

Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
Тольяттинский государственный университет
Институт машиностроения

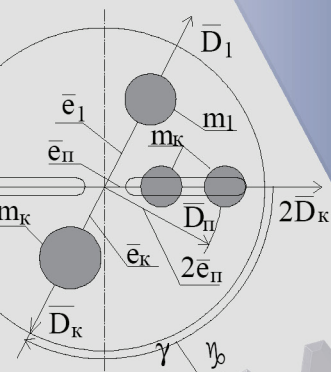
А.А. Балахнина, И.В. Сорока

МЕХАНИКА

ТЕОРИЯ

МЕХАНИЗМОВ

И МАШИН



Лабораторный практикум

© ФГБОУ ВО «Тольяттинский
государственный университет», 2020

ISBN 978-5-8259-1536-4

УДК 621.01 (075.8)

ББК 34.412я73

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры «Техническая механика и детали машин» Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А. *П.Ю. Бочкарев*;
канд. физ.-мат. наук, доцент кафедры «Нанотехнологии, материаловедение и механика» Тольяттинского государственного университета *С.Г. Прасолов*.

Балахнина, А.А. Механика. Теория механизмов и машин : лабораторный практикум / А.А. Балахнина, И.В. Сорока. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2020. – 1 оптический диск. – ISBN 978-5-8259-1536-4.

Лабораторный практикум содержит лабораторные работы по дисциплине «Механика 3» (Теория механизмов и машин).

Предназначен для студентов бакалавриата всех технических направлений подготовки.

Текстовое электронное издание.

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом Тольяттинского государственного университета.

Минимальные системные требования: IBM PC-совместимый компьютер: Windows XP/Vista/7/8; ПИП 500 МГц или эквивалент; 128 Мб ОЗУ; SVGA; CD-ROM; Adobe Acrobat Reader.

Редактор *Е.В. Пилясова*
Корректор *О.П. Корабельникова*
Технический редактор *Н.П. Крюкова*
Компьютерная верстка: *Л.В. Сызганцева*
Художественное оформление,
компьютерное проектирование: *И.И. Шишкина*

Дата подписания
к использованию 28.09.2020.

Объем издания 8 Мб.

Комплектация издания:

компакт-диск,
первичная упаковка.

Заказ № 1-04-20.

Издательство Тольяттинского
государственного университета
445020, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14,
тел. 8 (8482) 53-91-47, www.tltsu.ru

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	6
Лабораторная работа 1. Структура механизмов	8
Лабораторная работа 2. Построение траекторий точек механизма	15
Лабораторная работа 3. Эвольвентное зубчатое зацепление	22
Лабораторная работа 4. Построение картины зацепления	35
Лабораторная работа 5. Кинематический анализ зубчатых механизмов с неподвижными осями колес	39
Лабораторная работа 6. Кинематический анализ планетарных и дифференциальных механизмов	44
Лабораторная работа 7. Определение приведенного момента инерции кривошипно-коромыслового механизма резонансным методом	52
Лабораторная работа 8. Динамическое уравнивание вращающегося звена	60
Лабораторная работа 9. Динамическая балансировка ротора	72
Лабораторная работа 10. Метрический синтез четырёхзвенных рычажных механизмов	81
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	91

Приложение 1	92
Приложение 2	94
Приложение 3	96
Приложение 4	98
Приложение 5	100
Приложение 6	102
Приложение 7.....	104
Приложение 8	106
Приложение 9	109
Приложение 10	111

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин (ТММ) является одной из основных дисциплин общеинженерного цикла, обеспечивающих подготовку специалистов инженерно-технических специальностей по основам проектирования машин.

Учебная дисциплина «Теория механизмов и машин» базируется на общенаучных и общетехнических дисциплинах, таких как высшая математика, физика, теоретическая механика, вычислительная техника, сопротивления материалов, начертательная геометрия.

Особенность курса «Теории механизмов и машин» заключается, с одной стороны, в его направленности на дальнейшее углубление фундаментальной подготовки и, с другой стороны, связи со специальными предметами. Курс «Теории механизмов и машин» является базовым курсом как для общепрофессиональных дисциплин («Детали машин и приборов», «Технология машиностроения», «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения», «Основы автоматизированного проектирования» и пр.), так и для специальных.

Основная **цель курса** — дать студентам знания и навыки применения методов исследования свойств механизмов и машин и проектирования их схем, которые являются общими для всех механизмов независимо от конкретного назначения машины, прибора или аппарата.

В результате изучения дисциплины студенты должны:

✓ *знать:*

- формы и структуру типовых кинематических цепей;
- основные виды механизмов и машин, методы их формирования и применения;
- структуру современных и перспективных механизмов и машин, используемых в них подсистем и функциональных узлов;
- принципы работы, технические, конструктивные особенности разрабатываемых и используемых технических средств;
- технологию проектирования, производства и эксплуатации изделий и средств технологического оснащения;
- методы исследования, правила и условия выполнения работ;

✓ *уметь использовать:*

- методы анализа и синтеза рациональной структурно-кинематической схемы проектирования устройства по западным критериям;
- вычислительные средства при проектировании технических систем;
- методы расчета типовых кинематических схем;

✓ *приобрести навыки:*

- проведения расчетов основных параметров механизмов по заданным условиям с использованием графических, аналитических и численных методов вычислений;
- разработки алгоритмов вычислений на ЭВМ для решения локальных задач анализа и синтеза механизмов;
- использования измерительной аппаратуры для определения кинематических и динамических параметров и механизмов.

При подготовке пособия были использованы материалы из лабораторного практикума по теории механизмов и машин авторов В.Б. Тарабарина, В.В. Кузенкова, Ф.И. Фурсяка [4].

Лабораторная работа 1

СТРУКТУРА МЕХАНИЗМОВ

Цель работы — ознакомиться с составлением кинематических схем и структурным анализом механизмов.

Задание: рассмотреть многозвенный механизм, определить число звеньев и кинематических пар, изобразить кинематическую схему механизма, представленного на планшете, дать характеристику кинематическим парам и определить степень подвижности механизма.

Оборудование и приборы:

- 1) планшет с моделью плоско-рычажного механизма;
- 2) измерительный инструмент: линейка с миллиметровой шкалой, циркуль.

Краткие теоретические сведения

Машина — устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда.

Механизм — система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других тел.

Звено механизма — одно или несколько неподвижно соединенных твердых тел, входящих в состав механизма.

Плоско-рычажный механизм — механизм, точки звеньев которого описывают траектории, лежащие в параллельных плоскостях, а звенья механизма образуют только плоские вращательные и поступательные кинематические пары.

Из подвижных звеньев выделяют входные и выходные звенья (ведущие и ведомые соответственно).

Входное звено — звено, которому сообщается движение, преобразуемое в требуемые движения других звеньев. Входное звено соединено с двигателем либо с выходным звеном другого механизма.

Выходное звено — звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Выходное звено соединено

с генератором, либо с исполнительным устройством (рабочим органом), либо с входным звеном другого механизма.

Стойка — одно звено в механизме, принимаемое за неподвижное.

В зависимости от характера движения относительно стойки звенья называют по-разному.

Кривошип — вращающееся звено механизма, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси. В частности, кривошип конструктивно может быть выполнен с двумя отверстиями, которые предназначены для соединения со стойкой и подвижным звеном (рис. 1, а). Условное обозначение кривошипа дано на рис. 1, б.

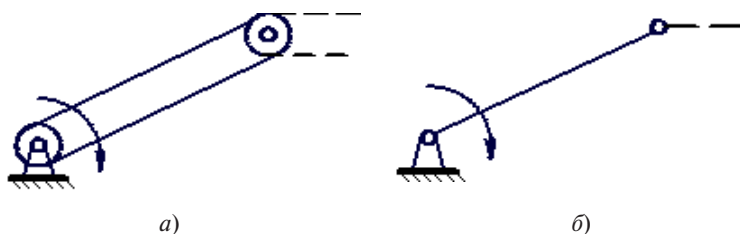


Рис. 1. Кривошип

Коромысло — вращающееся звено механизма, которое может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси. Предназначено для совершения касательного движения в механизме. Коромысло может быть выполнено в виде стержня (рис. 2, а) с отверстиями, посредством которых он соединяется со стойкой и подвижным звеном. Обозначение коромысла дано на рис. 2, б.

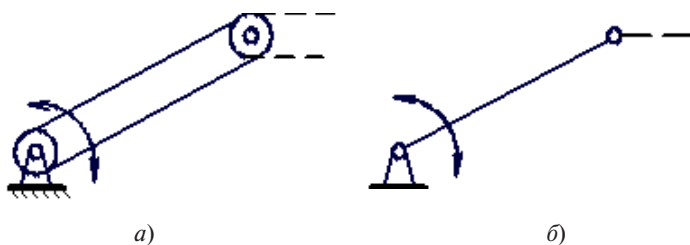


Рис. 2. Коромысло

Шатун — звено механизма, которое соединено только с подвижными звеньями и совершает плоскопараллельное движение. Шатун выполняют в виде одной или нескольких жестко соединенных между собой деталей. Условное обозначение шатуна дано на рис. 3.



Рис. 3. Шатун

Кулиса — звено механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару. Конструктивно кулису выполняют в виде направляющей детали 1, охватывающей другую деталь и имеющей бóльшую (рис. 4, а) или меньшую длину (рис. 4, б) по сравнению с длиной охватываемой детали 2. Кулиса может также охватываться сопряженной с ней деталью 2 (рис. 4, в). Конструктивным решениям кулисы соответствуют различные условные обозначения кулисы (рис. 4, г, д, е, ж).

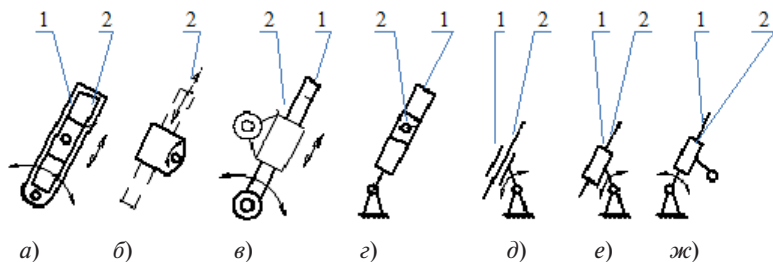


Рис. 4. Кулиса

Камень — звено поступательной пары, имеющей меньшую протяженность.

Звенья механизма совершают различные, но взаимосвязанные движения. Это обуславливается тем, что они соединены друг с другом определенным образом.

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется **кинематической парой**.

Кинематическая пара в зависимости от характера соприкосновения звеньев может быть низшей или высшей.

Низшая кинематическая пара имеет соприкосновение звеньев по поверхности.

Высшая кинематическая пара имеет соприкосновение звеньев по линии или в точке.

Кинематические пары в плоском механизме могут быть двух видов – одноподвижные и двухподвижные.

Одноподвижная кинематическая пара – это пара с одной степенью свободы в относительном движении ее звеньев.

Двухподвижная кинематическая пара имеет две степени свободы в относительном движении ее звеньев.

Например, вращательная кинематическая пара (рис. 5, а) одноподвижна, так как относительное положение звеньев определяется одной координатой – углом поворота φ . Поступательная кинематическая пара (рис. 5, б) тоже одноподвижна, так как относительное положение ее звеньев определяется линейной координатой X . Высшая кинематическая пара представлена на рис. 5, в.

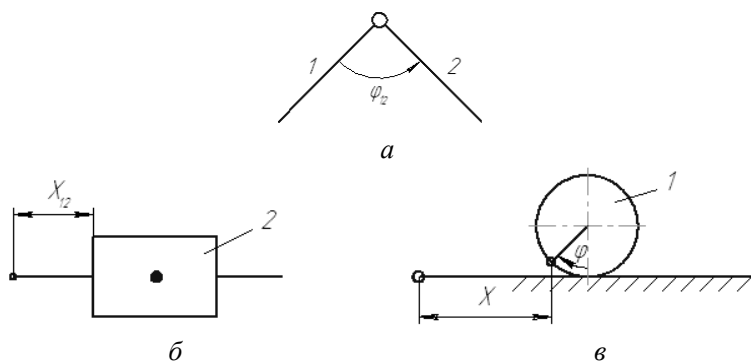


Рис. 5. Кинематические пары

Кинематической схемой механизма называют его графическое изображение в выбранном масштабе с применением условных обозначений звеньев и кинематических пар.

На схемах звенья обозначаются арабскими цифрами, начиная с входного звена, кинематические пары – заглавными буквами латинского алфавита. Стойке присваивается номер 0.

Например, на рис. 6 представлена кинематическая схема кулисного механизма, в котором кривошип 1 является входным звеном, а ползун 5 – выходным звеном.

Звено 2 – камень.

Звено 3 – шатун.

Звено 4 – кулиса.

Следует учитывать, что в точках B , C и D находятся по две кинематические пары. Так, в точке B соединяются пары кривошип 1 – камень 2 и камень 2 – шатун 3 . Эти кинематические пары будут обозначаться B_{12} и B_{23} .

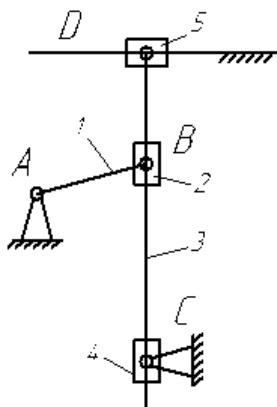


Рис. 6. Кинематическая схема кулисного механизма

Число степеней свободы механизма

Число степеней свободы плоского механизма, т. е. число степеней свободы его подвижной кинематической цепи относительно стойки, определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма; p_1 – количество одноподвижных кинематических пар в механизме; p_2 – количество двухподвижных кинематических пар в механизме.

Формула Чебышева позволяет определить, сколькими независимыми перемещениями обладает кинематическая цепь по отноше-

нию к неподвижному звену – стойке. Число степеней свободы механизма показывает, сколько надо задать независимых (обобщенных) координат, чтобы определить положение всех звеньев механизма.

Определим число степеней свободы плоского механизма, представленного на рис. 6.

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1,$$

где $n = 5$; $p_1 = 7$; $p_2 = 0$.

Вывод: для того чтобы механизм обладал определенностью законов движения всех звеньев, необходимо задать какому-нибудь звену, которое принято за ведущее, определенный закон движения, и тогда законы движения всех звеньев будут вполне определены.

Число ведущих звеньев механизма должно быть равно числу степеней свободы механизма, т. е. числу независимых параметров, определяющих положения всех звеньев механизма.

Физический смысл полученного по формуле числа степеней свободы механизма означает необходимое количество двигателей, при котором в механизме не будет самопроизвольно движущихся звеньев.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с моделью механизма, представленного на планшете. Определить его функциональное назначение и соответственно – входное и выходное звенья:

- выбрать положение механизма, при котором лучше всего видно относительное расположение звеньев. Начертить для этого положения кинематическую схему;
- пронумеровать звенья, определить их названия. Последние записать в виде спецификации рядом с кинематической схемой;
- обозначить кинематические пары. Характеристику кинематических пар дать в виде таблицы (см. форму отчета прил. 1);
- определить число степеней свободы механизма.

2. Оформить бланк отчета по лабораторной работе в соответствии с прил. 1.

Контрольные вопросы и задания

1. В чем заключается назначение механизма?
2. Что называется звеном?
3. Дайте определения стойки, кривошипа, коромысла, шатуна, кулисы, ползуна.
4. Что называется кинематической парой?
5. Какая кинематическая пара называется низшей? Высшей?
6. Как определяется подвижность кинематических пар?
7. Как подсчитать степень подвижности механизма?
8. Что называется масштабным коэффициентом?
9. Что называется кинематической схемой механизма?

Лабораторная работа 2

ПОСТРОЕНИЕ ТРАЕКТОРИЙ ТОЧЕК МЕХАНИЗМА

Цель и задачи работы: определение положения звеньев (и их отдельных точек) механизма для различных последовательных моментов движения ведущего звена, построение траекторий выбранных точек звеньев.

Теоретическая часть

Без выполнения кинематического анализа механизма конструктор не сможет правильно и грамотно решить дальнейшую задачу подбора оптимально рациональных размеров звеньев, расположения шарниров и т. п. Знание траекторий основных точек механизма нужно для определения хода звеньев, построений очертаний контуров машин, а также для выбора соответственного движения рабочих звеньев (исполнительных – резца, плунжера и т. п.) машины при выполнении заданных операций технологического процесса.

Построение положений звеньев механизма может быть выполнено или методом засечек, или методом шаблонов.

Для решения этих задач должны быть заданы (выбраны) кинематическая схема механизма и закон движения ведущего звена по времени или углу поворота.

Пример 1. Требуется определить положения звеньев механизма через разные промежутки времени движения ведущего звена, если заданы:

- 1) кинематическая схема механизма (рис. 7, а);
- 2) положение направляющей $X-X$;
- 3) длины звеньев AB , BC ;
- 4) положение центра тяжести шатуна S_2 .

Решение. На рис. 7, а обозначаем звенья 1, 2, 3 и пары A , B , C_{23} , C_{30} .
Выбираем масштабный коэффициент:

$$\mu_l = \frac{r}{AB} \frac{м}{мм}.$$

Из точки A проводим окружность радиусом AB и делим ее на несколько равных частей, начиная от крайнего положения механизма (рис. 7, б).

Положение ведомого звена определяем засечками из точек B_1, B_2, \dots радиусом, равным BC , на направляющей $X-X$. На звене BC находим положение точки S_2 , заданное по условию задачи.

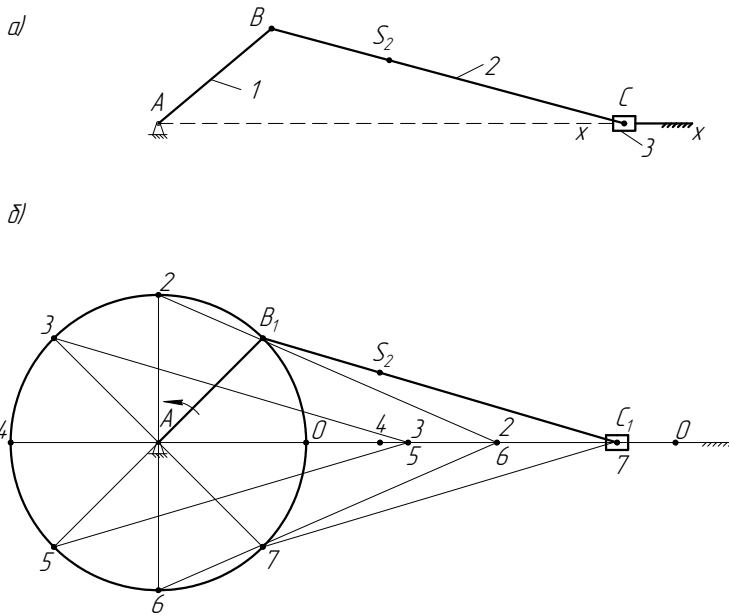


Рис. 7. Схема механизма

Пример 2. Требуется определить положения звеньев механизма через разные промежутки времени движения ведущего звена, если заданы:

- 1) кинематическая схема механизма (рис. 8, а);
- 2) координаты неподвижных точек (шарниры) O, B , положение направляющей $X-X$;
- 3) длины звеньев OA, AB, BD, EF ;
- 4) положение точки E на звене AB : точка E лежит на середине звена AB ;
- 5) ведущее звено OA вращается с постоянной угловой скоростью $\omega = \text{const}$.

Решение. На рис. 8, а, начиная от стойки O , номеруем звенья 0, 1, 2, 3, 4, 5.

Для построения кинематической схемы необходимо выбрать линейный масштабный коэффициент построения μ_e . Под масштабным коэффициентом в теории механизмов и машин понимают отношение единицы какой-либо величины (длины, скорости, ускорения) к 1 мм чертежа.

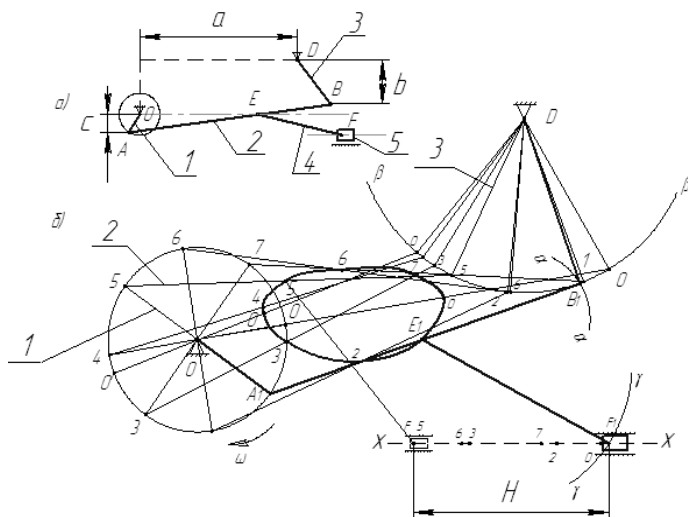


Рис. 8. Кинематическая схема механизма

Для масштабного коэффициента длин имеем:

$$\mu_e = \frac{r}{\overline{OA}} \frac{\text{м}}{\text{мм}}, \quad (2)$$

где r — истинная длина звена, м; \overline{OA} — величина отрезка, которым звено r изображено на чертеже, мм.

