуля, установленного на ползунке Р.

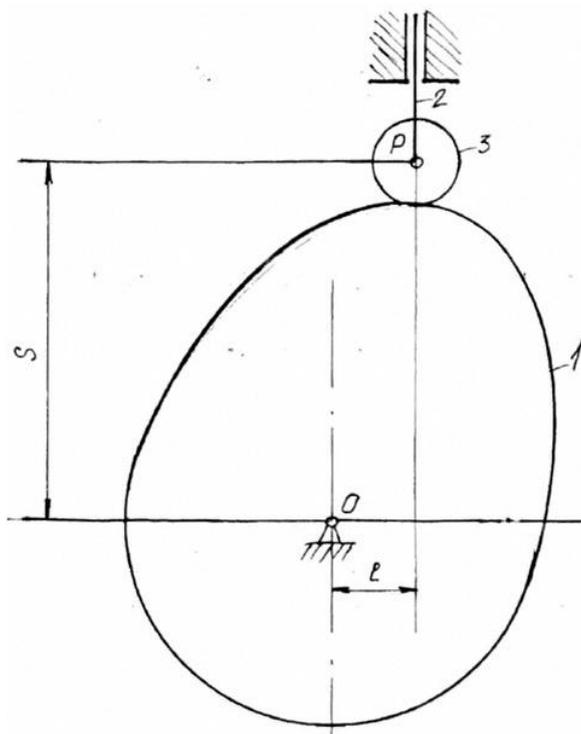


Рис.8.1

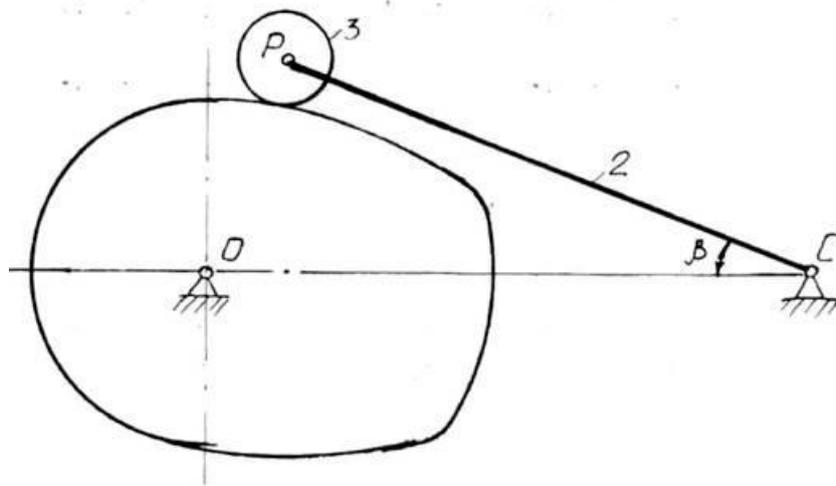


Рис.8.2

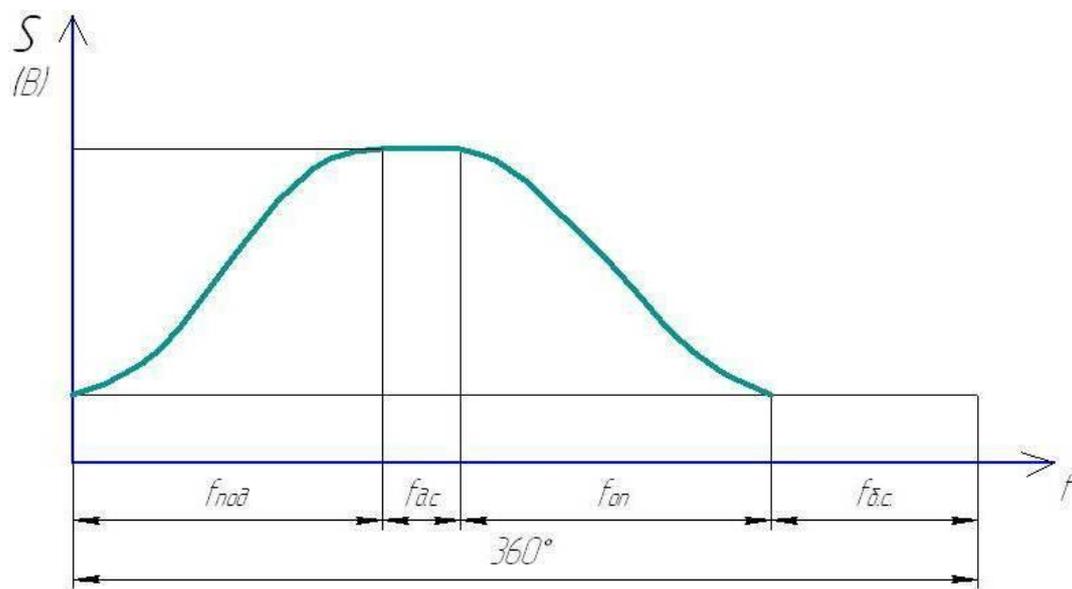


Рис.8.3

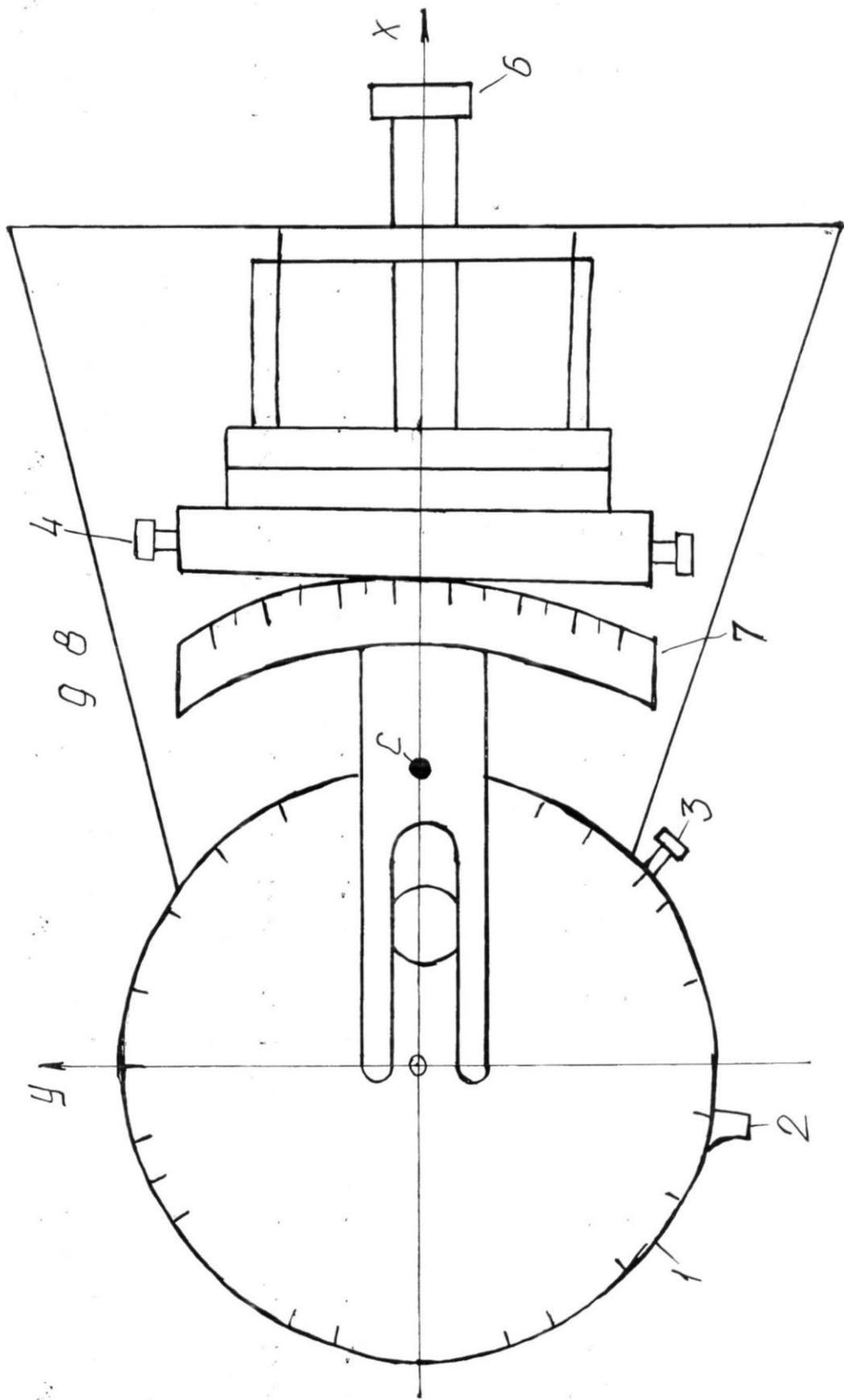


Рис 8.4

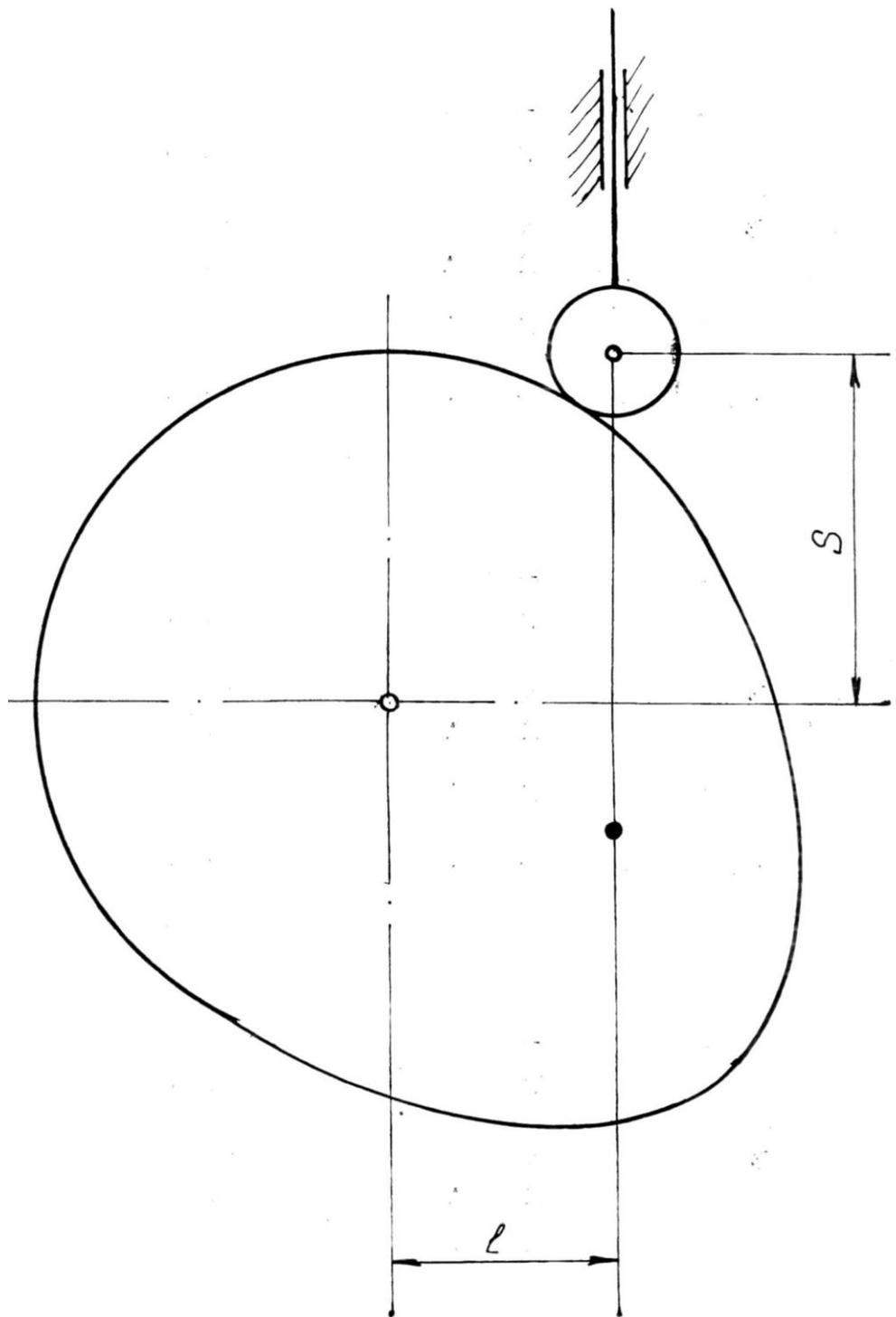


Рис.8.5

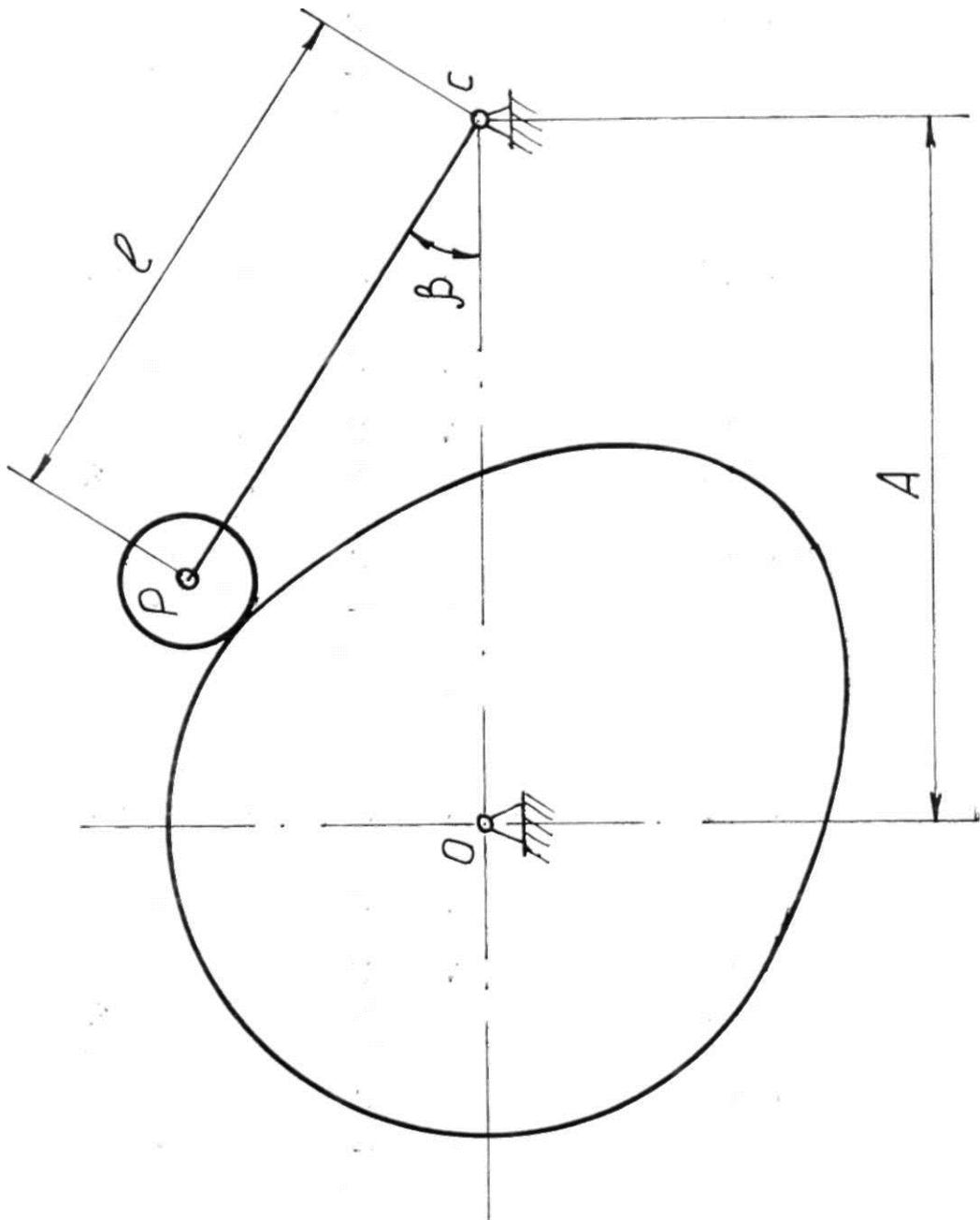


Рис 8.6

Кривая, соединяющая центра положений ролика, образует теоретический профиль, кривая, идущая по касательной к внутренним дугам окружностей ролика - истинный профиль кулачка.

Порядок выполнения работы;

1. Каждому студенту выдается задание, состоящее из одной буквы и трёх цифр (например, А326 или В514). Буква означает тип механизма: А-толкатель кулачкового механизма совершает колебательные движения, В - возвратно-поступательные. Первая цифра означает номер варианта, вторая закон движения толкателя, третья - изменение цикла.