По заданным координатам строим на чертеже положения неподвижных стоек O и D и направляющей $X-X$ (рис. 8, б). Проводим окружность радиусом OA , делим ее на несколько равных частей, отмечая точки A_1, A_2 и т. д. Окружность радиуса OA размечаем от того положения ведущего звена, которое соответствует крайнему положению механизма (крайним считаем такое положение механизма, при котором скорость рабочего звена равна нулю).

Положение ведомых звеньев, соответствующее заданным положениям ведущего звена, находится методом засечек.

Точка B звена BD движется по дуге окружности $\beta-\beta$ радиуса BD . Положение точки B_1 , соответствующее заданному положению звена OA_1 , получим, если из точки A_1 радиусом A_1B_1 проведем дугу $\alpha-\alpha$ до пересечения с дугой $\beta-\beta$. Соединим точку B_1 с точками A_1 и D . По условию задания находим положение точки E на звене AB . Для определения положения точки F , движущейся поступательно по линии $X-X$, проводим из точки E дугу $\gamma-\gamma$ радиусом EF до пересечения с линией $X-X$, соединив точки E_1 и F_1 , получим положение ползуна F_1 на линии $X-X$.

Положение механизма O, A, B, D, E, F , соответствующее положению A_1 ведущего звена, построено методом засечек.

Построение остальных положений механизма для точек A_2-A_6 не отличается от описанного выше примера.

Построение траекторий отдельных точек механизма

Пусть требуется построить траекторию движения точки E , лежащей на звене AB .

Для решения поставленной задачи:

- а) вычерчивают ряд последовательных положений механизма в пределах одного оборота ведущего звена, начиная от крайнего положения механизма;
- б) на положениях механизма отмечают положения точки E , траектория которой должна быть построена;
- в) найденные положения точки E соединяют последовательно между собой плавной кривой.

Построение положений для механизмов, включающих звенья, входящие одновременно в три кинематические пары (трехпроводковые группы Ассура 3 класса)

Заданы:

- 1) кинематическая схема механизма (рис. 9);
- 2) координаты неподвижных звеньев (стоек) O, E, F ;
- 3) длины звеньев OA, AB, DF, EC , конфигурация жесткого звена BDC и его размеры BC, BD, CD .

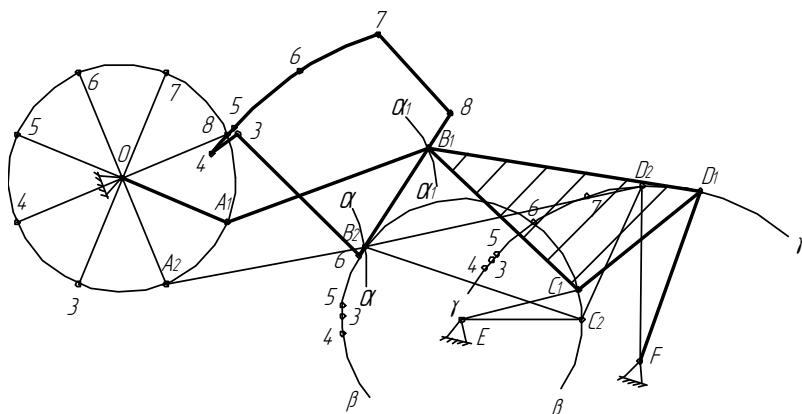


Рис. 9. Построение траектории точки B

Построение положений механизма производим при помощи шаблона в таком порядке:

1. Из плотной бумаги вырезаем шаблон звена BCD (рис. 10).
2. Зная координаты неподвижных точек O , E и F , наносим их на чертеж.
3. Проводим окружность радиуса OA и делим ее на несколько равных частей (8 частей), отмечая точки A_1 , A_2 , A_3 и т. д.
4. Из неподвижной точки E проводим радиусом EC дугу $\beta-\beta$ — траекторию движения точки C .
5. Из неподвижной точки F радиусом FD проводим дугу $\gamma-\gamma$ — траекторию движения точки D .

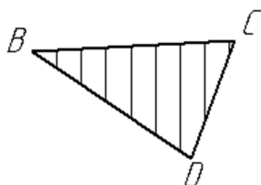


Рис. 10. Шаблон звена

Положение точки B_1 для заданного положения ведущего звена OA_1 находим следующим образом.

Из точки A_1 проводим радиусом OA_1 дугу $\alpha-\alpha$, берем шаблон звена BCD и совмещаем его вершины B , C и D с траекториями движения точек:

- точки B по дуге $\alpha-\alpha$;
- точки C по дуге $\beta-\beta$;
- точки D по дуге $\gamma-\gamma$.

Когда точки шаблона BCD лягут на соответствующие траектории движения, отмечаем их положения буквами B_1 , C_1 и D_1 . Соединяем точку B_1 с точкой A_1 , точку C_1 с точками D_1 и B_1 .

Положение механизма $OA_1B_1C_1D_1E_1F_1$, соответствующее положению ведущего звена OA_1 , построено.

Таким же методом строим и последующие положения механизма $OABCDEF$.

На рис. 9 показано построение положений механизма $OABCDE$ для 1-го и 2-го положений ведущего звена.

Построение траектории точки В (рис. 9)

Построив последовательные положения механизма $OABCDE$ за один оборот ведущего звена OA , получим n положений точки B . Соединив последовательные положения точки B_1, B_2, B_3 и т. д. плавной кривой, получим траекторию движения точки B , т. е. шатунную кривую.

Шатунные кривые получили большое распространение в технике, в подъемных кранах.

Практическая часть

Задание: построить план положений и траектории движения трех точек различных звеньев для одного механизма.

Оборудование и приборы:

- 1) образец механизма, модель или рабочие чертежи;
- 2) измерительный инструмент: стальная линейка с миллиметровой шкалой, штангенциркуль, циркуль, два угольника, транспортир.

Порядок работы

Построить ряд последовательных положений механизма в зависимости от положения ведущего звена для механизма, заданного в лабораторной работе 1. Найти положение заданной точки на звене в каждом положении. Найденные точки соединить плавной кривой.

Порядок работы разобран на примере, приведенном в теоретической части. Все построения должны быть выполнены в соответствии с ГОСТом. Все кривые обводятся с помощью лекал.

Оформить бланк отчета по лабораторной работе в соответствии с прил. 2.

Контрольные вопросы

1. Что называется траекторией точки?
2. Как строятся траектории движения точек?
3. Какие бывают виды траектории и какое они нашли применение в технике?
4. Что называется кинематической схемой механизма?
5. Что называется масштабным коэффициентом в ТММ?

Лабораторная работа 3 ЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗУБЧАТОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Цель работы — ознакомление с теоретической частью и нарезание макета нулевых и корригированных зубчатых колес с эвольвентным профилем.

Основные положения

Зубчатые механизмы находят самое широкое применение в машинах. Они используются для изменения угловой скорости ведомого звена. Характеристика механизма, показывающая, во сколько раз изменилась (уменьшилась или увеличилась) угловая скорость, называется *передаточным отношением*. При этом совершенно необходимым является требование постоянства передаточного отношения не только за целые обороты зубчатых колес, но и в течение зацепления каждой пары зубьев. Условие, которому должны удовлетворять профили зубьев для сохранения постоянного передаточного отношения, определяется теоремой зацепления, гласящей о том, что общая нормаль AB к профилям зубчатых колес Π_1 и Π_2 в точке касания K делит межцентровое расстояние O_1O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям. Точка пересечения нормали и межцентрового расстояния называется *полюсом зацепления* (P) (рис. 11). Итак, передаточное отношение:

$$U_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_{w_2}}{r_{w_1}} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1, ω_2 — угловые скорости колес; r_{w_1}, r_{w_2} — начальные окружности колес; z_1, z_2 — число зубьев колес.

Для того чтобы передаточное отношение было постоянным, необходимо выбрать такой профиль зубьев, для которого при зацеплении пары зубьев в любом положении полюс зацепления P сохранял свое положение на линии центров. Этому условию удовлетворяют профили зубьев, очерченные эвольвентами окружностей.

Эвольвентной называется кривая M_0M_1 , описываемая точкой M прямой NN , которая катится без скольжения по окружности радиуса r_b (рис. 12).

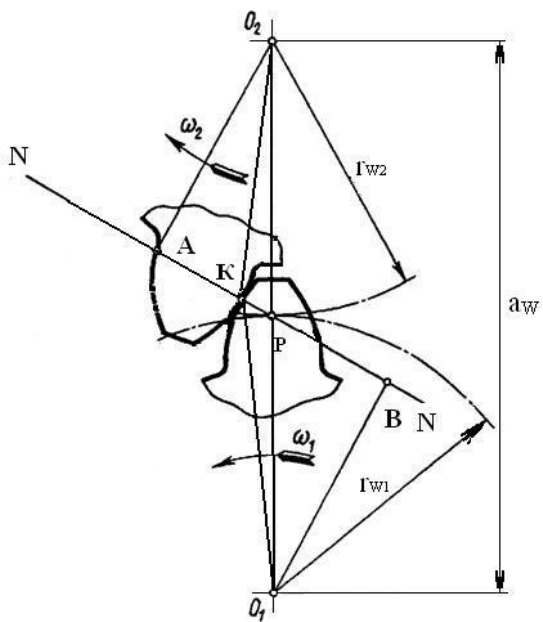


Рис. 11. Полус зацепления P

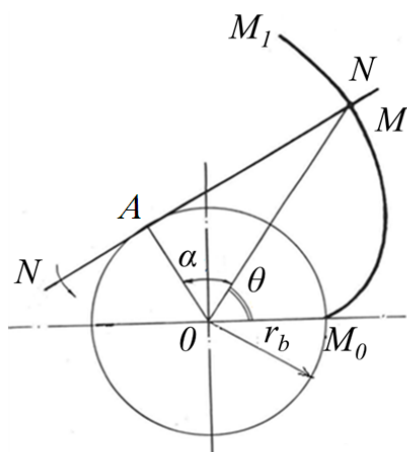


Рис. 12. Построение эвольвенты окружности M_0M_1

Из построения видно, что эвольвента будет располагаться вне окружности радиуса r_b и начинается на этой окружности. Окружность, по которой катится прямая, называется *основной окружностью*.

Уравнение эвольвенты в параметрической форме (параметр — угол α , рис. 12) имеет вид:

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha.$$

Радиус-вектор эвольвенты находится из $\triangle OAM$:

$$R = \frac{r_b}{\cos \alpha},$$

где θ — эвольвентная функция; α — угол давления на уровне радиуса.

Тригонометрическую функцию $\operatorname{tg} \alpha - \alpha$ называют инволютой угла α , т. е. $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$.

Зубчатые колеса изготавливаются различными способами. Рассмотрим нарезание колес методом обкатки. При этом инструмент изготавливается либо в виде колеса с эвольвентными профилями зубьев (так называемый долбяк), либо — зубчатой рейки с прямолинейными профилями зубьев (так называемая гребенка), рис. 13.

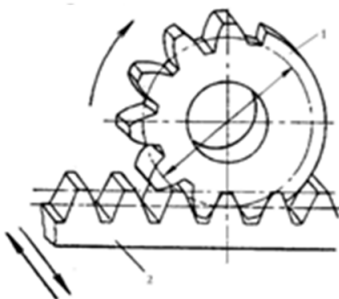


Рис. 13. Изготовление зубчатых колес методом обкатки

В процессе нарезания зубчатого колеса заготовке 1 и инструменту 2 сообщается такое относительное движение, какое они имели бы, находясь в зацеплении.

Инструмент имеет дополнительное возвратно-поступательное движение вдоль оси колеса, во время осуществления которого режущая кромка инструмента вырезает на заготовке профиль зуба.

Рассмотрим сечение цилиндрического зубчатого колеса плоскостью, перпендикулярной его оси, которое называется торцовым сечением (рис. 14). Каждый зуб представляет собой выступ, очерченный двумя симметрично расположенными эвольвентными профилями. Пространство между двумя соседними зубьями, ограниченное поверхностями вершин и впадин, образует впадину зубчатого колеса. В торцовом сечении этим поверхностям соответствуют окружность вершин зубьев радиусом r_a и окружность впадин колеса радиусом r_f .

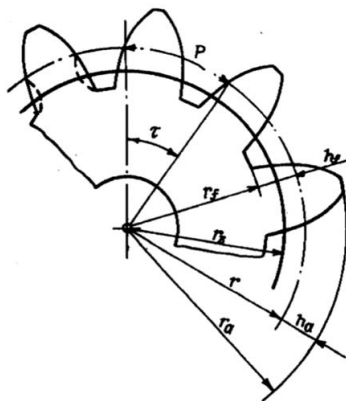


Рис. 14. Торцовое сечение цилиндрического зубчатого колеса

Расстояние между односторонними профилями двух смежных зубьев колеса, взятое по дуге, называется *шагом зацепления* P .

Делительной окружностью называется такая окружность, по которой шаг равен стандартному шагу. Число зубьев колеса z должно быть целым, поэтому шаг зацепления должен быть кратен длине окружности, по которой он откладывается. Следовательно, если обозначить через r радиус делительной окружности колеса, P — окружной шаг по этой окружности и z — число зубьев колеса, то должны иметь место равенства:

$$2\pi r = Pz; \quad (3)$$

$$r = \frac{P}{\pi} \cdot \frac{z}{2} = \frac{mz}{2}. \quad (4)$$

Величина m — *модуль зубьев* — отношение окружного шага P к числу π . Модуль измеряется в миллиметрах и служит основным параметром, определяющим размеры зубчатого колеса и его элементов. Значение модуля определяется стандартом. ГОСТом 9563—60 установлено выбирать модуль из ряда рациональных чисел от 0,05 до 100.

Расстояние между окружностью вершин и делительной окружностью определяет высоту делительной головки зуба h_a , а расстояние между делительной окружностью и окружностью впадин — высоту делительной ножки h_f .

Геометрия зубонарезного инструмента, работающего по способу обкатки, определяется в соответствии с *исходным производящим контуром* (ИПК), рис. 15. Он представляет собой контур зубьев инструментальной рейки. Средняя линия рейки, которая делит общую высоту зубьев пополам, называется *делительной прямой*. Толщина зуба рейки и ширина впадины по делительной прямой одинаковы между собой, $c^* = 0,25$ — коэффициент радиального зазора.

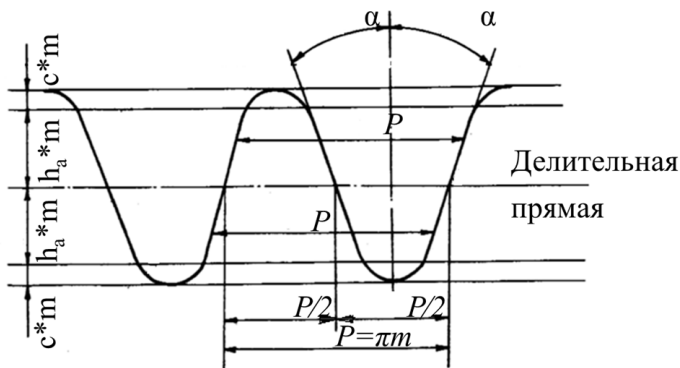


Рис. 15. Исходный производящий контур

В зависимости от положения ИПК относительно заготовки можно получить различные варианты нарезания зубьев (рис. 16).

Нулевое колесо (рис. 16, а). Делительная прямая рейки перекатывается по делительной окружности колеса. У такого колеса толщина зуба и ширина впадины между зубьями по делительной окружности равны между собой.

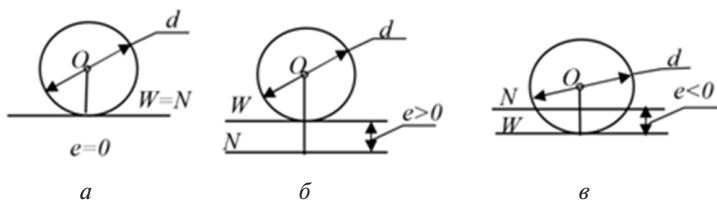


Рис. 16. Варианты нарезания зубьев зубчатого колеса

Размеры элементов нулевых колес, выраженные через модуль, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Размеры элементов нулевых колес

Элементы колеса и зацепления	Обозначение	Нулевое колесо
Шаг зацепления	P	πm
Радиус делительной окружности	r	$0,5mz$
Высота головки зуба	h_a	m
Высота ножки зуба	h_f	$1,25m$
Радиус окружности выступов	r_a	$r + m$
Радиус окружности впадин	r_f	$r - 1,25m$
Толщина зуба по делительной окружности	S	$0,5\pi m$
Угол профиля рейки	α	20°
Радиус основной окружности	r_B	$r \cdot \cos \alpha$
Межцентровое расстояние	a_w	$0,5m(z_1 + z_2)$

Для того чтобы нарезать нулевое колесо, необходимо установить рейку так, чтобы модульная прямая ее была удалена от центра заготовки на расстояние радиуса делительной окружности r , т. е. чтобы делительная окружность заготовки обкатывалась без скольжения по модульной прямой. Тогда на нарезаемом колесе получатся зубья, толщина которых по делительной окружности будет равна ширине впадины.

Корригированные (исправленные) **колеса** (рис. 16, б, в) нарезаны смещенной инструментальной рейкой. В этих случаях делительная окружность колеса не соприкасается с делительной прямой рейки.

Пусть мы отодвинули рейку от центра заготовки колеса на величину $e = xt$, причем $e > 0$ (рис. 16, б). Тогда при нарезании зубьев делительная окружность будет катиться без скольжения по линии N , которую назовем начальной прямой. Из рисунка видно, что в этом случае толщина зуба гребенки на начальной прямой будет меньше впадины. Значит, на нарезаемом колесе по делительной окружности толщина зуба будет больше, чем ширина впадины (так как при обкатке зуб рейки образует на заготовке впадину). Зубчатые колеса, нарезанные методом обкатки с удалением рейки от центра заготовки, по сравнению с нулевой установкой, при которой делительная окружность касается модульной прямой, называются *положительными колесами*, а дополнительное удаление рейки — *положительным смещением (сдвигом)*.

Можно дать гребенке отрицательное смещение (сдвиг), т. е. приблизить ее к центру заготовки по сравнению с нулевой установкой (рис. 16, в). Тогда на заготовке будет нарезано целое число зубьев с очертанием бокового профиля их по эвольвенте. Однако в этом случае по делительной окружности толщина зуба будет меньше ширины впадины. Такое колесо называется *отрицательным*. Отношение смещения к модулю называется *коэффициентом смещения (относительным сдвигом)* и обозначается через x . Внешний вид нулевого и скорректированных колес приведен на рис. 17.

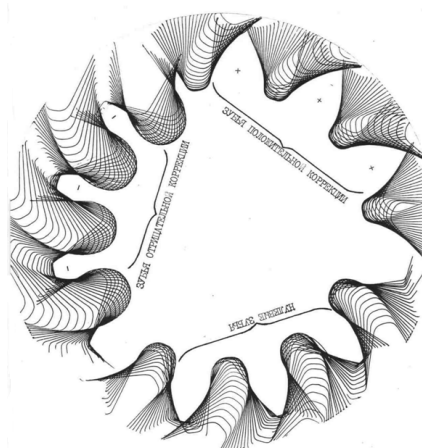


Рис. 17. Внешний вид нулевого и скорректированных колес

Изготовление положительных колес производится с целью увеличения прочности зубьев (устранения подреза профиля малого колеса), уменьшения наибольших значений удельного скольжения, увеличения коэффициента перекрытия, уменьшения износа.

Корректированные колеса могут быть введены в сцепления между собой и с нулевыми колесами. Формулы для расчета элементов корректированных колес и их зацепления приведены в табл. 2.

***Вычерчивание зубьев эвольвентного профиля нулевого
и корректированных колес методом обкатки***

Задание предусматривает расчет колес с числом зубьев менее 17. По заданному модулю и диаметру делительной окружности рассчитываются элементы и вычерчиваются зубцы нулевого и корректированного колес. Смещение рейки равно xm , где

$$x = \frac{17 - z}{17}. \quad (5)$$

17 — минимальное число зубьев, которое может быть нарезано без подреза:

$$z = \frac{d}{m}, \quad (6)$$

где d — диаметр делительной окружности; m — модуль, мм.

Анализируется геометрия зубца. Сравняется толщина зуба по делительной окружности и по ножке зуба. Устанавливается подрезание зубьев.

Описание прибора

Работа выполняется на приборах ТММ-42 конструкции СКБ МВ и ССО СССР (рис. 18).

На литой станине 1 прибора имеются прямолинейные направляющие, по которым может перемещаться поступательно каретка рейки 2. Рейка 2 имеет зубья стандартного контура в соответствии с ГОСТ 13755–81, фиксируется на каретке с двумя винтами 3.

Слева и справа от рейки на каретке укреплены шкалы с миллиметровыми делениями. По этим шкалам можно установить смещение рейки до 10 мм в ту или иную сторону в направлении, перпендикулярном к направляющим каретки.

На зубьях рейки в виде прямой риски 5 проведена средняя прямая. На ней толщина рейки равна ширине впадины. На рей-

ке выгравированы номер данного прибора в комплекте, значения модуля m , угла контура $\alpha = 20^\circ$ и значение диаметра делительной окружности d . С помощью храпового механизма, расположенного с тыльной стороны прибора, рейке сообщается поступательное движение справа налево, причем это движение осуществляется прерывисто с фиксацией: при каждом нажиме до отказа на клавишу 7 каретка вместе с рейкой перемещается на один шаг храпового механизма, равный 4,5 мм.

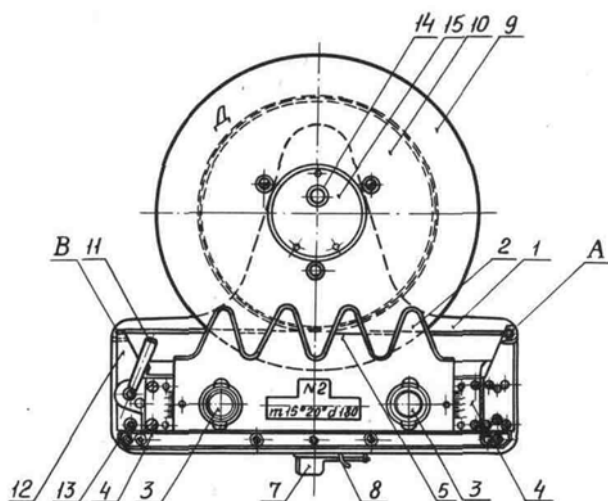


Рис. 18. Прибор ТММ-42

Для свободного перемещения рейки необходимо рычаг 8 повернуть влево. Начальным положением рейки является крайнее правое положение. На той же станине установлен составной диск, состоящий из верхнего прозрачного диска 9 и жестко связанного с ним непрозрачного диска 10. На диске 9 дано значение наружного диаметра D в мм. По этому диаметру надо взять заготовку из чертежной бумаги.

Поступательное движение рейки и вращательное движение диска связаны друг с другом с помощью стальной струны. Один ее конец закрепляется на каретке в точке A . Затем струна идет влево вдоль кромки рейки, огибает диск 10 (на окружности которого имеется специальный желоб) и далее снова идет прямолинейно влево

вдоль кромки рейки 2. Вторым своим концом струна закреплена на каретке рейки и в точке *B*. При повороте рукоятки 11 по часовой стрелке деталь 12 с помощью эксцентрика (на рисунке не виден) поворачивается вокруг оси 13 так, что точка *B* отводится влево и струна натягивается. При вращении рукоятки 11 против часовой стрелки струна ослабляется, и диск можно вращать, не перемещая рейку. В том же положении рукоятки 11, которое показано на рисунке, струна натянута, вследствие чего движение рейки и диска связаны друг с другом так, что непрозрачный диск перекатывается без скольжения по струне. Таким образом, струна является как бы начальной прямой рейки, а окружность диска 10 представляет собой делительную окружность колеса, т. е. начальную окружность колеса в его зацеплении со стандартной рейкой.

К диску 9 с помощью винта 14 прикрепляется накладка 15, имеющая форму круглой пластинки. Если отвернуть винт 14 и снять накладку, то на поверхности диска 9 покажутся иглы. Одна из этих игл, менее других возвышающаяся над поверхностью диска 9, расположена в центре диска, а три — по вершинам равнобедренного треугольника. На эти иглы накладывается круг, нарезанный из чертежной бумаги, после чего он закрепляется накладкой 15.

Прибор имитирует процесс нарезания цилиндрических эвольвентных зубчатых колес на станке методом огибания (обкатки) с помощью реечного инструмента.

Круг бумаги, закрепленный на диске 9, имитирует заготовку нарезаемого колеса, а рейка 2 — режущую рейку (так называемую гребенку).

Обводка остро заточенным карандашом контура рейки на бумажном круге показывает ту часть материала заготовки, которая срезается при данном относительном расположении рейки и заготовки.

Осуществив одно передвижение рейки и диска и снова обводя карандашом контур рейки, можно показать, какая часть материала заготовки будет срезана при втором режущем ходе и т. д. Постепенно будет образовываться профиль зубьев нарезаемого колеса. Если рейка 2 зафиксирована винтами 3 и в нулевом положении (отметка 0 на обоих шкалах 4), то ее средняя прямая совпадает с прямолинейным участком натянутой струны, т. е. совпадает с начальной прямой.

В этом случае будет нарезано нулевое (некорригированное) колесо. Сдвигая рейку 2 от центра или к центру диска, можно на приборе воспроизвести нарезание положительного или отрицательного колеса соответственно. Пространство, которое показано густой сеткой линий, является впадиной зубчатого колеса.

Работа с прибором

1. Подготовить прибор.
2. Отвернуть рычаг 8 влево и передвинуть рейку в крайнее правое положение. Наколоть на диске бумажный круг. Убедиться, что струна натянута, в противном случае натянуть ее, вращая рукоятку 11 по часовой стрелке.
3. Начать «нарезание» нулевого (нормального) колеса. Рейку установить в нулевое положение по шкалам и закрепить винтами. Обвести карандашом контур рейки, следя за тем, чтобы карандаш все время сохранял положение, перпендикулярное плоскости диска. После этого нажать на клавишу вниз до отказа, по передвижению рейки и колеса повторить обводку. Повторять эту операцию, пока на бумажном диске не появятся три полностью спрофилированных зуба. Не забывать каждый раз обводить карандашом зубцы рейки, находящиеся над диском.
4. Начать «нарезание» положительного колеса. Для устранения подреза необходимо отодвинуть рейку от заготовки на величину xm . Передвинуть рейку в крайнее правое положение. Ослабить рукояткой 11 струну и повернуть диск так, чтобы произвести построение следующих трех зубьев на чистом месте круга. Снова натянуть струну и произвести построение трех зубьев так же, как и при нарезании зубьев нулевого колеса.
5. Начать «нарезание» отрицательного колеса. Аналогичным способом нарезать один-два отрицательных зуба на свободном месте заготовки. Для нарезания отрицательных колес рейку придвинуть к заготовке на 5–8 мм. Отрицательный зуб нарезается только для знакомства с отрицательным сдвигом. Дальнейшая работа будет производиться с нулевым и положительным колесами.
6. Снять заготовку с прибора, убрать прибор.

Расчет элементов нулевого и положительного колес

Вычертить три вида зубчатых колес, рассчитать по заданным модулю и делительной окружности элементы нулевого и положительного колес и монтажные размеры их зацепления в сборке. Расчеты сводятся в табл. 2.

Таблица 2

Расчет основных параметров нулевого и положительного колес

Наименование	Обозначение	Нулевое колесо	Положительное колесо
1. Диаметр делительной окружности	d	$d_1 = d_2$ – обозначен на приборе	
2. Число зубьев	z	$z_1 = \frac{d_1}{m}$	$z_2 = \frac{d_2}{m}$
3. Диаметр основной окружности	d_b	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha$	$d_{b2} = d_2 \cos \alpha$
4. Угол профиля рейки	α	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 20^\circ$
5. Шаг зацепления	P	$P = \pi m$	$P = \pi m$
6. Коэффициент коррекции	x	$x_1 = 0$	$x_2 = \frac{(17 - z_2)}{17}$
7. Абсолютное смещение инструмента	a	0	$a = mx_2$
8. Толщина зуба по делительной окружности	S	$S_1 = 0,5P$	$S_2 = 0,5P + 2mx_2 \operatorname{tg} \alpha$
9. Угол зацепления в сборке	α_w	$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad \alpha_w =$	
10. Межцентровое расстояние	a_w	$a_w = 0,5m(z_1 + z_2) \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	
11. Радиус окружности впадин	r_f	$r_{f1} = r_1 - 1,25m$	$r_{f2} = r_2 - 1,25m + mx_2$
12. Радиус окружности выступов	r_a	$r_{a1} = a_w - (r_{f2} + 0,25m)$	$r_{a2} = a_w - (r_{f1} + 0,25m)$
13. Коэффициент перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{\overline{a\delta}}{P \cdot \cos \alpha_w}$	

Примечание. При зацеплении корригированных колес угол зацепления в сборке находят по таблицам инволют, предварительно рассчитав их по следующей формуле:

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (7)$$

где $\alpha = 20^\circ$; $\operatorname{inv} \alpha = 0,0149$; x_1, x_2 – коэффициент относительного смещения; z_1, z_2 – число зубьев первого и второго колеса соответственно; $\operatorname{tg} \alpha = 0,364$.

Проверка правильности расчетов

1. Радиусы окружностей впадин r_{f1}, r_{f2} должны коснуться впадины соответствующего колеса.

2. Высоты зубьев нулевого и положительного колес равны

$$h_1 = h_2 = 2,25m. \quad (8)$$

Оформить бланк отчета по лабораторной работе в соответствии с прил. 3.

Контрольные вопросы и задания

1. В чем состоит метод обкатки?
2. Перечислите элементы зубчатого колеса.
3. Что называется эвольвентой круга?
4. Что такое $\operatorname{inv} \alpha$?
5. Что называется шагом зацепления?
6. Что называется модулем зацепления? Какова его размерность.
7. Нарисуйте исходный контур рейки.
8. Какие колеса называют нулевыми?
9. Каковы элементы зуба в нулевом колесе?
10. Покажите подрез зуба.
11. Какие колеса называют корригированными, или исправленными?
12. Как получают положительные колеса?
13. Для чего производится положительный сдвиг инструмента?
14. Что такое коэффициент коррекции?
15. Что такое абсолютный сдвиг инструмента? Как он определяется?
16. У каких зубьев толщина по делительной окружности больше?

Лабораторная работа 4 ПОСТРОЕНИЕ КАРТИНЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Цель работы — ознакомление с зубчатым зацеплением и основными показателями его работы.

Объем работы

На рис. 19 показано зацепление двух зубьев. Нормаль к профилям зубьев в общей точке M их контакта проходит через полюс P и по свойству эвольвенты касается основных окружностей колес. При вращении колес точка контакта M перемещается по этой внутренней касательной, которая является линией зацепления. Давление от колеса к колесу передается по линии зацепления под углом α_w к линии $\tau\tau$, являющейся общей касательной к начальным окружностям колес. Угол α_w называется *углом зацепления*.

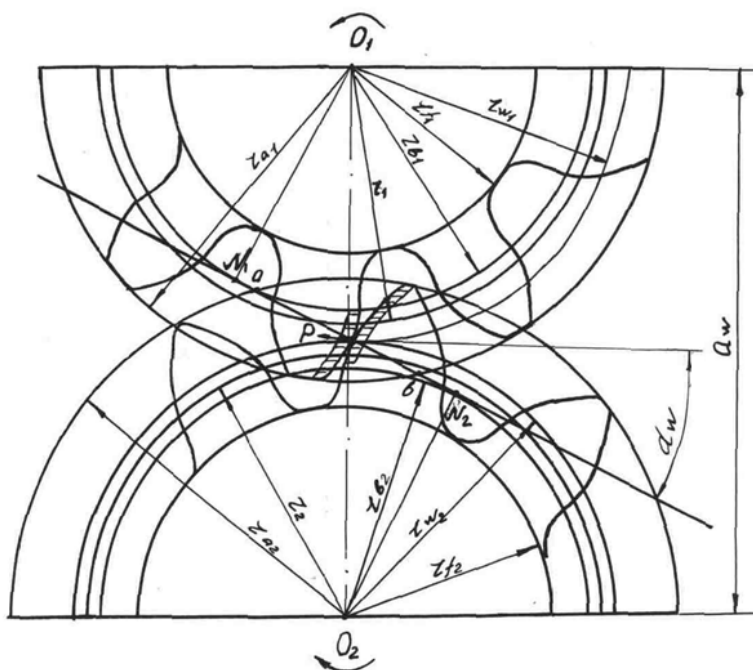


Рис. 19. Зацепление двух зубьев зубчатых колес

Согласно данным расчета (табл. 2) зубчатого зацепления нулевого ($x_1 = 0$) и положительного ($x_2 > 0$) колес вычерчивается картина зацепления колес.

Порядок выполнения работы

1. Отложить на чистом листе ватмана межцентровое расстояние:

$$a_w = O_1O_2.$$

2. Провести из центра O_1 окружности: основную, делительную, выступов r_{a1} и впадин r_{f1} первого колеса.

3. Провести из центра O_2 окружности: основную, делительную, выступов r_{a2} и впадин r_{f2} второго колеса.

4. Провести внутреннюю касательную к обеим основным окружностям. Из центров колес опустить перпендикуляры на проведенную линию. Основания перпендикуляров (точки касания) обозначить буквами N_1 и N_2 (N_1N_2 – теоретическая линия зацепления).

5. Обозначить точку пересечения линии N_1N_2 и линии центров – полюс зацепления – буквой P .

6. Провести через полюс зацепления перпендикуляр к линии центров. Замерить и записать угол зацепления в сборке α_w . Сравнить с расчетным.

7. Провести начальные окружности, касающиеся друг друга в полюсе P зацепления r_{w1} , r_{w2} .

8. Отметить точки пересечения линии N_1N_2 с окружностями выступов буквами a и b – рабочая (активная) часть линии зацепления. Для правильности работы колес линия должна быть внутри N_1N_2 , иначе может произойти заклинивание при работе колес.

9. Совместить центр заготовки с центром O_1 и подвести зубцы нулевого колеса таким образом, чтобы боковой профиль среднего зуба касался полюса. Обратит внимание на то, что линия ab должна быть перпендикулярна этому боковому профилю. Обвести три зуба первого колеса.

10. Подобным образом вычертить зубцы второго колеса.

11. У зуба работает только та часть профиля, которая попадает на линию зацепления ab , т. е. часть, по которой происходит фактическое

касание сопряженных зубьев. Она называется активным профилем. На зубьях, соприкасающихся в полюсе, утолщением линии отметить активный профиль зубьев. Для этого из центра O_1 сделать засечку на этом профиле радиусом aO_1 , и из центра O_2 – радиусом O_2b .

12. Определить коэффициент перекрытия по формуле (табл. 2).

Коэффициент перекрытия (продолжительность зацепления). Одним из параметров, характеризующих правильность работы зубчатой передачи, является коэффициент перекрытия, который представляет собой отношение дуги зацепления к шагу, измеренному по той же окружности.

Дуга зацепления – это путь по начальной окружности, который проходит профиль зуба за время фактического его зацепления.

Для непрерывной передачи движения надо, чтобы дуга была больше, чем шаг. Тогда другая пара войдет в зацепление, когда не успеет выйти из зацепления одна пара, и какой-то период времени в зацеплении будут находиться две пары зубьев. Коэффициент перекрытия обозначается буквой ε_α , он должен быть равен 1,1. Цифра после запятой показывает, какой процент времени в зацеплении находятся две пары. Чем больше этот процент, тем лучше, так как колеса работают более плавно, а нагрузка распределяется на две пары.

Если коэффициент перекрытия получится меньше 1,0, передача будет работать со стуком. Коэффициент перекрытия выражает также отношение зацепления к шагу по основной окружности.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\overline{a\bar{v}}}{P_B} = \frac{\overline{a\bar{v}}}{P \cos \alpha_w}, \quad (9)$$

где $a\bar{v}$ – длина линии зацепления, мм; P_B – шаг по основной окружности.

$$P_B = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_w. \quad (10)$$

Оформить бланк отчета по лабораторной работе в соответствии с прил. 4.

Контрольные вопросы и задания

1. Каково назначение основной окружности?
2. Что такое начальная окружность?
3. Какие окружности называют делительными?
4. В каких передачах начальные окружности совпадают с делительными?
5. Что называется окружностью выступов?
6. Что называется окружностью впадин?
7. Покажите головку, ножку зуба.
8. Что такое полюс зацепления?
9. Что называется межцентровым расстоянием?
10. На какие части полюс P делит межосевое расстояние?
11. Что такое линия зацепления?
12. Каков физический смысл коэффициента перекрытия?
13. Какой профиль зуба является рабочим?
14. Что такое активный профиль зуба?

Лабораторная работа 5

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ КОЛЕС

Цель работы — ознакомление с различными видами зубчатых механизмов, изучение их кинематики, овладение практическими навыками составления кинематических схем, определение передаточного отношения и опытная проверка его проворачиванием механизма.

Краткие теоретические сведения

Зубчатые механизмы содержат в своем составе зубчатые колеса. На рис. 20 показаны схемы различных соединений зубчатых колес с валом.

Зубчатые механизмы служат для передачи вращательного движения от одного звена (входного) к другому (выходному).

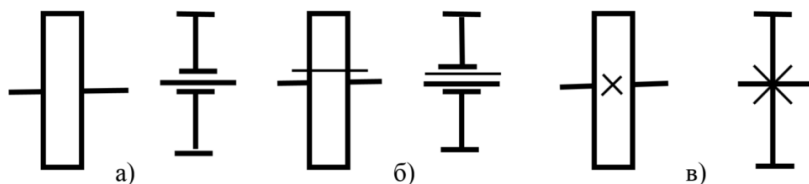


Рис. 20. Схемы соединений зубчатых колес с валом:
а — свободное; *б* — подвижное; *в* — глухое

Зубчатые механизмы делятся в зависимости от взаимного расположения валов на следующие виды:

- 1) с параллельными валами (передачи с цилиндрическими колесами);
- 2) с пересекающимися валами (передачи с коническими колесами);
- 3) со скрещивающимися валами (червячные передачи).

На рис. 21 изображены схемы некоторых простейших зубчатых механизмов.

Основной характеристикой зубчатого механизма является его передаточное отношение.

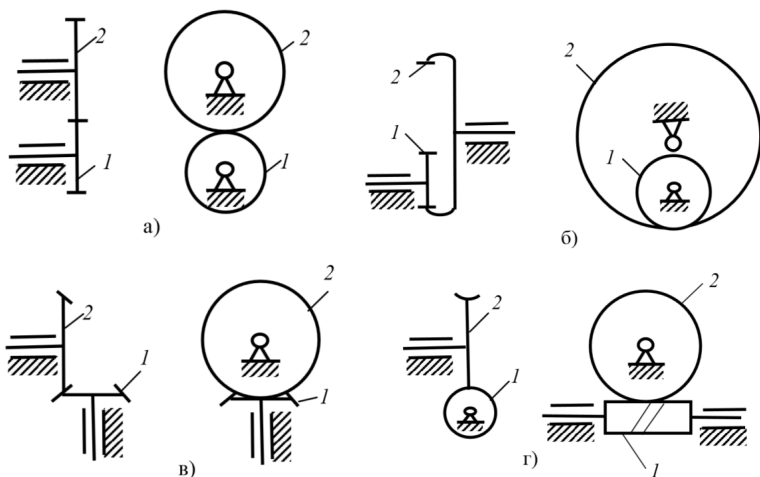


Рис. 21. Простейшие зубчатые механизмы: *а* – внешнее зацепление; *б* – внутреннее зацепление; *в* – с коническими колесами; *г* – червячное зацепление

Передаточным отношением механизма называется отношение угловой скорости входного звена к угловой скорости выходного, т. е.

$$u_{nk} = \frac{\omega_n}{\omega_k}. \quad (11)$$

Для простейших зубчатых механизмов, состоящих из пары колес, передаточное отношение равно обратному отношению чисел зубьев колес, т. е.

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (12)$$

где z_1 и z_2 – числа зубьев шестерни и колеса.

В плоских зубчатых механизмах передаточному отношению приписывается знак «+» (плюс), если направления вращения входного и выходного валов совпадают между собой, и знак «-» (минус) – в противном случае. Для пространственных зубчатых механизмов вопрос о знаке передаточного отношения не ставится.

При последовательном соединении нескольких ступеней, образующих сложный механизм, общее передаточное отношение равно произведению частных передаточных отношений отдельных ступеней, входящих в состав механизма, т. е.

$$u_{1n} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot \dots \cdot u_{n-1, n}. \quad (13)$$

Объем и порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с заданным зубчатым механизмом, выявить входное и выходное звенья, установить количество и виды ступеней, входящих в состав механизма.

2. Составить кинематическую схему зубчатого механизма, используя условные обозначения, выдерживая при этом действительные соотношения между размерами элементов механизма. Пронумеровать все зубчатые колеса, указать способы соединения колес с валами.

3. Подсчитать числа зубьев колес и указать их на кинематической схеме.