2. По заданному закону движения толкателя заполняется таблица функции перемещения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка. Расчёт производится только для фазы подъёма через каждые 10^0 поворота кулачка. Для фазы опускания $\varphi_{оп}$ перемещение толкателя симметрично фазе подъёма $\varphi_{п}$

3. На основании расчётов строится диаграмма зависимости хода толкателя от угла поворота кулачка (для типа А - $\beta=\beta(\varphi)$, для типа В - $S=S(\varphi)$)

4. На основании расчётов при помощи установок на бумаге вычерчивается профиль кулачка. Затем, определив центр кулачка, проводятся фазовые углы: фаза подъёма $\varphi_{п}$, дальнего стояния $\varphi_{дс}$ и опускания $\varphi_{оп}$

Примечание: с целью ускорения расчётов в конце приведены таблицы значений синусов, косинусов, значения квадратов и кубов чисел.

Задание по лабораторной работе

Для кулачковых механизмов типа «А»

Вариант №	Основные показатели по 1- цифре			
	ОС=А, мм	РС=L, мм	Поворот коромысла β_{max}	β_0
1	75	40	30^0	20^0
2	75	44	32^0	20^0
3	80	45	34^0	20^0
4	80	60	36^0	20^0
5	85	52	38^0	20^0
6	90	60	40^0	20^0

Законы движения толкателя (угол фазы подъёма, согласно второй цифре).

Вар. №	Формулы для расчета	Диаграмма ускорения толкателя
1	$\beta = \beta_0 + \beta_{\max} \left[\frac{\varphi}{\varphi_1} - \frac{1}{2\pi} \left(\sin \left(2\pi - \frac{\varphi}{\varphi_1} \right) \right) \right]$	
2	$\beta = \beta_0 + \frac{\beta_{\max}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi\varphi}{\varphi_1} \right) \right]$	
3	$\beta = \beta_0 + \beta_{\max} \left[3 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right) \right]$	

Изменение цикла (согласно третьей цифре).

Вар. №	Удаление $\varphi_y = \varphi_1$	Дальнего покоя $\varphi_{дп} = \varphi_2$	Сближения $\varphi_c = \varphi_3$	Ближнего покоя $\varphi_{бп} = \varphi_4$
1	100	60	100	100
2	120	100	120	20
3	100	120	100	40
4	120	80	120	40
5	100	80	100	80
6	120	60	120	60
7	120	40	120	80
8	100	40	100	120

Для кулачковых механизмов типа «В»

№ варианта	Основные показатели согласно 1-цифре		
	$S_0, \text{мм}$	Эксцентриситет $e, \text{мм}$	Ход толкателя $S_{\max}, \text{мм}$
1	30	20	30
2	30	25	35
3	35	15	40
4	35	25	40
5	30	20	45
6	30	30	45

Закон движения толкателя (для угла фазы
подъёма, согласно второй цифре)

Вар. №	Формулы для расчёта	Диаграмма ускорения толкателя
1	$S = S_0 + S_{\max} \left[\frac{\varphi}{\varphi_1} - \frac{1}{2\pi} \left(\sin \left(2\pi - \frac{\varphi}{\varphi_1} \right) \right) \right]$	
2	$S = S_0 + \frac{S_{\max}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi\varphi}{\varphi_1} \right) \right]$	
3	$S = S_0 + S_{\max} \left[3 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right) \right]$	

Изменение цикла (третья цифра)

Вар. №	Удаление $\varphi_y = \varphi_1$	Дальнего покоя $\varphi_{дп} = \varphi_2$	Сближения $\varphi_c = \varphi_3$	Ближнего покоя $\varphi_{бп} = \varphi_4$
1	100	60	100	80
2	120	100	120	20
3	100	120	100	40
4	120	80	120	40
5	100	80	100	80
6	120	60	120	60
7	120	40	120	80
8	100	40	100	120

Вопросы для самопроверки по лабораторной работе:

1. Для чего применяются кулачковые механизмы?
2. Назовите типы кулачковых механизмов.
3. Из каких фаз состоит рабочая фаза кулачка?
4. На какие группы делятся кулачковые механизмы по использованию в технологическом процессе?
5. Что понимается под синтезом кулачковых механизмов?
6. Постройте диаграмму $S=S(\varphi)$ или $\beta=\beta(\varphi)$ и объясните их.

Вспомогательные таблицы

№1

Углы	Sin	Cos	Углы	Sin	Cos
15	0,2588	0,9659	54	0,8090	0,8977
16	0,3090	0,9511	60	0,866	0,8
30	0,5	0,866	72	0,9511	0,3090
36	0,5878	0,8090	75	0,9659	0,2588
45	0,7071	0,7071	90	1,0	0
№2					
	$90^0 \pm \alpha$	$180^0 \pm \alpha$	$270^0 \pm \alpha$	$360^0 \pm \alpha$	
Sin	$+\cos\alpha$	$\pm\sin\alpha$	$\cos\alpha$	$+\sin\alpha$	
Cos	$\pm\sin\alpha$	$\pm\cos\alpha$	$+\sin\alpha$	$\pm\cos\alpha$	
Отношения (a/b)	$(a/b)^2$	$(a/b)^3$	Отношения (a/b)	$(a/b)^2$	$(a/b)^3$
1/10	0,01	0,001	8/10	0,64	0,61 2
2/10	0,04	0,008	8/10	0,81	0,729
3/10	0,09	0,027	9/12	0,007	0,0006
4/10	0,16	0,064	1/12	0,028	0,0156
5/10	0,25	0,125	2/12	0,0625	0,0156
6/10	0,36	0,216	3/12	0,111	0,037
7/10	0,49	0,343	4/12	0,173	0,072
			5/12	0,25	0,125
			6/12	0,34	0,198
			7/12	0,444	0,296
			8/12	0,562	0,422
			9/12	0,694	0,578
			10/12	0,84	0,77

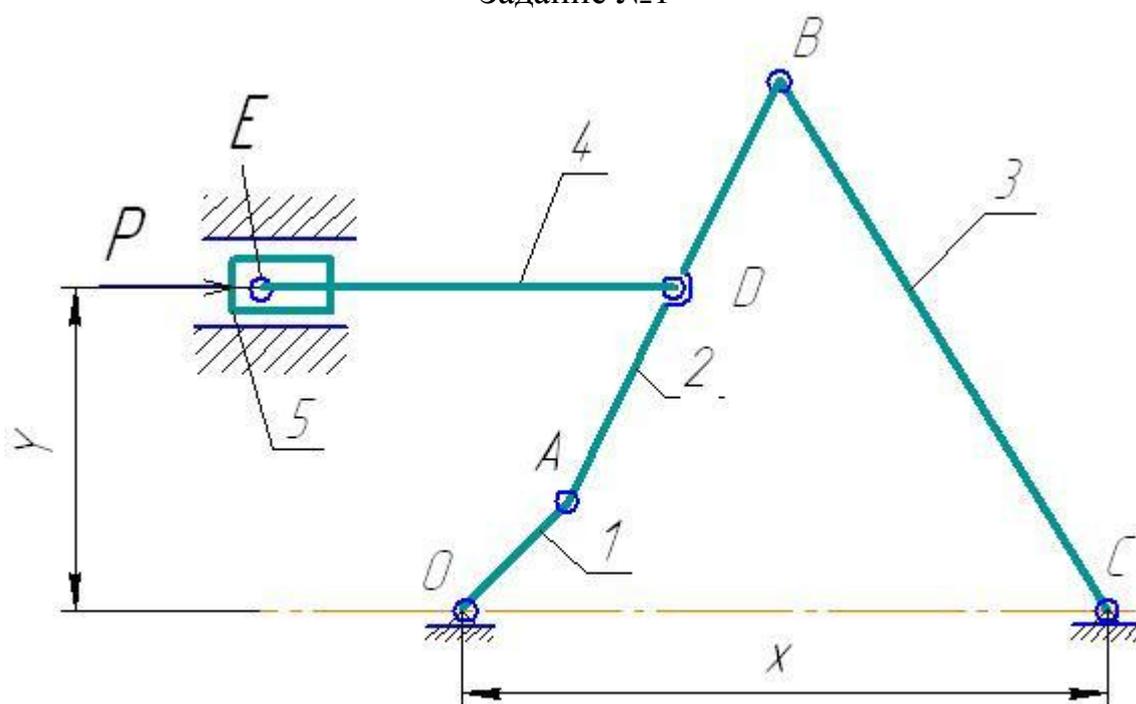
Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Артоболевский ИИ. «Теория механизмов и машин». Москва, Наука. 1975г
2. Юдин В.А., Петронакс Л.В. «Лабораторный практикум по теории механизмов и машин». Москва, Высшая школа, 1960г.
3. Кожевников С.А. «Теория механизмов и машин». Москва, Высшая школа, 1982г.