4. Определить передаточные отношения каждой ступени, входящей в состав механизма.

5. Составить формулу общего передаточного отношения заданного механизма, подставить в нее частные передаточные отношения отдельных ступеней и выполнить вычисления.

6. Проверить расчетное значение общего передаточного отношения опытным путем. Проверку произвести по формуле

$$u_{1k} = \frac{n_1}{n_k}, \quad (14)$$

где n_1 — задаваемое число оборотов входного звена механизма; n_k — наблюдаемое число оборотов выходного звена.

Пример выполнения работы

1. В заданном зубчатом механизме, изображенном на рис. 22, входным звеном является цилиндрическое зубчатое колесо 1, а выходным — червячное колесо 6.

Механизм содержит три ступени.

1 ступень состоит из цилиндрических колес 1 и 2, образующих внешнее зацепление.

2 ступень состоит из конических колес 3 и 4.

3 ступень состоит из червяка 5 и червячного колеса 6, входящих в зацепление между собой.

2. Используя условные обозначения, изобразим на рис. 22 кинематическую схему зубчатого механизма. Пронумеруем по порядку все зубчатые колеса.

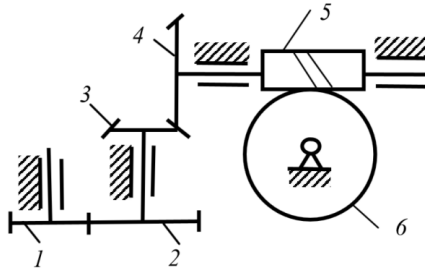


Рис. 22. Кинематическая схема зубчатого механизма

3. Определим числа зубьев колес: $z_1 = 18$, $z_2 = 27$, $z_3 = 21$, $z_4 = 42$, $k_5 = 2$, $z_6 = 20$. Здесь $k_5 = 2$ – число заходов резьбы на червяке.

4. Определим передаточные отношения каждой ступени механизма.

Ступень 1:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{27}{18} = 1,5.$$

Ступень 2:

$$u_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{42}{21} = 2.$$

Ступень 3:

$$u_{56} = \frac{z_6}{k_5} = \frac{20}{2} = 10.$$

5. Определим общее передаточное отношение механизма.

$$u_{16} = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} = 1,5 \cdot 2 \cdot 10 = 30.$$

6. Выполним проверку расчетного передаточного отношения опытным путем. Для этого повернем входное колесо 1 передачи на 15 оборотов ($n_1 = 15$) и подсчитаем n_6 , т. е. число оборотов, которое совершит при этом выходное колесо 6. Оказалось, $n_6 = 0,5$. Тогда получим:

$$u_{16} = \frac{n_1}{n_6} = \frac{15}{0,5} = 30,$$

где $n_1 = 15$ – задаваемое число оборотов входного колеса 1; $n_6 = 0,5$ – наблюдаемое число оборотов выходного звена 6.

Величины передаточного отношения, полученные двумя способами, совпадают между собой, следовательно, результаты расчета можно считать удовлетворительными.

Оформить бланк отчета по лабораторной работе в соответствии с прил. 5.

Контрольные вопросы

1. Какие бывают типы плоских и пространственных зубчатых передач в зависимости от взаимного расположения осей вращения?
2. Каково назначение зубчатых механизмов и в чем заключается задача их кинематического анализа?
3. Что называется передаточным отношением механизма и как оно определяется по величине и знаку?
4. Как определяется передаточное отношение передачи, состоящей из пары зубчатых колес?
5. Как определяется передаточное отношение червячной передачи?
6. Что представляет собой многоступенчатая зубчатая передача и как определяется ее общее передаточное отношение?
7. Как определить передаточное отношение зубчатой передачи опытным путем?

Лабораторная работа 6

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ И ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы — изучить кинематику планетарных и дифференциальных механизмов и определить их передаточные отношения теоретическим и практическим методами.

Краткие теоретические сведения

Отличительной особенностью планетарных и дифференциальных механизмов является наличие в их составе зубчатых колес с подвижными осями. На рис. 23, *a* изображена схема механизма, у которого колесо 3 неподвижно, а звено *H*, называемое водилом, вращается. Колеса 2 и 2' представляют собой единый блок, т. е. это одно звено. Этот блок вместе с водилом *H* вращается вокруг оси центрального колеса 1, называемого солнечным. Колеса 2 и 2', совершающие сложное движение, называются сателлитами. Такой механизм называется планетарным по аналогии с солнечной системой.

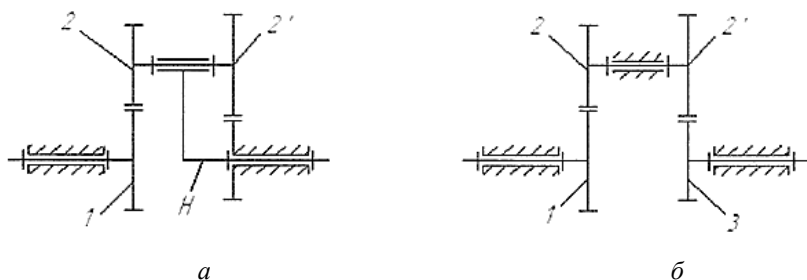


Рис. 23. Планетарные механизмы

Степень подвижности таких механизмов определяется по формуле Чебышева, и для механизма, представленного на рис. 23, *a*:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1. \quad (15)$$

Если в этом механизме колесу 3 предоставить свободу вращения (рис. 24), то степень подвижности механизма изменится:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2. \quad (16)$$

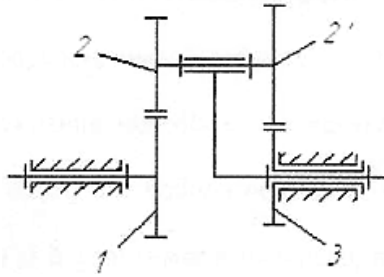


Рис. 24. Дифференциальный механизм

Полученный результат говорит о том, что для определения законов движения всех звеньев этого механизма, называемого дифференциальным, должно быть два следующих звена. У планетарного механизма должно быть одно ведущее звено, так как роль второго звена, закон движения которого задан, играет неподвижное колесо 3.

Для определения передаточного отношения планетарных механизмов применяется известный из механики метод обращения движения (метод инверсии).

Будем рассматривать движение всех колес относительно водила. Наблюдателю, располагающемуся на водиле, будет казаться, что угловые скорости колес меньше их действительных (абсолютных) величин на величину угловой скорости водила (на величину угловой скорости переносного вращения), а угловая скорость водила равна нулю. Угловая скорость неподвижного колеса 3 будет казаться равной угловой скорости водила, но направленной в противоположную сторону.

Метод инверсии состоит в том, что всем звеньям механизма (в том числе и неподвижному) сообщается угловая скорость, равная и противоположная угловой скорости водила. Таким образом, метод инверсии в данном случае эквивалентен остановке водила и освобождению неподвижного колеса. Относительное движение колес по отношению друг к другу и к водилу при этом, конечно, не изменяется.

Механизм, полученный в результате инверсии, представляет собой зубчатую передачу с неподвижными осями, передаточное отношение которой легко определяется. На рис. 23, б представлена

кинематическая схема обращенного механизма, полученная в результате инверсии из планетарного механизма (рис. 23, а). Вычитая из угловых скоростей колес угловую скорость водила, получаем их угловые скорости в относительном вращении по отношению к водилу, или угловые скорости колес обращенного механизма:

$$\omega_{1H} = \omega_1 - \omega_H; \quad \omega_{2H} = \omega_2 - \omega_H; \quad \omega_{3H} = \omega_3 - \omega_H = -\omega_H. \quad (17)$$

Определяя передаточное отношение обращенного механизма, получаем:

$$U_{13}^{(H)} = \omega_{1H} / \omega_{3H} = (\omega_1 - \omega_H) / (-\omega_H) = 1 - (\omega_1 - \omega_H) / \omega_H = 1 - U_{13}^{(H)}. \quad (18)$$

Индекс, заключенный в скобки, указывает, какое звено является неподвижным при определении передаточного отношения.

Из последнего равенства следует:

$$U_{1H}^{(S)} = 1 - U_{1H}^{(S)}, \quad (19)$$

где

$$U_{13}^{(H)} = U_{12}^{(H)} \cdot U_{23}^{(H)} = ((z_2/z_1) \cdot (z_3/z_2')) \cdot (-1)^2. \quad (20)$$

Тогда окончательно будем иметь:

$$U_{13}^{(H)} = 1 - (z_2/z_1) \cdot (z_3/z_2') = \varphi_1 / \varphi_H. \quad (21)$$

В общем случае формула для определения передаточного отношения планетарных механизмов может быть записана так:

$$U_{nH}^{(S)} = 1 - U_{nS}^{(H)} = 1 / (1 - U_{nS}^{(H)}). \quad (22)$$

Если ведущим звеном является водило, то

$$U_{Hn}^{(S)} = 1 - U_{nH}^{(S)} = 1 / (1 - U_{nS}^{(H)}). \quad (23)$$

Здесь индекс S — номер неподвижного солнечного колеса.

Таким образом, передаточное отношение от любого номера колеса планетарного механизма к водилу при неподвижном солнечном колесе $U_{nH}^{(S)}$ равно: единица минус передаточное отношение от того же колеса к солнечному в обращенном (при неподвижном водиле) механизме $U_{nS}^{(H)}$.

Применяя метод инверсии к дифференциальному механизму, получаем выражение для определения передаточного отношения обращенного механизма, который в данном случае выглядит точ-

но так же (рис. 23, б), как и планетарный механизм, изображенный на рис. 23, а:

$$U_{13}^{(H)} = (\omega_1 - \omega_H) / (\omega_3 - \omega_H). \quad (24)$$

Очевидно, передаточное отношение может быть выражено и через число оборотов:

$$U_{13}^{(H)} = (n_1 - n_H) / (n_3 - n_H). \quad (25)$$

Эта формула позволяет по заданным числам оборотов двух звеньев определить число оборотов третьего звена дифференциального механизма. Так как двум звеньям механизма можно задать произвольные числа оборотов (например, приводить колеса 1 и 3 от двух электродвигателей, т. е. от двух независимых источников энергии), то и отношение их чисел оборотов может быть любым.

Таким образом, дифференциальный механизм не обладает никаким определенным передаточным отношением. Только после того, как два ведущих звена получают определенные числа оборотов, передаточное отношение механизма становится также определенным.

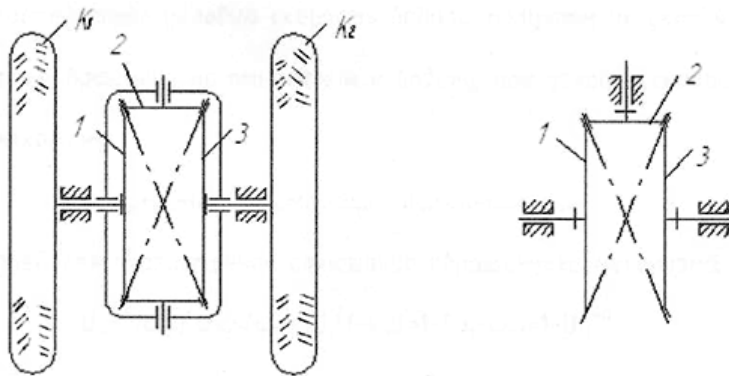


Рис. 25. Дифференциальный механизм с коническими зубчатыми колесами

На рис. 25 изображена кинематическая схема дифференциального механизма с коническими зубчатыми колесами и соответствующая ему схема обращенного механизма. Отличительной особенностью дифференциального механизма является то, что колеса 1 и 3 имеют одинаковые числа зубьев. Такой механизм широко при-

меняется в автомобилях, станках, счетно-решающих устройствах. Используя формулу (25), получаем:

$$U_{13}^{(H)} = (n_1 - n_H) / (n_3 - n_H) = -(z_3 / z_1) = -1.$$

Откуда следует:

$$n_1 - n_H = n_H - n_3 \quad (26)$$

или

$$(n_1 + n_3) / 2 = n_H \quad (27)$$

Таким образом, полусумма чисел оборотов колес 1 и 3 равна числу оборотов водила. Это свойство дифференциального механизма используется в счетно-решающих механизмах для операций сложения и вычитания.

Если одно из колес затормозить (например, $n_3 = 0$), то $n_1 = 2n_H$. В этом случае мы получим планетарный механизм с коническими колесами и вполне определенным передаточным отношением, которое можно определить по формуле (22). Обращенный механизм можно получить, закрепив водило. При этом, согласно формуле (25), будет выполняться равенство $n_1 = -n_3$, т. е. колеса 1 и 3 будут вращаться в разные стороны с одинаковым числом оборотов. Это обстоятельство использовано в механизме привода колес автомобиля (автомобильном дифференциале) с целью предохранения от интенсивного износа покрышек ведущих колес. Для этого ведущие колеса монтируются не на общем валу, а на отдельных валах 1 и 3 (рис. 25). От двигателя движение передается на водило. При движении автомобиля по неровной дороге или на повороте колеса K_1 и K_3 (рис. 25) вынуждены пробегать разные пути и, следовательно, вращаться с разным числом оборотов. Различное число оборотов колес обеспечивает дифференциальный механизм. Сумма чисел оборотов должна оставаться неизменной, если не меняется число оборотов двигателя автомобиля. Поскольку число оборотов водила всегда соответствует числу оборотов двигателя, то на сколько уменьшается число оборотов одного колеса, на столько же увеличивается число оборотов другого. Во время движения автомобиля по ровной дороге число оборотов водила и обоих колес одинаково, и сателлиты относительно своих осей не вращаются.

Определение передаточного отношения опытным путем

Рассмотрим это на примере планетарного механизма (рис. 23, а).

Пусть требуется определить передаточное отношение $U_{1H}^{(3)}$.

В этом случае поступаем следующим образом.

Повернув водило H на один оборот (на 360°), отсчитаем количество зубьев K колеса I , прошедшего метку.

Тогда угол поворота

$$\varphi_1 = (360^\circ / z_1)K. \quad (28)$$

А передаточное отношение от колеса I к водилу H определяется как

$$U_{1H}^{(3)} = \varphi_1 / \varphi_H = ((360^\circ / z_1)K) / 360^\circ = K / z_1. \quad (29)$$

Знак передаточного отношения в этом случае определяется визуально.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством исследуемых механизмов.

2. Заполнить приведенные ниже таблицы (табл. 3 заполнена в качестве примера).

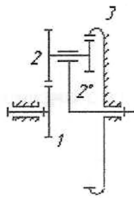
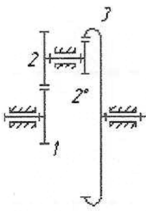
Убедиться на основании данных табл. 4 в свойстве водила дифференциального механизма, суммировать углы поворота центральных колес:

$$(\varphi_1 + \varphi_3) / \varphi_2 = \varphi_n. \quad (30)$$

Убедиться в том, что дифференциал может обеспечить вращение колес автомобиля с различным числом оборотов и тем самым предотвратить их проскальзывание во время поворота и при движении по неровной дороге.

Оформить бланк отчета по лабораторной работе в соответствии с прил. 6.

Для планетарных механизмов

Тип исследуемого механизма и его кинематическая схема (на схеме указываются номера колес)		
Тип обращенного механизма и его кинематическая схема		Двухступенчатый: 1-я ступень с внешним зацеплением; 2-я – с внутренним
Числа зубьев колес	$z_1 = 20, z_2 = 30, z_2' = 20, z_3 = 70$	
Формула и результат определения передаточного отношения планетарного механизма от центрального колеса к водилу	$U_{nH}^{(S)} = 1 - U_{nS}^{(H)}$ $U_{nH}^{(3)} = 1 - U_{n3}^{(H)}$	
Формула и результат определения передаточного отношения обращенного механизма	$U_{13}^{(H)} = (z_2/z_3) \cdot (z_1/z_2) \cdot (-1)^2 =$ $= (30 \cdot 70) / (20 \cdot 20) = 5,25$	
Угол поворота водила при опытном определении передаточного отношения	$\varphi_H = 360^\circ$	
Угол поворота ведомого центрального колеса		
Передаточное отношение, полученное опытным путем		

Для дифференциального механизма с коническими колесами

Тип исследуемого механизма и его кинематическая схема (на схеме указываются номера колес)	
Тип и кинематическая схема обращенного механизма	
Числа зубьев колес	
Формула и результат вычисления передаточного отношения обращенного механизма	
Тип и кинематическая схема планетарного механизма, полученного из дифференциального механизма путем закрепления одного из центральных колес	
Формула и результат вычисления передаточного отношения планетарного механизма: а) при ведущем водиле; б) при ведущем центральном колесе	
Угол поворота водила при закрепленном центральном колесе	
Угол поворота центрального колеса	
Угол поворота водила при закреплении другого центрального колеса и освобождении первого	
Угол поворота другого центрального колеса	

Контрольные вопросы и задания

1. Что называется планетарным механизмом?
2. В чем отличие планетарного и дифференциального механизмов?
3. Почему дифференциальный механизм не обладает определенным передаточным отношением?
4. В чем состоит метод инверсии и как он применяется для определения передаточного отношения планетарных и дифференциальных механизмов?
5. Что понимается под обращенным механизмом и какое движение колес он воспроизводит?
6. Какие свойства дифференциального механизма с коническими колесами позволяют использовать его в приводе ведущих колес автомобиля?
7. Каким образом из дифференциального можно получить планетарный механизм?
8. Можно ли приводить в движение водило конического дифференциала от двух двигателей с различным числом оборотов?

Лабораторная работа 7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА РЕЗОНАНСНЫМ МЕТОДОМ

Цель работы – изучить методы определения приведенного момента инерции плоского рычажного механизма; закрепить на практике раздел лекционного курса «Приведение сил и масс в механизме».

Техника безопасности

1. Перед включением лабораторной установки проверить исправность рычажной системы и наличие заземления.
2. После проведения экспериментов необходимо обесточить установку.
3. При любом виде несчастного случая необходимо: известить об этом преподавателя; оказать первую помощь пострадавшему; сообщить в медпункт института и вызвать скорую помощь.
4. В случае поражения электрическим током необходимо: обесточить экспериментальную установку; освободить пострадавшего от воздействия электроэнергии; сделать (если это необходимо) пораженному искусственное дыхание.

Краткие теоретические сведения

При решении 2-й задачи динамики, т. е. установлении закона движения механизма по заданным внешним силам и массам, реальный механизм заменяют некоторой эквивалентной динамической моделью-звеном приведения, в качестве которого чаще всего принимают ведущее звено механизма. Если звено приведения совершает вращательное движение, то динамическая модель механизма может быть представлена в виде кривошипа (рис. 26). Где $M_{прд}$, $M_{прс}$ – приведенные моменты движущих сил и сопротивлений; $J_{пр}$ – приведенный момент инерции механизма; φ – обобщенная координата.

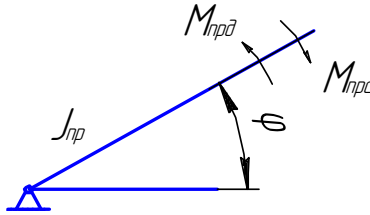


Рис. 26. Динамическая модель механизма

Приведение сил в механизме осуществляется на основании равенства мощностей, развиваемых силами, действующими на звенья механизма, и приведенными силами, т. е.

$$N_{пр} = \sum_{i=1}^m N_i, \quad (31)$$

где m – количество действующих сил.

Инерционные свойства механизма учитываются приведенным моментом инерции, который определяется из равенства мгновенной кинетической энергии звена приведения и суммы мгновенных энергий всех движущихся звеньев механизма, т. е.

$$T_{пр} = \sum_{i=1}^n T_i, \quad (32)$$

где n – число подвижных звеньев.

Для изучения закона движения механизма, имеющего одну степень подвижности, достаточно знать закон движения звена приведения $\varphi = \varphi(t)$, который определяется из уравнения

$$M_{прд} - M_{прс} = J_{пр} \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_{пр}}{d\varphi}, \quad (33)$$

где ω – угловая скорость звена приведения.

Члены, стоящие в левой части уравнения, являются функциями кинематических параметров механизма и времени, т. е. $M_{прд} = f(\varphi, \omega, t)$ и $M_{прс} = f(\varphi, \omega, t)$. Поэтому уравнение движения решается либо графическим, либо аналитическим методом.

Если необходимо знать зависимость $J_{пр} = f(\varphi)$, ее можно определить аналитически до решения уравнения движения.

Мгновенная кинетическая энергия i -го звена механизма, совершающего поступательное движение:

$$T_i = \frac{m_i V_{si}^2}{2}, \quad (34)$$

где m_i — масса звена; V_{si} — скорость центра масс звена.

Кинетическая энергия i -го звена, совершающего вращательное движение:

$$T = \frac{J_{\text{пр}i} \omega_i^2}{2}, \quad (35)$$

где $J_{\text{пр}i}$ — момент инерции звена относительно оси вращения; ω — угловая скорость звена.

Мгновенная кинетическая энергия механизма в целом определяется по формуле

$$T = \sum_{i=1}^n \left(\frac{J_{si} \omega_i^2}{2} + \frac{m_i V_{si}^2}{2} \right), \quad (36)$$

где n — число подвижных звеньев механизма.

Кинетическая энергия звена приведения может быть определена из выражения

$$T_{\text{пр}} = \frac{J_{\text{пр}} \omega^2}{2}. \quad (37)$$

Тогда приведенный момент инерции:

$$J_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n \left[J_{si} \left(\frac{\omega_{si}}{\omega} \right)^2 + m_{si} \left(\frac{V_{si}}{\omega} \right)^2 \right]. \quad (38)$$

Таким образом, для определения приведенного момента инерции механизма аналитическим методом необходимо знать моменты инерции звеньев относительно их центров масс, массы звеньев и положение механизма.

Практическая часть

Лабораторная установка (рис. 27) состоит из планшета 1 с расположенными на нем кривошипно-коромысловым механизмом и устройством для возбуждения резонансных колебаний систем.

Кривошипно-коромысловый механизм состоит из коромысла 2 и кривошипного узла с маятником 3, соединенных между собой шатуном 4. Коромысло снабжено штангами 5 с грузами 6. Кривошипный узел имеет лимб 7 и стопор 8 для установки механизма

в одно из 12 различных положений через каждые 30° . На кривошипе закреплены маятник *9* с грузом *10* для раскачки механизма.

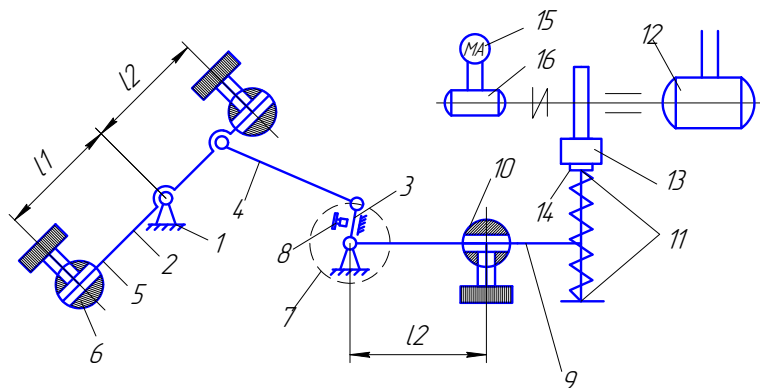


Рис. 27. Принципиальная схема лабораторной установки:
1 – основание; *2* – коромысло; *3* – кривошипный узел; *4* – шатун;
5 – штанга коромысла; *6* – грузы; *7* – лимбо; *8* – стопор; *9* – маятник;
10 – груз маятника; *11* – пружина; *12* – электродвигатель;
13 – четырехзвенный передаточный механизм с эксцентриком;
14 – коромысло передаточного механизма;
15 – микроамперметр; *16* – тахогенератор

Сегментный конец маятника соединен с кулачковым устройством (вибратором) для получения резонанса пружинами *11* определенной жесткости. До включения устройства в работу пружины удерживают маятник в фиксированном положении.

Устройство для получения резонанса состоит из электродвигателя *12* постоянного тока с последовательным возбуждением, приводящего во вращение эксцентрик специального четырехзвенного механизма *13*, коромысло *14* которого соединено с одной из пружин. При вращении электродвигателя пружина получает от коромысла импульсы с амплитудой 1 мм, передающиеся маятником на механизм. Регулируя частоту вращения электродвигателя, меняя частоту подаваемых силовых импульсов, можно возбуждать резонанс колебаний механизма.

Для определения резонансной частоты вращения устройство снабжено измерительной схемой, состоящей из микроамперметра *15* и тахогенератора *16*. Тахогенератор вырабатывает постоянный

электрический ток, сила которого пропорциональна частоте вращения электродвигателя. Значение силы тока фиксируется микроамперметром, по показаниям которого с помощью тарифовочного графика (рис. 28) можно определить резонансную частоту вращения электродвигателя. Изменение частоты вращения электродвигателя осуществляется регулятором «скорость».

При проведении работы механизм устанавливается в одно из 12 возможных положений и фиксируется стопором δ . Плавно увеличивая частоту вращения электродвигателя, добиваются появления четко выраженного резонанса. Момент появления резонанса отмечается по резкому возрастанию амплитуды колебания механизма.

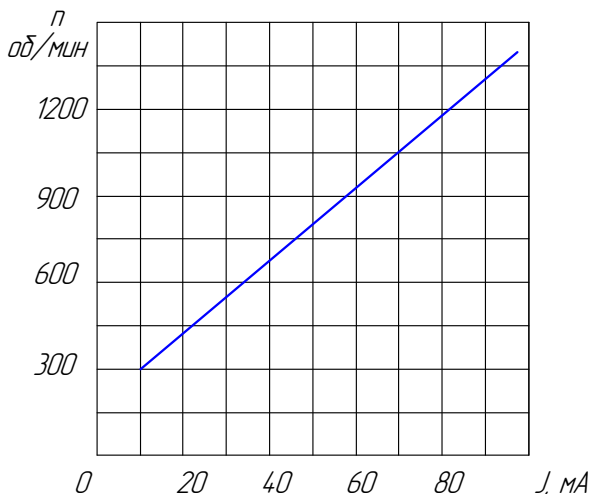


Рис. 28. Тарифовочный график для определения частоты вращения электродвигателя

По микроамперметру и тарифовочному графику (рис. 28) определяют частоту вращения электродвигателя, соответствующую резонансу механизма.

Условие наступления резонанса:

$$f_{\text{в}} = f_{\text{с}}, \quad (39)$$

где $f_{\text{с}}$ — частота собственных колебаний механизма; $f_{\text{в}}$ — частота возмущающей силы, периодически раскачивающей механизм:

$$f_{\text{в}} = \frac{n}{60}, 1/\text{с}. \quad (40)$$

Здесь n – резонансная частота вращения электродвигателя.

Поскольку звено приведения механизма (кривошипны совместно с маятником) совершает вынужденные колебательные движения под действием периодически изменяющегося усилия пружины, частота собственных колебаний механизма

$$f_{\text{с}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m_{\text{пр}}}}, 1/\text{с}, \quad (41)$$

где c – эквивалентная жесткость пружины ($c = 8103 \text{ Н/м}$); $m_{\text{пр}}$ – приведенная масса механизма, кг.

Учитывая, что $J_{\text{пр}} = m_{\text{пр}} R^2$, приведенный момент инерции механизма:

$$J_{\text{пр}} = \frac{c}{4\pi^2 f_{\text{с}}^2} R^2, \text{ кгм}^2. \quad (42)$$

Радиус маятника для данной установки $R = 0,18 \text{ м}$.

По выражению (42) определяется $J_{\text{пр}}$ для данного положения механизма. Затем механизм фиксируется в следующем положении, эксперимент повторяется сначала и т. д. до получения зависимости

$$J_{\text{пр}} = f(\varphi).$$

Порядок выполнения работы

1. Проверить готовность лабораторной установки (согласно требованиям по технике безопасности) к работе и сообщить об этом преподавателю.

2. Установить груз 10 (рис. 27) и зафиксировать его на маятнике 9 в одном из положений.

3. Установить кривошипный узел 3 по лимбу 7 в положении 0 и зафиксировать стопором 8 .

4. Изменить частоту вращения электродвигателя регулятором «скорость» до наступления резонанса.

5. Отметить показания микроамперметра 15 .

6. Снимать, последовательно устанавливая кривошипный узел по лимбу 7 в положения $0; 30; 60 \dots 330$, показания микроамперметра при наступлении резонанса.

Результаты экспериментов занести в таблицу, где φ – угол установки механизма, град.

φ	0	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°	270°	300°	330°
J , МА												
n , об/мин												
$f_b = f_c$												
J_{np} , КГМ ²												

7. Определить, используя показания микроамперметра J , МА, по тарировочному графику (рис. 28), частоту вращения n , об/мин, электродвигателя.

8. Определить по формуле (40) частоту f_b возмущающей силы.

9. Определить J_{np} по формуле (42), учитывая, что $f_b = f_c$, и построить графическую зависимость $J_{np} = f(\varphi)$.

10. Оформить отчет по лабораторной работе, который должен содержать:

- название работы;
- цель работы;
- кинематическую схему кривошипно-коромыслового механизма с номерами позиций ее элементов;
- выражения для определения J_{np} механизма резонансным методом;
- указание значений постоянных параметров установки.

Например:

$c = 8103$ Н/м – жесткость пружины;

$R = 0,18$ м – радиус маятника;

L_1 – размер, определяющий положение груза на кулисе (замерить на механизме);

L_2 – размер, определяющий положение груза на маятнике (замерить на механизме);

- таблицу экспериментальных и расчетных данных;
- график зависимости $J_{np} = f(\varphi)$;
- выводы по результатам экспериментов.

Оформить бланк отчета по лабораторной работе в соответствии с прил. 7.

Контрольные вопросы и задания

1. Что называется звеном приведения?
2. Как определяется приведенный момент инерции механизма?
3. Запишите уравнение машинного агрегата в дифференциальной форме.
4. Как определить мгновенную кинетическую энергию рычажного механизма?
5. Изменится ли величина $J_{пр}$ рычажного механизма в зависимости от его положения?
6. Что такое явление резонанса в механизме?
7. Какая величина характеризует инерционные свойства механизма?

Лабораторная работа 8

ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ЗВЕНА

Цель работы – уяснение сущности экспериментального полного уравновешивания ротора и ознакомление с одним из способов и аппаратурой для балансировки.

Техника безопасности

1. Перед включением установки проверить наличие заземления и его исправность.

2. Визуальным осмотром и проворачиванием ротора вручную убедиться в надежности крепления ротора в опорах и в свободе его вращения.

Запрещается:

- 1) прикасаться к вращающимся частям работающей установки;
- 2) оставлять включенную установку без присмотра.

Теоретическая часть

Ротором в теории балансировки называется любое звено механизма, совершающее вращательные движения.

В различных машинах и механизмах имеется большое количество вращающихся звеньев (валы, роторы электродвигателей, генераторов, турбин, шпиндели станков, кривошипы, коромысла и т. д.).

Одной из особенностей современного технического прогресса является непрерывный рост рабочих скоростей роторов различных машин и приборов. Так, роторы центрифуг делают до 500 тыс. об/мин, шлифовальные станки – от 8 до 20 тыс. об/мин; двигатели внутреннего сгорания автомобилей ВАЗ – от 4 до 6 тыс. об/мин.

Поэтому балансировка роторов приобрела особое значение в связи с повышением частоты вращения звеньев, приводящим к резкому увеличению сил и моментов сил инерции от неуравновешенных масс.

При вращении звена на его опоры действуют динамические реакции, т. е. реакции, зависящие от ускорений (иначе – от сил инерции). Для полного устранения этих реакций необходимо, чтобы

главный момент сил инерции $\overline{F_{И}}$ и главный вектор $\overline{M_{И}}$ были равны нулю в любой момент движения:

$$\overline{F_{И}} = 0; \overline{M_{И}} = 0.$$

Если звено является симметрично идеальным телом вращения, то оно будет полностью уравновешенным, так как для каждой элементарной точечной массы m_i всегда будет существовать по другую сторону от оси вращения другая масса m'_i на расстоянии $r_i = r'_i$. Центробежные силы инерции этих масс взаимно уравновесятся, поэтому и для всего звена

$$\overline{F_{И}} = 0; \overline{M_{И}} = 0.$$

Форма многих вращающихся звеньев исключает возможность симметричного расположения масс (коленчатые и кулачковые валы, эксцентрики и т. п.). В реальных же звеньях, даже с симметричной формой, система инерционных сил не будет уравновешена из-за неточностей изготовления и сборки, неоднородности материала звена и т. п.

Вследствие этого возникают механические колебания (вибрации) в опорах звена и станине, расшатываются рамы машин, увеличивается износ в подшипниках опор и потери энергии на трение, а иногда (при резонансе) могут произойти поломки и аварии.

Решение задачи уравновешивания вращающихся деталей заключается в подборе их масс, обеспечивающем полное или частичное гашение добавочных инерционных нагрузок на опоры.

Распределение масс вращающегося звена, устраняющее давление от силы инерции этого звена на стойку, называется **полным уравновешиванием вращающегося звена**.

Для полного уравновешивания вращающегося звена необходимо и достаточно выполнить два условия:

- 1) центр масс S звена должен находиться на геометрической оси вращения;
- 2) ось вращения должна быть одной из главных осей инерции, т. е. центробежные моменты инерции J_{xz} и J_{yz} должны быть равны нулю:

$$J_{xz} = 0 \text{ и } J_{yz} = 0.$$

Выполнение первого условия называется статической балансировкой, выполнение обоих условий — динамической балансировкой.

Полное уравнивание можно выполнить установкой противовесов в двух произвольно выбранных плоскостях I и II , называемых плоскостями коррекции.

Неуравновешенные силы инерции в плоскостях коррекции I и II обозначим соответственно F^I и F^{II} . Они могут быть представлены как силы инерции масс m^I и m^{II} , находящиеся на расстоянии r^I и r^{II} от оси вращения:

$$F^I = m^I \cdot r^I \cdot \omega^2; \quad (43)$$

$$F^{II} = m^{II} \cdot r^{II} \cdot \omega^2. \quad (44)$$

Неуравновешенность можно устранить только опытным путем и лишь до некоторого практически достижимого предела. Такой процесс опытного уравнивания называют балансировкой. Величину неуравновешенности ротора и качество проведенной балансировки оценивают обычно величиной дисбаланса D , который представляет собой статический момент звена, т. е. произведение массы m звена на расстояние r от оси до центра масс:

$$\overline{D} = \frac{\overline{F}}{\omega^2} = \frac{m \cdot \overline{r} \cdot \omega^2}{\omega^2} m \cdot \overline{r} \text{ (г} \cdot \text{см или г} \cdot \text{мм)}. \quad (45)$$

Тогда за меру полной неуравновешенности вращающегося звена можно принять величины дисбалансов в плоскостях коррекции I и II :

$$\overline{D}^I = m^I \cdot r^I; \quad (46)$$

$$\overline{D}^{II} = m^{II} \cdot r^{II}. \quad (47)$$

Для уравнивания в плоскостях коррекции устанавливают два противовеса: m_n^I и m_n^{II} . Масса и расположение противовесов должны быть выбраны так, чтобы силы инерции \overline{F}_n^I и \overline{F}_n^{II} уравнивали силы \overline{F}^I и \overline{F}^{II} , т. е. были им равны и противоположно направлены. Значения этих масс m_n^I и m_n^{II} выбирают из условия:

$$m_n^I \cdot r_n^I = m^I \cdot r^I; \quad (48)$$

$$m_n^{II} \cdot r_n^{II} = m^{II} \cdot r^{II}, \quad (49)$$

а углы их расположения – из соотношения:

$$\varphi_n^I = \varphi^I + \pi; \quad (50)$$

$$\varphi_n^{II} = \varphi^{II} + \pi, \quad (51)$$

где φ^I и φ^{II} – углы между вектором силы инерции и нулевой осью отсчетов в плоскостях коррекции I и II ; φ_n^I и φ_n^{II} – углы установки противовесов в плоскостях коррекции II и I .

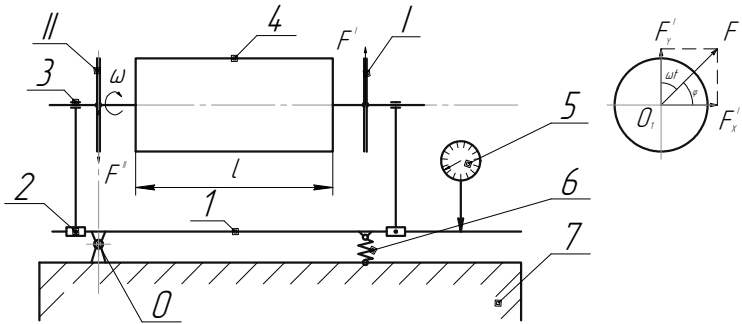


Рис. 29. Схема балансировочных станков системы Б.В. Шитикова:
 1 – рама; 2 – кронштейн; 3 – подшипники; 4 – ротор; 5 – индикатор;
 6 – упругое звено; 7 – станина; 0 – шарнир

Динамическую балансировку проводят на специальных балансировочных машинах, где уравниваемому звену сообщается вращение. Возникающие вибрации опор, обусловленные неуравновешенностью звена, замеряются специальными устройствами. По увеличению амплитуд замеренных колебаний определяются массы и положения противовесов в заранее выбранных плоскостях уравнивания. Обычно сначала определяют величину и положение противовеса в одной плоскости, а затем – в другой.

В основе большинства балансировочных станков лежит следующая схема системы Б.В. Шитикова (рис. 29).

Балансируемое звено (ротор) 4 вращается в подшипниках 3 жесткой рамы 1, которая соединена со станиной 7 с одной стороны шарниром 0, ось которого горизонтальна и перпендикулярна к оси вращения звена, а с другой – упругим звеном 6.

Таким образом, рама вместе с ротором образуют систему, которая может колебаться относительно шарнира 0. Амплитуда колебаний

измеряется прибором 5. На уравновешиваемом звене по конструктивным соображениям выбирают плоскости I и II возможного размещения противовесов. Звено 4 устанавливают на раме 1 при помощи переставных кронштейнов 2 так, чтобы одна из выбранных плоскостей, например II , проходила через шарнир θ маятниковой рамы. Тогда амплитуда колебаний рамы, измеряемая при резонансе, зависит только от дисбаланса в плоскости коррекции I . Возмущающий момент M равен моменту силы инерции F^I относительно оси θ :

$$M = F^I \cdot \cos(\omega \cdot t) = m^I \cdot r^I \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad (52)$$

где ω – угловая частота вращения ротора.

Если сообщить звену некоторую скорость ω_{\max} и затем дать ему возможность вращаться по инерции (режим выбега), то по мере уменьшения угловой скорости звена ω будут уменьшаться величина и частота изменения возмущающего момента. Соответственно, будет изменяться и амплитуда колебаний рамы. При совпадении ω с собственной частотой колебаний системы станка наступит резонанс и амплитуда A колебаний рамы будет максимальной.

Из теории колебаний известно, что амплитуда A_1 вынужденных колебаний рамы при резонансе пропорциональна амплитуде возмущающего момента и определяется зависимостью

$$A_1^I = K \cdot D^I \cdot \omega^2 \cdot l = K \cdot m^I \cdot r^I \cdot \omega^2 \cdot l, \quad (53)$$

где K – коэффициент пропорциональности, зависящий от жесткости подвески рамы; l – расстояние между плоскостями коррекции.

Зная K , по замеренной амплитуде A_1^I из равенства [1] можно определить величину дисбаланса D^I в плоскости коррекции I :

$$D^I = m^I \cdot r^I = \frac{A_1^I}{K \cdot \omega \cdot l}. \quad (54)$$

Для того чтобы найти величину n направления вектора дисбаланса D^I при неизвестном K , проводят дополнительно два испытания.

Пусть A_1 – максимальная амплитуда колебаний рамы с ротором, вызванная центробежными силами инерции от неуравновешенной массы m_1 в плоскости I . Положение массы m_1 определяется радиусом r_1 и некоторым углом φ от выбранной оси $X-X$ (рис. 30, a).

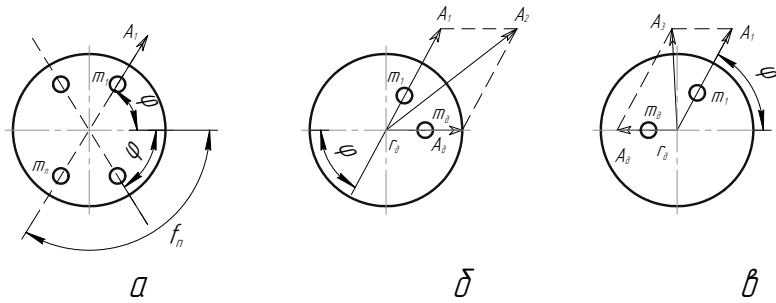


Рис. 30. Определение положения противовеса

При первом испытании в плоскости коррекции (по линии $X-X$) на расстоянии r_d от оси устанавливают добавочный груз массой m_d . При выбеге ротора будет наблюдаться результирующая амплитуда колебаний A_2 (рис. 30, б):

$$\overline{A_2} = \overline{A_1} + \overline{A_d}, \quad (55)$$

где A_d — амплитуда колебаний, вызываемая добавочной массой m_d .