Приложение

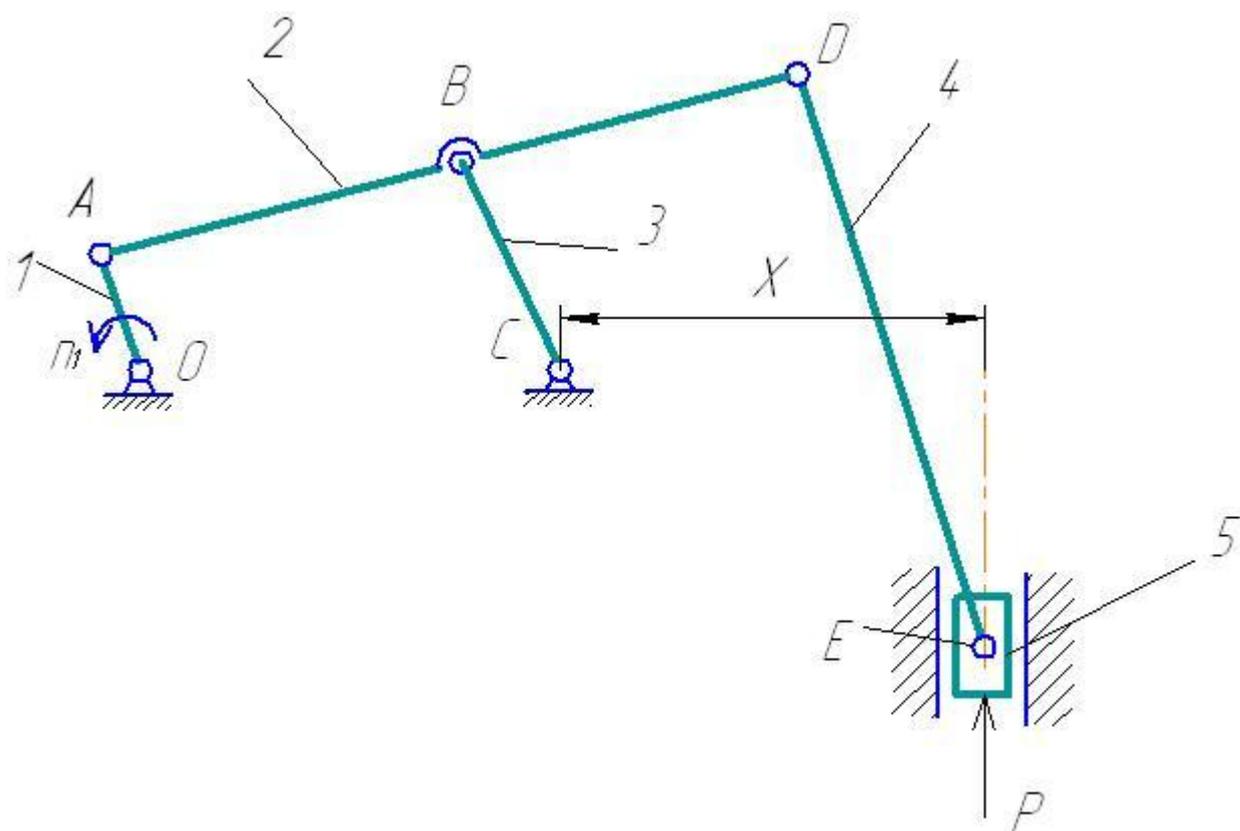
Задания к 1-лабораторной работе

Задание №1



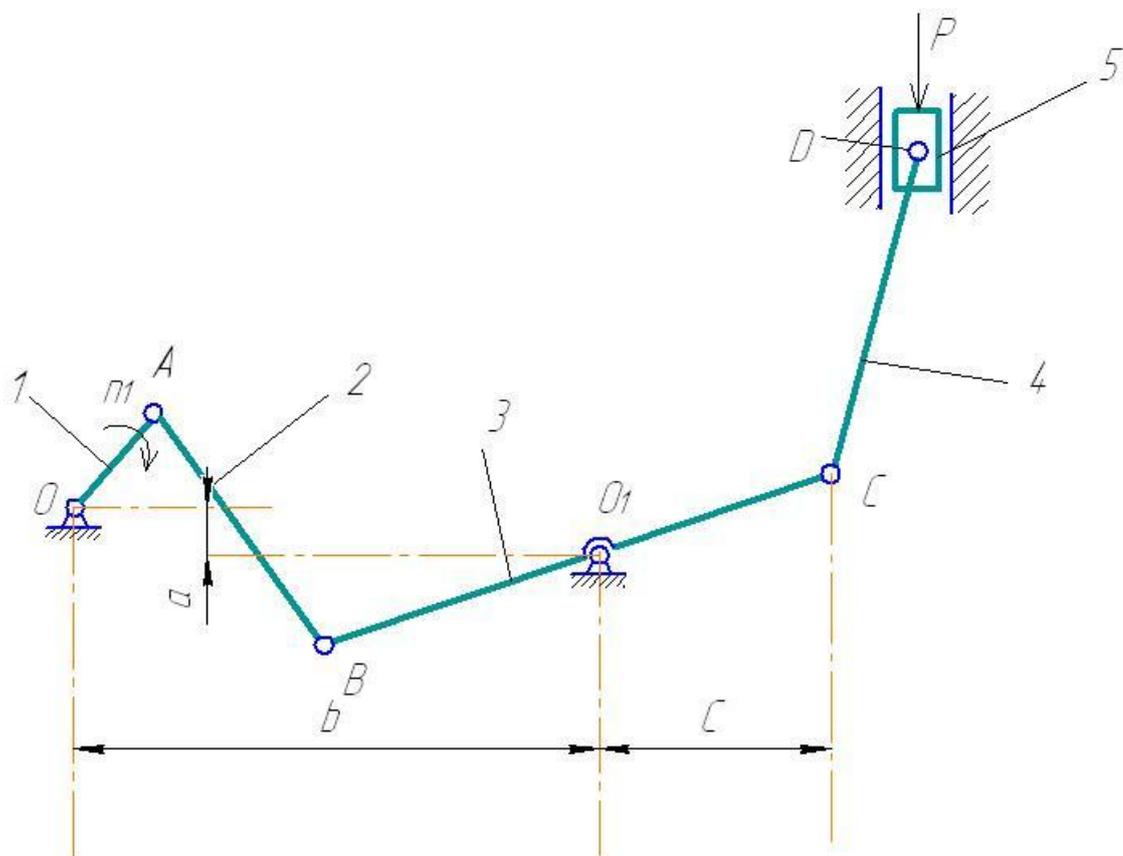
N^o	$l_{OA},$ m	$l_{AB},$ m	$l_{AD},$ m	$l_{BC},$ m	$l_{DE},$ m	$OC,$ m	$y,$ m	$P,$ kH
1	0,060	0,250	0,080	0,115	0,140	0,130	0,075	25
2	0,050	0,140	0,070	0,105	0,135	0,125	0,065	22
3	0,070	0,150	0,095	0,135	0,150	0,140	0,065	23
4	0,075	0,210	0,105	0,160	0,230	0,150	0,135	19
5	0,060	0,215	0,110	0,165	0,235	0,185	0,165	18
6	0,105	0,230	0,145	0,210	0,235	0,240	0,135	14
7	0,120	0,350	0,160	0,235	0,265	0,260	0,150	15
8	0,160	0,430	0,220	0,330	0,435	0,350	0,250	25