Определив амплитуду A_2 , добавочный груз m_d снимают и помещают его на том же расстоянии r_d по линии $X-X$, но с противоположной стороны от оси ротора (т. е. на 180° от его первоначальной установки). Получим другую результирующую амплитуду колебаний A_3 (рис. 30, в):

$$\overline{A_3} = \overline{A_1} + (-\overline{A_d}). \quad (56)$$

Параллелограммы амплитуд (рис. 30, б, в) равны, как имеющие равные стороны и углы. Результирующие амплитуды A_2 и A_3 являются диагоналями этих параллелограммов. По теории о сумме квадратов диагоналей параллелограмма получим

$$\overline{A_2^2} + \overline{A_3^2} = 2 \cdot \overline{A_1^2} + 2 \cdot \overline{A_d^2}, \quad (57)$$

откуда

$$A_d = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2}{2} - A_1^2}. \quad (58)$$

Для компенсации дисбаланса необходимо вместо корректирующего грузика m_d установить такой противовес с массой m_n , чтобы центробежные силы инерции $\overline{F_n}$ свели к нулю $\overline{F_1}$, т. е. чтобы

$$\overline{A_n} = -\overline{A_1}.$$

Для определения углового положения противовеса (угол φ) имеем (рис. 30, *в*):

$$\overline{A_3^2} = A_1^2 + A_d^2 - 2 \cdot A_1 \cdot A_d \cdot \cos \varphi, \quad (59)$$

откуда

$$\cos \varphi = \frac{A_1^2 + A_d^2 - A_3^2}{2 \cdot A_1 \cdot A_d}. \quad (60)$$

По этой формуле можно получить два значения φ . Следовательно, противовес должен располагаться на одном из диаметров, определяемых углом φ (рис. 30, *а*).

Для определения дисбаланса противовеса рассмотрим два равенства:

$$A_d = m_d \cdot r_d \cdot K \cdot l \cdot \omega^2,$$

$$A_n = m_n \cdot r_n \cdot K \cdot l \cdot \omega^2.$$

Поделив их друг на друга и учитывая, что после уравнивания должно выполняться равенство $A_n = A_1$, получим:

$$\frac{A_d}{A_n} = \frac{m_d \cdot r_d}{m_n \cdot r_n} = \frac{A_d}{A_1}$$

или

$$D_n = m_n \cdot r_n = \frac{A_1}{A_d} \cdot m_d \cdot r_d. \quad (61)$$

При выполнении испытаний с дополнительным грузом за A_2 принимаем большую из амплитуд, за A_3 — меньшую.

Приближенное определение амплитуды A_d и угла φ может быть выполнено графически. Для этого следует сначала в произвольном направлении отложить отрезок OA (рис. 31), равный удвоенной величине амплитуды A_1 , затем построить точку a как вершину треугольника со сторонами:

$$ad = A_3 \text{ и } oa = A_2$$

и соединить точки a и b . Тогда отрезок $ab = A_d$, а угол $abd = \varphi$.

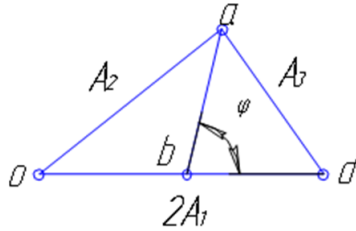


Рис. 31. Графическое определение амплитуды A_d и угла φ

Уравновешивание на балансировочной установке осуществляется установкой противовеса m_n на расстояние от оси вращения r_n . Значения m_n и r_n должны удовлетворять зависимости [4]. Если масса противовеса m_n известна (обычно она задается), то его расстояние r_n от оси вращения определяется по формуле

$$r_n = \frac{A_1 \cdot m_d \cdot r_d}{A_d \cdot m_n} = \frac{D_d \cdot A_1}{A_d \cdot m_n}. \quad (62)$$

Угол установки противовеса, отсчитанный от радиуса-вектора установки корректирующего груза, принимается равным $180^\circ + \varphi$ и $180^\circ - \varphi$. То или иное значение выбирается на основании результатов испытаний на станке. Противовес массой m_n на выбранном расстоянии r_n устанавливается сначала под углом $180^\circ + \varphi$, потом под углом $180^\circ - \varphi$. Оптимальным считается положение, при котором остаточные колебания вала с рамой станка имеют минимальную амплитуду. Эта амплитуда A_o измеряется и служит количественной оценкой несбалансированности ротора. Качество проведенной балансировки оценивается величиной остаточного дисбаланса D_o :

$$D_o = m_d \cdot r_d \cdot \frac{A_o}{A_d}; \quad (63)$$

и коэффициентом остаточной неуравновешенности δ :

$$\delta = \frac{A_o}{A_1}. \quad (64)$$

Описание установки ТММ-1

Установка ТММ-1 представляет собой учебную модель балансировочного станка Б.В. Шитикова (рис. 32).

На валу балансируемого ротора 7 имеются диски *I* и *II*, выполняющие роль плоскостей уравнивания. Диски поворачиваются относительно ротора и стопорятся винтами 10. Углы поворота диска отсчитываются по лимбу 11. В радиальных прорезях 8 дисков устанавливаются грузы 9. Расстояние же от грузов до оси ротора отсчитывается по шкалам прорезей. Передвижными зажимами 2 ротор 7 установлен на раме 14 так, что плоскость диска *II* проходит через шарнир 4. Правый конец рамы подвешивается на упругом стержне 12. Амплитуда колебаний маятниковой рамы 14 измеряется стрелочным индикатором 6. Разгон осуществляется нажатием рукоятки 16, при этом включается электродвигатель 13, и фрикционный диск электродвигателя прижимается к барабану ротора 7.

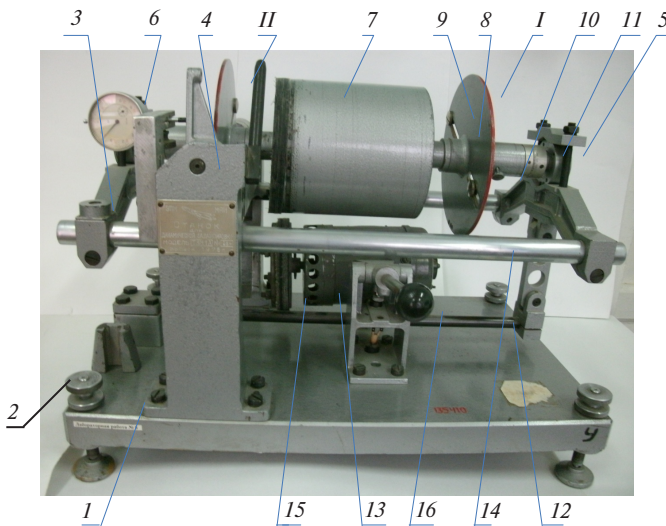


Рис. 32. Установка ТММ-1

Основные параметры установки

1. Собственная частота колебаний рамы — 6...7 Гц.
2. Точность измерений амплитуды — 0,01 мм.
3. Цена деления лимба отсчета угла расположения радиуса-вектора груза — 2° .
4. Цена деления шкалы диска, по которой отсчитывается расстояние груза от оси вращения ротора, — 1 мм.
5. Электродвигатель:
 - тип — МУН1000/80;
 - мощность — 80 Вт;
 - напряжение питания — 220 В.
6. Вес установки — 56 кг.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с правилами техники безопасности.
2. Получить допуск к работе.
3. Вычертить кинематическую схему установки.
4. Подготовить к работе установку:
 - а) раму $I4$ по уровню 3 винтами I установить горизонтально;
 - б) правый диск I по шкале лимба II установить на ноль;
 - в) легким нажатием привести шток индикатора $б$ в соприкосновение с рамой и поворотом за накатку корпуса шкалу индикатора поставить на ноль.
5. Замерить амплитуду A_1 от собственной неуравновешенности ротора в плоскости I :
 - а) рукояткой $I6$ включить двигатель, разогнать ротор и, отпустив рукоятку, дать ротору возможность собственного выбега;
 - б) легким нажатием привести шток индикатора в соприкосновение с рамой, после прохождения рамы с ротором через резонанс записать показания индикатора A_1 . Измерения A_1 провести трижды и определить A_{1cp} .
6. Задаться массой добавочного груза m_d , закрепить его в одной из прорезей правого диска I на расстоянии r_d по шкале прорези δ и трижды замерить амплитуду A_2 .
7. Ослабить винты 10 , повернуть диск I на 180° , затем снова закрепить винты. Замерить трижды амплитуду A_3 .

8. Произвести необходимые вычисления и определить амплитуду A_d по формуле (58) и угол φ — по формуле (60).

9. Определить для контроля вычислений и уяснения физического смысла балансировки амплитуду A_d и угол φ графически.

Для этого необходимо построить силовой треугольник, иллюстрирующий решение векторного уравнения:

$$2 \cdot \overline{A_1} + \overline{A_2} + \overline{A_3} = 0.$$

Треугольник oad (рис. 31) вычертить в масштабе и выделить на нем угол φ , соединив вершину a с серединой стороны od . Измерить транспортиром угол φ и с учетом масштаба построения определить A_d .

10. Рассчитать по формуле (61) величину дисбаланса ротора D . Задавшись массой противовеса, исходя из имеющегося набора грузов, по формуле (62) определить радиус установки противовеса.

11. Определить действительный угол установки противовеса: снять добавочный груз и в одной из прорезей диска I установить противовес на радиус-векторе r_n , расположенном по отношению к вектору $\overline{A_d}$ под углом $180^\circ \pm \varphi$.

12. Определить относительную величину остаточной неуравновешенности δ по зависимости

$$\delta = \frac{A_o}{A_1},$$

где A_o — остаточная амплитуда после установки противовеса; A_1 — амплитуда колебаний рамы с ротором без грузиков.

Амплитуду A_o определить экспериментально при вращении ротора на частотах, близких к резонансным для балансировочной установки. Как и ранее (пункт 5, 6, 7), это выполняется не менее трех раз, по результатам которых определяется величина A_o .

13. Определить абсолютную величину остаточной несбалансированности D_o .

14. Оценить возможности метода балансировки вращающихся роторов; высказать мнение о достоинствах и недостатках установки и метода.

Оформить бланк отчета по лабораторной работе в соответствии с прил. 8.

Контрольные вопросы и задания

1. Почему необходимо уравнивать силы инерции в роторах?
2. Что называется полным уравниванием вращающегося звена?
3. Какие условия должны выполняться для полного уравнивания вращающегося звена?
4. Что называется статической и динамической балансировкой?
5. Что такое дисбаланс, в каких единицах он измеряется?
6. На каком выводе из теории колебаний основан способ измерения неуравновешенных сил инерции?
7. Объясните принцип работы балансировочного станка системы Б.В. Шитикова.
8. Почему при балансировке делается три различных испытания?
9. Как осуществить на данной установке балансировку в плоскости коррекции II ?

Лабораторная работа 9 ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРА

Цель работы — экспериментальное определение значений и углов дисбалансов ротора и их уменьшение путем установки на роторе корректирующих масс (или балансировка ротора).

Общие сведения о балансировке роторов

В задачах балансировки ротором называют любое вращающееся тело. Ротор называют неуравновешенным, если при его вращении динамическая составляющая давления его на опоры, обусловленная силами инерции, не равна нулю. Ротор будет уравновешен, если его ось вращения является главной центральной осью инерции. В зависимости от взаимного расположения оси вращения ротора и его главной центральной оси инерции, в соответствии с ГОСТ 19534–74, различают следующие виды неуравновешенности ротора: *a* — статическая, когда эти оси параллельны; *b* — моментная, если оси пересекаются в центре масс ротора; *в* — динамическая, когда оси либо пересекаются вне центра масс, либо скрещиваются (рис. 33).

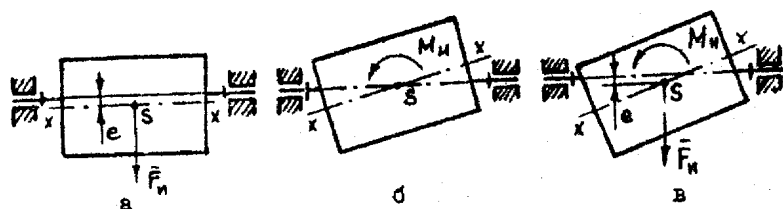


Рис. 33. Виды неуравновешенности ротора

За меру статической неуравновешенности принимается статический дисбаланс — векторная величина, равная произведению массы ротора m на ее эксцентриситет e (расстояние от центра масс ротора до его оси вращения). Направление главного вектора дисбаланса \overline{D} совпадает с направлением главного вектора сил инерции $\overline{F}_{и}$, действующих на ротор при его вращении с постоянной угловой скоростью:

$$\overline{F}_{и} = m \cdot \overline{e} \cdot \omega^2 = \overline{D} \cdot \omega^2. \quad (65)$$

Моментная неуравновешенность измеряется главным моментом дисбалансов ротора M_D , который пропорционален главному моменту сил инерции M_F (рис. 34):

$$M_F = D_M \cdot l \cdot \omega^2 = M_D \omega^2. \quad (66)$$

Главный момент дисбалансов ротора можно определять моментом пары равных по модулю дисбалансов: $D_{M1} = D_{M2} = D_M$, расположенных в двух произвольных плоскостях (*I* и *II*), перпендикулярных оси ротора. Дисбаланс и момент дисбалансов не зависят от частоты вращения и полностью определяются конструкцией ротора.

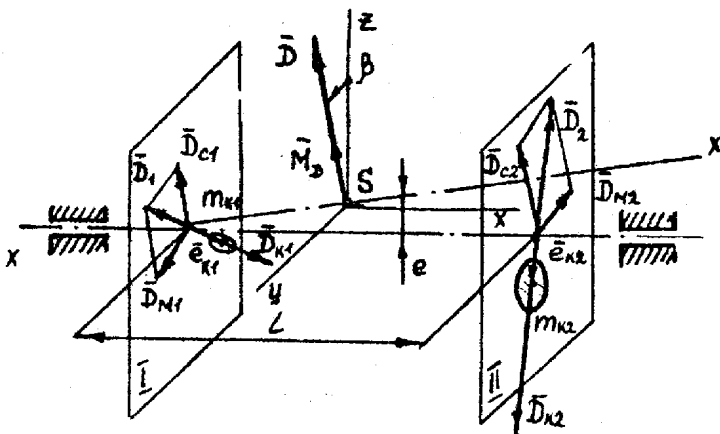


Рис. 34. Схема измерения моментной неуравновешенности

Балансировкой называют процесс определения дисбалансов ротора и их уменьшение путем добавления корректирующих масс. Балансировка эквивалентна уравниванию инерционных сил, действующих на ротор. Эти силы можно заменить главным вектором и главным моментом или двумя скрещивающимися силами, расположенными в произвольных плоскостях. Для приведения в равновесие такой системы сил достаточно уравновесить эти две силы. Таким образом, любой жесткий ротор можно уравновесить двумя корректирующими массами, расположенными в двух произвольно выбранных несовпадающих плоскостях, перпендикулярных оси вращения. Эти плоскости называются плоскостями коррекции.

Балансировку ротора проводят на специальных балансировочных станках путем наплавления, наварки, привинчивания корректирующих масс (противовесов) либо путем высверливания или фрезерованием ротора с противоположной («тяжелой») стороны.

Точность балансировки ротора характеризуется значением остаточного дисбаланса \bar{D}_0 в каждой из плоскостей коррекции, которое не должно превышать допустимых для данного класса точности значений, регламентируемых ГОСТ 22061–76.

Основы теории рамных балансировочных станков

Рама с ротором образуют линейную упруго-инерционную систему с двумя степенями свободы – вращение ротора и качание рамы. При вращении ротора неуравновешенные инерционные силы будут возбуждать колебания рамы. С целью независимого подбора корректирующих масс в каждой плоскости коррекции ротор устанавливают на раме так, чтобы одна из плоскостей коррекции (плоскость *II* на рис. 34) проходила через ось качания рамы. При этом инерционные силы, действующие на корректирующую массу, установленную в этой плоскости, не оказывают влияния на колебания рамы.

Таким образом, измеряемая индикатором амплитуда колебаний рамы пропорциональна величине дисбаланса ротора в плоскости коррекции *I*.

Зависимость амплитуды колебаний рамы от частоты вращения ротора приведена на рис. 35. Для увеличения чувствительности станка к величине неуравновешенности и исключения необходимости измерения частоты вращения ротора при проведении измерений они проводятся на резонансной частоте (т. е. при максимальной амплитуде колебаний). С этой целью в установке используется индикатор, фиксирующий максимальное отклонение.

Определение дисбаланса ротора, а значит, и противоположного ему по направлению дисбаланса корректирующей массы, проводится методом трех пусков. При первом пуске измеряется амплитуда s_1 , вызванная действием дисбаланса ротора D_1 . Для этого ротор разгоняют до частоты вращения, превышающей собственную частоту колебаний рамы ω_0 в 1,5–2 раза, и в процессе его торможения (выбега) регистрируют по индикатору максимальную амплитуду колебаний рамы.

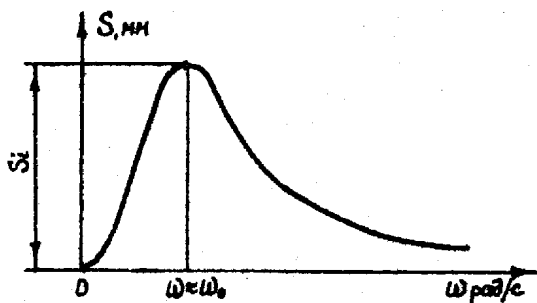


Рис. 35. Зависимость амплитуды колебаний рамы от частоты вращения ротора

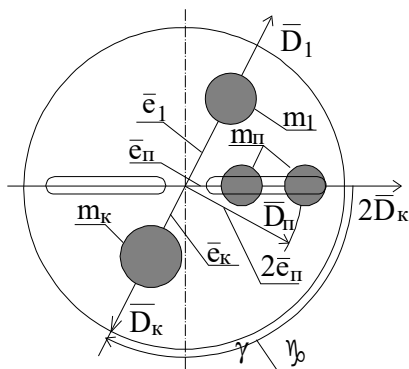


Рис. 36. Дисбаланс ротора совместно с пробным дисбалансом

При втором пуске измеряется амплитуда, вызванная действием дисбаланса ротора совместно с пробным дисбалансом. Для этого в плоскость коррекции I в некотором произвольно выбранном направлении вводят пробный дисбаланс $\bar{D}_п$. Этот дисбаланс создается закреплением в одном из пазов диска I (рис. 36) массы $m_п$ на расстоянии $e_п$ от оси вращения ротора, т. е. $D_п = m_п \cdot e_п$. Затем проводят второй пуск и измеряют амплитуду s_2 .

При третьем пуске измеряется амплитуда s_3 , вызванная действием дисбаланса ротора совместно с увеличенным в два раза пробным дисбалансом (масса $m_п$ перемещается в пазу в положение с координатой $2e_п$ при неизменном направлении). Рассматривая дисбалансы как векторы, можно записать:

$$\bar{D}_2 = D_1 + D_{\Pi}, \quad (67)$$

$$\bar{D}_3 = D_1 + 2D_{\Pi}. \quad (68)$$

На рис. 37, а изображены планы дисбалансов, соответствующие приведенным уравнениям.

Дисбаланс корректирующей массы должен быть равен по величине D_1 и противоположен ему по направлению. Кроме того, он составляет с дисбалансом \bar{D}_{Π} угол γ .

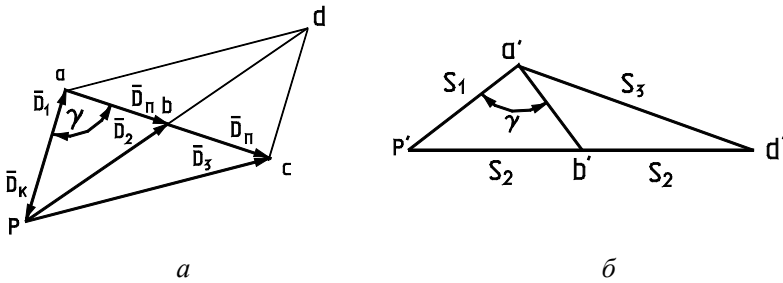


Рис. 37. Планы дисбалансов

Для расчета величины дисбаланса D_1 и угла γ строится по измеренным амплитудам s_1 , s_3 и $2s_2$, как по трем сторонам, треугольник $p'a'd'$ (рис. 37, б) и проводится в нем медиана $a'b'$. Покажем, что треугольник $p'a'b'$ подобен треугольнику pab . Для этого достраиваем треугольник pac до параллелограмма $padc$ и проводим в нем диагональ pd . Треугольники pad и $p'a'd'$ подобны, так как их стороны пропорциональны. А значит, подобны и треугольники pab и $p'a'b'$. Из подобия этих треугольников следует, что

$$D_1 = D_{\Pi}(p'a')/(a'b'). \quad (69)$$

Аналитическое выражение для определения D_1 следует из свойств треугольника $\Delta p'a'd'$:

$$s_{\Pi} = \sqrt{(s_1^2 + s_3^2 - 2s_2^2)}/2, \quad (70)$$

$$\gamma = \arccos \{(s_1^2 + s_{\Pi}^2 - s_2^2)/(2s_1 \cdot s_{\Pi})\}, \quad (71)$$

$$D_1 = D_{\Pi}s_1/s_{\Pi}. \quad (72)$$

Чтобы уравновесить ротор в плоскости коррекции I , необходимо разместить в ней корректирующую массу m_k на эксцентриситете e_k так, чтобы создать корректирующий дисбаланс \bar{D}_k :

$$\bar{D}_k = -D_1 = m_k \cdot e_k. \quad (73)$$

Необходимо отметить, что формула (71), в силу четности функции $\cos \gamma$, дает два решения: $+\gamma$ и $-\gamma$. Искомое значение определяют опытным путем по меньшей величине остаточного дисбаланса D_0 (амплитуда s_0) поворотом диска на угол $\pm\gamma$.

Установка для динамической балансировки ротора ТММ 98-6

Установка (рис. 38) представляет собой рамку 1 с закрепленным на ней барабаном (балансируемым ротором) 2 на двух подшипниковых опорах. Рамка закреплена на плите-основании 3 на трех опорах, две левые из которых представляют собой упругий шарнир на плоских пружинах 4, а третья правая – опору на пружинах кручения 5. К торцам барабана по одному с каждой стороны прикреплены грузы, создающие предварительный дисбаланс, и по два корректирующих 6. Барабан легко отсоединяется от рамки для поворота на 180° и повторного закрепления. Разгон барабана осуществляется электродвигателем 7. Частота вращения барабана измеряется оптоэлектронным датчиком. Амплитуда колебаний пружинной опоры барабана определяется сигналом датчика амплитуды 8. Рядом с установкой на столе размещается блок управления 9.

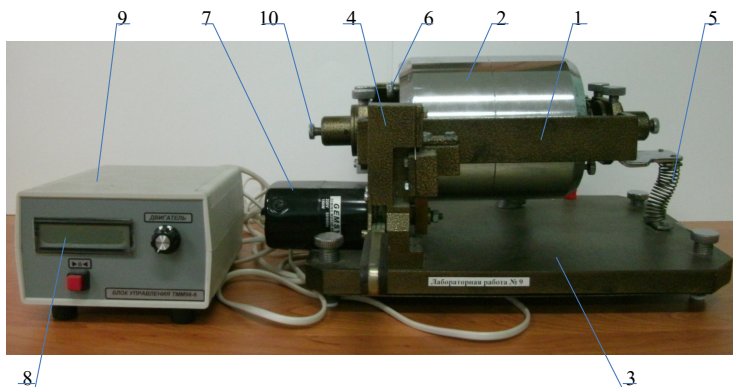


Рис. 38. Установка для динамической балансировки ротора ТММ 98-6

В установке предусмотрено регулирование силы торможения барабана механическим тормозом 10 за счет изменения жесткости пружины. Электродвигатель питается через блок управления 9 от сети переменного тока 220 В – 50 Гц. Скорость двигателя плавно регулируется от нуля до максимума соответствующим регулятором на лицевой панели блока управления. Регулятор оснащен выключателем в крайнем левом положении, обеспечивающим полное обесточивание двигателя.

Техника безопасности

1. Перед эксплуатацией установки подключите заземляющий болт на его корпусе, обозначенный знаком «⊥», к контуру заземления лаборатории.

2. К работе на установке допускаются лица, ознакомленные с ее устройством, принципом действия и мерами безопасности в соответствии с требованиями, приведенными в настоящем разделе.

3. Работы, связанные с подготовкой установки к эксплуатации, ее обслуживанием, нужно производить, не подключая блок управления к питающей сети.

4. Запрещается во время работы отключать кабели, соединяющие между собой отдельные составные части установки.

5. Запрещается работа на установке при отодвинутой от барабана планке безопасности.

6. При проведении лабораторных работ не разрешается прикасаться к вращающимся частям.

7. После окончания работы с установкой необходимо отключить блок питания от питающей сети.

Порядок выполнения работы

1. Сдвинуть груз, создающий дисбаланс, по радиальному пазу на максимальное расстояние от оси барабана (33 мм) и закрепить.

2. Передвигая по круговому пазу, установить корректирующие грузы напротив друг друга (например 110° и 290°) и закрепить.

3. Подать питающее напряжение на блок управления, нажав на клавишу «Сеть».

4. Подвести фрикционный диск на валу электродвигателя к барабану и прижать.

5. Включить электродвигатель, плавно поворачивая ручку «Двигатель» регулятора частоты вращения двигателя по часовой стрелке на некоторый угол, разогнать барабан.

6. Отвести фрикционный диск на валу электродвигателя от барабана и выключить двигатель, повернув ручку «Двигатель» в крайнее левое положение до щелчка. Обнулить показания индикаторов измерения амплитуды колебаний и частоты вращения барабана, нажав на кнопку ►0◄ на лицевой панели блока управления.

7. Дождаться полной остановки вращения барабана, снять показания индикаторов резонансной частоты вращения барабана (F) и максимальной амплитуды колебаний пружинной опоры (A) при этой частоте и записать в лабораторный журнал.

8. Передвинуть один из корректирующих грузов на новое место так, чтобы оба груза оказались на одинаковом расстоянии от горизонтальной оси во второй и третьей четверти круга (с 290° на 250°), и закрепить.

9. Повторить манипуляции по пп. 3–7. Убедиться в том, что максимальное значение амплитуды колебаний при резонансной частоте вращения барабана уменьшилось.

10. Передвинуть корректирующие грузы в сторону вертикальной оси на угол $\pm 10^\circ$ (со 110° до 100° и с 250° до 240°), закрепить и снова повторить манипуляции по пп. 3–7.

11. Зафиксировать изменение амплитуды колебаний при резонансной частоте вращения барабана и, при необходимости, произвести очередную перестановку одного из грузов на угол $\pm 5^\circ$ и снова повторить манипуляции по пп. 3–7.

12. Повторить манипуляции по п. 11, постепенно уменьшая значение угла α до тех пор, пока амплитуда колебаний при резонансной частоте вращения барабана будет наименьшей.

13. Ослабив винты крепления планки безопасности, отодвинуть ее назад по пазам от барабана. Отсоединить барабан от рамки, развернуть концы на 180° , осторожно, чтобы не повредить датчик частоты вращения барабана, установить и привернуть к рамке. Придвинуть планку безопасности к барабану, установив зазор между ними 1–2 мм, и закрепить винтами к рамке.

14. Прodelать все манипуляции по пп. 1–12.
15. Отключить питающее напряжение, нажав клавишу «Сеть».
16. Сдвинуть груз, создающий дисбаланс, по радиальному пазу на следующее место, необходимое по условиям задания, и закрепить.
17. Прodelать все манипуляции по пп. 3–15.
18. В конце работы отключить питание установки от сети, вытянув вилку сетевого шнура из розетки.

Примечание. Полная балансировка концов барабана при расположении грузов, создающих дисбаланс, согласно п. 1, наступает при следующих приблизительных значениях углов закрепления корректирующих грузов:

- конец А – 106° и 245° ;
- конец Б – 120° и 240° .

19. Сделать выводы по работе, отразив в них уменьшение неуравновешенности ротора в данной плоскости коррекции, оценив точность балансировки.

Оформить бланк отчета по лабораторной работе в соответствии с прил. 9.

Контрольные вопросы и задания

1. При каких условиях ротор называют неуравновешенным?
2. При каких условиях ротор называют уравновешенным?
3. Какие бывают виды неуравновешенности ротора?
4. Что называют балансировкой?
5. Какой метод применяют при расчете величины дисбаланса?
6. Объясните принцип работы установки ТММ 98-6.
7. Почему при балансировке делается три различных испытания?

Лабораторная работа 10 МЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы — для заданной схемы механизма на рабочем перемещении выходного звена выбрать размеры звеньев l_1 и l_2 и начальную координату φ_{10} , обеспечивающие наилучшее совпадение функции положения (ФП) механизма с заданной ФП.

Задачи:

1. Привести задачу синтеза по ФП к задаче синтеза по трем положениям.
2. Осуществить кинематический синтез механизма и определить l_1 , l_2 и φ_{10} .
3. Оценить экспериментально точность воспроизведения заданной ФП моделью синтезированного механизма.

Общие положения

Передаточный механизм необходим для преобразования заданного движения входного звена I в требуемое движение выходного звена 3 . При этом координаты выходного звена γ_3 или S_C в зависимости от координаты входного φ_1 определяются функцией положения механизма:

$$\gamma_3 = f(\varphi_1) \quad \text{или} \quad S_C = f(\varphi_1). \quad (74)$$

Первую производную от этого выражения по обобщенной координате называют первой кинематической передаточной функцией и обозначают:

— для углового перемещения

$$u_{31} = u_{q3} = d\gamma_3 / d\varphi_1; \quad (75)$$

— для линейного

$$V_{qC} = dS_C / d\varphi_1. \quad (76)$$

Задача кинематического синтеза для заданной или выбранной схемы механизма: определить размеры его звеньев, обеспечивающие на рабочем перемещении выходного звена $\Delta\gamma_3$ или ΔS_C наилучшее приближение его функции положения к заданной. Рассмотрим это на примере. Допустим, задана линейная функция положения:

$$\gamma_3 = \gamma_{30} + u_{31}\varphi_1, \quad (77)$$

где $u_{31} = \text{const}$ и предложено реализовать ее четырехшарнирным механизмом.

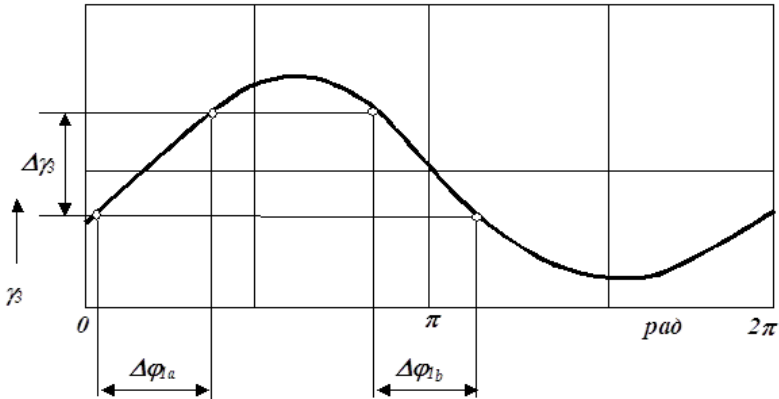


Рис. 39. Функция положения четырехшарнирного механизма

Функция положения этого механизма не линейна и за цикл движения может быть описана графиком, изображенным на рис. 39.

На участках $\Delta\varphi_{1a}$ и $\Delta\varphi_{1b}$ эта функция приближается к линейной (на участке $\Delta\varphi_{1a} \rightarrow u_{31} > 0$, на $\Delta\varphi_{1b} \rightarrow u_{31} < 0$), и, следовательно, с определенной точностью можно решить поставленную задачу. Задача синтеза сводится к определению размеров звеньев механизма l_1 и l_2 и начальной координаты φ_{10} , обеспечивающих наилучшее приближение функции положения механизма к заданной линейной функции.

Приведение задачи синтеза механизма по ФП к задаче синтеза по трем положениям

По исходным данным ($\Delta\gamma_3$, γ_{30} и u_{31}) построим график заданной ФП (рис. 40). Так как $u_{31} = \text{const}$, то

$$u_{31} = d\gamma_3 / d\varphi_1 = \Delta\gamma_3 / \Delta\varphi_1, \quad (78)$$

откуда определим перемещение входного звена $\Delta\varphi_1$, соответствующее рабочему перемещению выходного звена $\Delta\gamma_3$. Заданная ФП будет диагональю прямоугольника $abcd$ (при $u_{31} > 0$ – диагональ ac , при $u_{31} < 0$ – диагональ bd). Положим, что $u_{31} < 0$. Тогда начальная координата γ_{30} больше конечной γ_{3n} и соответствует ординате точки b . Если $u_{31} > 0$, то $\gamma_{3n} > \gamma_{30}$ и γ_{30} соответствует ординате точки a .

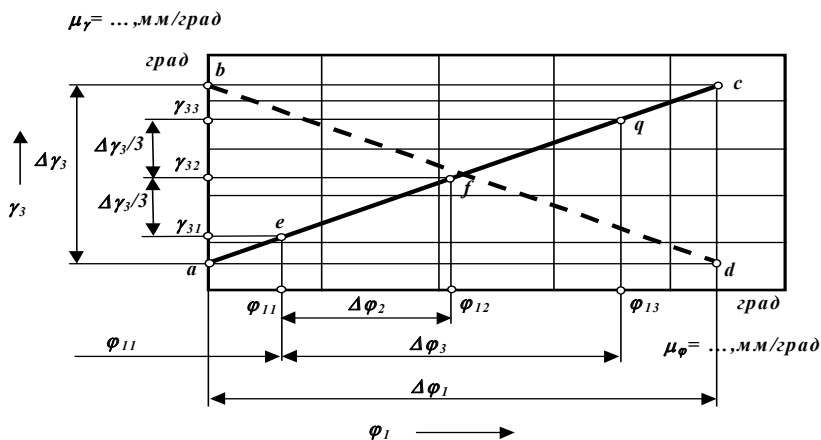


Рис. 40. График заданной функции положения

Для описания рабочего участка ФП разобьем отрезок ac на части (точки e, f, q), выбрав первую точку случайным образом, и определим ординаты этих точек γ_{31} , γ_{32} и γ_{33} , а также приращения абсциссы $\Delta\varphi_2$ и $\Delta\varphi_3$. Углы γ_{31} , γ_{32} и γ_{33} определяют некоторые три положения выходного звена на рабочем участке, а приращения углов $\Delta\varphi_2$ и $\Delta\varphi_3$ — углы поворота входного звена при переходе звена 3 из положения 1 (точка e) в 2 (точка f) и из 1 в 3 (точка q) соответственно. Эти величины в совокупности с размерами l_3 и l_4 (или e) позволяют свести задачу синтеза механизма по заданной ФП к известной задаче синтеза механизма по трем положениям.

Решение задачи синтеза механизма по трем положениям

Графический метод решения. Рассмотрим движение механизма в неподвижной системе координат XAY (рис. 41). Относительно этой системы звенья движутся с исходными угловыми скоростями, значения которых приведены во второй строке табл. 5.

Таблица 5

Угловые скорости звеньев

Скорость	Номер звена			
	1	2	3	4
Исходная угловая	ω_1	ω_2	ω_3	0
В обратном движении	0	$\omega_2 - \omega_1$	$\omega_3 - \omega_1$	$-\omega_1$

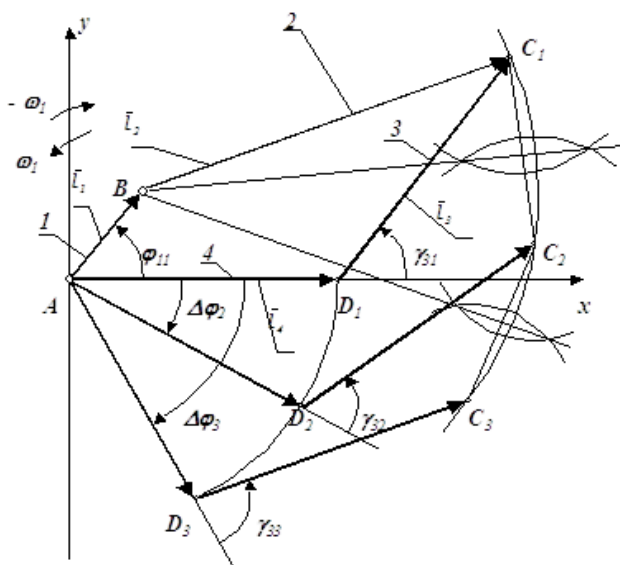


Рис. 41. Движение механизма в неподвижной системе координат

Для того чтобы звено I (вектор l_1) в системе координат XAY стало неподвижным, необходимо сообщить всем звеньям механизма дополнительное вращение со скоростью $-\omega_1$. При этом звено 4 станет подвижным и будет вращаться относительно точки A со скоростью $-\omega_1$. В системе координат XAY в обратном движении изобразим в трех положениях векторную сумму $\bar{l}_3 + \bar{l}_4$, определяющую положения центра шарнира C_i . Отложим по оси x вектор \bar{l}_4 . Из конца этого вектора — точки D_1 под углом γ_{31} к его направлению отложим вектор \bar{l}_3 и получим положение точки C_1 . Повернем вектор \bar{l}_4 в направлении $-\omega_1$ на угол $\Delta\varphi_2$. Из точки D под углом γ_{32} к нему проведем вектор \bar{l}_3 и найдем положение точки C_2 . Сделав аналогичные построения для третьего положения векторной суммы с угловыми координатами $\Delta\varphi_3$ и γ_{33} , определим положение точки C_3 . Шарнир B образован звеньями I и 2 и в обратном движении неподвижен. Шарнир C соединен с шарниром B звеном 2 , поэтому точки C_i лежат на окружности радиуса l_2 с центром в точке B . Чтобы графически определить центр B окружности, проходящей через три заданные точки, необходимо провести две прямые: C_1C_2

и C_2C_3 . Затем через их середины провести перпендикуляры, точка пересечения которых будет искомой точкой B . Указанные построения выполняют в натуральную величину ($\mu_1 = 1 \text{ мм/мм}$). Отрезки на чертеже соответствуют размерам звеньев:

$$l_1 = AB/\mu_1,$$

$$l_2 = BC_1/\mu_1,$$

а угол $\angle BAD = \varphi_{11}$ — начальной угловой координате звена I .

Построения при синтезе кривошипно-ползунного механизма аналогичны (рис. 42). Положения точек C_i здесь определяются суммой векторов $\vec{S}_{3i} + e$, угол между которыми во всех трех положениях равен 90° .

Основные преимущества графического метода — простота и наглядность. Недостатки — невысокая точность, особенно если угол между перпендикулярами небольшой.

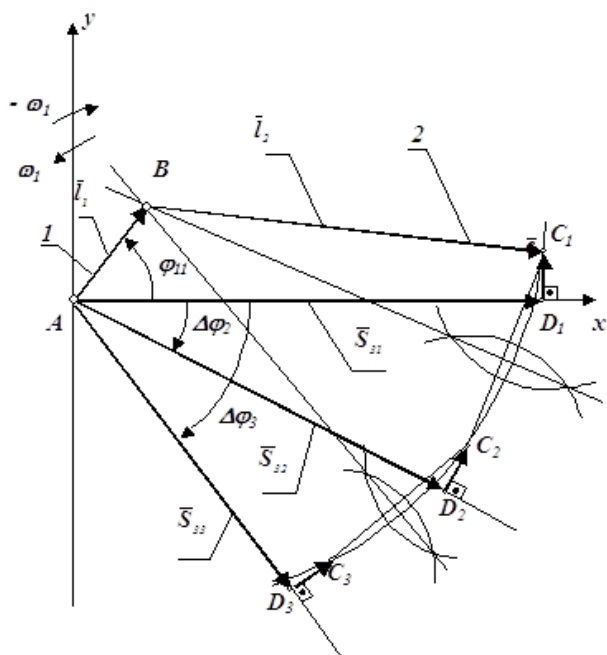


Рис. 42. Синтез кривошипно-ползунного механизма

Аналитический метод решения

Координаты точек $C_i (i = 1, 2, 3)$ определяются проекциями векторной суммы $\bar{l}_4 + \bar{l}_3$ (или $\bar{S}_{3i} + e$) на координатные оси:

$$x_{ci} = \alpha_i \cos \Delta\varphi_i + b \cos(\gamma_{3i} - \Delta\varphi_i), \quad (79)$$

$$y_{ci} = -\alpha_i \sin \Delta\varphi_i + b \sin(\gamma_{3i} - \Delta\varphi_i), \quad (80)$$

где $a_i = l_4$, $b = l_3$, $\Delta\varphi_1 = \varphi_{1i} - \varphi_{11}$ — для шарнирного четырехзвенника; $a_i = S_{3i}$, $b = e$, $\Delta\varphi = \varphi_{1i} - \varphi_{11}$, $\gamma_{31} = 90^\circ$ — для кривошипно-ползунного механизма.

Координаты (x_B, y_B) точки B окружности, проходящей через точки C_i с координатами (x_{ci}, y_{ci}) , определим по системе трех уравнений с тремя неизвестными x_B, y_B и l_2 :

$$(x_{ci} - x_B)^2 + (y_{ci} - y_B)^2 = l_2^2, \quad (81)$$

откуда

$$l_2 = \sqrt{(x_{c1} - x_B)^2 + (y_{c1} - y_B)^2}, \quad (82)$$

$$l_1 = \sqrt{x_B^2 + y_B^2}, \quad (83)$$

$$\varphi_{11} = \arcsin|y_B / l_1|. \quad (84)$$

Где

- при $\varphi_{11} = \varphi'_{11}$ $x_B > 0, y_B > 0$;
- при $\varphi_{11} = 180^\circ - \varphi'_{11}$ $x_B < 0, y_B > 0$;
- при $\varphi_{11} = 180^\circ + \varphi'_{11}$ $x_B < 0, y_B < 0$;
- при $\varphi_{11} = 360^\circ - \varphi'_{11}$ $x_B > 0, y_B < 0$;
- φ'_{11} — главное значение угла.