Задание № 2



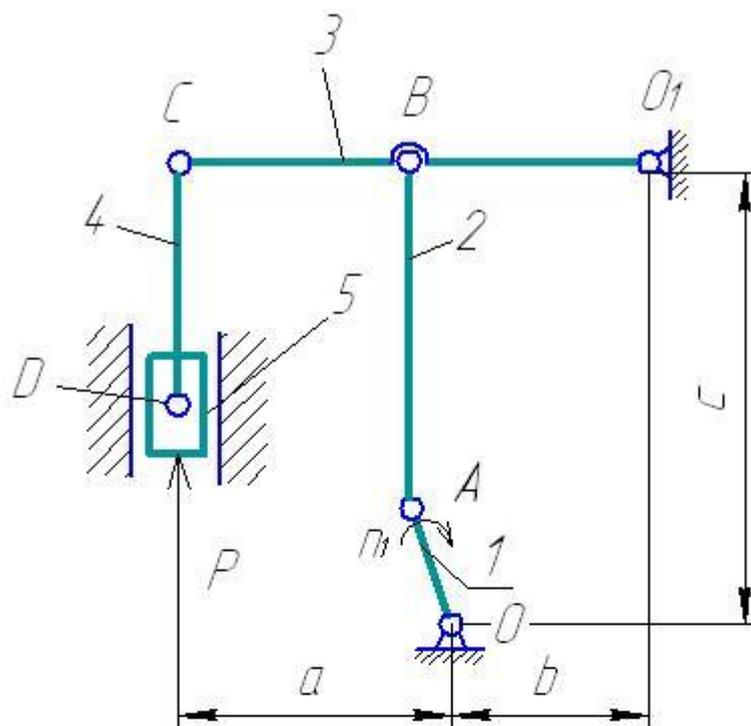
N°	$l_{OA},$ m	$l_{AB},$ m	$l_{BC},$ m	$l_{DE},$ m	$l_{BD},$ m	$OC,$ m	X m	$P,$ kH
1	0,05	0,185	0,090	0,23	0,15	0,21	0,175	15
2	0,07	0,205	0,11	0,25	0,17	0,23	0,195	17
3	0,1	0,37	0,18	0,45	0,30	0,42	0,35	18
4	0,12	0,39	0,20	0,48	0,32	0,44	0,37	19
5	0,15	0,55	0,27	0,69	0,45	0,63	0,52	20
6	0,17	0,57	0,29	0,71	0,47	0,65	0,54	22
7	0,19	0,59	0,31	0,73	0,49	0,67	0,56	25
8	0,20	0,65	0,35	0,85	0,60	0,75	0,70	30

Задание № 3



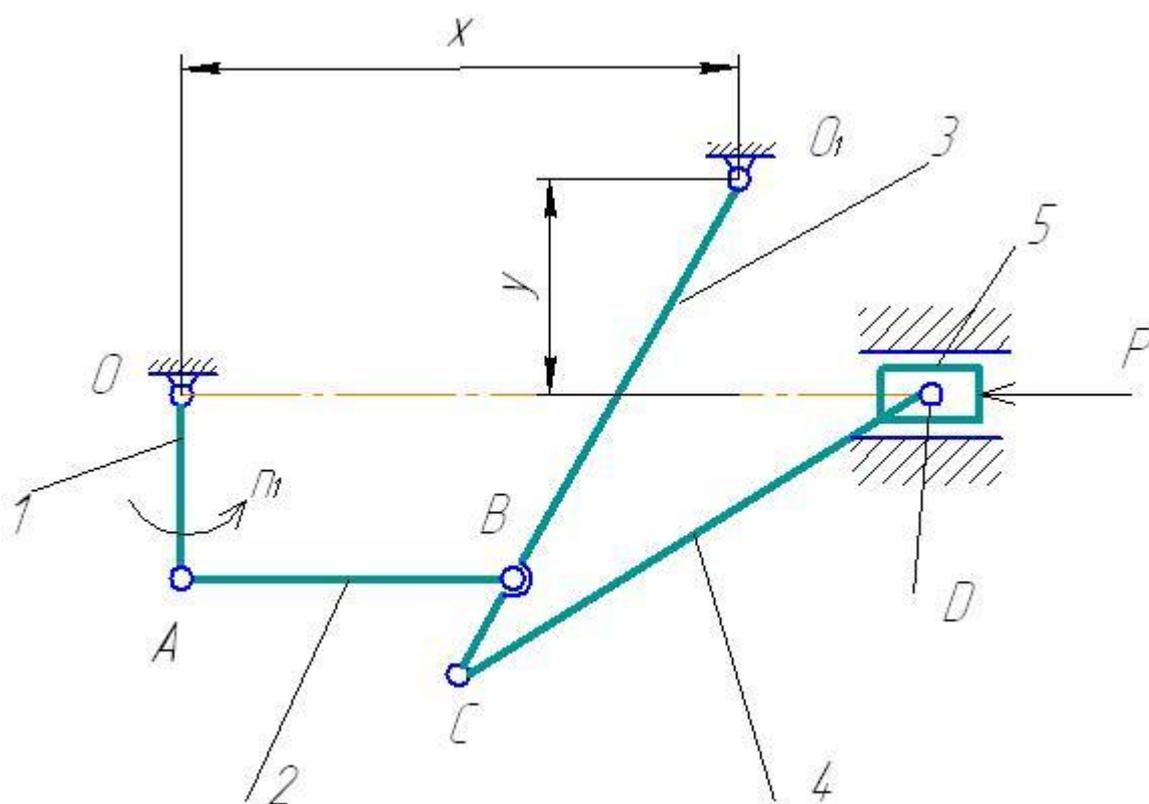
N°	l_{OA} m	l_{AB} m	l_{BC} m	l_{OC} m	l_{BO_1} m	a m	b m	c m	P kH
1	0,060	0,200	0,40	0,15	0,200	0,130	0,200	0,20	30
2	0,062	0,205	0,410	0,16	0,205	0,135	0,205	0,20	35
3	0,065	0,210	0,415	0,17	0,210	0,140	0,210	0,21	45
4	0,065	0,215	0,420	0,18	0,215	0,145	0,210	0,21	40
5	0,070	0,220	0,425	0,18	0,215	0,150	0,215	0,22	45
6	0,072	0,225	0,430	0,19	0,220	0,155	0,220	0,21	30
7	0,075	0,23	0,435	0,195	0,225	0,160	0,225	0,20	35
8	0,080	0,24	0,445	0,200	0,235	0,165	0,230	0,22	25

Задание № 4



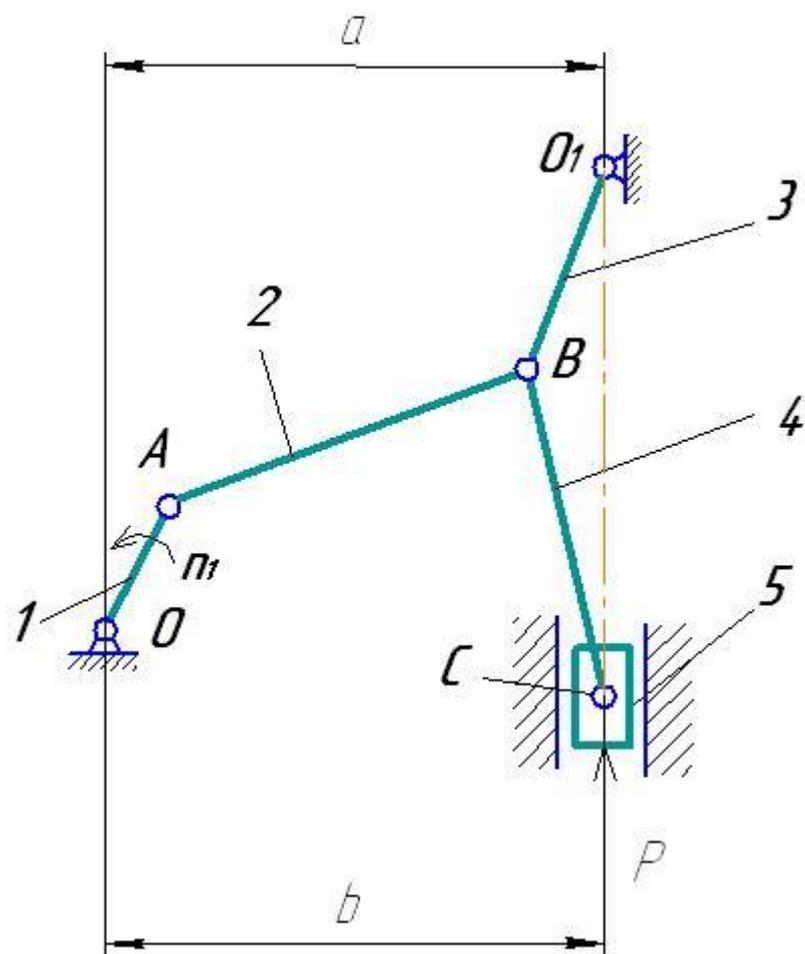
N°	$l_{OA},$ m	$l_{AB},$ m	$l_{OB},$ m	$l_{CB},$ m	$l_{CE},$ m	$a,$ m	$b,$ m	$c,$ m	$P,$ kH
1	0,050	0,120	0,30	0,15	0,160	0,220	0,070	0,140	40
2	0,055	0,120	0,32	0,16	0,170	0,210	0,070	0,145	42
3	0,060	0,120	0,34	0,17	0,170	0,210	0,075	0,145	32
4	0,050	0,125	0,34	0,17	0,175	0,220	0,080	0,145	35
5	0,055	0,130	0,34	0,17	0,165	0,230	0,080	0,150	45
6	0,065	0,135	0,35	0,16	0,185	0,240	0,080	0,150	30
7	0,070	0,140	0,37	0,16	0,190	0,245	0,085	0,160	35
8	0,065	0,140	0,37	0,16	0,195	0,245	0,085	0,150	38

Задание № 5



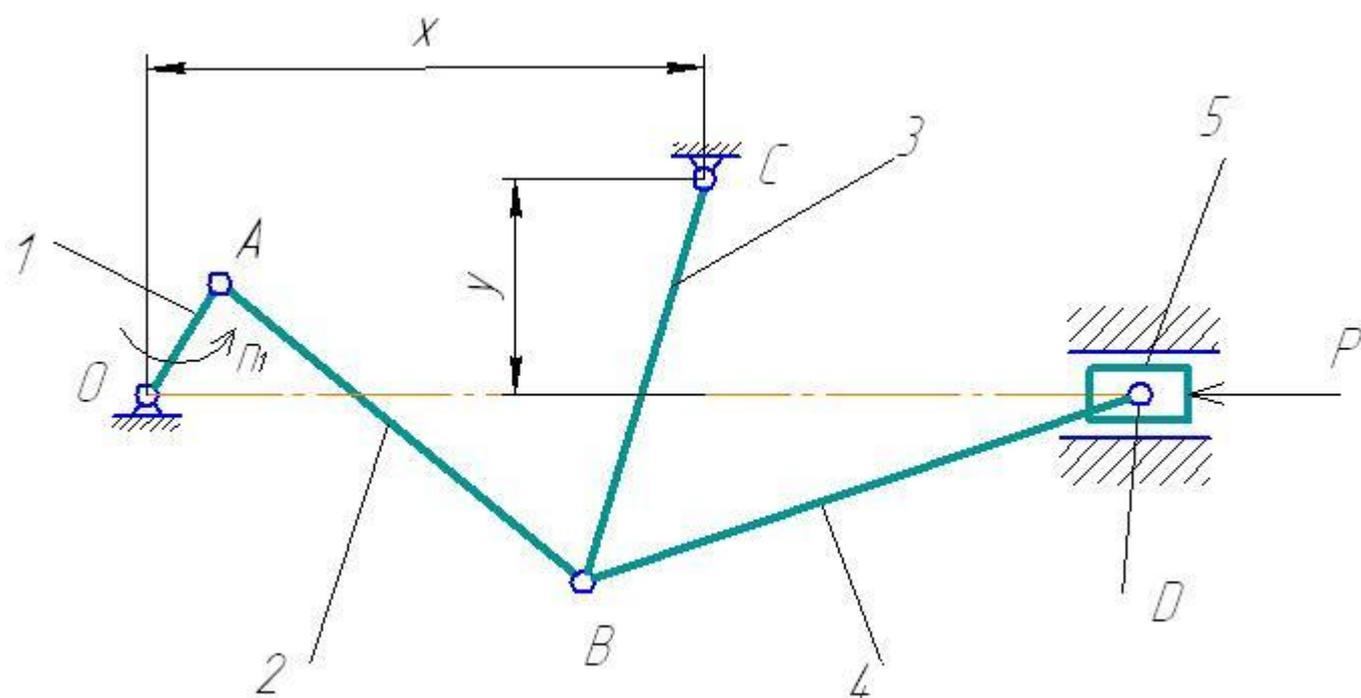
N°	$l_{OA},$ m	$l_{AB},$ m	$l_{OB},$ m	$l_{CO},$ m	$l_{CD},$ m	$x,$ m	$y,$ m	$P,$ kH
1	0,07	0,23	0,155	0,19	0,19	0,255	0,055	13,5
2	0,08	0,24	0,165	0,20	0,20	0,265	0,065	15
3	0,09	0,25	0,175	0,21	0,21	0,275	0,075	14,2
4	0,11	0,30	0,205	0,25	0,25	0,330	0,060	13
5	0,12	0,31	0,215	0,26	0,26	0,340	0,080	16,5
6	0,13	0,32	0,250	0,30	0,30	0,400	0,090	18,5
7	0,10	0,35	0,260	0,32	0,32	0,410	0,100	18
8	0,15	0,37	0,300	0,45	0,45	0,500	0,150	17

Задание № 6



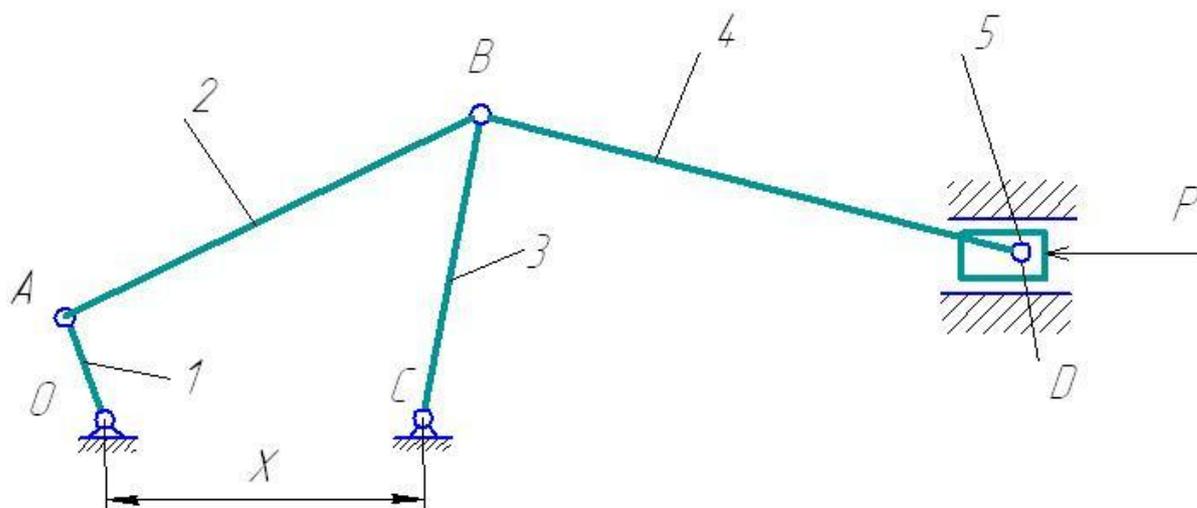
N^o	$l_{OA},$ m	$l_{AB},$ m	$l_{O_1B},$ m	$l_{BC},$ m	$a,$ m	$b,$ m	$P,$ kH
1	0,040	0,310	0,130	0,200	0,170	0,360	15
2	0,040	0,320	0,140	0,180	0,175	0,350	14
3	0,045	0,330	0,150	0,190	0,180	0,360	14,5
4	0,050	0,340	0,160	0,185	0,190	0,350	14
5	0,055	0,350	0,170	0,205	0,200	0,380	15
6	0,055	0,355	0,135	0,215	0,170	0,370	20
7	0,060	0,37	0,145	0,220	0,185	0,370	18
8	0,065	0,38	0,155	0,210	0,195	0,390	22

Задание № 7



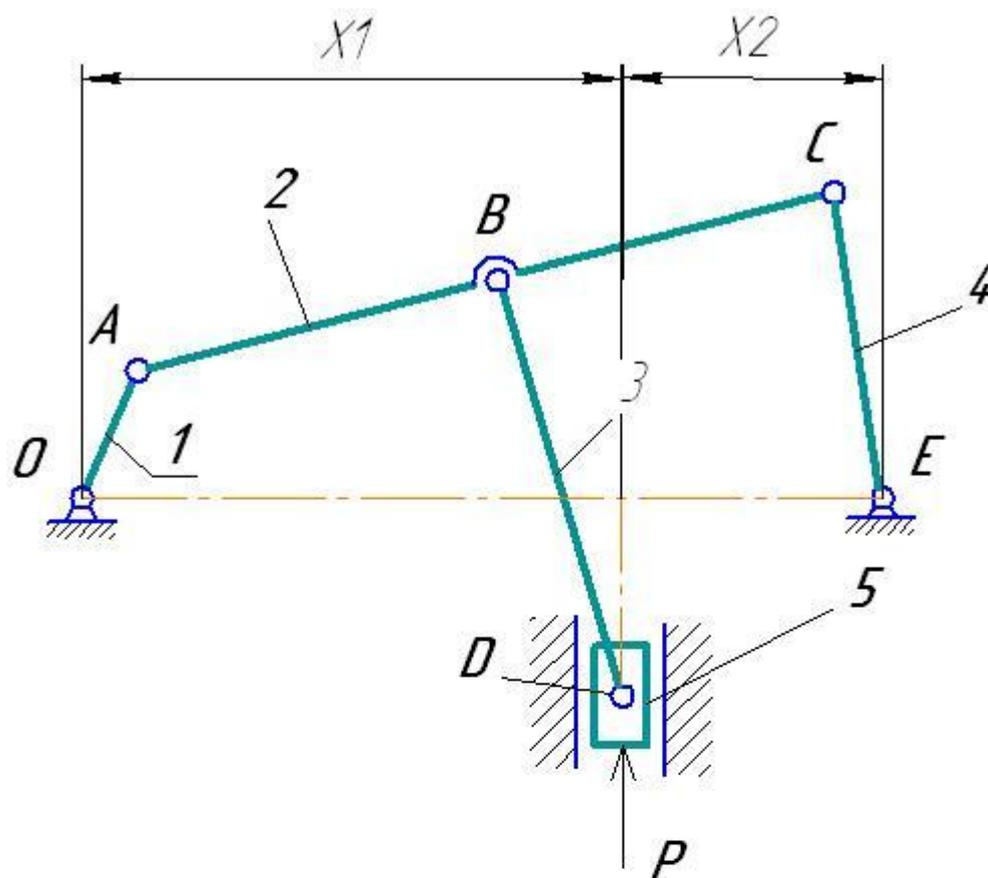
N^o	l_{OA} , m	l_{AB} , m	l_{CB} , m	l_{BD} , m	x , m	y , m	P , kH
1	0,080	0,320	0,230	0,150	0,200	0,120	18
2	0,120	0,330	0,300	0,225	0,300	0,180	10
3	0,140	0,440	0,400	0,300	0,400	0,240	12
4	0,100	0,275	0,250	0,185	0,250	0,150	14
5	0,090	0,210	0,190	0,140	0,200	0,110	15
6	0,150	0,215	0,195	0,135	0,190	0,115	20
7	0,110	0,35	0,35	0,220	0,350	0,230	18
8	0,085	0,38	0,290	0,215	0,320	0,170	22

Задание № 8



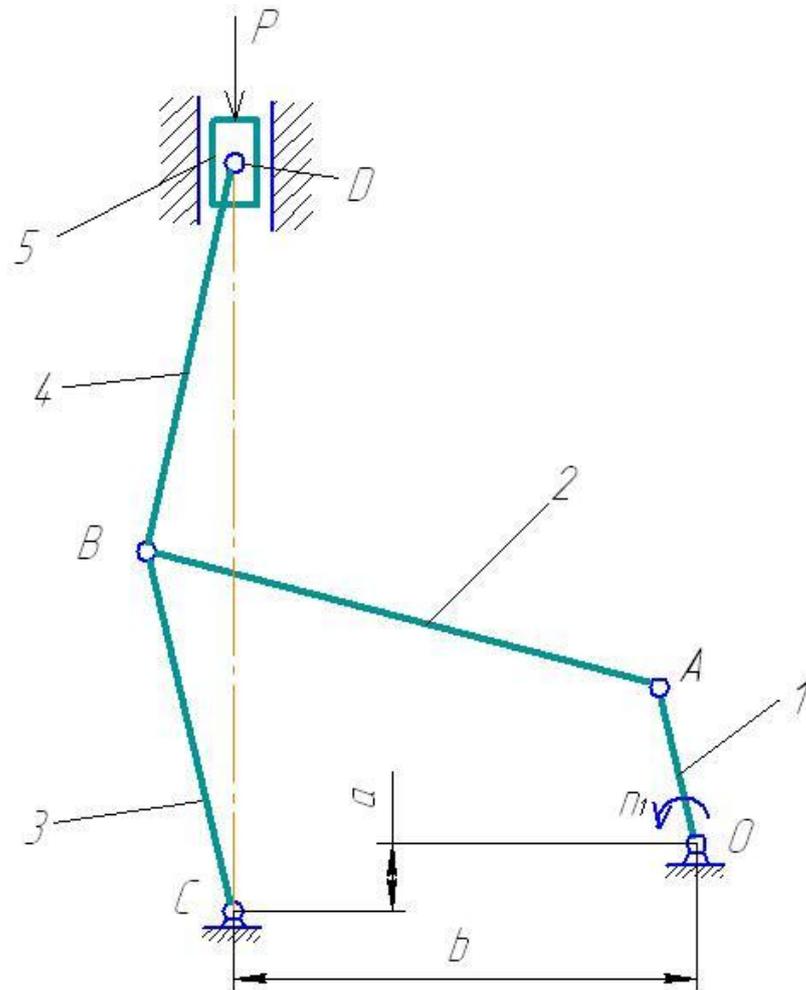
N^o	l_{OA} m	l_{AB} m	l_{CB} m	l_{BD} m	y m	x m	P kH
1	0,050	0,195	0,160	0,350	0,050	0,115	18
2	0,045	0,190	0,155	0,425	0,045	0,110	10
3	0,060	0,175	0,140	0,500	0,030	0,100	12
4	0,055	0,200	0,165	0,585	0,055	0,120	14
5	0,075	0,290	0,240	0,440	0,065	0,170	15
6	0,070	0,265	0,235	0,535	0,070	0,165	20
7	0,065	0,28	0,23	0,620	0,065	0,160	18
8	0,080	0,35	0,200	0,515	0,080	0,190	22

Задание № 9



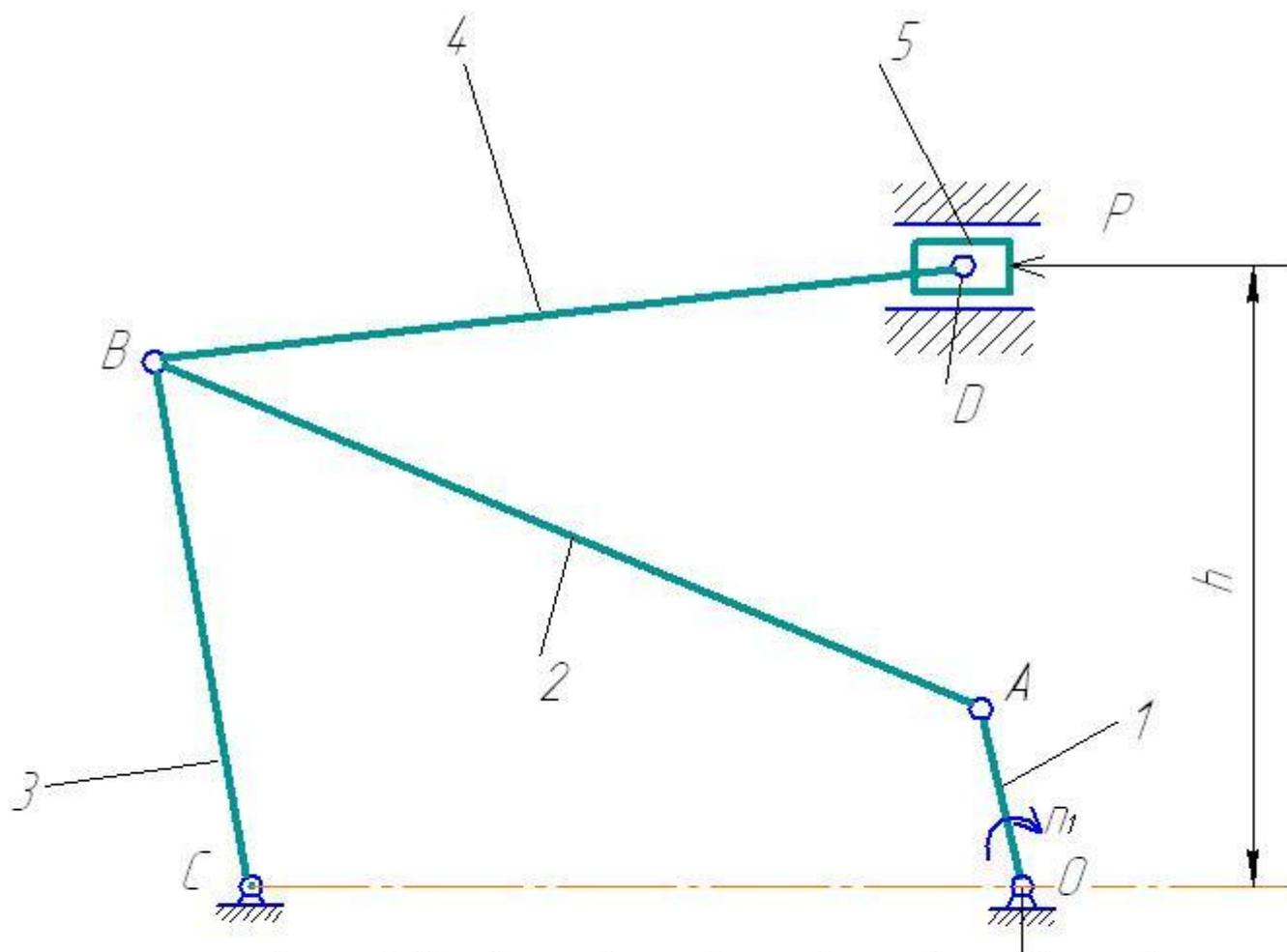
N^o	$l_{OA},$ m	$l_{AB},$ m	$l_{CB},$ m	$l_{BD},$ m	$x_1,$ m	$x_2,$ m	$l_{CE},$ m	$P,$ kH
1	0,140	0,30	0,280	0,22	0,38	0,38	0,42	18
2	0,130	0,28	0,270	0,21	0,37	0,37	0,41	10
3	0,090	0,21	0,195	0,15	0,27	0,27	0,35	12
4	0,080	0,16	0,150	0,12	0,20	0,20	0,45	14
5	0,070	0,15	0,140	0,11	0,25	0,25	0,35	15
6	0,060	0,15	0,135	0,10	0,190	0,190	0,40	20
7	0,105	0,25	0,230	0,18	0,320	0,320	0,38	18
8	0,120	0,28	0,250	0,20	0,35	0,35	0,42	22

Задание № 10



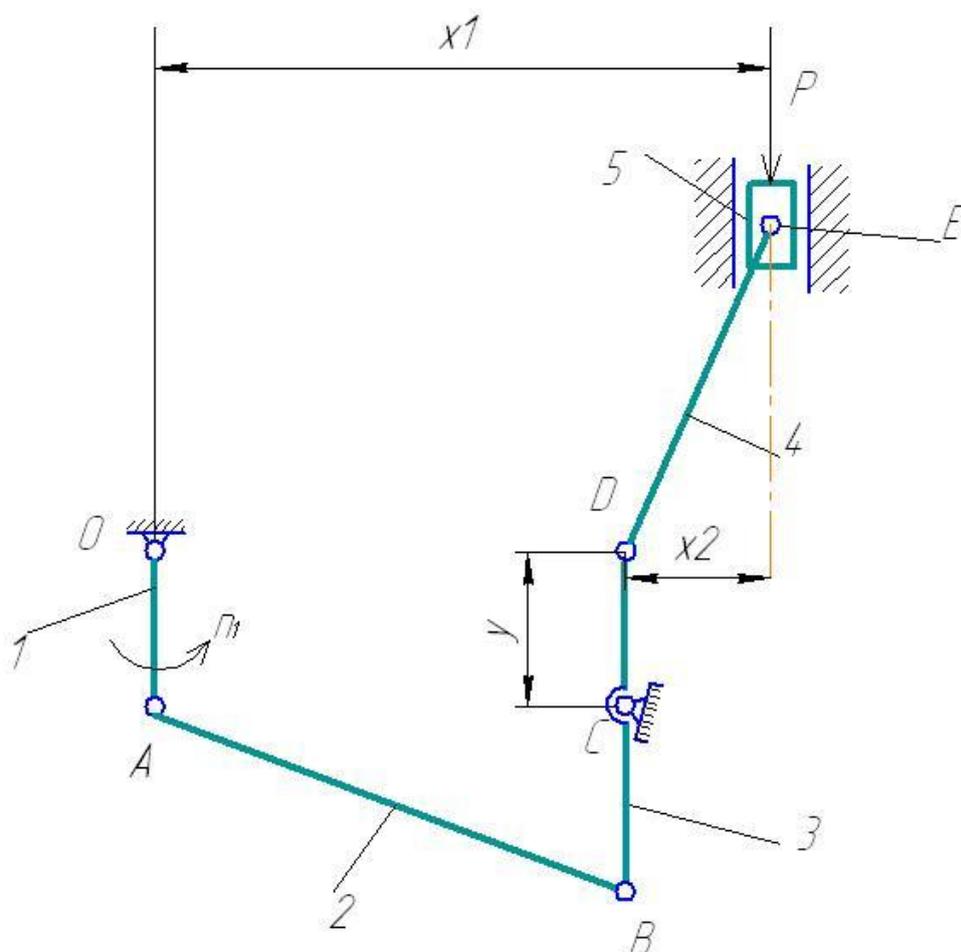
N°	$l_{OA},$ m	$l_{AB},$ m	$l_{CB},$ m	$l_{BO},$ m	$a,$ m	$b,$ m	$P,$ kH
1	0,040	0,24	0,190	0,190	0,160	0,230	8
2	0,045	0,24	0,195	0,195	0,150	0,235	6
3	0,045	0,25	0,200	0,205	0,160	0,240	5
4	0,050	0,25	0,220	0,195	0,180	0,240	4
5	0,040	0,23	0,195	0,210	0,165	0,235	7
6	0,055	0,25	0,185	0,210	0,150	0,240	7,5
7	0,060	0,35	0,25	0,220	0,180	0,230	6,5
8	0,085	0,38	0,27	0,215	0,165	0,220	4,8

Задание № 11



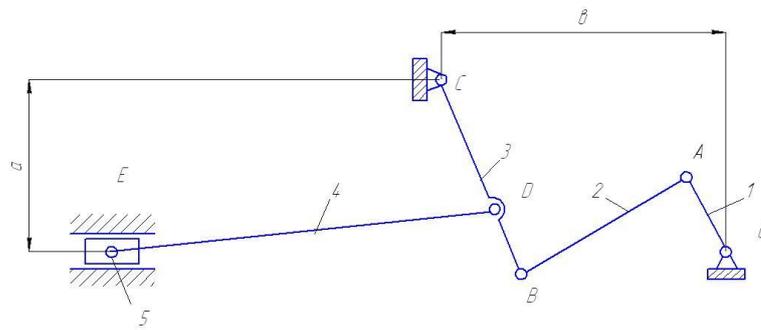
N^o	$l_{OA},$ m	$l_{AB},$ m	$l_{CB},$ m	$l_{BO},$ m	$h,$ m	$CO,$ m	$P,$ kH
1	0,060	0,390	0,20	0,25	0,19	0,39	4,2
2	0,065	0,415	0,22	0,25	0,22	0,40	4
3	0,070	0,400	0,25	0,30	0,25	0,40	4,3
4	0,075	0,420	0,240	0,32	0,240	0,42	4,5
5	0,080	0,450	0,250	0,34	0,250	0,41	4,2
6	0,070	0,390	0,23	0,30	0,23	0,43	4
7	0,075	0,42	0,20	0,35	0,20	0,40	5
8	0,080	0,43	0,25	0,35	0,25	0,45	6

Задание № 12



N^o	$l_{OA},$ m	$l_{AB},$ m	$l_{BC},$ m	$l_{DE},$ m	$l_{CD},$ m	$x1,$ m	$x2,$ m	$y,$ m	$P,$ kH
1	0,090	0,240	0,240	0,290	0,140	0,370	0,08	0,040	30
2	0,100	0,350	0,250	0,300	0,150	0,380	0,09	0,050	35
3	0,155	0,425	0,315	0,355	0,175	0,465	0,10	0,050	45
4	0,125	0,435	0,300	0,375	0,185	0,475	0,115	0,060	40
5	0,140	0,515	0,325	0,440	0,215	0,360	0,125	0,070	45
6	0,150	0,525	0,375	0,450	0,220	0,45	0,135	0,075	30
7	0,120	0,42	0,225	0,320	0,225	0,420	0,12	0,050	35
8	0,115	0,40	0,220	0,380	0,235	0,390	0,105	0,045	25

Задание № 13



	l_{0A}	l_{AB}	l_{BC}	l_{CD}	l_{DB}	a	b	P, KH
1	0,70	0,260	0,250	0,150	0,090	0,270	0,140	6,0
2	0,065	0,280	0,240	0,240	0,100	0,260	0,130	7,0
3	0,060	0,250	0,240	0,140	0,090	0,265	0,135	6,5
4	0,075	0,260	0,250	0,160	0,100	0,270	0,150	5,5
5	0,080	0,280	0,270	0,170	0,100	0,260	0,160	5,2