Для синтезированного механизма по правилу Грасгофа определим число кривошипов: если $L_1 + L_4 < L_2 + L_3$ и $L_1 = l_4$, то механизм двухкривошипный; если $L_1 + L_4 < L_2 + L_3$ и $L_1 = l_1$ или $L_1 = l_3$, то механизм кривошипно-коромысловый; в противном случае механизм двухкоромысловый. Длины звеньев механизма L_i рассортированы по условию

$$L_1 < L_2 < L_3 < L_4. \quad (85)$$

Вращающееся звено механизма называют кривошипом, если оно может поворачиваться на угол 2π и более, или коромыслом, если угол его поворота меньше 2π .

При проектировании кривошипно-ползунного механизма проверяют условие существования кривошипа:

$$l_1 < l_2 - |e|. \quad (86)$$

Если это неравенство не выполняется, то механизм будет коромысло-ползунным.

Описание экспериментальных моделей

Модель шарнирного четырехзвенника (рис. 43) состоит из основания 7, на котором неподвижно закреплен шарнир A . Шарнир D может перемещаться в пазу основания по горизонтали и фиксироваться гайкой в требуемом положении $l_4 = l_4$, измеряемом по шкале 5. Рычаги 1, 2 и 3 механизма имеют переменную длину, которая может изменяться в следующих пределах: $30 \text{ мм} \leq l_1 \leq 180 \text{ мм}$, $110 \text{ мм} \leq l_2 \leq 200 \text{ мм}$, $30 \text{ мм} \leq l_3 \leq 180 \text{ мм}$.

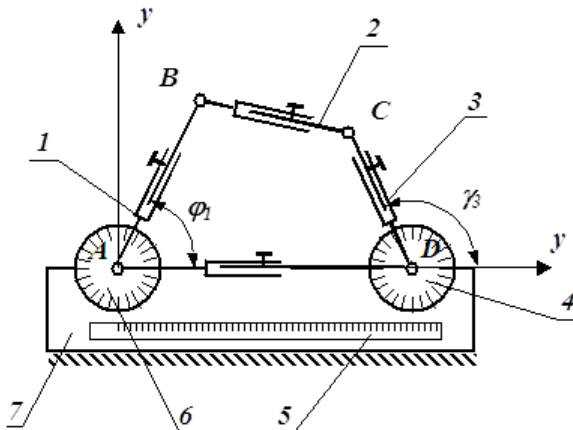


Рис. 43. Модель шарнирного четырехзвенного механизма

Размеры звеньев устанавливают между центрами шарниров с помощью линейки или штангенциркуля и фиксируют стопорными гайками. Для измерения углов γ_3 и φ_1 на неподвижных звеньях шарниров A и D размещены угловые шкалы 4 и 6, а на подвижных — стрелки, указывающие направление векторов \bar{l}_1 и \bar{l}_3 .

Модель кривошипно-ползунного механизма (рис. 44) состоит из основания 8, на котором неподвижно закреплен шарнир A .

Пластина 4 может перемещаться относительно основания по вертикали и фиксироваться в требуемом положении (определяемом эксцентриситетом e) гайками. Величина эксцентриситета измеряется по шкале 5. Ползун перемещается по горизонтали в пазу пластины 4. Размеры звеньев 1 и 2 могут регулироваться в пределах $25 \text{ мм} \leq l_1 \leq 65 \text{ мм}$ и $110 \text{ мм} \leq l_2 \leq 200 \text{ мм}$, а эксцентриситет — в пределах $-30 \text{ мм} \leq e \leq +30 \text{ мм}$. Угол φ_1 измеряется по шкале 7 и стрелке, указывающей направление вектора \vec{l}_1 . Перемещение S_3 измеряется по шкале 6 по стрелке на ползуне, определяющей положение центра шарнира C.

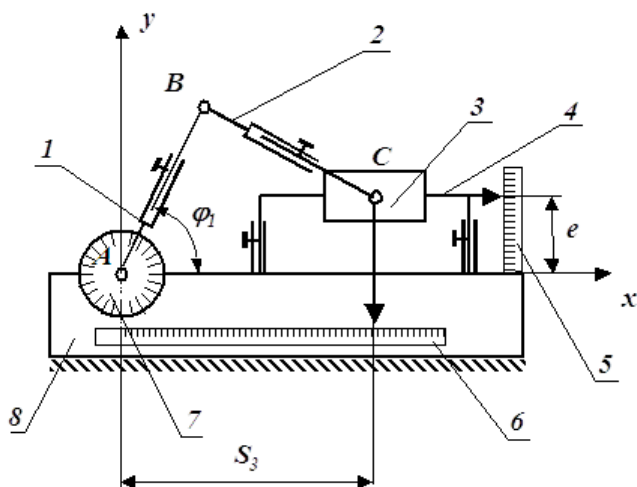


Рис. 44. Модель кривошипно-ползунного механизма

Экспериментальная оценка точности воспроизведения заданной функциональной зависимости

При экспериментальной проверке оценивается не точность аппроксимации ФП механизма заданной ФП, а влияние погрешностей размеров звеньев модели и зазоров в КП. Поэтому проверку точности воспроизведения заданной ФП проводим для трех исходных положений выходного звена: γ_{31} , γ_{32} и γ_{33} . На модели устанавливаем заданные l_3 , l_4 (или e) и рассчитанные l_1 , l_2 размеры звеньев. Задаем входному звену угловую координату φ_{1k} , соответствующую заданному положению выходного звена γ_{3k} , и считываем со шкалы

γ_{3kj} — фактическое значение угловой координаты выходного звена, воспроизводимое моделью механизма (где индекс $k = 1, 2, 3$ соответствует новому положению входного звена, а индекс $j = 1, 2, 3$ — повторному измерению). При каждом измерении желательнее заново устанавливать размеры звеньев модели. Рандомизированная последовательность проведения измерений, определенная по таблице случайных чисел, указана цифрами в графе γ_{3kj} соответствующей таблицы журнала. По заданным γ_{3k} и измеренным γ_{3kj} положениям выходного звена оценивают точность воспроизведения моделью заданной ФП. Для этого рассчитывают математическое ожидание $\Delta\bar{\gamma}_{3k}$, среднее квадратичное отклонение $\sigma\gamma_{3k}$ и среднее этих отклонений $s\gamma_3$.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с описанием работы, записать в журнале исходные данные заданного преподавателем варианта.

2. Выполнить графический синтез механизма по трем положениям и записать результаты в таблицу журнала. Различие между результатами графического и аналитического решения не должно быть более 10 %.

3. Выставить на модели механизма размеры звеньев по результатам аналитического решения. Провести экспериментальную оценку точности воспроизведения заданной ФП моделью механизма по трем положениям. Результаты измерений γ_{3kj} (или s_{3kj}) занести в журнал.

4. Проанализировать полученные результаты, оценив точность воспроизведения моделью, сформулировать выводы по работе. Примерная формулировка вывода: «Модель синтезированного кривошипно-коромыслового механизма воспроизводит заданные положения со средней абсолютной погрешностью 3 градуса».

Оформить бланк отчета по лабораторной работе в соответствии с прил. 10.

Таблица 6

Исходные данные для шарнирных четырехзвенников

Параметр	№ варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
u_{31}	0,57	0,5	0,8	0,65	0,53	-0,33	-0,4
$\Delta\gamma_3$, град	51	45	72	40	48	45	30
γ_{30} , град	40	60	70	50	60	170	165
l_3 , мм	150	120	150	150	120	100	100
l_4 , мм	100	100	150	100	70	180	200

Таблица 7

Исходные данные для кривошипно-ползунных механизмов

Параметр	№ варианта						
	1	2	3	4	5	6	7
V_{qC} , мм/град	0,7	-0,45	-0,85	1,14	0,49	-0,97	0,97
Δs_3 , мм	66	39	51	90	45	87	87
s_{30} , мм	165	215	150	100	175	202	110
e , мм	-25	30	15	15	30	15	0

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Евдокимов, Ю.И. Теория механизмов и машин : курс лекций. Ч. 1. Структура, кинематика и кинетостатика механизмов / Ю.И. Евдокимов. – Новосибирск : НГАУ, 2013. – 135 с.
2. Балахнина, А.А. Прикладная механика. Теория механизмов и машин : электрон. учеб. пособие / А.А. Балахнина. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2015. – 155 с. – 1 оптический диск.
3. Киницкий, Я.Т. Техническая механика : учеб. пособие / Я.Т. Киницкий ; под ред. Д.В. Чернилевского. – В 4 кн. Кн. 3. Основы теории механизмов и машин. – Москва : Машиностроение, 2012. – 104 с. – (Для вузов).
4. Тарабарин, В.Б. лабораторный практикум по теории механизмов и машин / В.Б. Тарабарин, В.В. Кузенков, Ф.И. Фурсяк. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 80 с.

Форма отчета

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика»

Отчет по лабораторной работе 1
по курсу «Теория механизмов и машин»

СТРУКТУРА МЕХАНИЗМОВ

Студенты _____ группа _____

ТОЛЬЯТТИ 20__ г.

1. Наименование механизма.
2. Кинематическая схема механизма.
3. Характеристика кинематических пар:

Обозначение пары	Подвижность пары (одно- или двухподвижная)	Звенья, образующие пару	Какая пара: высшая или низшая; вращательная или поступательная

4. Степень подвижности механизма:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2,$$

где n – число подвижных звеньев механизма;

p_1 – количество одноподвижных кинематических пар в механизме;

p_2 – количество двухподвижных кинематических пар в механизме.

Выводы.

Форма отчета

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика»

Отчет по лабораторной работе 2
по курсу «Теория механизмов и машин»

ПОСТРОЕНИЕ ТРАЕКТОРИЙ ТОЧЕК МЕХАНИЗМА

Студенты _____ группа _____

ТОЛЬЯТТИ 20__ г.

1. Кинематическая схема механизма.

2. Длины звеньев AB , BC .

3. Масштабный коэффициент:

$$\mu_l = \frac{r}{AB} \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

4. Вычерчивание 12 положений механизма.

Форма отчета

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика»

Отчет по лабораторной работе 3
по курсу «Теория механизмов и машин»

ЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗУБЧАТОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Студенты _____ группа _____

ТОЛЬЯТТИ 20___ г.

Таблица 2

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НУЛЕВОГО И ПОЛОЖИТЕЛЬНОГО КОЛЕС

Наименование	Обозначение	Нулевое колесо	Положительное колесо
1. Диаметр делительной окружности	d	$d_1 = d_2$ – обозначен на приборе	
2. Число зубьев	z	$z_1 = \frac{d_1}{m}$	$z_2 = \frac{d_2}{m}$
3. Диаметр основной окружности	d_b	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha$	$d_{b2} = d_2 \cos \alpha$
4. Угол профиля рейки	α	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 20^\circ$
5. Шаг зацепления	P	$P = \pi m$	$P = \pi m$
6. Коэффициент коррекции	x	$x_1 = 0$	$x_2 = \frac{(17-z_2)}{17}$
7. Абсолютное смещение инструмента	a	0	$a = mx_2$

Прилагается модель зубчатого колеса, вычерченного на приборе ТММ-42 согласно полученным расчетам.

Форма отчета

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика»

Отчет по лабораторной работе 4
по курсу «Теория механизмов и машин»

ПОСТРОЕНИЕ КАРТИНЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Студенты _____ группа _____

ТОЛЬЯТТИ 20__ г.

Таблица 2

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НУЛЕВОГО И ПОЛОЖИТЕЛЬНОГО КОЛЕС

Наименование	Обозначение	Нулевое колесо	Положительное колесо
1. Диаметр делительной окружности	d	$d_1 = d_2$ – обозначен на приборе	
2. Число зубьев	z	$z_1 = \frac{d_1}{m}$	$z_2 = \frac{d_2}{m}$
3. Диаметр основной окружности	d_b	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha$	
4. Угол профиля рейки	α	$\alpha = 20^\circ$	
5. Шаг зацепления	P	$P = \pi m$	
6. Коэффициент коррекции	x	$x_1 = 0$	
7. Абсолютное смещение инструмента	a	0	
8. Толщина зуба по делительной окружности	S	$S_1 = 0,5P$	
9. Угол зацепления в сборке	α_w	$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \text{tg } \alpha$; $\alpha_w =$	
10. Межцентровое расстояние	a_w	$a_w = 0,5m(z_1 + z_2) \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	
11. Радиус окружности впадин	r_f	$r_f = r_1 - 1,25m$	
12. Радиус окружности выступов	r_a	$r_a = a_w - (r_f + 0,25m)$	
13. Коэффициент перекрытия	ϵ_α	$\epsilon_\alpha = \frac{a_6}{P \cdot \cos \alpha_w}$	

Прилагается чертеж картины зацепления двух зубчатых колес.

Форма отчета

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика»

Отчет по лабораторной работе 5
по курсу «Теория механизмов и машин»

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ
С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ КОЛЕС

Студенты _____ группа _____

ТОЛЬЯТТИ 20__ г.

1. Заданная схема зубчатого механизма.
Входное звено –
Выходное звено –
Ступени механизма –

2. Кинематическая схема механизма.
Способы соединения колес с валами.

3. Определение числа зубьев колес.

4. Определение передаточных отношений каждой ступени.

5. Определение общего передаточного отношения заданного механизма.

6. Проверка расчетного значения общего передаточного отношения опытным путем, формула (14).

Форма отчета

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика»

Отчет по лабораторной работе 6
по курсу «Теория механизмов и машин»

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ
И ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Студенты _____ группа _____

ТОЛЬЯТТИ 20__ г.

1. Ознакомление с устройством заданного механизма (схема).
2. Заполнение таблиц.

Таблица 3

Для планетарных механизмов

Тип исследуемого механизма и его кинематическая схема (на схеме указываются номера колес)	
Тип обращенного механизма и его кинематическая схема	
Числа зубьев колес	
Формула и результат определения передаточного отношения планетарного механизма от центрального колеса к водилу	
Формула и результат определения передаточного отношения обращенного механизма	
Угол поворота водила при опытном определении передаточного отношения	
Угол поворота ведомого центрального колеса	
Передаточное отношение, полученное опытным путем	

Таблица 4

Для дифференциального механизма с коническими колесами

Тип исследуемого механизма и его кинематическая схема (на схеме указываются номера колес)	
Тип и кинематическая схема обращенного механизма	
Числа зубьев колес	
Формула и результат вычисления передаточного отношения обращенного механизма	
Тип и кинематическая схема планетарного механизма, полученного из дифференциального механизма путем закрепления одного из центральных колес	
Формула и результат вычисления передаточного отношения планетарного механизма: а) при ведущем водиле; б) при ведущем центральном колесе	
Угол поворота водила при закреплении центрального колеса	
Угол поворота центрального колеса	
Угол поворота водила при закреплении другого центрального колеса и освобождении первого	
Угол поворота другого центрального колеса	

Форма отчета

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика»

Отчет по лабораторной работе 7
по курсу «Теория механизмов и машин»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ
КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА
РЕЗОНАНСНЫМ МЕТОДОМ

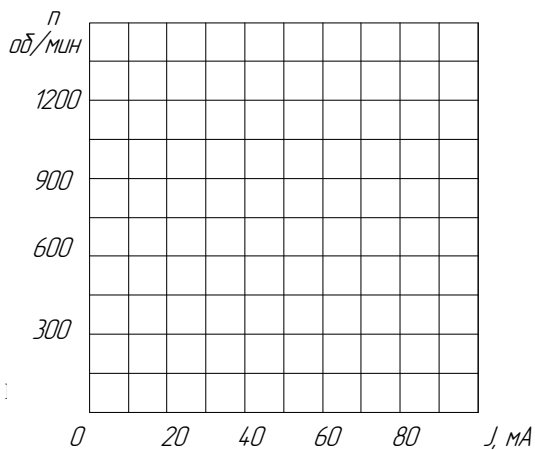
Студенты _____ группа _____

ТОЛЬЯТТИ 20__ г.

1. Кинематическая схема заданного механизма.
2. Определение $J_{\text{пр}}$ механизма резонансным методом по формуле (42).
3. Значения постоянных параметров установки.
4. Таблица расчетных и экспериментальных данных.

φ	0	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°	270°	300°	330°
J , мА												
n , об/мин												
$f_{\text{в}} = f_{\text{с}}$												
$J_{\text{пр}}$, кгм ²												

5. График зависимости $J_{\text{пр}} = f(\varphi)$.



6. Выводы по результатам экспериментов.

Форма отчета

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика»

Отчет по лабораторной работе 8
по курсу «Теория механизмов и машин»

ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ
ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ЗВЕНА

Студенты _____ группа _____

ТОЛЬЯТТИ 20__ г.

1. Схема балансировочного станка вместе с балансируемым ротором.
2. Таблица результатов измерений максимальных амплитуд колебаний в плоскости I .

Номер измерений	Амплитуда		
	A_1	A_2	A_3
1			
2			
3			
Среднее			

3. Расчет амплитуды колебаний A_d от добавочного груза.

Масса дополнительного груза $m_d =$

Радиус установки дополнительного груза $r_d =$

Дисбаланс дополнительного груза:

$$D_d = m_d \cdot r_d =$$

Амплитуда:

$$A_d = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2 - 2 \cdot A_1^2}{2}} =$$

4. Параметры противовеса в плоскости I .

Дисбаланс:

$$D_n = \frac{A_1}{A_d} \cdot m_d \cdot r_d =$$

Массу противовеса принимаем равной

$$m_n =$$

Тогда

$$r_n = \frac{D_n}{m_n} =$$

5. Результаты расчета угла поставки противовеса:

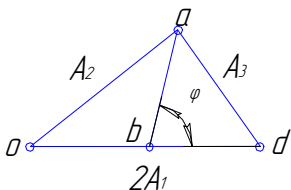
$$\cos \varphi = \frac{A_d^2 + A_1^2 - A_3^2}{2 \cdot A_d \cdot A_1} =$$

$$\pm \varphi = \arccos \dots =$$

Возможные углы установки противовеса:

$$\varphi_n^{(1)} = 180^\circ + \varphi =$$

6. Графическое определение A_d и φ :



$$\mu_c = \frac{2 \cdot A_1}{[od]} =$$

$$A_d = [ba] \cdot \mu_c =$$

$$\varphi = \angle abd =$$

7. Результаты измерений контрольных амплитуд:

φ		Измерения			Среднее значение амплитуды A_o
		№ 1	№ 2	№ 3	
$\varphi_n^{(1)}$	A_o				
$\varphi_n^{(2)}$	A_o				

8. Показатели качества балансировки.

Остаточная неуравновешенность после балансировки:

$$\delta_A = \frac{A_0}{A_1} \cdot 100 \% =$$

Остаточный дисбаланс:

$$D_0 = \frac{A_0}{A_1} \cdot m_d \cdot r_d =$$

9. Выводы.

Форма отчета

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика»

Отчет по лабораторной работе 9
по курсу «Теория механизмов и машин»

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРА

Студенты _____ группа _____

ТОЛЬЯТТИ 20__ г.

1. Выполнить пункты 1–7 из раздела «Порядок выполнения работы», заполнить таблицу показаний индикаторов резонансной частоты вращения барабана (F) и максимальной амплитуды колебаний пружинной опоры (A) при этой частоте.
2. Выполнить пункты 8–9, заполнить в таблице показания F_1 и A_1 .
3. Выполнить пункты 10–11, заполнить в таблице показания F_2 и A_2 .
4. Выполнить пункты 12–18, заполнить в таблице показания F_n и A_n .

F									
A									
F_1									
A_1									
F_2									
A_2									
F_n									
A_n									

5. Сделать выводы по работе.

Форма отчета

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика»

Отчет по лабораторной работе 10
по курсу «Теория механизмов и машин»

МЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫХ
РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Студенты _____ группа _____

ТОЛЬЯТТИ 20__ г.

Шарнирный четырехзвенный механизм

Вариант №

Исходные данные

Параметр	u_{31}	$\Delta\gamma_3$, град	γ_{30} , град	l_3 , мм	l_4 , мм
Значение					

Графический синтез механизма

Аналитический метод решения

Сравнение результатов по двум методам

Вывод:

Кривошипно-ползунный механизм

Вариант №

Исходные данные

Параметр	V_{qC} , мм/град	Δs_3 , мм	s_{30} , мм	e , мм
Значение				

Графический синтез механизма

Аналитический метод решения

Сравнение результатов по двум методам

Вывод: