



ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА. ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

**Л.В. ЛУКИЕНКО, В.А. БАННИКОВ,
И.В. ЛАЗАРЕВ, А.И. ЧЕРНЫШЕВ**



www.scipro.ru



МИНПРОСВЕЩЕНИЯ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тульский государственный педагогический университет им. Л.Н. Толстого»

Факультет технологий и бизнеса
Кафедра агроинженерии и техносферной безопасности

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Лабораторный практикум
Учебное пособие

Л.В. Лукиенко, В.А. Банников,
И.В. Лазарев, А.И. Чернышев

Нижний Новгород
2026

УДК 621.81
ББК 30.12
П73

Главный редактор: Краснова Наталья Александровна – кандидат экономических наук,
доцент, руководитель НОО «Профессиональная наука»
Технический редактор: Гусева Ю.О.

Авторы-составители:

Л.В. Лукиенко, В.А. Банников, И.В. Лазарев, А.И. Чернышев

Рецензенты:

К.А. Головин – д.т.н., профессор.
ФГБОУ ВО Тульский государственный университет

М.Н. Каменский - к.т.н., доцент.
Новомосковский институт ФГБОУ ВО РХТУ им. Д.И. Менделеева

Прикладная механика. Лабораторный практикум – Эл. изд. - Электрон. текстовые дан.
(1 файл pdf: 116 с.). - Л.В. Лукиенко, В.А. Банников, И.В. Лазарев, А.И. Чернышев, 2026 –
Режим доступа: http://scipro.ru/conf/applied_mechanics06_26.pdf. Сист. требования: Adobe
Reader; экран 10'.

ISBN 978-5-908003-30-8

В данном учебном пособии представлен теоретико-методический материал
необходимый для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Прикладная механика»,
преподаваемой для студентов направления подготовки 44.03.05 Педагогическое
образование (с двумя профилями подготовки) направленность (профили) Технология и
Безопасность жизнедеятельности, Технология и Экономика.

Материал может быть полезен студентам других направлений подготовки,
изучающим курс «Прикладная механика».

ISBN 978-5-908003-30-8



© Л.В. Лукиенко, В.А. Банников, И.В. Лазарев, А.И. Чернышев. 2026
© ТГПУ им. Л. Н. Толстого. 2026
© Оформление: издательство НОО Профессиональная наука. 2026

Содержание

Введение	5
Теоретическая механика	7
Лабораторная работа 1. Определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил.....	7
Лабораторная работа 2. Изучение плоской системы произвольно расположенных сил.....	11
Сопротивление материалов	18
Лабораторная работа 3. Определение реакций опор балок....	18
Лабораторная работа 4. Определение линейных и угловых перемещений в балке при прямом изгибе.....	24
Теория механизмов и машин	30
Лабораторная работа 5. Определение кинематических характеристик плоских механизмов методом диаграмм	30
Лабораторная работа 6. Кинематическое исследование кулачкового механизма	36
Лабораторная работа 7. Исследование геометрических параметров зубчатых колёс, получаемых методом обкатки ...	42
Детали машин	54
Лабораторная работа 8. Ознакомление с механическими передачами.....	54
Лабораторная работа 9. Изучение зубчатых редукторов	62
Лабораторная работа 10. Изучение конструкций подшипников качения.....	80
Лабораторная работа 11. Определение коэффициента полезного действия винтовой пары.....	107

Введение

1. Целью освоения дисциплины является формирование у студентов теоретических и практических знаний по основам расчета и конструирования деталей и узлов общего назначения.

2. Место дисциплины в структуре ООП бакалавриата

Дисциплина «Прикладная механика» относится к предметно-методическому модулю "Технология" учебного плана подготовки бакалавров по направлению 44.03.05. Изучение данной дисциплины базируется на освоении студентами дисциплин: «Инженерная и компьютерная графика», «Материаловедение и новые материалы».

К началу изучения дисциплины студенты должны

знать:

как решать типовые задачи профессиональной деятельности с применением информационно-коммуникационных технологий;

материалы и область их применения;

уметь:

- применять информационные технологии.

Освоение данной дисциплины необходимо для выполнения курсового проекта.

3. Компетенции обучающегося, формируемые в результате освоения дисциплины «Прикладная механика»

- Способность принимать участие в инженерных разработках среднего уровня сложности в составе коллектива;

- Способность использовать методы расчётов элементов технологического оборудования по критериям работоспособности и надёжности;

- Способность использовать цифровые ресурсы для решения задач профессиональной деятельности

В результате освоения дисциплины обучающийся должен:

знать:

- основные критерии работоспособности деталей машин;
- типовые конструкции узлов (муфты, подшипники, редукторы);
- основные методы проектных и проверочных расчетов.

уметь:

- выбирать соответствующий критерий расчета;
- выбирать материал и определять допускаемые напряжения;
- выполнять необходимые проектные и проверочные расчеты;
- выполнять геометрические и кинематические расчеты механических передач;
- правильно выбирать значения основных параметров и соответствующие расчетные коэффициенты.

владеть:

- практическими навыками применения стандартных элементов, узлов и деталей машин;
- проектными расчетами валов, зубчатых, цепных и ременных передач;
- кинематическим расчетом и подбором передач для приводов машин.

ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

✓ Перед выполнением лабораторной работы студенты должны пройти инструктаж по технике безопасности и противопожарной безопасности. Результаты инструктажа необходимо закрепить, расписавшись в журнале по технике безопасности

✓ Все лабораторные работы проводит преподаватель. Ему помогают учебный мастер или лаборант

✓ Включать любое оборудование без разрешения преподавателя, учебного мастера или лаборанта ЗАПРЕЩЕНО.

✓ Прежде чем включать лабораторное оборудование студент должен изучить порядок проведения лабораторной работы.

✓ Если обнаружены неисправности лабораторного оборудования их должен устранять учебный мастер или лаборант.

✓ Все вопросы, возникающие при выполнении лабораторных работ решать с преподавателем или лаборантом

✓ При проведении экспериментов во время выполнения лабораторной работы ЗАПРЕЩЕНО прикасаться к движущимся частям лабораторной установки.

Теоретическая механика

Лабораторная работа 1. Определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил

Цель:

- 1) изучение систем сходящихся сил;
- 2) определение уравнивающей и равнодействующей силы от действия плоской системы сходящихся сил аналитическим, графическим и экспериментальными методами.

Краткие теоретические сведения

Система сходящихся сил (ССС) – это система, образованная силами, линии действия которых пересекаются в одной точке (рис. 1.1.1).

ССС эквивалентна одной силе, которая равна геометрической сумме всех сил, входящих в эту систему, и проходит через точку пересечения этих сил. Эта сила называется равнодействующей данной ССС или главным вектором. Систему сил, изображённую на рис. 1.1.1, можно заменить эквивалентной системой, где силы F_1, F_2, F_3, F_4 перенесены вдоль линии их действия в точку O пересечения этих линий (рис. 1.1.2).

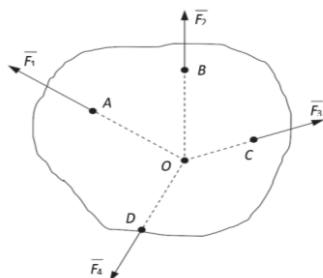


Рис. 1.1.1. Система сходящихся сил

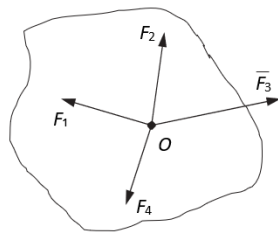


Рис. 1.1.2. Приведение к центру

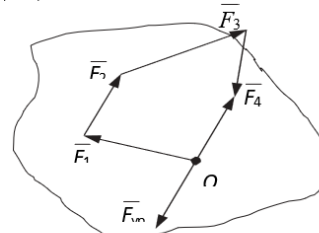


Рис. 1.1.3. Силовой многоугольник

Сложить силы геометрически можно, используя способ построения силового многоугольника (рис. 1.1.3) или последовательных параллелограммов. При построении силового многоугольника каждый последующий вектор откладывается от конца предыдущего. Вектор силы, соединяющий начало первой отложенной силы с концом последней, является вектором равнодействующей силы R .

Так как данный способ является графическим, то для его реализации необходимо задать масштабный коэффициент μ_F для изображения векторов сил. Длина вектора силы F_i на плане определится по формуле

$$[F_i] = \frac{F_i}{\mu_F} \quad (1.1.1)$$

Геометрическое условие равновесия. ССС уравновешена, когда силовой многоугольник замкнут. Чтобы уравновесить ССС, изображенную на рис. 1.1.2, надо добавить к ней силу F_{yp} , равную по величине равнодействующей, но противоположную ей по направлению (рис. 1.1.3). Сила, которая уравнивает данную ССС, называется уравнивающей.

Аналитическое условие равновесия. Плоская ССС уравновешена, когда суммы проекций всех сил на каждую из двух координатных осей, равны нулю:

$$R_x = \sum_{i=1}^n F_{ix} = 0 \qquad R_y = \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0$$

Для определения равнодействующей плоской ССС можно использовать метод сложения проекций сил на координатные оси:

$$R_x = \sum_{i=1}^n F_i \cos \alpha_i; \quad R_y = \sum_{i=1}^n F_i \sin \alpha_i \qquad (1.1.2)$$

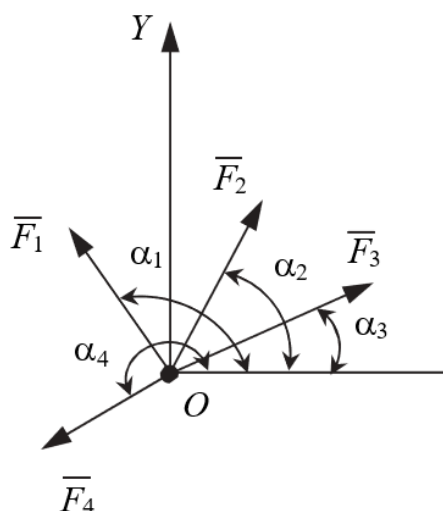


Рис. 1.1.4. Силы в системе координат

где α_i – угол между положительным направлением оси x и направлением силы $\vec{F}_i$ (рис. 1.1.4).

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \qquad (1.1.3)$$

Направление равнодействующей R определится направляющим косинусом:

$$\cos(\widehat{x, R}) = \frac{R_x}{R} \qquad (1.1.4)$$

Практическая часть

Приборы и принадлежности: лабораторная установка ТМт 01, тарированные грузы по 0,1; 0,2; 0,5 кг.

Работа проводится на лабораторной установке ТМт 01 (рис. 1.1.5), которая состоит из двух оснований 1 с рамой, собранной из стальных цилиндрических стержней 2 с помощью втулок 3. На раме закреплены десять подвижных блоков с роликами 4. В центральной части установки крепится устройство визуального контроля 5, представляющее собой чашку с неподвижным транспортом и подвижным диском на пружинах 6, в центре которого установлен палец 7 для крепления капроновых тросиков 8. К тросикам привязываются подвесы 9 с тарированными грузами 10.

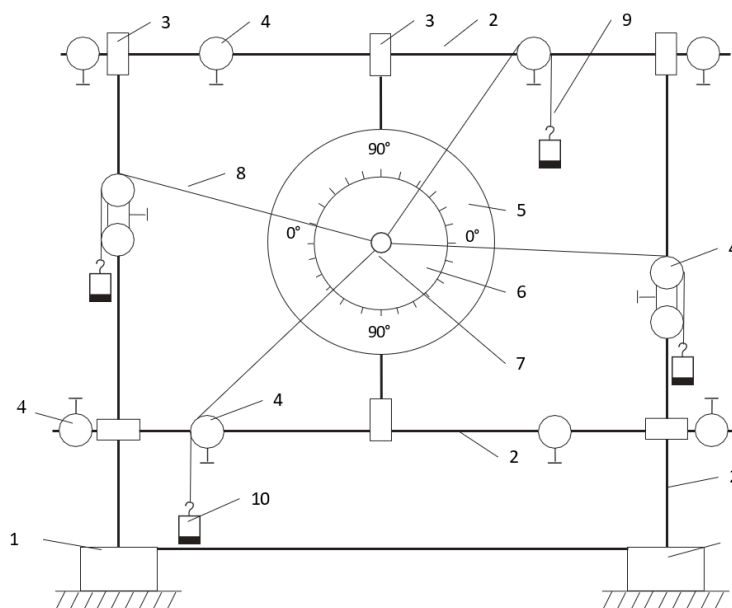


Рис 1.1.5. Схема установки

Порядок выполнения работы

1. Задать плоскую систему сходящихся сил: F_i , i .
2. Ознакомиться с устройством лабораторной установки и работой на ней.
3. Поместить установку на ровной горизонтальной поверхности стола.
4. Произвести настройку устройства визуального контроля до совпадения рисок на подвижном диске с рисками транспорта посредством натяжения пружин регулировочными гайками.
5. Надеть на палец устройства визуального контроля петли с капроновыми тросиками и привязанными подвесами.
6. Установить подвижные блоки в выбранные положения и перебросить через ролики блоков тросики с подвесами.
7. Нагрузить подвесы заданными наборами гирь (не превышающими 10 Н) и определить углы наклона натянутых тросиков к осям X и Y .
8. Проверить, уравновешена ли система сил, приложенная к подвижному диску. Если нет, то смещение пальца на подвижном диске совпадает с направлением равнодействующей данной системы сил.
9. Установить один из капроновых тросиков в направлении, обратном смещению пальца неподвижного диска, и нагружать прикрепленный к нему подвес до тех пор, пока риски подвижного диска не совпадут с рисками шкалы транспорта. Сумма весов грузов на этом подвесе будет равна модулю уравновешивающей силы. Равнодействующая R_{Σ} (полученная экспериментально) по величине равна $F_{ур}$ и противоположна ей по направлению

$$(\alpha_R = \alpha_{ур} - 180^\circ)$$

10. Графическим способом построить в масштабе F силовой многоугольник (формула 1.1.1) и определить модуль и направление равнодействующей силы $R_{гр}$ ($R_{гр}$, $гр$ – величины, определенные графическим способом).

11. Вычислить проекции равнодействующей, суммируя проекции заданных сил (1.1.2). Определить модуль равнодействующей $R_{ан}$ (аналитическое определение) по формуле (1.1.3), направляющий косинус по формуле (1.1.4) и угол $\alpha_{ан}$.

12. Результаты, полученные аналитическим, графическим и экспериментальным путем, занести в таблицу. Определить погрешности по формулам

$$\delta'_R = \frac{|R_{ан} - R_{э}|}{R_{ан}} \cdot 100\%$$

$$\sigma'_\alpha = \frac{|\alpha_{ан} - \alpha_{э}|}{\alpha_{ан}} \cdot 100\%$$

$$\delta'_R = \frac{|R_{ан} - R_{гр}|}{R_{ан}} \cdot 100\%$$

$$\delta'_\alpha = \frac{|\alpha_{ан} - \alpha_{гр}|}{\alpha_{ан}} \cdot 100\%$$

Расхождение теоретического и экспериментального результатов объясняется тем, что при расчете не учитывается влияние веса тросика и трения в осях блока.

Контрольные вопросы и задания

1. Какая система называется плоской системой сходящихся сил?
2. Какая система сил называется эквивалентной данной?
3. Какая сила называется равнодействующей?
4. Какая сила называется уравновешивающей?
5. Назовите геометрическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил.
6. Назовите аналитическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил.
7. Как определить равнодействующую графическим способом?
8. Как определить равнодействующую аналитическим способом?
9. Как определить модуль равнодействующей аналитическим способом?
10. Как определить направление равнодействующей аналитическим способом?
11. Назовите аксиомы статики, которые использовались в данной лабораторной работе.

Содержание отчета

1. Заданная система сходящихся сил:

$$F_1 = \dots \text{ Н}, \quad \alpha_1 = \dots,$$

$$F_2 = \dots \text{ Н}, \quad \alpha_2 = \dots,$$

$$F_3 = \dots \text{ Н}, \quad \alpha_3 = \dots$$

2. Определение модуля и направления равнодействующей экспериментальным способом:

$$R_{\text{э}} = \dots H, \quad \alpha = \dots$$

3. Определение модуля и направления равнодействующей графическим способом:

$$R_{\text{гр}} = \dots H, \quad \alpha_{\text{гр}} = \dots$$

4. Определение модуля и направления равнодействующей аналитическим способом:

$$R_{\text{ан}} = \dots H, \quad \alpha_{\text{ан}} = \dots$$

5. Таблица результатов, полученных графическим, аналитическим и экспериментальным методами (табл. 1.1.1).

Таблица 1.1.1

Величина	R, H	$\alpha, \text{град}$
Экспериментальная		
Графическая		
Аналитическая		
Погрешность, %		
Погрешность, %		

6. Вывод.

Лабораторная работа 2. Изучение плоской системы произвольно расположенных сил

Цель:

1) изучение плоской системы произвольно расположенных сил;

2) определение равнодействующей силы и момента аналитическим и экспериментальным методами.

Краткие теоретические сведения

Плоская система произвольно расположенных сил – это система, силы которой не параллельны и не пересекаются в одной точке.

Пусть на твердое тело (рис. 1.2.1) действует плоская система произвольно расположенных сил $(F_1, F_2, \dots, F_n)$. Выберем на плоскости произвольную точку O и, используя теорему о параллельном переносе сил, перенесем в нее все силы системы. В результате приведения получим систему сходящихся в точке O сил $(F'_1, F'_2, \dots, F'_n)$ и систему приведенных пар

$(\bar{F}_1, \bar{F}'_1), (\bar{F}_2, \bar{F}'_2), (\bar{F}_n, \bar{F}'_n)$ с моментами $M_1 = F_1 \cdot h_1, M_2 = F_2 \cdot h_2, \dots, M_n = F_n \cdot h_n$, где $h_1, \dots, h_n$ – плечи пар сил (рис. 1.2.2).

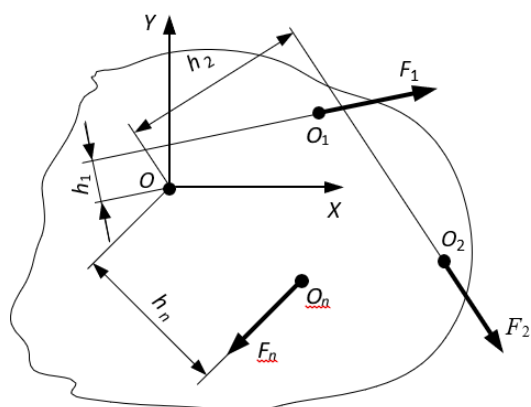


Рис. 1.2.1. Система сил

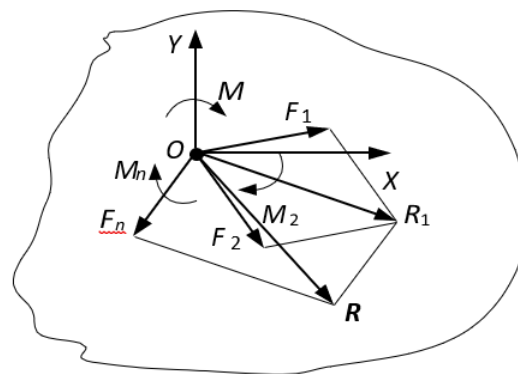


Рис. 1.2.2 Приведение сил к центру

Силы, приложенные в центре, можно заменить равнодействующей R , приложенной в том же центре и определенной по формуле

$$R = \sum \overline{F'_i} = \sum F_i.$$

По теореме о сложении пар все пары можно заменить одной парой, лежащей в той же плоскости, момент которой

$$M = \sum M_O(F_i).$$

Величина R , равная геометрической сумме всех сил системы, называется **главным вектором системы**.

Величина M , равная сумме моментов всех сил системы относительно центра O , называется **главным моментом системы** относительно центра O .

Таким образом, всякая плоская система сил, действующих на абсолютно твердое тело, при приведении к произвольно взятому центру O заменяется одной силой R , называемой **главным вектором системы**, и одной парой с моментом M – **главным моментом системы** относительно центра O . Две системы, имеющие одинаковые главные векторы и главные моменты, статически эквивалентны. Следовательно, для задания плоской системы произвольно расположенных сил достаточно задать ее главный вектор и главный момент относительно некоторого центра O .

Таким образом, если плоскую систему произвольно расположенных сил можно свести к главному вектору R и главному моменту системы M , то такая система сил будет в равновесии, если

$$R = \sum F_i = 0; \quad M = \sum M_O(F_i) = 0.$$

Из этих равенств вытекают аналитические условия равновесия.

Первая (основная) форма условия равновесия. Так как

$$R = \sum F_i = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2} = 0,$$

то для равновесия плоской системы произвольно расположенных сил необходимо и достаточно, чтобы суммы проекций всех сил на каждую из координатных осей и сумма моментов относительно любого центра, лежащего в плоскости действия сил, были равны нулю, т. е.

$$\sum F_i(x) = 0; \quad \sum F_i(y) = 0; \quad \sum M_O(F_i) = 0.$$

Вторая форма условий равновесия: для равновесия произвольной плоской системы сил необходимо и достаточно, чтобы суммы моментов всех сил относительно каких-либо двух центров A и B и сумма их проекций на ось Ox , не перпендикулярную к прямой AB , были равны нулю:

$$\sum M_A(F_i) = 0; \quad \sum M_B(F_i) = 0; \quad \sum F_i(x) = 0.$$

Третья форма условий равновесия (уравнение моментов): для равновесия произвольной плоской системы сил необходимо и достаточно, чтобы сумма моментов всех сил относительно любых трех центров A , B и C , не лежащих на одной прямой, были равны нулю:

$$\sum M_A(F_i) = 0; \quad \sum M_B(F_i) = 0; \quad \sum M_C(F_i) = 0.$$

Практическая часть

Приборы и принадлежности: лабораторная установка ТМт02; тарированные грузы, капроновые подвесы, динамометр, транспортир.

Установка (рис. 1.2.3) выполнена в настольном исполнении и состоит из двух оснований 1 с рамой, собранной из цилиндрических стержней 2 с помощью втулок 3. На раме установлены шесть подвижных блоков с роликами 4. В центральной части установки закреплены шкала 5 и подвижный диск 6 с отверстиями для штырей 7, на которых закреплены капроновые тросики. К тросикам, перекинутым через ролики, прикреплены подвесы с тарированными грузами 8. Перемещение блоков 4 по стальным стержням рамы позволяет обеспечить любое направление сил в области шкалы.

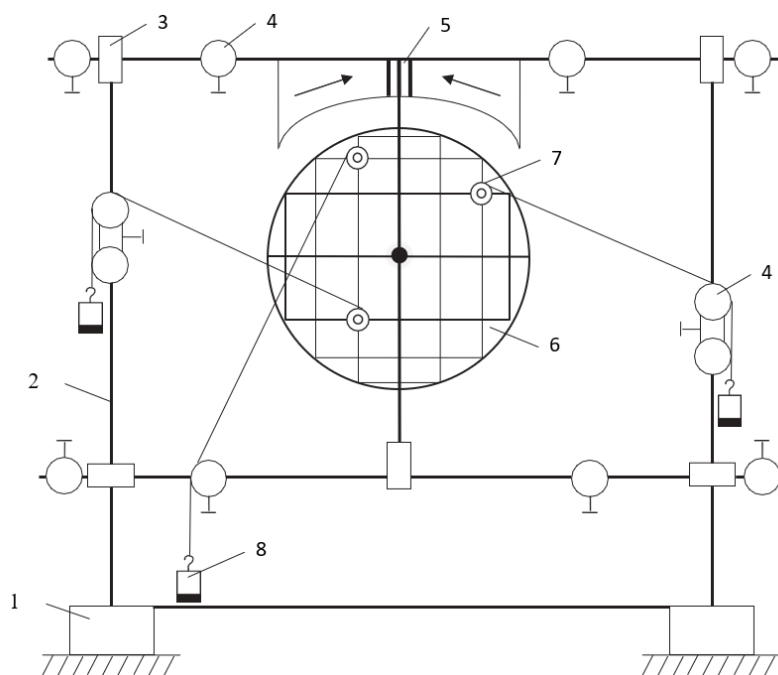


Рис. 1.2.3. Схема установки

Работа установки основана на принципе определения величины и направления равнодействующей силы посредством уравнивающей силы. Установка позволяет произвести экспериментальное подтверждение правила сложения плоской системы произвольно расположенных сил. Заданные силы должны быть кратными 1 Н и не превышать 10 Н.

При выполнении лабораторной работы необходимо посредством перемещения блоков с роликами по стержням рамы добиться создания заданной схемы действия сил, поместить согласно заданию на три подвеса тарированные грузы и вставить штыри с натянутыми тросиками в отверстия подвижного диска, который при этом повернется вокруг своей оси до ограничения в направлении равнодействующей силы.

Для создания уравнивающей силы нужно натянуть тросик на четвертом блоке в направлении, противоположном направлению равнодействующей силы, и нагружать четвертый подвес грузами до тех пор, пока не совпадут риски подвижного диска и неподвижной шкалы.

Величина силы определяется массой грузов на уравнивающем подвесе, а направление – углом между направлением равнодействующей силы и горизонтальной осью установки.

Порядок выполнения работы

1. Поместить установку на горизонтальной поверхности стола.
2. Произвести совмещение рисок подвижного диска и неподвижной шкалы за счет крепежных винтов.

Лабораторная работа на установке ТМт02 позволяет выполнить следующие задания:

Задание 1. Определение теоретически и практически величины и направления момента, уравнивающего сумму моментов сил, действующих на твердое тело, имеющего неподвижную ось вращения, а также величину и направление уравнивающей силы.

Для этого к диску, удерживаемому рукой от вращения, прилагают несколько сил с помощью тросиков, на которых подвешены грузы. Затем, в зависимости от вращаемого рукой направления результирующего момента приложенных сил, к диску крепят еще один тросик и нагружают его так, чтобы момент силы натяжения этого тросика оказался равным по величине и противоположным по направлению по отношению к результирующему моменту сил, первоначально приложенных к диску. При этом диск, более не удерживаемый левой рукой, должен оставаться неподвижным.

Таким образом, должно выполняться условие

$$F_1 h_1 + F_2 h_2 + F_3 h_3 = R h,$$

здесь F_1, F_2, F_3 – действующие силы; h_1, h_2, h_3 – расстояния от оси вращения диска до линии действия сил; R – уравнивающая сила; h – расстояние от линии действия этой силы до оси вращения.

Значения сил и их расстояний до оси вращения заносят в табл. 1.2.1.

Таблица 1.2.1

M_1		M_2		M_3		M_4		M_R	
F_1	h_1	F_2	h_2	F_3	h_3	F_4	h_4	R	h

Задание 2. Демонстрация зависимости момента силы от ориентации линии действия этой силы.

Диск освобождают от всех грузов, используемых в задании 1, кроме одного. В любое другое отверстие диска вставляют штырек с тросиком, соединяемым с динамометром. Динамометр держат в руке. При различных направлениях натяжения тросика показания динамометра в момент равновесия будут различны. Это объясняется тем, что в создании момента относительно оси вращения диска участвует только та составляющая сила натяжения тросика, которая не параллельна этой оси.

Рассматриваем дополнительно два направления тросика динамометра:

а) параллельно оси вращения; б) пересекает ось вращения.

Натягивая тросик динамометра перпендикулярно плоскости диска (параллельно оси его вращения), убеждаемся, что в этом случае момент силы натяжения тросика динамометра, независимо от модуля силы, равен нулю. Такой же результат демонстрируют, располагая тросик динамометра так, чтобы его продолжение пересекало ось вращения диска.

Объясняем полученные наблюдения, ссылаясь на свойства момента.

Задание 3. Демонстрация закона: сумма моментов сил, образующих пару относительно оси, равна моменту пары сил, независимо от расположения этой пары в плоскости действия, перпендикулярно оси.

Возможность переноса пары в плоскости ее действия демонстрируется следующим образом. Сначала к диску прилагается пара сил с помощью двух параллельно расположенных и противоположно направленных тросиков, натягиваемых одинаковыми грузами.

Момент данной пары уравнивается моментом, создаваемым грузом, подвешиваемым на конце третьего тросика. После этого штырьки первых двух тросиков переставляют в другие отверстия, а сами тросики передвигают блоками так, чтобы момент пары не изменился. Диск при этом остается в равновесии.

Привести схемы нагружения по двум экспериментам и дать объяснения по полученным наблюдениям.

Контрольные вопросы

1. Какая система сил называется произвольной плоской системой?
2. Какая система сил называется эквивалентной данной произвольной системе сил?
3. Какая сила называется равнодействующей?
4. Какая сила называется уравнивающей?
5. Назовите аналитические условия равновесия плоской произвольной системы сил.
6. Какие аксиомы и свойства моментов использовались в данной работе?

Содержание отчета

1. Заполнить таблицу моментов сил и момента равнодействующего.
2. Ссылаясь на свойства момента, дать объяснения наблюдениям, относительно линии действия силы момента.
3. Привести схемы нагружения по двум экспериментам и дать объяснения по полученным наблюдениям.
4. Сравнить теоретические и практические результаты.
5. Сформулировать вывод по выполненной работе.

Список использованной литературы

1. Синенко, Е. Г. Механика : учебное пособие / Е. Г. Синенко, О. В. Конищева ; Сибирский федеральный университет. – Красноярск : Сибирский федеральный университет (СФУ), 2015. – 236 с. : табл., ил. – Режим доступа: по подписке. –

URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=435839> (дата обращения: 26.05.2026). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-7638-3184-9. – Текст : электронный.

2. Степыко Т.В. Техническая механика: лабораторный практикум для студентов направления подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование, очной и заочной форм обучения. – Новотроицк: НФ НИТУ «МИСиС», 2020. –44 с.

Список рекомендованной литературы

1. Теоретическая механика : курс лекций / авт.-сост. Л. М. Кульгина, А. Р. Закинян, Ю. Л. Смерек ; Северо-Кавказский федеральный университет. – Ставрополь : Северо-Кавказский Федеральный университет (СКФУ), 2015. – 118 с. : ил. – Режим доступа: _____ по _____ подписке. –

URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=457756> (дата обращения: 26.05.2026). – Библиогр. в кн. – Текст : электронный.

2. Прикладная механика : учебник для вузов / В. В. Джамай, Е. А. Самойлов, А. И. Станкевич, Т. Ю. Чуркина ; под редакцией В. В. Джамая. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2022 — 360 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-14640-0. — Текст : электронный //

3. Зиомковский, В. М. Прикладная механика : учебное пособие для вузов / В. М. Зиомковский, И. В. Троицкий ; под научной редакцией В. И. Вешкурцева. — Москва : Издательство Юрайт, 2022 — 286 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-00196-9. — Текст : электронный //

Сопротивление материалов

Лабораторная работа 3. Определение реакций опор балок

1. Цель работы

экспериментальная проверка теоретических значений реакций опор балок.

2. Теоретические основы работы

Деформация прямого стержня, сопровождающаяся искривлением его оси, называется **изгибом**.

Стержень, работающий на изгиб, принято называть **балкой**.

Внешние нагрузки, действующие на балку, можно представить в виде:

1 Поверхностной сосредоточенной нагрузки P (Н), приложенной в какой-либо точке по длине балки;

2 Поверхностной распределенной нагрузки по длине балки $q l$ (Н), где q - интенсивность нагрузки, т. е. величина нагрузки, приходящаяся на единицу длины (Н·м); l - длина распределенной нагрузки.

3 Одной плоскости с кривизной изогнутой балки, то изгиб называется **арочным плоско-поперечным изгибом**. Например, изгиб под действием сил P_i , M , $q l$, (см. рисунок 2.3.1а).

4 В случае, если плоскость действия внешних сил не совпадает с плоскостью изгиба, то такой изгиб называется **косым изгибом**. Например, изгиб под действием силы P_2 , (см. рисунок 2.3.1б).

5 Косой изгиб относится к одному из видов сложного изгиба, или сложного сопротивления.

6 Его можно представить как комбинацию простых изгибов в перпендикулярных плоскостях.

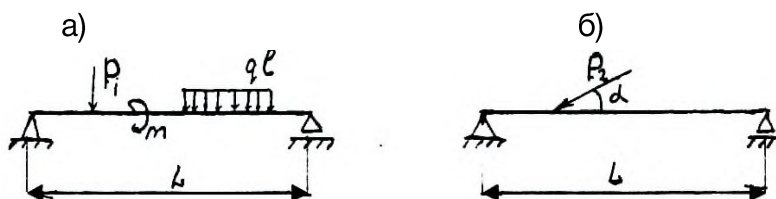
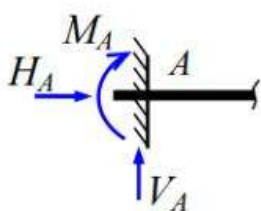
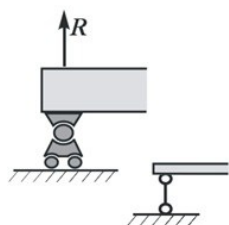
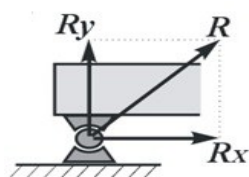


Рис. 2.3.1 – Схемы приложения сил при плоско-поперечном (а) и косом (б) изгибах

В результате действия внешних нагрузок на балку в ее опорах возникают реакции. В зависимости от числа и устройства опор балки число составляющих реакций, подлежащих определению, бывает различным.

Опоры балок бывают трёх типов:



1. Шарнирно-неподвижная опора

На опоре возникает неизвестная по величине и направлению реакция R , которая может быть разложена на две составляющие R_x и R_y , неизвестные по величине и известные по направлению.

2. Шарнирно-подвижная опора

На опоре возникает одна реакция R_y , неизвестная по величине и известная по направлению.

3. Жесткое защемление

В опоре возникает три неизвестные реакции: вертикальная R_y , горизонтальная реакция R_x и опорный момент m .

В случаях действия нагрузок, перпендикулярных к оси балок, число неизвестных реакций, возникающих в опорах, уменьшается, т.к. реакция вдоль оси балки в шарнирно-неподвижной опоре и в опоре, представляющей жесткое защемление конца, делается равным нулю.

В лабораторной работе будут исследоваться двухопорная и консольная балки двух типов сечения: прокатного (коробчатого) и кольцевого. Сечение балок имеет одну ось симметрии.

Для теоретического определения опорных реакций консольной балки необходимо составить уравнение статического равновесия балки:

1 Приравнять к нулю:

а) сумму проекций на ось Z всех сил, действующих на балку $\sum F_z = 0$ или $R_z = 0$, если нет горизонтальной нагрузки;

б) сумму проекций на ось y всех сил, действующих на балку $\sum F_y = 0$

2 Составить уравнение равновесия суммы моментов всех сил, относительно какой-либо точки:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0.$$

Совместное решение этих уравнений позволяет найти значение реакций R_A и R_B в опорах A и B .

Третье уравнение равновесия всех сил, действующих на балку используют для проверки правильности определения реакций в опорах.

$$\sum F_y = 0$$

В результате действия внешних нагрузок в балке возникают два внутренних

силовых фактора: изгибающий момент M_U поперечная сила Q . Их значения и характер изменения вдоль оси балки определяются с использованием метода сечений и построения эпюр по Q и M_U .

3. Описание лабораторной установки

Установка ТМт 03 М (см. рис. 2.3.2) предназначена для демонстрации зависимости величин и направлений реакций опор балки от нагружения последней.

Установка выполнена в настольном исполнении и состоит из основания 1 с двумя опорными стойками 2, на которых установлена стальная балка 3 коробчатого или трубчатого сечения, или зажатая на левой опоре консольная балка коробчатого сечения. Закрепленные на пружинящих корпусах 4 головки измерительные 5 позволяют определить модули и направление горизонтальности вертикальных составляющих опорных реакций с погрешностью не более 5%.

Равномерно распределенная нагрузка на балку создается посредством набора стальных брусков 10, свободно устанавливаемых сверху.

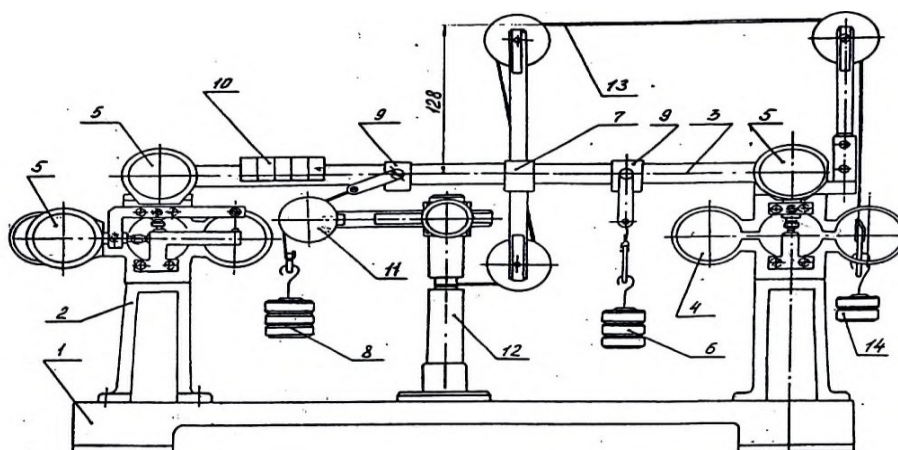


Рис. 2.3.2 - Установка ТМт 03 М

Нагружение балки сосредоточенными силами осуществляется при помощи грузов 6 и 8, подвешиваемых на гибких тросах, концы которых прикреплены к подвижным блокам 9, которые можно передвигать вдоль балки. Один из тросов (на который подвешивается груз 8) может отклоняться от вертикали роликом 11, установленным на конце штанги штатива 12, закрепленного на основании 1. Штанга с роликом может перемещаться по вертикали и фиксируется винтом.

Для приложения к балке пары сил служит поперечина 7, на концах которой также установлены ролики, охватываемые тросом 13. Один конец этого троса крепится к штативу 12, а к другому концу подвешивается груз 14, сила тяжести которого равна каждой из двух сил пары, нагружающей балку.

Установка позволяет моделировать: балку, лежащую на двух опорах (рис. 2.3.2); консольную балку, защемленную одним концом (рис. 2.3.3).

P _A	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Y _A							
P _B	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Y _B							
Z _A							

A blank coordinate system with a vertical axis labeled 'P' and a horizontal axis labeled 'y'.

21

Задание 3

Осуществить нагружение балки, находящейся на двух опорах (подвижной и неподвижной), последовательно следующим образом:

- 1) сосредоточенной силой P - посредством подвесок грузами 6, массой не более 2-3 кг;
- 2) распределенной нагрузкой q/l - посредством набора стальных брусков 10, массой 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 или 0,5 кг каждый, но не более пяти штук;
- 3) парой сил (изгибающий момент M_n) - посредством поперечины 7, гибкого троса 13 и груза 14, Величина момента не должна превышать 1 Н·м;
- 4) сосредоточенной силой P , действующей под углом (30, 45, 60 или 90 градусов) к оси балки - посредством груза 8 (массой не более 2-3 кг), гибкого троса и подвижного блока 9.

Каждая бригада учебной подгруппы выполняет лабораторную работу по своей схеме нагружения в соответствии с таблицей 2.2.

Задание 4

Результаты нагружений балки занести в таблицу 2.3.

Таблица 2.3

Результаты нагружения												
Экспериментальные данные												
	P , кг	q/l , кг $n \cdot 0,5$	P	α	M , Нм	X_P , мм	$X_{q/l}$, мм	X_p , мм	X_m , мм	$\sum p + ql$	$\sum p + ql + a$	$\sum$ общ
R_{XA}												
R_{YA}												
R_{XB}												
Теоретический расчет												
R_{XA}												
R_{YA}												
R_{XB}												

Задание 5

Постройте схемы нагружений балок и эпюры поперечных сил и изгибающих моментов для каждого вида нагружения, рассчитайте опорные реакции, занесите в таблицу 2.4 и сравните с экспериментальными значениями.

Таблица 2.4

Теоретические расчеты реакций опор

№	Вид нагружения	R_{XA} , Н Эксперимент	R_{XA} , Н Расчёт	R_{YA} , Н Эксперимент	R_{YA} , Н Расчёт	R_{YB} , Н Эксперимент	R_{YB} , Н Расчёт
1.							
2.							
3.							
4.							

Таблица 2.2

Схемы нагружения

П/гр	Бригады	Р, кг	ql (кг) n-0,5 кг	Пара сил	Косая нагрузка		$X_P(L)$	$X_{ql}(L)$	$X_{P<}(L)$	$X_M(L)$
					Р	$<\alpha$				
1/1	1	1	5	1	3	30	$1/4$	$2/3$	$1/2$	$6/7$
	2	1,5	4	1		45	$1/3$	$1/2$	$2/3$	
	3	2,0	3	1		60	$1/2$	$1/3$	$2/3$	
	4	2,5	2	1		90	$2/3$	$1/4$	$1/2$	
1/2	1	3,0	2	0,8	2	30	$1/4$	$3/7$	$1/2$	$6/7$
	2	2,5	3	0,8		45	$1/2$	$4/7$	$2/3$	
	3	2,0	4	0,8		60	$1/3$	$5/7$	$2/3$	$2/7$
	4	1,5	5	0,8		90	$1/4$	$6/7$	$1/2$	
2/1	1	1,5	5	0,7	1	30	$1/4$	$2/3$	$1/2$	$6/7$
	2	2,0	4	0,7		45	$1/3$	$1/2$	$2/3$	
	3	2,5	3	0,7		60	$1/2$	$1/3$	$2/3$	
	4	3,0	2	0,7		90	$2/3$	$1/4$	$1/2$	
2/2	1	1,5	5	1	2,5	30	$1/3$	$6/7$	$2/3$	$2/7$
	2	2,0	4	1		45	$1/2$	$5/7$	$2/3$	
	3	2,5	3	1		60	$2/3$	$4/7$	$1/2$	$6/7$
	4	3,0	2	1		90	$3/4$	$3/7$	$1/2$	
3/1	1	1,5	5	0,8	1,5	30	$1/4$	$2/3$	$1/2$	$6/7$
	2	2,0	4	0,8		45	$1/3$	$1/2$	$2/3$	
	3	2,5	3	0,8		60	$1/2$	$1/3$	$2/3$	
	4	3,0	2	0,8		90	$2/3$	$1/4$	$1/2$	
3/2	1	1,5	5	0,5	3	90	$1/3$	$6/7$	$2/3$	$2/7$
	2	2,0	4	0,5		60	$1/2$	$5/7$	$2/3$	
	3	2,5	3	0,5		45	$2/3$	$4/7$	$1/2$	$6/7$
	4	3,0	2	0,5		30	$3/4$	$3/7$	$1/2$	
4/1	1	1,5	5	1	2	90	$1/4$	$6/7$	$2/3$	$2/7$
	2	2,0	4	1		60	$1/3$	$5/7$	$2/3$	
	3	2,5	3	1		45	$1/2$	$4/7$	$2/3$	$6/7$
	4	3,0	2	1,		30	$2/3$	$3/7$	$1/2$	
4/2	1	1,5	5	0,6	2,5	90	$1/3$	$6/7$	$2/3$	2
	2	2,0	4	0,6		60	$1/2$	$5/7$	$2/3$	
	3	2,5	3	0,6		45	$2/3$	$4/7$	$1/2$	$6/7$
	4	3,0	2	0,6		30	$3/4$	$3/7$	$1/2$	

Задание 6

Осуществить анализ экспериментальных и теоретических значений реакций опор. Найти процент расхождения. Из сопоставления экспериментальных и теоретических данных сделать вывод о возможных причинах несовпадения экспериментальных и теоретических значений.

Задание 7

Рассчитать поперечные силы Q и изгибающие моменты M , возникающие в поперечных сечениях балки под действием сил, заданных по таблице 1 по заданию 3 п/п. 1, 2, 3. Данные занести в таблицу 2.5. Построить соответствующие эпюры.

Таблица 2.5

Значения поперечных сил Q и изгибающих моментов M

	P , кг	q , кг $n \cdot 0,5$	P	α	M , Нм	X_P , мм	X_{q1} , мм	X_P , мм	X_M , мм	$\sum p + ql$	$\sum p + ql + a$	$\sum$ общ
R_{XA}												
R_{YA}												
R_{XB}												
Q_P												
Q_{q1}												
Q_P												
Q_M												
Q_{Σ}												
Q_{Σ}												
Q_{Σ}												
M_P												
M_{q1}												
M_P												
M_{Σ}												
M_{Σ}												
M_{Σ}												

Контрольные вопросы

- 1 Дайте понятие деформации изгиба.
- 2 Назовите основные виды опор балок.
- 3 Как осуществляется тарировка установки ТМт ОЗМ?
- 4 Как определяются реакции опор балки, нагруженной сосредоточенной силой F ?
- 5 Как определяются реакции опор балки, нагруженной распределенной нагрузкой q ?

Лабораторная работа 4. Определение линейных и угловых перемещений в балке при прямом изгибе

1Цель работы

экспериментальная проверка теоретических расчетов прогибов и углов поворота сечений балки.

2Теоретические основы работы

Деформация изгиба возникает при нагружении бруса силами, действующими в

плоскостях, проходящих через его продольную ось, и перпендикулярными этой оси, и парами сил, действующими в тех же плоскостях. В случае, если силовая плоскость, т.е. плоскость действия нагрузок, совпадает с одной из главных плоскостей, то изгиб называется прямым. Брусья, работающие на прямой изгиб, называются балками.

При прямом изгибе деформация происходит в силовой плоскости, т.е. в этой плоскости располагается ось изогнутой балки.

С геометрической точки зрения изгиб характеризуется тем, что ось бруса, прямолинейная до деформации, при изгибе становится кривой линией.

При деформации балки центры тяжести ее поперечных сечений получают линейные перемещения, а сами сечения поворачиваются вокруг своих нейтральных осей. Допущение о малости перемещений позволяет считать, что направления линейных перемещений перпендикулярны продольной оси недеформированного бруса. Эти перемещения называются прогибами. При повороте поперечные сечения остаются перпендикулярными изогнутой оси бруса.

Таким образом, ордината упругой линии и угол наклона касательной, проведенной к ней в данной точке, полностью определяют линейное и угловое перемещения соответствующего поперечного сечения балки. Прогибы V_a балки и углы поворота сечений φ_A находятся путем интегрирования приближенного дифференциального уравнения упругой линии, которое для балок постоянного сечения имеет вид:

$$EJv'' = M, \quad (2.4.1)$$

где M - уравнение изгибающих моментов, а $\varphi_A = V_a$.

2 Описание лабораторной установки

Установка (рисунок 2.4.1) ТМт 12М, предназначенная для определения линейных и угловых перемещений поперечных сечений статически определяемой балки выполнена в настольном исполнении и состоит из сварного основания 1, на котором закреплены стойки 2 и 3 в виде усеченной пирамиды. Линейные перемещения (прогибы) измеряются индикатором часового типа 8, закрепленной на горизонтальной планке 9. Для измерения угловых перемещений балки используется индикатор часового типа 10, закрепленный на вилке 11.

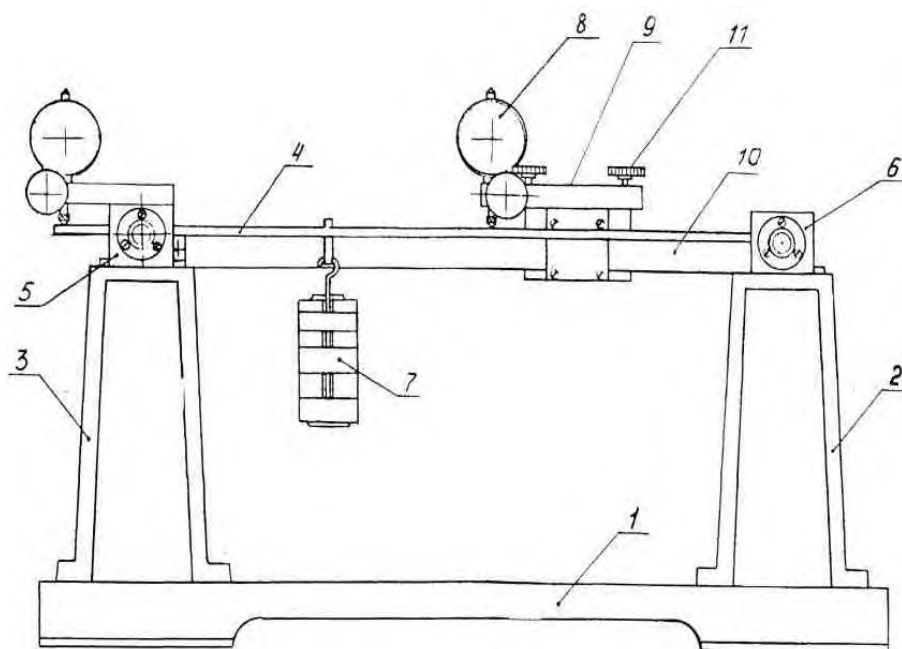


Рис. 2.4.1 – Установка ТМт 12М

Балка представляет собой стальную полосу прямоугольного поперечного сечения, выполненную из листовой стали марки - сталь 4.

Измерение поперечных размеров балки: ширины сечения b и высоты сечения h - производится штангенциркулем с точностью до 0,1 мм. Длина L балки (рисунок 2.4.2) измеряется линейкой.

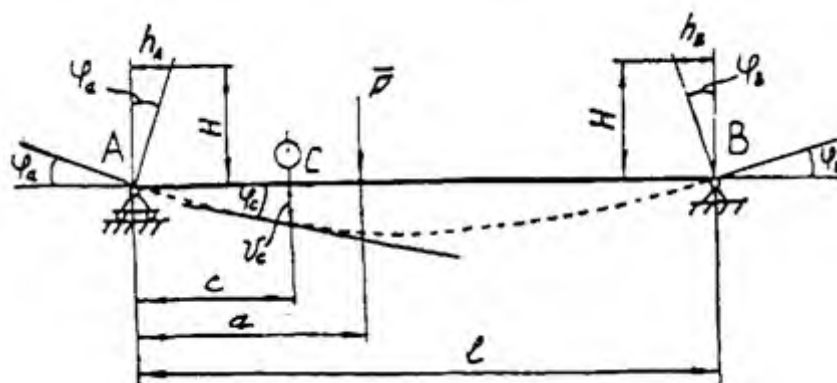


Рис. 2.4.2 – Схема нагружения.

Подготовка установки ТМт 12М к работе.

1 Разместить установку на ровной горизонтальной поверхности стола и произвести настройку показаний индикаторов часового типа при закреплении контрольной балки без нагружения грузами.

2 В среднем сечении балки установить сергу с грузом массой 1 кг. Показание индикатора в зоне приложения силы должно быть величиной $0,5 \text{ мм} \pm 0,02$.

3. Порядок выполнения работы

Указание: система закрепления балки, ее нагружение и измерение прогибов устанавливается по заданию преподавателя.

Задание 1. Ознакомиться с установкой ТМт 12М и зарисовать ее схему (рис. 3.1).

Задание 2. До начала эксперимента измерить и записать в таблицу длину балки l , размеры поперечного сечения b и h ; расстояние c - от левой стойки до места установки индикатора, где измеряется прогиб балки; расстояние a - от левой стойки до места приложения нагрузки P .

Задание 3

а) В сечении, где определяется прогиб, устанавливается индикатор в вертикальном положении и его стрелка устанавливается на ноль.

б) Нагрузить балку силой P (Н) последовательно от начала до конца с шагом 50 мм и снять показания индикатора. Результат занести в таблицу.

в) Для определения углов поворота опорного сечения записывают показания с горизонтального индикатора измеряют горизонтальное перемещение конца вертикального стрелки до и после приложения нагрузки.

Углы поворота опорных сечений, полученных экспериментально, определяются по соотношениям:

$$\varphi_a = h_a / H \quad \varphi_b = h_b / H \quad (2.4.2)$$

где h_a и h_b - показания индикаторов соответственно на опорах А и В; H - расстояние от оси балки до ножки индикатора.

Результаты занести в таблицу 3.1.

Задание 4

Теоретический расчет поперечных прогибов и углов поворота сечений балки.

С помощью одного из известных в курсе сопротивления материалов метода определяются прогибы и углы поворота сечений, в которых эти перемещения находились экспериментально. Например, вертикальное перемещение сечения С и угол поворота опорного сечения А могут быть определены по формулам:

$$V_c = \frac{P \cdot b}{6E \cdot J_x \cdot l} \cdot (c^3 + b^3 c - l^2 c); \quad \varphi_a = \frac{P \cdot a \cdot b}{6E \cdot J_x \cdot l} \cdot (l + b) \quad (2.4.3)$$

где E - модуль упругости первого рода материала балки; $J_x = bh^3/12$ - осевой момент инерции сечения балки; l - длина балки; c - расстояние до сечения; a - расстояние до нагрузки; $b = l - a$.

В частном случае, для балки, нагруженной посередине между опорами, перемещение сечения, совпадающего с точкой приложения нагрузки, и угол поворота левого опорного сечения определяются из выражений:

$$V_c = \frac{P \cdot l^3}{48E \cdot J_x} \quad \varphi_a = \frac{P \cdot l^2}{16E \cdot J_x} \quad (2.4.4)$$

Таблица 3.1

Результаты измерений

Размер балки			l=			b=			h =				
Нагрузка Р													
Экспериментальные данные													
L	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
h _A													
h _B													
H													
φ _a													
V _c													
Теоретический расчет													
φ _a													
V _c													

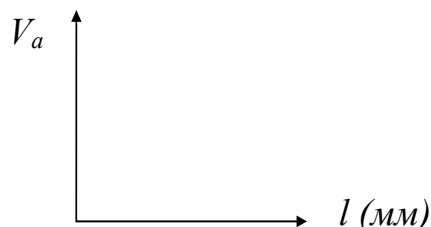
Задание 5

Построить экспериментальный и теоретический графики зависимости:

5.1 Углов прогиба балки φ_A от места а приложения груза Р по всей длине балки.



5.2 Перемещение V_A от места а до приложения груза Р по всей длине балки



Контрольные вопросы

- 1 Какой вид деформации называется изгибом?
- 2 В каком случае изгиб называется прямым поперечным?
- 3 Какими параметрами характеризуется положение сечения балки?
- 4 Как теоретически можно определить прогибы и углы поворота сечений балки?

Список рекомендуемой литературы

1. Кравченко, А. М. Сопротивление материалов : учебник : [16+] / А. М. Кравченко, Ю. Н. Меркушов. – Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2025. – 264 с. : ил., табл. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=727129> (дата обращения:

02.06.2026). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-9729-2552-0. – Текст : электронный.

2. Сопротивление материалов : учебник : [16+] / В. А. Дробот, А. С. Брусенцов, Д. В. Лебедев, А. Ю. Николенко. – Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2025. – 176 с. : ил., табл. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=727131> (дата обращения: 02.06.2026). – Библиогр.: с. 153-155. – ISBN 978-5-9729-2385-4. – Текст : электронный.

3. Ковалевский, В. И. Сопротивление материалов : учебное пособие : [16+] / В. И. Ковалевский, Е. И. Голяков. – Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2025. – 184 с. : ил., табл. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=727130> (дата обращения: 02.06.2026). – Библиогр.: с. 174. – ISBN 978-5-9729-2568-1. – Текст : электронный.

4. Глухов, Б. В. Прикладная механика : учебное пособие : [16+] / Б. В. Глухов, Д. С. Воронцов. – Москва ; Берлин : Директ-Медиа, 2016. – 192 с. : ил., схем., табл. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=437454> (дата обращения: 02.06.2026). – Библиогр.: с. 165. – ISBN 978-5-4475-6919-8. – DOI 10.23681/437454. – Текст : электронный.

5. Островская, Э. Н. Прикладная механика : учебное пособие / Э. Н. Островская, О. Р. Каратаев ; Министерство образования и науки Российской Федерации, Казанский национальный исследовательский технологический университет. – Казань : Казанский национальный исследовательский технологический университет (КНИТУ), 2017. – 108 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=561115> (дата обращения: 02.06.2026). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-7882-2283-7. – Текст : электронный.

Теория механизмов и машин

Лабораторная работа 5. Определение кинематических характеристик плоских механизмов методом диаграмм

Цель работы: Знакомство с приемами кинематического анализа механизмов методом диаграмм; построение кинематических диаграмм механизма; графическое и численное дифференцирование.

При кинематическом исследовании обычно изучают движение механизма за полный цикл. Поэтому - определение перемещений, скоростей и ускорений звеньев механизма и отдельных их точек проводят для ряда положений начального звена механизма, близко отстоящих друг от друга. Полученные значения кинематических величин сводят в таблицы и по ним строят графики, которые носят название кинематических диаграмм.

Кинематическая диаграмма представляет собой графическое изображение кинематического параметра звена или его точки в функции времени t или в функции обобщенной координаты φ_1

$$\begin{array}{ll} S_i = S_i(t); \varphi_i = \varphi_i(t) & S_i = S_i(\varphi_i); \varphi_i = \varphi_i(\varphi_i) \\ V_i = V_i(t); \omega_i = \omega_i(t) & V_{\varphi i} = V_{\varphi i}(\varphi_i); \omega_{\varphi i} = \omega_{\varphi i}(\varphi_i) \\ a_i = a_i(t); \varepsilon_i = \varepsilon_i(t) & a_{\varphi i} = a_{\varphi i}(\varphi_i); \varepsilon_{\varphi i} = \varepsilon_{\varphi i}(\varphi_i) \end{array}$$

Диаграмма перемещений в виде $S_i = S_i(t)$, $S_i = S_i(\varphi_i)$, $\varphi_i = \varphi_i(\varphi_i)$ может быть построена из плана положений механизма (рис. 3.5.1) для 12 и более равноотстоящих положений начального звена и является основной диаграммой для дальнейшего кинематического исследования механизма (рис. 3.5.2).

Кинематические диаграммы скоростей $V_i(t)$, ускорений $a_i(t)$ и их аналогов $V_{\varphi}(\varphi), a_{\varphi}(\varphi)$, получают дифференцированием (однократным или двухкратным соответственно) диаграммы перемещений.

Если кинематическая функция (скорость, ускорение или их аналоги) задана или определена в форме графика или в виде таблицы значений, то найти производную от этой функции непосредственно в аналитической форме нельзя. В этом случае эффективным являются численные и графические методы дифференцирования.

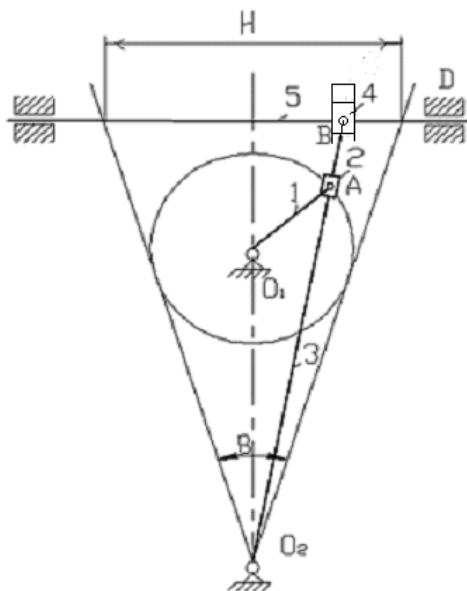
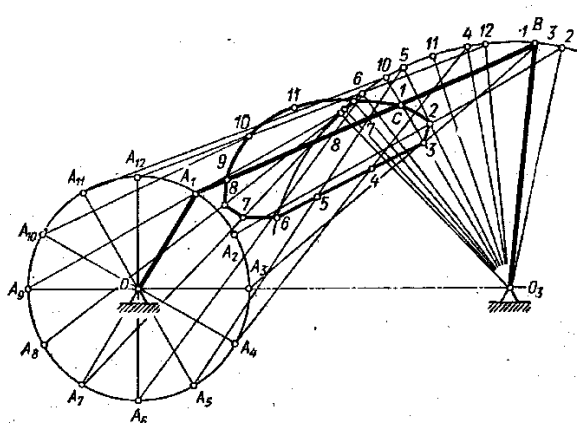
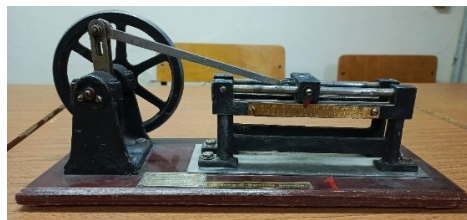
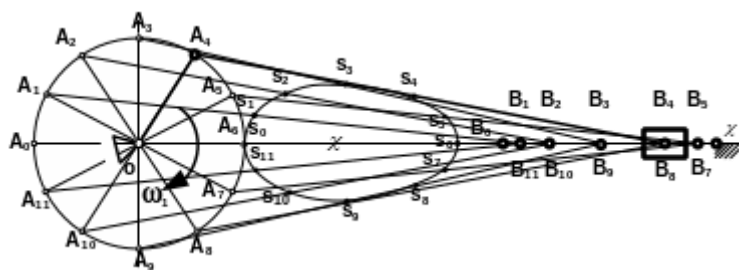


Рис. 3.5.1. Планы положений механизмов:
а - кривошипно-шатунного; б - четырехшарнирного;
в - центрального с качающейся кулисой.

Дифференцирование функции $f(x)$, заданной (либо вычисленной) в виде таблицы (массива чисел), выполняют методом численного дифференцирования с применением ПЭВМ.

Чем меньше шаг Δx в массиве чисел, тем точнее можно вычислить значение производной функции в этом интервале.

$$f'(x)_{i+1} \approx \frac{f(x + \Delta x) - f(x)}{\Delta x} \quad (3.5.1)$$

Для численного дифференцирования можно пользоваться также выражением

$$f'(x)_{i+1} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{f(x)_{i+1} - f(x)_i}{\Delta x_i} + \frac{f(x)_{i+2} - f(x)_{i+1}}{\Delta x_{i+1}} \right] \quad (3.5.2)$$

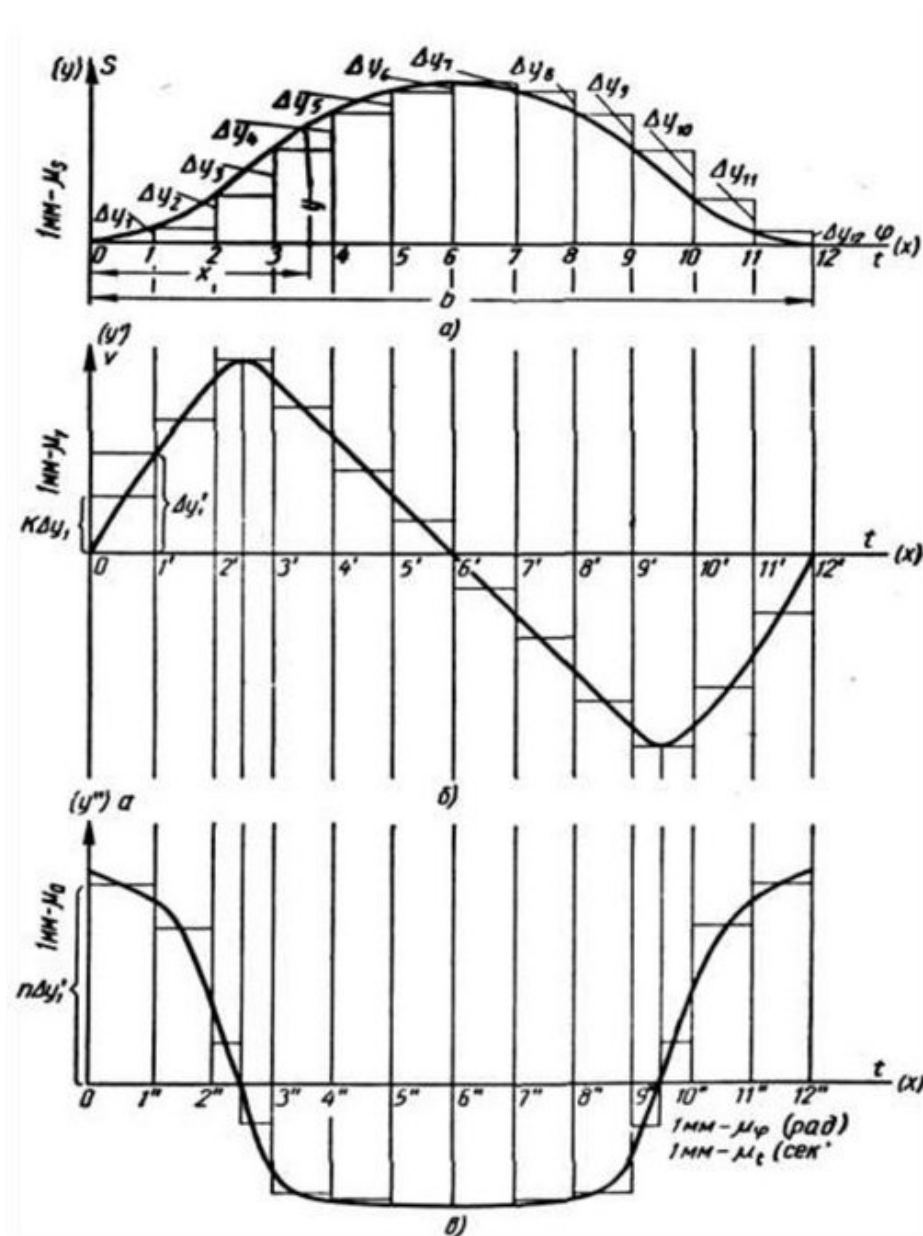


Рис. 3.5.2. Графики пути (а), аналога скоростей (б) и аналога ускорений исследуемой точки звена стержневого механизма.

Графическое дифференцирование функции, заданной в виде графика, состоит в определении значений производной функции в некоторой точке с помощью геометрических построений.

В теории механизмов и машин используют следующие методы графического дифференцирования: касательных, хорд, приращений.

В лабораторной работе графическое дифференцирование выполняется методом приращений. Этот метод графического дифференцирования основан на допущении, что в течение достаточно малого интервала времени Δt (или интервала изменения обобщённой координаты $\Delta \varphi_1$) скорость и ускорение (а равно и их аналоги) исследуемого звена (или исследуемой точки звена) изменяются приближенно по

прямолинейному "закону, и средняя скорость и среднее ускорение (а также их аналоги), вычисленные для этого интервала Δt (или $\Delta \varphi_1$), совпадают с истинными значениями кинематических параметров в середине исследуемого интервала.

На рис. 3.5.2 а построена диаграмма перемещений исследуемой точки звена механизма в функции угла поворота начального звена кривошипа по двенадцати равноотстоящим положениям кривошипа. За начальное положение "1" механизма принято его крайнее положение, из которого исследуемое звено

(ползун, коромысло, кулиса) движется слева направо). Хотя, вообще говоря, за начальное положение может быть принято любое положение механизма.

Масштабы построения диаграмм выбирают произвольно. Для удобства целесообразно придерживаться следующих правил. Отрезок l оси φ_1 принимать не менее 120 мм, отрезок $\Delta l = l/12$ следовательно - не менее 10 мм.

Если $l=120$ мм, то $\mu_\varphi = 2\pi/120 = 0,0524$ рад/мм . Масштабы осей S, V_φ, a_φ необходимо выбирать таким образом, чтобы наибольшая ордината соответствующего графика была не менее 300мм (см.рис.3.5.2).

Построение диаграммы перемещений $S(\varphi_1)$, выполняется по точкам в соответствии с планом положений механизма (см. рис. 3.5.1). Для кулисного механизма (рис. 3.5.1 в) и шарнирного четырехзвенника (рис. 3.5.1 б) дуговые перемещения исследуемой точки кулисы и коромысла заменяются перемещениями по хордам. Диаграмма перемещений может быть построена в масштабе плана положений. В этом случае $\mu_1 = \mu_s$.

Для построения диаграммы аналога скоростей $V_\varphi(\varphi_1)$ методом приращений поступаем следующим образом. Проводим ось ординат графика $V_\varphi = V_\varphi(\varphi_1)$ (см.рис. 3.5.2б). Все три кинематические диаграммы желательно строить на одном листе миллиметровой бумаги формата А4. Отрезок длиной l мм на оси абсцисс делим на двенадцать равных частей, из которых каждая $\Delta l = l/12$ и каждую двенадцатую часть делим пополам. На оси абсцисс графика $V_\varphi(\varphi_1)$ получаем точки I, II, III,..., XII.

Среднее значение аналога скорости на участке (1-2) равно

$$\bar{V}_{\varphi 1-2} = \frac{S_2 - S_1}{\Delta \varphi} = \frac{\mu_s (2 - 2')}{\mu_\varphi \cdot \Delta l} = \mu_v \cdot (2 - 2') \quad (3.5.3)$$

где (2-2') - отрезок в миллиметрах, соответствующий в масштабе μ_s , перемещению исследуемой точки звена при перемещении начального звена (1-2).

μ_v - масштаб оси ординат диаграммы аналога скоростей.

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi \cdot \Delta l} \quad (3.5.4)$$

В соответствии с принятым ранее допущением будем считать, что среднее значение аналога скорости $V_{\varphi 1-2}$ соответствует скорости точки в середине отрезка (1-2). Поэтому из точки 1, представляющей собой середину (1-2), откладываем отрезок $(l-l') = (2-2')$.

Таким образом
$$V_{\varphi 1-2} = \mu_v \cdot (I - I') \quad (3.5.5)$$

Среднее значение аналога скорости $\vec{V}_{\varphi 2-3}$ на участке (2-3) с учётом (3.5.3-3.5.5) равно

$$V_{\varphi 2-3} = \frac{S_3 - S_2}{\Delta \varphi} = \frac{\mu_s [(3-3') - (2-2')]}{\mu_\varphi \cdot \Delta l} = \frac{\mu_s \cdot (2'' - 3')}{\mu_\varphi \cdot \Delta l} = \mu_v (2'' - 3') = \mu_v (II - II') \quad (3.5.6)$$

Аналогично получаем средние значения аналогов скоростей $\vec{V}_{\varphi 3-4}, \vec{V}_{\varphi 4-5}$... Соединив точки I', II', III' ... плавной кривой, получаем диаграмму $V_\varphi(\varphi_1)$ (рис.3.5.2 б).

Диаграмму $a_\varphi = a_\varphi(\varphi_1)$ (рис. 3.5.2 в) строим аналогично диаграмме $V_\varphi = V_\varphi(\varphi_1)$.

Среднее значение величины аналога ускорения $\bar{a}_{\varphi I-II}, \bar{a}_{\varphi II-III}$, на интервалах (I-II), (II-III), ... соответственно равны.

$$\begin{aligned} \bar{a}_{\varphi I-II} &= \frac{V_{\varphi II} - V_{\varphi I}}{\Delta \varphi} = \frac{\mu_v \cdot [(II - II') - (I - I')]}{\mu_\varphi \cdot \Delta l} = \frac{\mu_v}{\mu_\varphi \cdot \Delta l} \cdot (I'' - II') = \mu_a \cdot (2 - 2'') \\ \bar{a}_{\varphi II-III} &= \frac{V_{\varphi III} - V_{\varphi II}}{\Delta \varphi} = \frac{\mu_v \cdot [(III - III') - (II - II')]}{\mu_\varphi \cdot \Delta l} = \frac{\mu_v}{\mu_\varphi \cdot \Delta l} \cdot (II'' - III') = \mu_a \cdot (3 - 3'') \end{aligned} \quad (3.5.7)$$

В (3.5.7) отрезки $(I'' - II'), (II'' - III'), \dots$ следует взять из диаграммы аналога скоростей $V_\varphi(\varphi_1)$, а равные им отрезки $(2 - 2''), (3 - 3''), \dots$ откладываются на диаграмме аналога ускорений $a_\varphi(\varphi_1)$ (рис.3.5.2 в) на ординатах, проведенных в точках 1, 2, 3 ... оси абсцисс диаграммы $a_\varphi(\varphi_1)$. Эти отрезки и будут представлять собой аналоги ускорений $a_{\varphi I-II}, a_{\varphi II-III}$ в масштабе

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_\varphi \cdot \Delta l} \cdot \left[\frac{m}{mm} \right] \quad (3.5.8)$$

Соединив плавной кривой точки $1'', 2'', \dots$ получим диаграмму $a_\varphi(\varphi_1)$. Если известны аналоги $V_{\varphi i}$ и $a_{\varphi i}$ в некоторых положениях начального звена φ_1 , то скорость V_i и ускорение a_i точки звена определяется по формулам:

$$V_i = V_{\varphi i} \cdot \omega_1 \quad (3.5.9); \quad a_i = a_{\varphi i} \cdot \omega_1^2 + V_{\varphi i} \cdot \varepsilon_1 \quad (3.5.10)$$

ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТЫ

Линейка; транспортир; чертежные принадлежности.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить структуру исследуемого механизма. Проанализировать движение звеньев механизма.

2. По индивидуальному заданию (Табл. 3.5.1) построить план положений механизма в масштабе μ_1 . Методом засечек определить положение исследуемой

точки для различных положений начального звена. Пронумеровать положения исследуемой точки звена на траектории.

3. Измерить перемещение исследуемой точки от крайнего положения. Составить таблицу φ_{1i}, S_i .

4. На основании составленной таблицы построить диаграмму перемещений исследуемой точки в масштабе μ_s .

5. Дифференцированием функции $S_i(\varphi_1)$ заданной в виде диаграммы перемещений (графическое задание), определить аналоги скоростей точки для положений I, II, ..., XII начального звена механизма. Построить график аналогов скоростей исследуемой точки в масштабе μ_v .

6. Дифференцированием функции $V_\varphi(\varphi_1)$, заданной в виде диаграммы аналогов скоростей, определить аналоги ускорений точки для положений 1, 2, 3, ..., 12 начального звена механизма. Построить график ускорений исследуемой точки в масштабе μ_a .

7. Дифференцированием функции $S_i = S_i(\varphi_{1i})$, заданной в виде таблицы φ_{1i}, S_i , методом численного дифференцирования с применением ПЭВМ, вычислить аналоги скорости и ускорения исследуемой точки механизма. Сравнить результаты графического и численного дифференцирования.

8. Определить максимальную скорость V_{max} и максимальное ускорение a_{max} исследуемой точки механизма при заданной скорости ω_1 , начального звена механизма (ω_1 , задает преподаватель после выполнения пунктов -6 лабораторной работы).

9. Оформить протокол лабораторной работы.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ ПЛАНА ПОЛОЖЕНИЙ МЕХАНИЗМА.

Таблица 3.5.1.

Кривошипно-шатунный механизм (Рис, 3.5.1 а)

Вар.	l_1 , м	l_2 , м	e , м	Вар.	l_1 , м	l_2 , м	e , м
1	0.025	0.055	0.01	11	0.025	0.068	0.005
2	0.03	0.066	0.005	12	0.03	0.081	0
3	0.035	0.077	0.015	13	0.035	0.095	0.007
4	0.04	0.088	0.08	14	0.04	0.108	0
5	0.045	0.099	0.017	15	0.045	0.122	0.008
6	0.025	0.063	0	16	0.025	0.07	0.07
7	0.03	0.075	0.01	17	0.03	0.084	0.01
8	0.035	0.088	0.008	18	0.035	0.098	0
9	0.04	0.1	0.005	19	0.04	0.112	0.015
10	0.045	0.113	0	20	0.045	0.126	0.02

Таблица 3.5.2.

Четырехшарнирный механизм (Рис. 3.5.6); $l_3 = l_{0103} + 0.015\text{м}$

Вар.	$l_1, \text{м}$	$l_2, \text{м}$	$l_{0103}, \text{м}$	Вар.	$l_1, \text{м}$	$l_2, \text{м}$	$l_{0103}, \text{м}$
1	0,025	0.075	0.078	11	0.025	0.083	0.086
2	0.03	0.09	0.093	12	0.03	0.099	0.103
3	0.035	0.105	0.108	13	0.035	0.116	0.12
4	0.04	0.12	0.124	14	0.04	0.132	0.137
5	0.045	0.135	0.14	15	0.045	0.148	0.154
6	0.025	0.08	0.083	16	0.025	0.088	0.09
7	0.03	0.096	0.099	17	0.03	0.105	0.108
8	0.035	0.112	0.116	18	0.035	0.122	0.126
9	0.04	0.128	0.132	19	0.04	0.14	0.144
10	0.045	0.144	0.149	20	0.045	0.158	0.162

Контрольные вопросы

1. Преимущества и недостатки аналитического и графического методов кинематического анализа механизмов.
2. Что такое кинематическая диаграмма. Виды кинематических диаграмм.
3. Как рассчитать масштаб осей кинематических диаграмм?
4. Взаимосвязь кинематических диаграмм (графическое дифференцирование).
5. Аналоги скоростей и ускорений.
6. Метод векторных контуров. Определение положений, скоростей и ускорений звеньев механизма.
7. Кинематическое определение радиуса кривизны траектории точки звена.
8. Шатунные кривые и методы их построения.
9. План скоростей механизма и его свойства.
10. План ускорений механизма и его свойства.
11. Соотношение между скоростями и ускорениями точек одного звена.
12. Соотношения между скоростями и ускорениями точек звеньев, образующих поступательную пару.

Лабораторная работа 6. Кинематическое исследование кулачкового механизма

Цель работы: Изучение принципа работы кулачкового механизма; хронометраж работы механизма; графическое и численное дифференцирование

Основные теоретические сведения

Кулачковым называется механизм, содержащий высшую кинематическую пару, закон движения ведомого звена которого определяется профилем ведущего звена. За цикл работы механизма скорость ведомого звена обязательно меняет знак.

Кулачок - профилированное ведущее звено кулачкового механизма. Толкатель-ведомое звено кулачкового механизма; закон движения толкателя определяется профилем кулачка.

Кулачковые механизмы широко применяют в современных машинах-автоматах благодаря широким возможностям реализации различных законов движения исполнительных органов.

Кулачковые механизмы классифицируются: по характеру движения кулачка (с вращающимся кулачком, с поступательно движущимся кулачком); по характеру движения толкателя (с поступательно движущимся толкателем, с коромысловым толкателем); по способу замыкания высшей кинематической пары (с силовым, и геометрическим замыканием); по конструкции толкателя (с острым, тарельчатым и роликовым толкателем). При силовом замыкании усилие пружины принимают с запасом для компенсации собственных колебаний пружины и отклонений действительной характеристики пружины от теоретической.

При исследовании движения звеньев кулачкового механизма используются методы планов и кинематических диаграмм. Углы профиля кулачка, на которых ведомое звено совершает определенное движение, называются фазовыми углами.

$$\varphi_n + \varphi_v + \varphi_o = 360^\circ \quad (3.6.1)$$

где $\varphi_n, \varphi_v, \varphi_o$ - углы подъема, выстоя, опускания (рис. 1.86)

Теоретически кулачковыми механизмами можно осуществить любые законы движения выходных звеньев. На практике используются равномерный, равноускоренный, синусоидальный и др. законы движения выходных звеньев. Равномерный закон движения обуславливает наличие жестких ударов на границах фазовых углов. При синусоидальном законе движения толкателя удары отсутствуют.

Важная характеристика кулачковых механизмов - угол давления θ . **Углом давления** называется угол между вектором силы, приложенной к ведомому звену, и вектором скорости точки контакта ведомого звена. От этих углов зависят реакции в кинематических парах и КПД механизма.

Для обеспечения работоспособности механизма угол давления в высшей кинематической паре за цикл работы механизма не должен превышать допустимое значение

$$\theta_{\max} < \theta_{\text{доп}} \quad (3.6.2)$$

где $\theta_{\max}$ - максимальное значение угла давления в высшей кинематической паре; $\theta_{\text{доп}}$ - допустимое значение угла давления.

Для поступательно движущегося толкателя его значения находятся в пределах $\theta_{\text{доп}} = 30-40^\circ$ соответственно, для коромыслового толкателя $\theta_{\text{доп}} = 45-50^\circ$.

Мгновенный к.п.д. кулачкового механизма определяют по формуле

$$\eta = 1 - \varphi = 1 - \frac{P_{тр}}{P_{дв}} \quad (3.6.3)$$

где φ - коэффициент потерь; $P_{тр}, P_{дв}$ - мощность сил трения и движущих сил, соответственно.

$$P_{тр} = F_{тр} \cdot V_2 \quad (3.6.4) \quad P_{дв} = F_2^n \cdot \cos\theta \cdot V_2 \quad (3.6.5)$$

С учетом (3.6.4) и (3.6.5) η можно определить по зависимости

$$\eta = 1 - \frac{F_{дв}}{R_{21}^n \cdot \cos\theta} \quad (3.6.6)$$

Анализ (3.6.6) показывает, что для увеличения к.п.д. необходимо уменьшать угол давления, а это приводит к увеличению габаритов кулачка. Значение угла давления можно определить по зависимости

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{S_2'}{(R_o + S_2)} \quad (3.6.7)$$

Согласно (3.6.7) угол давления в высшей кинематической паре кулачкового механизма определяется кинематическими характеристиками механизма S_2' и геометрией кулачка $(R_o + S_2)$.

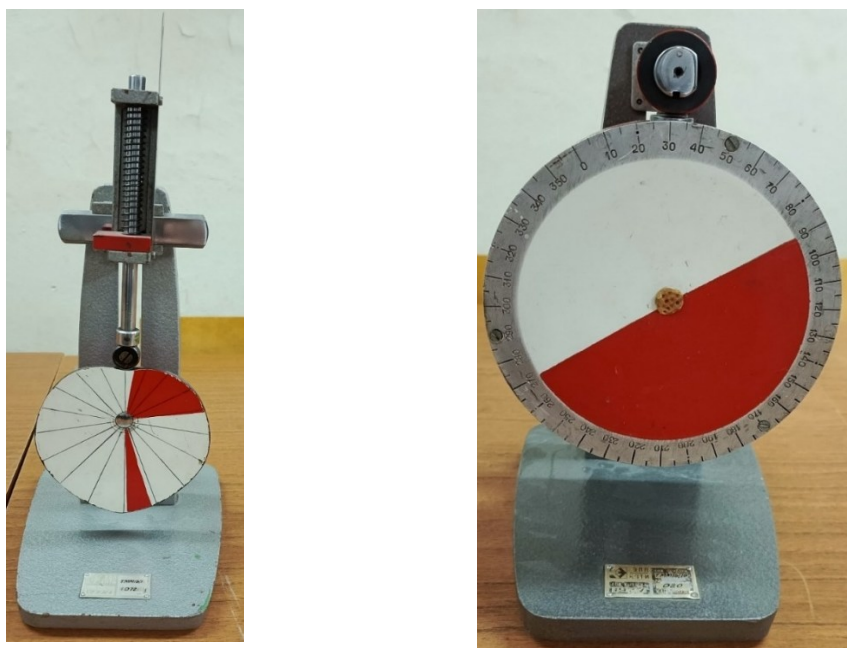


Рис. 3.6.1. Разновидности кулачковых механизмов с вращающимся кулачком и поступательно движущимся толкателем.

ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТЫ

Кулачковый механизм с набором сменных кулачков, ПЭВМ, чертежные принадлежности.

Лабораторная установка состоит из кулачка 1 и толкателя 2, укрепленных на стойке 3. Кулачок от проворота фиксируется штифтами 5 и закрепляется прижимной гайкой 4. Привод кулачка- ручной от маховичка через зубчатую передачу с переда-

точным отношением $u=3$. Шестерня соединена с приводным маховичком, а колесо - с кулачком. Маховичок оснащен стопорами, позволяющими фиксировать его и зубчатую шестерню с шагом 45° - При этом зубчатое колесо и кулачок будут поворачиваться соответственно на угол 15° . Следовательно, установка позволяет исследовать движение звеньев механизма при изменении обобщенной координаты с шагом $\varphi_1 = 15^\circ = \pi/12$. Толкатель совершает возвратно-поступательное движение, обеспечиваемое направляющими. На толкателе имеется указательная стрелка, на вертикальной стойке установки нанесена шкала δ для отсчета перемещения толкателя с точностью $\pm 0,5$ мм. Для облегчения работы механизма на фазе подъема толкатель снабжен роликом.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить лабораторную установку.
2. Изучить кулачки 1,2,3,4,5. Выявить кулачки, имеющие фазовые углы выстоя. На профиле кулачков отметить карандашом точку начала фазы подъема.
3. Для заданных кулачков произвести хронометраж движения толкателя с шагом $\pi/12$. С этой целью кулачок необходимо закрепить на установке. Хронометраж движения толкателя выполняется в зависимости от обобщенной координаты механизма - угла поворота кулачка φ_1 . Координата Y толкателя определяется отсчетом по шкале при соответствующем значении обобщенной координаты. $\varphi_1 = 0$ должно соответствовать нижнему положению толкателя, т.е. началу фазы подъема. Результаты хронометража занести в таблицу 3.6.1.

Таблица 3.6.1.

Результаты хронометража движения толкателя

№ п/п	φ_1 , рад	Y , мм	№ п/п	φ_1 , рад	Y , мм	№ п/п	φ_1 , рад	Y , мм
1	0		9	2.094		17	4.189	
2	0.262		10	2.356		18	4.45	
3	0.524		11	2.618		19	4.712	
4	0.785		12	2.88		20	4.974	
5	1.047		13	3.142		21	5.236	
6	1.309		14	3.403		22	5.498	
7	1.571		15	3.665		23	5.76	
8	1.832		16	3.927		24	6.021	
						25	6.283	

Положения 1 и 25 идентичны - это точка начала фазы подъема кулачка.

4. Рассчитать перемещения толкателя. На фазе подъема перемещение S толкателя определяется по формулам

$$S_1 = 0; S_2 = Y_2 - Y_1; S_3 = S_2 + (Y_3 - Y_2); S_i = S_{i-1} + (Y_i - Y_{i-1})$$

На фазе опускания перемещение толкателя определяется по формуле

$$S_i = h - ((Y_{\max} - Y_i))$$

Здесь $h = (Y_{max} - Y_{min})$ - ход толкателя; Y_{max} , Y_{min} - максимальное и текущее значение ординаты толкателя.

Результаты расчета перемещений занести в табл. 1.5.

Таблица 3.6.2.

Результаты кинематического исследования кулачкового механизма

№ п/п	φ_1 , рад	S, мм	V_φ , мм	d_φ , мм	№ п/п	φ_1 , рад	S, мм	V_φ , мм	d_φ , мм
1	0				13	3.142			
2	0.262				14	3.403			
3	0.524				15	3.665			
4	0.785				16	3.927			
5	1.047				17	4.189			
6	1.309				18	4.45			
7	1.571				19	4.712			
8	1.832				20	4.974			
9	2.094				21	5.236			
10	2.356				22	5.498			
11	2.618				23	5.760			
12	2.28				24	6.021			

5. Вычислить аналоги скоростей V_φ и ускорений a_φ толкателя. Для вычисления использовать метод численного дифференцирования на ПЭВМ или графическое дифференцирование.

6. Построить на одном листе кинематические диаграммы толкателя для исследованных кулачков в масштабе μ_s , μ_v , μ_a . При построении кинематических диаграмм следует придерживаться правила, чтобы на чертеже максимальная ордината кинематического параметра была не менее 30 мм. На диаграммах выделить фазовые углы кулачка φ_n , $\varphi_{вв}$, φ_o , φ_n и вычислить их.

7. Оформить протокол работы.

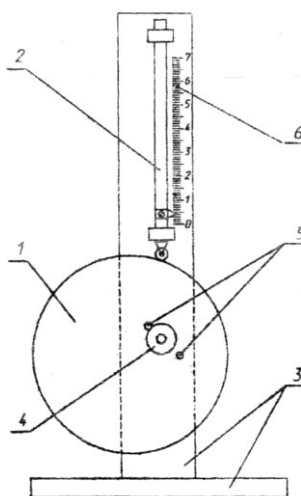


Рис. 3.6.2. Лабораторная установка для кинематического исследования кулачкового механизма:

1 - сменный кулачок; 2 - толкатель; 3 - стойка; 4 - прижимная гайка; 5 - штифт; 6 - шкала.

Контрольные вопросы

1. Порядок лабораторной работы.
2. Классификация кулачковых механизмов.
3. Оптимизация конструктивных размеров кулачкового механизма.
4. Аналоги скоростей и ускорений и их связь с одноименными кинематическими характеристиками.
5. Методы исследования кинематики механизмов.
6. Фазовые углы кулачка.
7. Типичные законы движения ведомого звена кулачкового механизма.
8. Угол давления в высшей кинематической паре и его влияние на работоспособность механизма.
9. Как определить к.п.д. кулачкового механизма?
10. При каком законе движения толкателя ускорение и угол давления принимают максимальные значения?
11. При каком условии обеспечивается постоянный контакт толкателя и кулачка ?
12. Какой закон, движения наиболее предпочтителен для быстроходных механизмов и почему?
13. Назовите основные причины, обусловившие широкое применение кулачковых механизмов?
14. Сформулируйте достоинства и недостатки кулачковых механизмов с силовым и кинематическим замыканием?
15. В каких условиях может происходить удар в кулачковых механизмах?
16. Каков порядок определения минимального радиуса профиля вращающегося кулачка с роликовым толкателем при заданной максимальной величине угла давления?
17. Как влияет увеличение или уменьшение величины допускаемого угла давления на габариты кулачкового механизма?
18. Где нужно расположить ось вращения кулачка, если необходимо получить кулачковый механизм наименьших габаритов?
19. Сформулируйте цель применения метода обращения движения при профилировании кулачков?

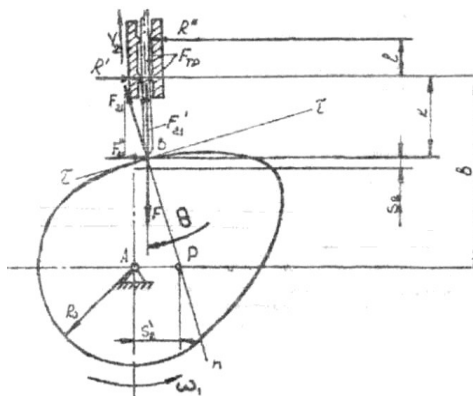


Рис. 3.6.3. Схема к силовому расчету кулачкового механизма.

Лабораторная работа 7. Исследование геометрических параметров зубчатых колёс, получаемых методом обкатки

Цель работы: Освоение инструментальных методов определения геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес; исследование геометрических параметров нулевых колес и колес со смещением

Основные методы изготовления зубчатых колёс

Основными параметрами, характеризующими зубчатое колесо, являются: число зубьев Z , модуль зацепления t , диаметр делительной окружности D , диаметр начальной окружности D_w , угол зацепления α_w , шаг зацепления P , диаметр окружности вершин D_a впадин D_f , толщина зуба по хорде делительной окружности S , высота головки h_a и ножки h_f зуба.

На рис.3.7.1 б. представлена схема внешнего зубчатого зацепления, на которой указаны основные геометрические элементы зацепленных зубчатых колес. Приведём определения основных понятий, характеризующих геометрию зацепления:

Начальные окружности - воображаемые окружности, жёстко связанные с зубчатыми колесами, между которыми осуществляется передача вращательного движения со строго постоянным передаточным отношением, касающиеся и перекатывающиеся одна по другой без скольжения.

Головка зуба - профиль зуба, выступающий за начальную окружность.

Ножка зуба - профиль зуба, находящийся внутри начальной окружности,

При проектировании высоту головки зуба делают несколько меньше высоты ножки зуба, для того чтобы вершина зуба одного колеса не упиралась в основание впадины другого колеса, т.е. чтобы обеспечить **радиальный зазор**. Необходимость последнего обусловлена возможностью компенсировать неизбежные ошибки, допускаемые при изготовлении зубчатых колёс и при сборке их в зубчатую передачу, а также облегчением свободного доступа смазки к месту касания зубьев. Кроме радиального в эвольвентной передаче имеет место и весьма незначительный **боковой зазор**. Он необходим для образования масляной прослойки между боковыми поверхностями зубьев и для свободного расширения металла зубьев от нагревания при работе передачи, что устраняет возможность заклинивания зубьев во впадинах, а также позволяет компенсировать ошибки изготовления.

Окружность вершин, впадин - окружность, эквидистантная начальной окружности колеса и отстоящая от неё в радиальном направлении на высоту головки, ножки зуба соответственно.

Высота h зуба - расстояние между окружностью вершин и впадин, измеренное по радиусу. Высота зуба складывается из высоты p_a головки и высоты h_f ножки зуба.

$$h = h_a + h_f \quad (3.7.1)$$

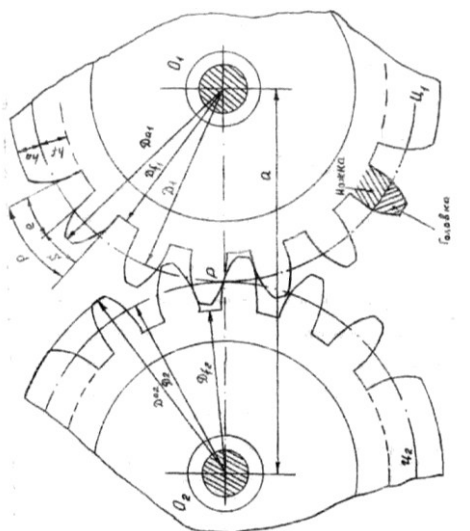


Рис. 3.7.1. Схема внешнего зубчатого зацепления.

Шаг зацепления P , мм - расстояние между одноимёнными точками двух соседних зубьев, измеренное по начальной окружности.

Он складывается из двух частей: толщины зуба и ширины впадины между зубьями. Необходимо отметить, что шаг зубчатых колёс находящихся в зацеплении, по начальным окружностям должен быть одинаков.

Модуль зацепления t , мм - линейная величина, в π раз меньше шага зацепления.

$$t = P / \pi \quad (3.7.2)$$

Модуль зацепления является основным параметром колеса, определяющим геометрию зубьев. Зубья колес нарезаются на специальных станках режущим инструментом. Размеры и форма его зависят от величины модуля.

Для сокращения номенклатуры режущего инструмента модуль зацепления стандартизован в диапазоне 0,05, ... 100 мм (ГОСТ 9563-80). Ниже даны модули в наиболее употребительном диапазоне (1-й ряд следует предпочитать 2-му)

1-й предпочтительный ряд модулей, мм: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40 и т.д.

2-й предпочтительный ряд модулей: 1; 1,25; 1,373; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45 и т.д.

Делительная окружность - окружность зубчатого колеса, для которой модуль получается стандартным. Для зубчатых колес, нарезанных без смещения, делительные окружности в зацеплении двух колес совпадают с соответствующими начальными окружностями. В этом случае $D=D_w$ (см.рис.3.6.1 и табл.3.1).

Угол между линией межцентрового расстояния и общей нормалью называется **углом зацепления** α_0 . Он стандартизован и принят равным 20°.

Боковой профиль зубьев колес специально профилируется. Наиболее распространёнными в современном машиностроении является **эвольвентный профиль** рабочих поверхностей зубьев.

Профили зубьев круглых колес, построенные по эвольвентам, всегда обеспечивают передачу движения между звеньями - колесами с постоянным передаточным отношением. В этом случае **полюс зацепления** точка Р занимает постоянное положение на линии центров O_1O_2 (рис.3.7.2).

Линия зацепления - геометрическое место точек касания профилей зубьев.

Если общую касательную к начальным окружностям колес $t-t$ повернуть на угол зацепления α , то полученная прямая $n-n$, будет называться **теоретической линией зацепления**. (рис. 3.7.2)

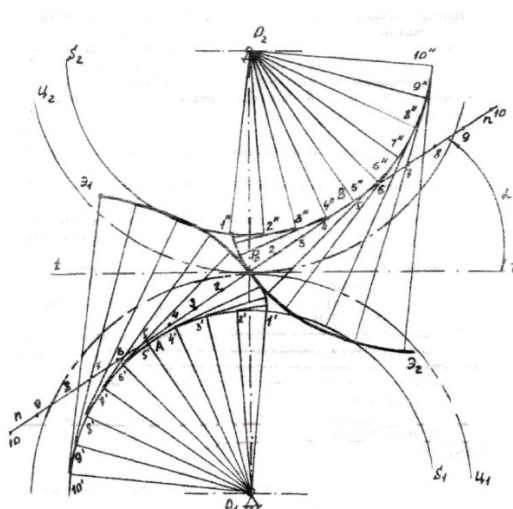


Рис.3.7.2. - Схема эвольвентного зацепления.

Геометрические параметры зубчатых колес принято выражать в функции модуля m по делительной окружности и числа Z зубьев колеса. В табл.3.1 приведены расчетные формулы геометрических параметров нулевых (стандартных) цилиндрических зубчатых колес.

Таблица 3.1.

Геометрические параметры нулевых цилиндрических прямозубых колес

Наименование параметра	Обозначения, размерность	Нормальный зуб $h_a^* = 1$	Укороченный зуб $h_a^* = 0.8$
Шаг зацепления	$P, \text{мм}$	$\pi \cdot m$	$\pi \cdot m$
Диаметр делительной окружности	$D, \text{мм}$	mz	mz
Угол зацепления	$\alpha, \text{град}$	20°	20°
Диаметр основной окружности	$D_b, \text{мм}$	$D \cos \alpha$	$D \cos \alpha$
Высота ножки зуба	$h_f, \text{мм}$	$1.25m$	$1.1m$
Диаметр окружности впадин зубьев	$D_f, \text{мм}$	$D - 2.5m$	$D - 2.2m$
Высота головки зуба	$h_a, \text{мм}$	m	$0.8m$
Диаметр окружности вершин зубьев	$D_a, \text{мм}$	$D + 2m$	$D + 1.6m$
Толщина зуба по делительной окружности	$S, \text{мм}$	$0.5 \cdot \pi \cdot m$	$0.5 \cdot \pi \cdot m$
Ширина впадины по делительной окружности	$e, \text{мм}$	$0.5 \cdot \pi \cdot m$	$0.5 \cdot \pi \cdot m$
Межосевое расстояние	$a, \text{мм}$	$0.5m(z_1 + z_2)$	$0.5m(z_1 + z_2)$

Зубчатые колеса с эвольвентным профилем зубьев изготавливаются тремя методами: копирования, обкатки и смешанным. Выбор метода зубонарезания зависит от заданной степени точности различных элементов колеса и других параметров, увязанных с основными требованиями к эксплуатации изготавливаемой передачи.

При изготовлении зубчатых колес методом копирования профиль инструмента представляет собой точную копию (слепок) колеса или некоторой его части, например, одной впадины между соседними зубьями. К методу копирования можно отнести изготовление зубчатых колес отливкой, штамповкой, резанием. В случае обработки зубьев со снятием стружки при методе копирования в качестве инструмента используется дисковая или пальцевая модульная фреза.

Для чернового и чистового нарезания зубчатых колёс средних диаметров (d_a до 500 мм) и со средними модулями ($m > 5$ мм) обычно используют дисковые фрезы, для нарезания крупных зубчатых колес (в частности шевронных колёс без канавки) - пальцевые фрезы.

Главным недостатком способа копирования является низкая производительность и потребность в большом количестве режущего инструмента. Так для изготовления зубчатых колес одного модуля требуется отдельный инструмент для каждого конкретного числа зубьев. Чаще всего применяется набор модульных фрез, состоящий из восьми фрез данного модуля m . Каждая фреза набора имеет порядковый номер от 1 до 8, который как и модуль указан (выбит) на самой фрезе. Например, фреза № 1 служит для нарезания колес с числом зубьев $z=12$ и 13; фреза № 2 - для чисел зубьев $z=14, 15, 16$; фреза № 3 для $z=17...20$; фреза № 4 - для $z=21...26$; фреза № 5 - для $z=26...34$ и т.д. Модульные фрезы позволяют нарезать зубья только фиксированной геометрии.

Необходимо отметить, что при крупносерийном и массовом производстве находит применение изготовление зубчатых колёс протягиванием внутренних зубьев, штамповкой мелко модульных зубьев и др.

Стандартами предусмотрены 12 степеней точности с 1 по 12-ю в порядке убывания, характеризующиеся соответствующими числовыми нормами по элементам сопряжений. При этом зубчатые колёса 3-8-й степеней точности нарезают с использованием метода обкатки, зубчатые колёса, изготавливаемые со степенью точности 9 и 10, могут быть нарезаны методом копирования. Поверхности 10-й и 11-й степеней точности могут быть получены после тщательной припиловки зубьев по шаблонам.

Метод изготовления зубчатых колес обкаткой лишен недостатков, присущих методу копирования. Сущность метода обкатки состоит в том, что режущему инструменту и заготовке сообщают то относительное движение, которое имели бы два звена, находящихся в зацеплении. В качестве режущего инструмента при методе обкатки используют: зубчатую рейку (гребенку), долбяк, червячную фрезу.

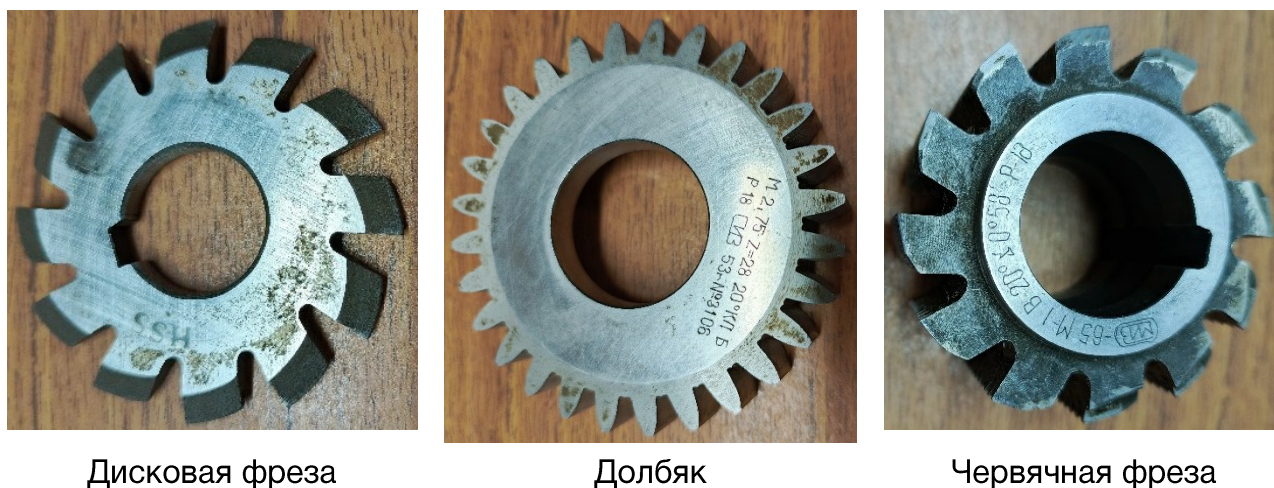


Рис. 3.7.3. Инструменты для нарезания зубчатых колёс

Зубчатой рейкой нарезаются наиболее точные колеса. *Долбяк* - зубчатое колесо, снабжённое режущими кромками и нарезанное с переменным смещением инструмента в каждом сечении, перпендикулярном оси.

Червячная фреза представляет собой червяк (винт) с нанесёнными на нём винтовыми продольными канавками, необходимыми для образования режущих кромок у зубьев и выхода стружки.

Нарезание зубьев червячными фрезами производят на универсальных зубофрезерных станках, а именно: насадных и венцовых зубчатых колёс -обычно на станках с вертикальной осью изделия, валов-шестерен и зубчатых колёс с малым числом зубьев - на станках с горизонтальной осью изделия.

При смешанном методе изготовления зубчатых колёс одна часть профиля обрабатывается копированием, а другая - обкаткой. Этот метод может быть применён для обработки зубчатых венцов таких профилей, боковые стороны которых имеют эвольвентную кривую, а впадины и угловые переходы от контурных участков допускают только фасонное копирование. При этом методе изготовления применяют фрезы червячные шлицевые с удлинённым зубом.

При способе обкатки достаточно иметь один инструмент данного модуля t для изготовления колес с любым числом зубьев z . В этом случае по данным Г.Г. Баранова количество необходимого режущего инструмента сокращается примерно в 150 раз сравнительно с тем количеством, которое требуется при способе копирования. Нарезание методом обкатки зубчатых колес с малым числом зубьев $z < z_{\min}$ сопровождается неблагоприятным явлением, именуемым *подрезанием профилей зубьев*. Для угла зацепления $\alpha = 20^\circ$ $z_{\min} = 17$ - минимальное число зубьев нулевого колеса, свободного от подрезания. При $z < z_{\min}$ головки зуба режущего инструмента врезаются в ножки зубьев нарезаемого колеса. При подрезании ножки зубьев ослабляются (рис. 3.7.4).



Рис. 3.7.4. Зубчатое колесо с подрезанными зубьями

Для устранения подрезания профилей зубьев зубчатые колеса с малым числом зубьев нарезаются со смещением режущего инструмента, которое характеризуется **коэффициентом смещения** x . Абсолютное смещение инструмента b , вычисляемое в долях модуля, определяется

$$b = xT, \text{ мм} \quad (3.7.3)$$

В зависимости от знака x или b различают **положительное колесо**, при $Z < Z_{min}$ $x > 0$ инструмент отодвигается от оси нарезаемого колеса; и **отрицательное колесо**, при $Z > Z_{min}$ $x < 0$ инструмент приближается к оси зубчатого нарезаемого колеса.

Коэффициент смещения режущего инструмента при нарезании зубчатого колеса, имеющего z зубьев, определяют по формуле

$$x = (Z_{min} - z) / Z_{min} \quad (3.7.4)$$

Для того, чтобы зубья колёс не были подрезаны необходимо выбирать коэффициенты смещения с учётом соотношения $x > x_{min}$. Минимальные коэффициенты x_{min1} , x_{min2} выбирают по формулам:

$$x_{1min} = f_0 - \frac{z_1}{2} \cdot \sin^2 \alpha; x_{2min} = f_0 - \frac{z_2}{2} \cdot \sin^2 \alpha$$

где f_0 - коэффициент высоты прямолинейного участка головки зуба исходного контура.

При проектировании зубчатой передачи необходимо стремиться к тому, чтобы вершина зуба не была заострена. Для этого необходимо выполнение условия: $S_a > (0.2 - 0.25)m$ (здесь S_a - толщина зуба на окружности вершин).

В неправильно спроектированной передаче зубья большого колеса не имеют возможности провернуться во впадине между зубьями малого колеса. Для того, чтобы передача была свободной от заклинивания, число зубьев малого колеса z должно быть больше некоторого минимального значения Z_{min} , которое для внешнего зацепления можно рассчитать по формуле:

$$z_{min} = \frac{2 \cdot f_2' \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_0}{\sqrt{u_{12}^2 + (1 + 2 \cdot u_{12}) \cdot \sin^2 \alpha} - u_{12}}$$

Здесь $f_2' = \frac{z_2}{2} \cdot (1 - \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}) + x_2 - x_y + f_0$ - коэффициент высоты головки зуба большого колеса; i_{12} - передаточное число; $\alpha_0 = 20^\circ$ - стандартный угол зацепления; α -

угол зацепления проектируемой передачи; x_y коэффициент уравнительного смещения. Его можно определить по зависимости:

$$x = 0.5 \cdot z_s \cdot (1 - \cos a_0 / \cos a) + x_s$$

$x_s = x_1 + x_2$ - суммарный коэффициент смещения. В случае отрицательного x_s численное значение последнего вводится в формулу коэффициента уравнительного смещения со знаком "-".

Следует иметь в виду, что при сдвиге инструмента эвольвентный профиль зуба не изменяется. Остаются также без изменения диаметр основной окружности D_b и передаточное отношение передачи, составленной из зубчатых колес, выполненных со смещением (корригированных зубчатых колес).

Большинство других геометрических параметров зубчатых колес при смещении режущего инструмента изменяют свое значение в зависимости от коэффициента смещения x (табл.3.2).

Модуль зацепления колеса с эвольвентным профилем зуба может быть вычислен по результатам обмера зубчатого колеса.

Для колеса малых размеров, когда непосредственным измерением можно определить диаметр окружности вершин D_a , модуль зацепления может быть определен по формуле

$$m = \frac{D_a}{z + 2} \quad (3.7.5)$$

В зависимости от четности числа зубьев на колесе, измеряется или не посредственно при четном числе зубьев (рис 3.8 а) или при нечетном числе вычисляется по формуле (3.7.6)

Таблица 3.2

Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес со смещением (корригированных)

Наименование параметра	Обозначение, размерность	Колесо 1	Колесо 2
Шаг зацепления делительный	P , мм	$\pi \cdot m$	$\pi \cdot m$
Диаметр делительной окружности	D , мм	$D_1 = m z_1$	$D_2 = m z_2$
Угол зацепления стандартный	α , град	20°	20°
Диаметр основной окружности	D_b , мм	$D_1 \cdot \cos \alpha$	$D_2 \cdot \cos \alpha$
Коэффициент смещения	x	$(17 - z_1)/17$	$(17 - z_2)/17$
Угол зацепления фактический	α_w , град	$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \text{tg } \alpha$	
Диаметр начальной окружности	D_w , мм	$D_1 \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w$	$D_2 \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w$
Диаметр окружности впадин	D_f , мм	$D_1 - 2 \cdot (h_a^* + c - x_1) \cdot m$	$D_2 - 2 \cdot (h_a^* + c - x_2) \cdot m$
Диаметр окружности вершин	D_a , мм	$D_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1) \cdot m$	$D_2 + 2 \cdot (h_a^* + x_2) \cdot m$
Толщина зуба по делительной окружности	S , мм	$m(\pi/2 + 2x_1 \text{tg } \alpha)$	$m(\pi/2 + 2x_2 \text{tg } \alpha)$
Межосевое расстояние	a_w , мм	$0.5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot m \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w$	

$c=0,25$ - коэффициент радиального зазора.

$$D_a = d_{отв} + 2H \quad (3.7.6)$$

где: $d_{отв}$, H - диаметр отверстия и размер по рис.3.8.6.

В случае, если по каким-либо причинам не представляется возможным определить D_a , тогда определение модуля зацепления проводится через измерение шага зацепления P .

Охватывая штангенциркулем определенное число n зубьев колеса, определим размер l_1 (Рис.3.7.6), а затем, охватив на один зуб больше, определим размер l_2 . Для того, чтобы губки штангенциркуля касались в обоих случаях эвольвентных участков профилей, необходимо брать значение n в зависимости от числа z зубьев на обмеряемом колесе (табл.3.3).

Таблица 3.3.

Число зубьев охватываемых штангенциркулем на колёсах с разным числом зубьев

Число зубьев на колесе	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72
n	2	3	4	5	6	7	8

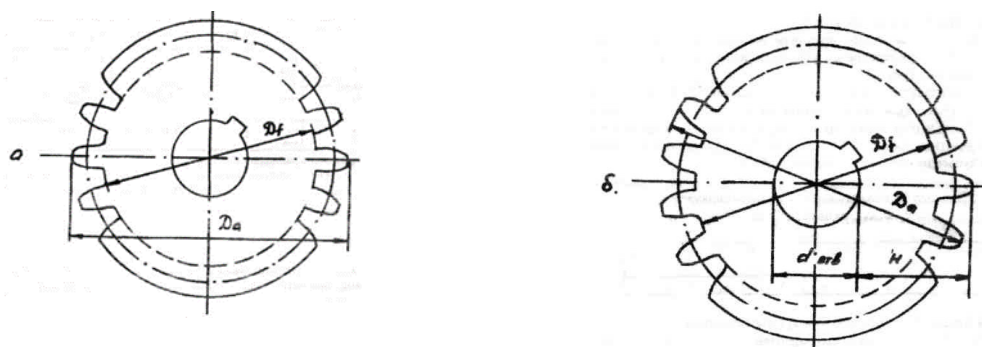


Рис. 3.7.5. Измерения для определения диаметра вершин колеса с четным (а) и нечетным (в) числом зубьев.

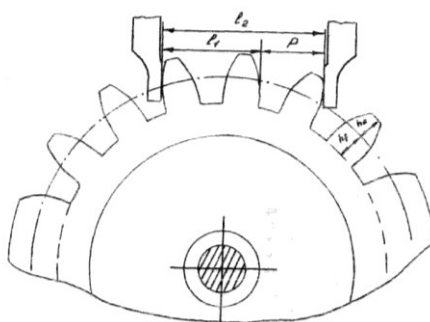


Рис.3.7.6. Измерения зубчатого венца, связанные с определением модуля зацепления.

Разность измеренных отрезков l_1 и l_2 с определенной точностью соответствует шагу зацепления P , тогда шаг зацепления можно определить по зависимости

$$m = (l_1 - l_2) / \pi \quad (3.7.7)$$

Для нулевых колес размеры зуба характеризуются следующими параметрами (наименование параметра см. табл. 3.1)

$$h_a = \frac{d_a - d}{2}$$

$$h_f = \frac{d - d_f}{2}$$
(3.7.8)

Толщина зуба S по хорде на делительной окружности

$$S = D \cdot \sin \beta$$
(3.7.9)

где $\beta = \tau/4 = \pi/2 \cdot z$ - угол, соответствующий четверти углового шага зацепления (рис.3.10)

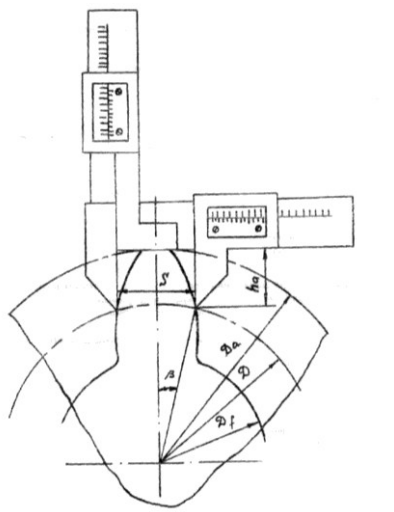


Рис 3.7.7. Измерение толщины S зуба по хорде штангензубомером.

Число зубьев z_2 на нарезаемом долбяком зубчатом колесе зависит от расстояния a между осями долбяка и заготовки, количества зубьев z_1 на долбяке и модуля m зубьев долбяка

$$z_2 = \frac{2 \cdot a - m \cdot z_1}{m}$$
(3.7.10)

ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТЫ

1. Прибор ТММ-47/17, ТММ-31.
2. Мерительный инструмент: штангенциркуль, штангензубомер, линейка.
3. Зубчатые колеса с эвольвентным профилем зубьев.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Инструментальное исследование параметров эвольвентных зубчатых колес.

1.1 Подсчитать число Z зубьев колеса.

1.2. Измерить штангенциркулем отрезки l_1 и l_2 (рис.3.7.6) и по формуле (3.7.7) определить модуль зацепления.

1.3. Определить диаметр D_a , окружности выступов зубчатого колеса (см.рис.3.7.5), вычислить модуль зацепления по формуле (3.7.7). Сопоставить результаты определения модуля зацепления по п.п. 1.2, 1.3. Согласовать значение модуля зацепления исследуемого зубчатого колеса с ГОСТ 9563-80.

Контрольные вопросы

-

52

Список рекомендуемой литературы

1. Дьяконова, В. Я. Теория механизмов и машин : учебное пособие : [16+] / В. Я. Дьяконова, О. В. Конищева, Т. Г. Калиновская ; Сибирский федеральный университет. – Красноярск : Сибирский федеральный университет (СФУ), 2023. – 180 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=705265> (дата обращения: 02.06.2026). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-7638-4717-8. – Текст : электронный.
2. Беляев, Б. А. Теория механизмов и машин : учебное пособие : [16+] / Б. А. Беляев. – Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2024. – 120 с. : ил., табл. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=727152> (дата обращения: 02.06.2026). – ISBN 978-5-9729-1932-1. – Текст : электронный.
3. Теория механизмов и машин : учебное пособие / М. А. Мерко, А. В. Колотов, М. В. Меснянкин, А. А. Шаронов ; Сибирский федеральный университет. – Красноярск : Сибирский федеральный университет (СФУ), 2015. – 248 с. : ил., табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=497728> (дата обращения: 02.06.2026). – Библиогр.: с. 243-244. – ISBN 978-5-7638-3362-1. – Текст : электронный.
4. Тимофеев, Г. А. Теория механизмов и машин : учебник и практикум для вузов / Г. А. Тимофеев. — 4-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2026. — 432 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-12245-9. — Текст : электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/582512> (дата обращения: 02.06.2026).
5. Чусовитин, Н. А. Теория механизмов и машин : учебник для вузов / Н. А. Чусовитин, В. П. Гилета, Ю. В. Ванаг. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2026. — 177 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-11972-5. — Текст : электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/585270> (дата обращения: 02.06.2026).
6. Чмиль, В. П. Теория механизмов и машин : учебно-методическое пособие для вузов / В. П. Чмиль. — 5-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2026. — 280 с. — ISBN 978-5-507-54739-5. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/510385> (дата обращения: 02.06.2026). — Режим доступа: для авториз. пользователей.

Детали машин

Лабораторная работа 8. Ознакомление с механическими передачами

Цель работы. Изучение общего устройства широко используемых в машинах механических передач (зубчатых, червячных, ременных, цепных) и определение их кинематических и силовых характеристик.

Общие сведения. Механическими передачами, или просто передачами называют механизмы, передающие энергию движения от двигателя к исполнительным органам рабочей машины при одновременном изменении скоростей, сил и вращающих моментов, а в некоторых случаях и вида движения.

Передачи применяют в следующих случаях:

- а) при несовпадении угловых скоростей исполнительного органа машины и вала двигателя;
- б) при необходимости изменить (регулировать) угловую скорость исполнительного органа машины, тогда как скорость двигателя постоянна;
- в) при необходимости преобразования вращательного движения вала двигателя в возвратно-поступательное или другое движение исполнительного органа машины;
- г) если в отдельный период работы машины вращающийся момент, передаваемый исполнительному органу, должен иметь большую величину, чем вращающийся момент на валу двигателя.

Передачи классифицируют по следующим основным признакам:

- 1) По принципу передачи движения:
 - а) передачи трением – фрикционные, ременные;
 - б) передачи зацеплением – зубчатые, червячные, цепные, винтовые;
- 2) По способу соединения ведущего и ведомого звеньев:
 - а) передачи непосредственным контактом – зубчатые, червячные, фрикционные, винтовые;
 - б) передачи гибкой связью – ременные, цепные;
- 3) По характеру изменения передаточного отношения:
 - а) передачи с постоянным передаточным отношением (редукторы);
 - б) передачи с переменным передаточным отношением (коробки передач, вариаторы);
- 4) По числу отдельных передач, одновременно участвующих в передаче энергии: передачи одно- и многоступенчатые.

Основными характеристиками механических передач являются:

- 1. Геометрические – габаритные размеры, межосевое расстояние, мм.
- 2. Кинематические – угловая скорость ω , рад/с; частота вращения n , мин⁻¹; передаточное отношение i .

$$\omega = \pi n / 30. \quad (4.8.1)$$

Отношение между угловыми скоростями или частотами вращения звеньев передачи называют передаточным отношением.

Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности,

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.8.2)$$

Часто встречающиеся значения передаточных отношений для зубчатых передач равны 2...6, для червячных передач 10...60, ременных 2...4, цепных 3...6.

Передаточное отношение привода, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач, равно произведению передаточных отношений всех его передач:

$$i = i_1 i_2 \dots i_k \quad (4.8.3)$$

3. Силовые - мощность P , Вт; вращающий момент T , Н·м. Вращающий момент и мощность связаны зависимостью $T = P/\omega$ (4.8.4)

Отношение мощности P_2 на ведомом валу к мощности P_1 на ведущем валу называется коэффициентом полезного действия (КПД) и обозначается η :

$$\eta = P_2/P_1 \quad (4.8.5)$$

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких последовательно соединенных передач, общий КПД

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_k \quad (4.8.6)$$

где $\eta_1 \eta_2 \dots \eta_k$ – КПД каждой кинематической пары (зубчатой, червячной и других передач, подшипников).

В соответствии с формулой (4.8.4) $\omega_1 = P_1/T_1$ и $\omega_2 = P_2/T_2$.

Разделив первое уравнение на второе получим: $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_2 P_1}{T_1 P_2} = \frac{T_2}{T_1 \eta} = \frac{T_2}{T_1 \eta}$

Таблица 4.8.1.

Значение КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор)	
цилиндрическими колесами	0,97...0,98
коническими колесами	0,96...0,97
Зубчатая открытая	0,94...0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов червяка):	
$Z_1 = 1$	0,70...0,75
$Z_2 = 2$	0,75...0,82
$Z_4 = 4$	0,87...0,92
Цепная закрытая	0,95...0,97
Цепная открытая	0,90...0,93
Ременная плоским ремнем	0,96...0,98
Ременная клиновым ремнем	0,95...0,97

Примечание. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующими коэффициентами: для одной пары подшипников качения $\eta_{пк} = 0,99...0,995$; для одной пары подшипников скольжения $\eta_{пс} = 0,98...0,99$.

Откуда:
$$i = \frac{T_2}{T_1 \eta} \quad (4.8.7)$$

Объединяя формулы (4.8.2) и (4.8.7), находим:
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1 \eta} \quad (4.8.8)$$

Формула (4.8.7) позволяет определить вращающие моменты на валах передачи. Так, вращающий момент на ведомом валу при известных значениях момента на ведущем и передаточного отношения:

$$T_2 = T_1 i \eta \quad (4.8.9)$$

Силу, вызывающую вращение ведомого звена или сопротивление вращению ведущего, называют окружной и обозначают F_t , Н:

$$F_t = \frac{2T}{d} = P/v \quad (4.8.10)$$

где $v = \pi d n / 60$ – окружная скорость, м/с; d – диаметр зубчатого колеса, шкива, катка и др., м.

4. Экономические – стоимость, долговечность.

Ниже даны краткие сведения о зубчатых, червячных, ременных и цепных передачах, необходимые для выполнения настоящей работы. Более полно эти передачи будут рассмотрены в соответствующих разделах курса на лекциях и лабораторно-практических занятиях.

Зубчатые передачи

Зубчатые передачи являются наиболее распространенным видом механических передач в современном машиностроении и приборостроении. Их применяют в большинстве машин и во многих приборах для передачи движения и вращающего момента в широком диапазоне мощностей (от долей ватта до нескольких десятков тысяч кВт) и скоростей (до 200 м/с).

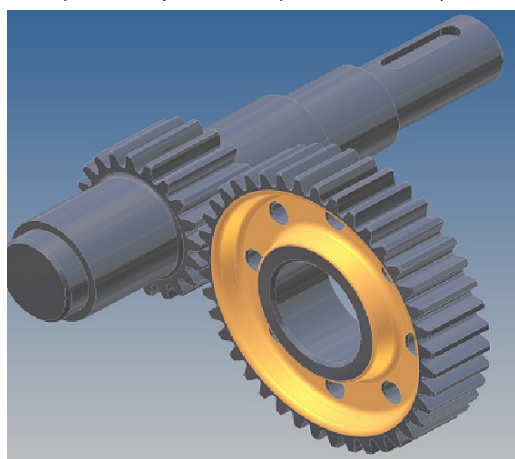


Рис. 4.8.1. Одноступенчатая цилиндрическая зубчатая передача

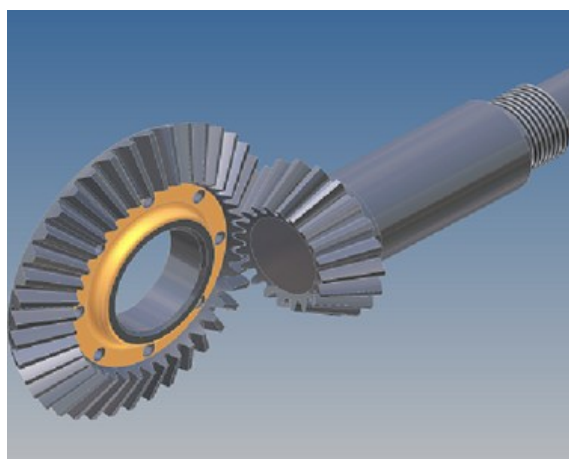


Рис. 4.8.2. Одноступенчатая коническая зубчатая передача

Одноступенчатая зубчатая передача (рис. 4.8.1 и 4.8.2) состоит из двух колес, работающих в зацеплении. Меньшее зубчатое колесо принято называть шестерней, а большее – колесом. Термин «зубчатое колесо» относится как к шестерне, так и к колесу.

Разновидностью зубчатой передачи является реечная передача, преобразующая вращательное движение шестерни в поступательное движение рейки или наоборот.

При параллельных осях ведущего и ведомого валов применяют передачи с цилиндрическими колесами, при пересекающихся валах – передачи с коническими колёсами.

Червячные передачи являются основным типом механических передач при необходимости передачи движения и вращающего момента между перекрещивающимися валами. Они нашли широкое применение в металлорежущих станках, подъемно-транспортных машинах, автомобилях, приборах. Эти передачи из-за относительно низкого КПД (0,70...0,92) используются для мощностей до 200 кВт (чаще всего до 50...60 кВт).

Червячная передача состоит из вращающегося винта, называемого червяком, и червячного колеса, зубья которого сцепляются с витками червяка. Угол скрещивания валов червяка и червячного колеса составляет 90° . Также при скрещивающихся валах применяют винтовые и гипоидные передачи.



Рис. 4.8.3. Червяк

Зубчатые колеса могут иметь прямые, косые, шевронные и криволинейные зубья.

По конструктивному исполнению зубчатые передачи подразделяются на закрытые и открытые. Первые заключены в чугунные или стальные корпуса (редукторы, коробки передач). Открытые зубчатые передачи не имеют корпуса (зубчатые механизмы ручных лебедок, талей).

Передаточное отношение зубчатой передачи определяется по формуле (4.8.11). Отношение числа зубьев большего колеса Z_2 сцепляющейся пары к числу зубьев меньшего колеса Z_1 , независимо от того, какое колесо является ведущим, называется передаточным числом и обозначается U :

$$U = Z_2 / Z_1 \quad (4.8.11)$$

Если в передаче ведущим звеном является шестерня, то в этом случае передаточное отношение i и передаточное число имеют одинаковое значение. Параметр u входит в состав формул для расчета зубчатых передач на прочность.

Червячные передачи

Ведущим звеном в подавляющем большинстве случаев является червяк.

Передаточное отношение червячной передачи: $i = \frac{n_1}{n_2} = Z_2 / Z_1$ (4.8.12)

где n_1 и n_2 – частоты вращения червяка и колеса, мин^{-1} , T_1 и T_2 – вращающие моменты на валах червяка и колеса, $\text{Н} \cdot \text{м}$; Z_1 и Z_2 – число витков (заходов) червяка и число зубьев колеса; в силовых передачах $Z_1 = 1, 2, 4$.

Отношение Z_2/Z_1 называют также передаточным числом червячной передачи и обозначается i .

Ременные передачи

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условию конструкции валы расположены на значительном расстоянии друг от друга, а передаточное отношение может быть не строго постоянным. Передаваемая мощность в большинстве случаев не превышает 50 кВт, но встречаются передачи до 1500 кВт и более. Скорость ремня $v = 5 \dots 30$ м/с, а в сверхскоростных передачах – до 100 м/с. Межосевое расстояние a до 15 м и более.

Ременные передачи широко используются в приводах вентиляторов, станков, конвейеров, в комбайнах и других сельскохозяйственных машинах, в автомобилях и тракторах.



Рис. 4.8.4. Ременная передача

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов, закрепленных на валах, и ремня, надетого на шкивы с натяжением. Передача нагрузки осуществляется за счет сил трения между ремнем и шкивами. В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают передачи: плоскоременные, клиноременные, поликлиноременные и круглоременные.

Разновидностью ременных передач является зубчатоременная, работающая по принципу зацепления. В современном машиностроении наибольшее применение имеют клиноременные передачи.

Передаточное отношение ременной передачи:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = d_2/[d_1(1 - \varepsilon)] \quad (4.8.13)$$

где n_1 и n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин⁻¹; d_1 и d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм; ε – коэффициент упругого скольжения; $\varepsilon = 0,01$ – для плоскоременных передач и $\varepsilon = 0,02$ – для клиноременных.

В связи с небольшой величиной ε можно приближенно принимать

$$i = d_2/d_1 \quad (4.8.14)$$

Цепные передачи

Цепные передачи относятся к передачам зацепления при помощи гибкого органа – цепи, охватывающей зубчатые колеса, называемые звездочками.

Их широко применяют в транспортирующих устройствах (велосипеды, мотоциклы, конвейеры), станках, в приводах сельскохозяйственных машин (зерновые и картофелеуборочные комбайны) при относительно больших межосевых расстояниях (до 8 м и более). Передаваемая мощность обычно не превышает 100 кВт, скорость цепи v до 15 м/с.



Рис. 4.8.5. Цепная передача

$$\text{Передаточное отношение цепной передачи: } i = \frac{n_1}{n_2} = Z_2/Z_1 \quad (4.8.15)$$

где n_1 и n_2 – частоты вращения ведущей и ведомой звездочек, мин^{-1} ; Z_1 и Z_2 – числа зубьев этих звездочек.

Оборудование и инструменты. Натурные образцы открытых зубчатых, червячных, ременных и цепных передач или их модели. Штангенциркуль, измерительная линейка.

Порядок выполнения работы.

Задание 1.

1.1. Изучить устройство натурных образцов рассматриваемых передач или их моделей. Измерить межосевые расстояния передач: a_1 (зубчатой и червячной) и a (ременной и цепной); сосчитать числа зубьев зубчатых колес Z_1 и Z_2 , червячного колеса Z_2 , звездочек Z_1 и Z_2 ; определить число витков (заходов) червяка Z_1 ; измерить диаметры шкивов d_1 и d_2 . Определить передаточные отношения передач.

4.2 Вычертить кинематические схемы передач, на которых указать значения параметров, установленных в результате проведенных измерений и подсчетов.

Задание 2. Определить кинематические и силовые характеристики привода ленточного конвейера, показанного на рис 4.8.6. Данные для расчета приведены в табл. 1.2.

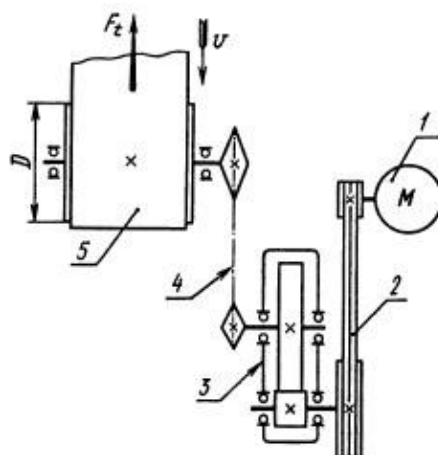


Рис. 4.8.6. Схема привода ленточного конвейера:

1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор зубчатый цилиндрический одноступенчатый; 4 – цепная передача; 5 – ленточный конвейер.

Требуется:

2.1. Определить передаточные отношения отдельных передач привода и его общее передаточное отношение.

2.2. Определить значения частот вращения и угловых скоростей валов привода.

2.3. Определить значения мощностей и вращающих моментов на валах привода.

2.4. Вычисленные значения передаточных отношений ременной, зубчатой и цепной передач, частот вращения валов, мощностей и вращающих моментов на валах занести в табл. 1.3.

2.5. Вычертить кинематическую схему привода, на которой указать диаметры шкивов ременной передачи, числа зубьев зубчатых колес редуктора и звездочек цепной передачи, требуемую мощность электродвигателя и частоту вращения его вала, мощность и вращающий момент на валу приводного барабана конвейера, частоту вращения последнего вала.

Отчет о работе. Указать цель работы. По заданию 1: привести кинематические схемы изученных передач и проставить на них значения параметров, отмеченных в п. 1.1. По заданию 2: привести расчеты кинематических и силовых характеристик привода и табл. 1.3 с результатами этих расчетов, кинематическую схему привода с нанесенными на ней параметрами, указанными в п. 2.5.

Таблица 1.2.

Данные к заданию 2

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Требуемая мощность электродвигателя $P_{дв}$, кВт	1.4	2.1	3.8	5.2	7.3	2.8	3.7	5.3	7.2	10.4
Частота вращения вала электродвигателя $n_{дв}$, мин ⁻¹	700	705	710	970	970	953	949	1450	1455	1450

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Диаметр ведущего шкива d_1 , мм.	140	180	224	140	180	100	160	140	180	224
Диаметр ведомого шкива d_2 , мм.	280	450	630	560	500	250	560	400	630	710
Число зубьев шестерни Z_1	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Число зубьев колеса Z_2	43	45	65	77	90	95	102	105	110	115
Число зубьев ведущей звездочки Z_3	19	21	23	25	19	23	25	19	21	23
Число зубьев ведомой звездочки Z_4	97	85	87	76	93	95	75	97	101	95
Диаметр приводного барабана конвейера D , мм.	200	225	250	275	300	360	225	250	300	360

Таблица 1.3.

Значения кинематических и силовых характеристик привода

Передача	Передаточное отношение i	Частота вращения		Вращающий момент		Мощность	
		n_1 , мин ⁻¹	n_2 , мин ⁻¹	T_1 , Н·м	T_2 , Н·м	P_1 , кВт	P_2 , кВт
Ременная Зубчатая Цепная							

Контрольные вопросы.

1. Назовите области применения рассмотренных в настоящей работе типов передач.
2. Чем вызвана необходимость использования передач?
3. Какие функции могут выполнять передачи вращательного движения?
4. Перечислите основные характеристики механических передач.
5. Что такое передаточное отношение?
6. Как определяются передаточное отношение и КПД многоступенчатой передачи?
7. Приведите зависимость между вращающим моментом на валу, мощностью и угловой скоростью.
8. Как изменяются мощность и вращающий момент на валах привода по мере удаления от двигателя?

Список использованной литературы

- 1) Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая шк., 2002.- 408 с.
- 2) Г.Б. Иосилевич, П.А. Лебедев, В.С. Стреляев. Прикладная механика. – М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.
- 3) Шелюфаст В.В. Основы проектирования машин. – М.: Изд-во АПМ. – 472 с.
- 4) Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.

Список рекомендованной литературы

1. Глухов, Б. В. Прикладная механика : учебное пособие : [16+] / Б. В. Глухов, Д. С. Воронцов. – Москва ; Берлин : Директ-Медиа, 2016. – 192 с. : ил., схем., табл. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=437454> (дата обращения: 13.05.2026). – Библиогр.: с. 165. – ISBN 978-5-4475-6919-8. – DOI 10.23681/437454. – Текст : электронный.
2. Гилета, В. П. Прикладная механика : расчеты при проектировании передаточных механизмов и машин : учебное пособие : [16+] / В. П. Гилета, Ю. В. Ванаг, В. И. Фатеев ; Новосибирский государственный технический университет. – Новосибирск : Новосибирский государственный технический университет, 2017. – 196 с. : ил., табл. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=574718> (дата обращения: 13.05.2026). – ISBN 978-5-7782-3443-7. – Текст : электронный.
3. Каратаев, О. Р. Прикладная механика : учебное пособие / О. Р. Каратаев, Э. Н. Островская ; Министерство образования и науки Российской Федерации, Казанский национальный исследовательский технологический университет. – Казань : Казанский национальный исследовательский технологический университет (КНИТУ), 2017. – 108 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=561115> (дата обращения: 13.05.2026). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-7882-2283-7. – Текст : электронный.
4. Селиванов, Ю. Т. Прикладная механика : учебное пособие / Ю. Т. Селиванов ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2017. – 81 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=499187> (дата обращения: 13.05.2026). – Библиогр.: с. 77. – ISBN 978-5-8265-1807-6. – Текст : электронный.

Лабораторная работа 9. Изучение зубчатых редукторов

1. Цель работы

- Познакомиться с классификацией, кинематическими схемами, конструкцией, узлами и деталями цилиндрических и конических редукторов.
- Выяснить назначение всех деталей редуктора.
- Определение основных параметров редуктора.
- Определить параметры зацепления, размеров зубчатых колес и передач.

2. Теоретические положения

2.1. Общие сведения

Все зубчатые механизмы можно разделить на зубчатые редукторы, зубчатые мультипликаторы и коробки передач.

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых передач, выполненных в виде отдельной сборочной единицы и предназначенный для передачи мощности от двигателя к приводному валу машины с понижением угловой скорости и увеличением вращающего момента.

Зубчатый мультипликатор имеет обратное назначение: повышение оборотов и понижение крутящего момента.

Коробка передач в зависимости от переключения различных пар зацепления выполняет функции как редуктора, так и мультипликатора.

Классификация зубчатых редукторов производится по следующим основным признакам:

- по числу ступеней (одно- двух- и многоступенчатые);
- по типу колёс (цилиндрические, конические, червячные, комбинированные...);
- по расположению валов (горизонтальные, вертикальные);
- по кинематической схеме (развёрнутые, соосные и др.).

Редукторы состоят из ряда последовательно соединенных зубчатых и червячных передач, располагаемых в отдельном корпусе. Расположение передач в корпусе позволяет выдержать строгую соосность опор валов, защитить передачи от попадания грязи и создать условия для хорошей смазки зацепляющихся колес и подшипников валов.

Шестерни изготавливают обычно заодно с валом, из проката или поковок; колеса в небольших редукторах кованые, в крупных – литые.

Корпус выполняют разъемным по плоскости, в которой находятся оси всех валов. Это обеспечивает удобную сборку редуктора, когда каждый вал заранее собирается с установленными на нем деталями. Нижняя часть корпуса (основание) соединяется с верхней (крышкой) болтами и двумя штифтами, фиксирующими относительное положение частей корпуса. Для повышения жесткости корпус и крышка снабжены ребрами.

Подшипники на валах обычно имеют одинаковые размеры, что позволяет получать различные варианты сборки. Для равномерного распределения нагрузки между подшипниками одного вала шестерню на входном и колесо на выходном валах целесообразно располагать дальше от опоры консольного конца вала, так как на концах валов редуктора устанавливают полумуфты или детали передач (шкивы, цепные звездочки, колеса), создающие дополнительную нагрузку на валы и опоры. Зубчатые колеса на валы устанавливают с натягом, поэтому сборка производится под прессом.

Редукторы, состоящие из цилиндрических зубчатых колес, называют цилиндрическими. Такие редукторы обеспечивают передачу движения между параллельными валами.

Редукторы, состоящие из конических зубчатых колес, называют коническими. Такие редукторы обеспечивают движение между валами, оси которых пересекаются.

Редукторы ставят между двигателем, вал которого вращается с большой угловой скоростью, и исполнительным механизмом, вал которого должен делать меньшее число оборотов при значительных преодолеваемых усилиях и крутящих моментах на нем. Следовательно, при помощи редукторов обеспечивается согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительного механизма.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы имеют основное распространение.

Входной вал редуктора (меньшего диаметра) соединяют при помощи муфты с валом двигателя, делающим большое число оборотов. Поэтому первая ступень называется быстроходной.

Угловые скорости вращения колес второй ступени редуктора меньше, поэтому она называется тихоходной.

Меньшее (ведущее) колесо каждой ступени редуктора принято называть «шестерней», а второе «колесом».

Для уменьшения износа зубьев и повышения КПД в зоне зацепления должно находиться масло. В редукторах чаще всего применяется картерная система смазки, при которой одно из колес каждой ступени погружается в масляную ванну, и при вращении колес масло переносится в зону зацепления зубьями.

Нормальным уровнем масла в редукторе считается тот, при котором колесо погружается на полную высоту зуба, но не менее 10 мм. Для контроля за уровнем масла в редукторе применяются различные маслоуказатели, наиболее распространенными из которых являются жезловые маслоуказатели и маслоуказатели глазкового типа.

Для слива отработанного масла редукторы имеют отверстие, закрываемое пробкой с резьбой.

Сверху редуктора для возможности залива масла и внутреннего осмотра редуктора имеется люк-отверстие, закрываемое крышкой. Обычно на крышке люка размещается отдушина—деталь с отверстием и фильтром. Благодаря отверстию отдушины давление внутри редуктора не превышает наружного при нагреве редуктора во время работы. В противном случае это привело бы к выдавливанию масла через уплотнения у валов.

Для транспортировки крышки редуктора служат или рым-болты, ввертываемые в крышку, или проушины с отверстиями.

Для удобства закрепления троса при транспортировке собранного редуктора часто на корпусе делают приливы в виде крюков - по два с каждой стороны.

В лапах редуктора предусмотрены отверстия под фундаментные болты.

Цилиндрические зубчатые колеса могут быть прямозубыми, косозубыми, шевронными. Передачи косозубыми колесами обеспечивают большую плавность работы и их рекомендуется применять при окружных скоростях колес больше 5 м/сек.

Шевронные колеса можно рассматривать как сдвоенные косозубые с противоположным (правым и левым) направлением зубьев. В передачах косозубыми

колесами возникают осевые составляющие от сил зацепления дополнительно нагружающие опоры валов, поэтому угол наклона зубьев обычно не назначают больше 20 градусов.

Шевронные колеса разгружены от осевых составляющих, поэтому угол наклона может достигать 30 и более градусов.

Зубчатые колеса размещают на валах. Подшипники, в которых вращаются валы, должны соответствовать величине и направлению нагрузок, действующих на опоры.

Наиболее часто применяют подшипники качения. При окружной скорости колес более 3 м/с внутри редуктора образуется много брызг и возникает так называемый «масляный туман». Попадая в подшипники качения, эти мельчайшие капли масла обеспечивают хорошую смазку подшипников.

При меньшей окружной скорости колес рекомендуется применять для смазки подшипников отдельную, консистентную смазку. Для того чтобы густая смазка не вымывалась жидким маслом, предназначенным для смазки колес, на валах устанавливают мазеудерживающие кольца. Свободное пространство подшипникового узла на 1/3 объема заполняют густой смазкой. Через 3 месяца полагается добавлять свежую смазку, а через год работы следует промывать узел и наполнять его новой смазкой.

На рисунке 4.9.1 показаны кинематические схемы наиболее распространенных зубчатых редукторов. На схемах быстроходный вал обозначен Б, промежуточные – П, тихоходный – Т.

В зависимости от числа ступеней, в которых происходит понижение угловых скоростей, различают редукторы одноступенчатые (рисунок 1, а, е), двухступенчатые (рисунок 4.9.1, б, в, г, д, ж) и трехступенчатые (рисунок 4.9.1, и, к).

Число ступеней редуктора выбирают в зависимости от общего передаточного числа u_p . Цилиндрические редукторы имеют следующее число ступеней в зависимости от величины u_p :

- одноступенчатые - $u_p = 1,6 \dots 6,3$;
- двухступенчатые - $u_p = 8 \dots 40$;
- трехступенчатые - $u_p = 25 \dots 60$.

Конструкция редукторов по развернутой схеме (рисунок 4.9.1, б, и) является наиболее простой и имеет наименьшую ширину. Однако несимметричное расположение зубчатых колес на валах повышает концентрацию нагрузки по длине зуба, вызывает неравномерность распределения нагрузки между подшипниками. Для снижения концентрации нагрузки, двухступенчатые цилиндрические редукторы выполняют с раздвоенной ступенью (рисунок 4.9.1, г, д). Такое конструктивное решение обеспечивает благоприятное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца и почти на 20% снижает массу редуктора в сравнении с конструкцией, выполненной по развернутой схеме. Аналогичные преимущества достигаются и в конструкции трехступенчатого редуктора с раздвоенной промежуточной ступенью (рисунок 4.9.1, к). Здесь обеспечиваются благоприятные условия работы

быстроходной и тихоходной ступеней. В соосном редукторе (рисунок 4.9.1, в) обеспечивается соосность быстроходного (входного) и тихоходного (выходного) валов, что уменьшает длину редуктора в сравнении с развернутой схемой и обеспечивает наиболее рациональную компоновку привода.

К недостаткам можно отнести большие габариты по ширине, затрудненную смазку подшипников, расположенных в средней части корпуса. Раздвоение потока мощности (рисунок 4.9.1, л) и расположение валов в горизонтальной плоскости обеспечивают минимальные высоту редуктора и неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов, а также практически полную разгрузку подшипников быстроходного и тихоходного валов.

По относительному расположению валов в пространстве различают горизонтальные цилиндрические редукторы (рисунок 4.9.1, а... л) и вертикальные (рисунок 4.9.1, м, н).

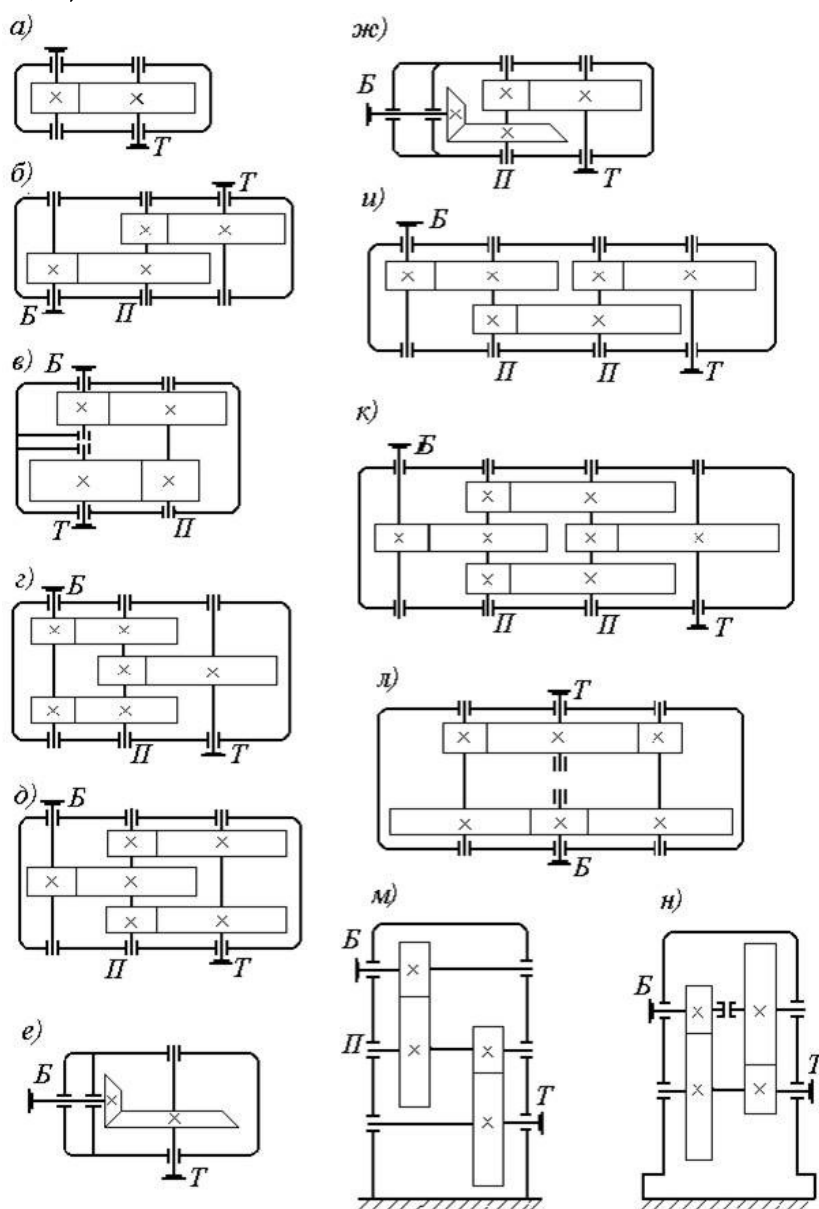


Рис. 4.9.1. Кинематические схемы

Направление зуба цилиндрических косозубых колес может быть как левое (рисунок 4.9.2, а), так и правое (рисунок 4.9.2, б)

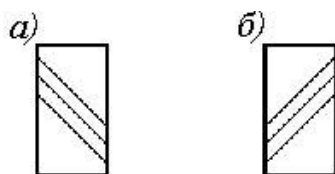


Рис.4.9.2. Направление зуба косозубых колес

2.2. Цилиндрический двухступенчатый редуктор

Редукторы цилиндрические двухступенчатые зубчатые выпускаются с номинальными передаточными числами от 8 до 40. Нагрузка может быть постоянная и переменная, одного направления и реверсивная.

Конструкция редуктора приведена на рисунке 4.9.3.

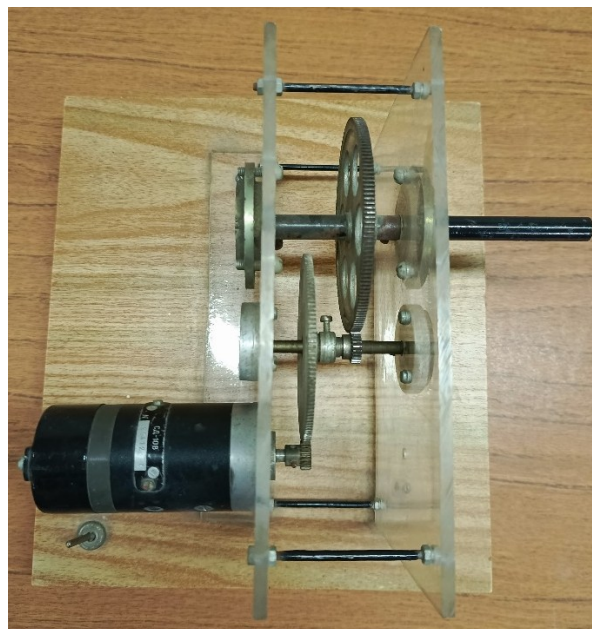
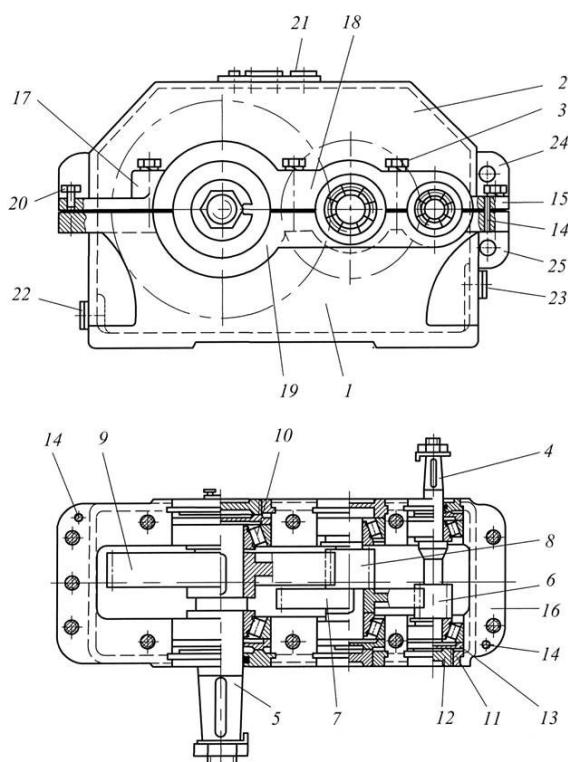


Рис.4.9.3. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

Редуктор состоит из корпуса 1 и крышки 2, которые соединены в горизонтальной плоскости болтами 3, поставленными с зазором. Корпус и крышку выполняют литыми из чугуна (или алюминиевых сплавов). Вращательное движение от быстроходного вала 4 к тихоходному валу 5 осуществляется двумя парами косозубых цилиндрических зубчатых колес: шестерни 6 и колеса 7 быстроходной ступени и шестерни 8 и колеса 9 тихоходной ступени. Шестерни 6 и 8 изготовлены заодно с валами. Такое конструктивное исполнение называется вал-шестерня. Колеса 7 и

9 установлены на валы на шпонках (возможно использование также и соединения с гарантированным натягом). Валы установлены в корпусе редуктора на конических роликотподшипниках 10.

Наружные кольца подшипников устанавливаются в корпусе по посадке, обеспечивающей незначительный зазор, что позволяет кольцу во время работы проворачиваться, благодаря чему в контакт с телами качения вступают новые участки беговой дорожки. Кроме того, при наличии зазора облегчается перемещение колец, необходимое для регулировки натяга подшипников. Крышки, закрывающие подшипники, выполняют привертными или закладными. Первые удобнее в эксплуатации, так как обеспечивают доступ к отдельным подшипникам для осмотра без разборки всего редуктора, вторые – упрощают конструкцию и снижают массу редуктора.

Уплотнения в сквозных закладных крышках предотвращают попадание механических частиц в подшипники и внутреннюю полость редуктора, а также не допускают вытекания масла. Уплотнения выполнены в виде колец из войлока, пропитанного машинным маслом. Войлочные уплотнения забиваются в кольцевые пазы крышек, имеющих трапецеидальную форму. Такая форма пазов обеспечивает лучшее обжатие вала войлочными кольцами. Более надежными и долговечными являются манжетные уплотнения.

Обязательным для подшипников редуктора является регулирование в них зазора. Это связано с тем, что при большом зазоре нарушается правильность зубчатого зацепления, возникают шум и вибрации. При отсутствии зазора увеличивается сопротивление вращению, но повышается жесткость опор и точность вращения вала. Поэтому весьма важным является создание в подшипниках зазоров оптимальной величины.

Регулировка конических роликотподшипников, используемых в редукторе, производится осевым перемещением наружных колец подшипника. С этой целью в закладных крышках 11 редуктора предусмотрены регулировочные винты 12 и нажимные шайбы 13, при перемещении которых сдвигаются наружные кольца подшипников, в результате чего и выбирается зазор между кольцами и роликами.

Для точной фиксации крышки относительно корпуса при сборке и в процессе обработки (при расточке отверстий под подшипники) установлены два координирующих штифта 14 на возможно большем расстоянии друг от друга. Для удобства обработки плоскость разъема расположена параллельно плоскости основания и проходит через оси валов. Разъемная конструкция корпуса редуктора обеспечивает хорошие условия сборки, так как каждый вал редуктора с расположенными на нем подшипниками, зубчатыми колесами и другими деталями представляет собой самостоятельную сборочную единицу. Это позволяет проводить сборку валов и их контроль независимо друг от друга и затем устанавливать в корпус редуктора.

Для соединения крышки и корпуса редуктора по всему контуру плоскости разъема выполняют специальные фланцы 15 и 16, бобышки 17 и приливы 18, 19.

Бобышки 17 располагают таким образом, чтобы болты 3 были максимально приближены к отверстию под подшипник, что значительно увеличивает жесткость соединения. Однако минимальное расстояние между стенками близко расположенных отверстий (под болт и подшипник или отверстием для закладной крышки) должно составлять не менее 3...5 мм. Болты, расположенные между отверстиями под подшипники, располагают симметрично между этими отверстиями.

Опорные поверхности болтов 3 обычно располагают на одном уровне, что упрощает обработку этих поверхностей, а болты имеют одинаковую длину.

Поверхности стыка корпуса редуктора с крышкой с целью их плотного прилегания шлифуют или шабруют. При сборке эти поверхности для лучшего уплотнения смазывают специальным герметиком. Для того чтобы обеспечить разъединение крышки и корпуса при разборке редуктора, во фланце крышки предусматривают отверстие для отжимного болта 20.

Для удобства обработки наружные торцы приливов 18 и 19 всех подшипниковых гнезд, расположенных на одной стороне крышки или корпуса, должны лежать в одной плоскости. При этом обрабатываемые поверхности должны выступать над черновыми (необрабатываемыми) поверхностями на 3... 5 мм.

В верхней части крышки 2 предусмотрено отверстие для залива масла, закрытое пробкой 21. Для слива масла в нижней части корпуса 1 редуктора предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой 22. Для контроля уровня масла служит контрольная пробка 23.

Вытекание масла по разъему предотвращается покрытием плоскостей разъема спиртовым лаком или жидким стеклом с последующей затяжкой болтов. Применение прокладок не допускается, поскольку при затяжке болтов возможны деформации колец подшипников и нарушения посадок. Для подъема крышки корпуса и всего редуктора служат проушины 11.

Масло, заливаемое в редуктор, уменьшает износ деталей, отводит тепло и продукты износа от трущихся поверхностей, демпфирует динамические нагрузки, что в свою очередь снижает шум и вибрации. Масляная ванна является общей для всего редуктора. При этом смазка зубчатых колес осуществляется окунанием, подшипников – разбрызгиванием.

Ориентировочный объем масла, обычно принимают 0,5... 0,8 л на 1 кВт передаваемой мощности.

Для подъема и транспортировки собранного редуктора крышка 2 снабжена двумя проушинами 24, выполненными в виде ребер с отверстиями. Для транспортировки корпуса 1 редуктора предусмотрена проушина 25 с отверстием, отлитая заодно с корпусом.

2.3. Конический редуктор

Конические передачи применяют, когда это необходимо, по условиям компоновки машины. Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Из-за пересечения осей валов, одно из колес (шестерня) располагается консольно, что отрицательно сказывается на распределении нагрузки по длине зуба.

При передаточном числе u до 6,3 применяют одноступенчатые конические редукторы, из которых наиболее распространены редукторы с валами, расположенными в горизонтальной плоскости (рисунок 4.9.1, е).

При необходимости получения больших передаточных чисел применяют коническо-цилиндрические редукторы (рисунок 4.9.1, ж). Наиболее употребимый диапазон передаточного числа двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов $u = 8 \dots 15$.

Конструкция одноступенчатого конического редуктора приведена на рисунке 4.9.4. Корпус редуктора выполнен с горизонтальным разъемом, состоит из основания 1 и крышки 2, соединенных между собой стяжными болтами 3 и 4.

Вращательное движение от быстроходного вала 5 к тихоходному валу 6 осуществляется парой конических колес: шестерней 7 и колесом 8. Шестерня 7 изготовлена заодно с валом (вал-шестерня).

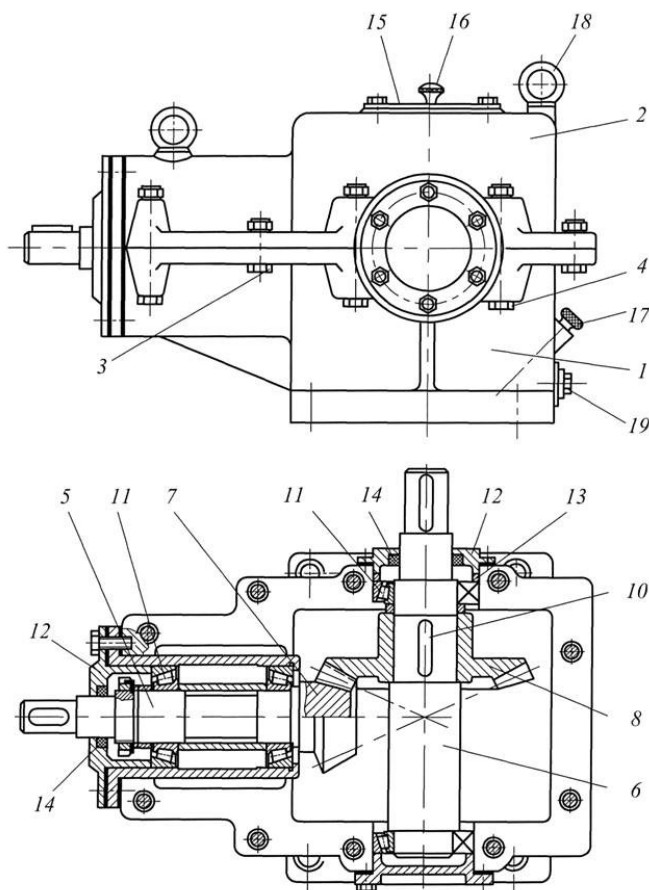


Рис.4.9.4. Одноступенчатый конический редуктор

Колесо 8 установлено на валу на шпонке 10. Валы опираются на подшипники качения 11. Подшипники закрываются крышками 12. Для регулировки зазоров между крышками и подшипниками предусматриваются стальные кольца 13.

В крышках подшипников, через которые выходят валы, имеются манжетные уплотнения 14. Для осмотра передач и заливки масла в крышке корпуса предусматривают смотровое отверстие, закрываемое крышкой 15, в которой для редукторов с большим тепловыделением закрепляется отдушина 16. Для контроля уровня масла в редукторе предусмотрен маслоуказатель 17. Для подъема редуктора предусматривают рым – болты 18 (крюки, или отверстия, отлитые вместе с основанием корпуса). В основании корпуса находится маслоспускное отверстие, закрываемое пробкой 19.

Смазка колес производится окунанием в масляную ванну.

3. Описание объекта исследования, приборов и инструментов

Объектами исследования являются двухступенчатый цилиндрический и одноступенчатый конический редукторы.

Для выполнения разборки и сборки редукторов необходимо иметь следующие инструменты: отвертку ручную, штангенциркуль, кронциркуль, ключ торцовый изогнутый, мел.

4. Методика выполнения исследований, и обработка результатов

4.1. Работа с двухступенчатым цилиндрическим редуктором

4.1.1. Разобрать редуктор:

- а) отвернуть пробку и слить масло;
- б) отвернуть гайки, вынуть болты, снять крышку редуктора, предварительно отжав ее винтом;
- в) вынуть закладные крышки и регулировочные кольца;
- г) вынуть валы с насаженными на них деталями. По мере изучения конструкции деталей и замеров валы укладывать на подставки;
- д) снять закладные сквозные крышки;
- е) ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей редуктора;
- ж) Определить ведущий, промежуточный и ведомый валы. Показать, как, от чего к чему передаётся редукторами механическая мощность.

В бланке отчета отмечают особенности сборки, разборки и регулировки редуктора. Указывают, как осуществляется смазка зубчатых колес и подшипников, как производится контроль уровня масла в редукторе.

4.1.2. Произвести измерения:

- Определить основные, габаритные и присоединительные размеры редуктора (рис. 4.9.5).

Под габаритными понимают три наибольших размера редуктора по длине, высоте и ширине. Эти размеры принимаются во внимание при размещении редуктора в приводном устройстве.

Присоединительные размеры определяют расстояния и взаимное расположение поверхностей присоединения редуктора по отношению к другим деталям. К ним относятся: размеры установочной плоскости, которой редуктор устанавливается на плиту или раму; размеры отверстий под болты для крепления редуктора и размеры, определяющие расположение этих отверстий; размеры выходных концов быстроходного и тихоходного валов и размеры, определяющие их расположение относительно друг друга и относительно установочной плоскости.

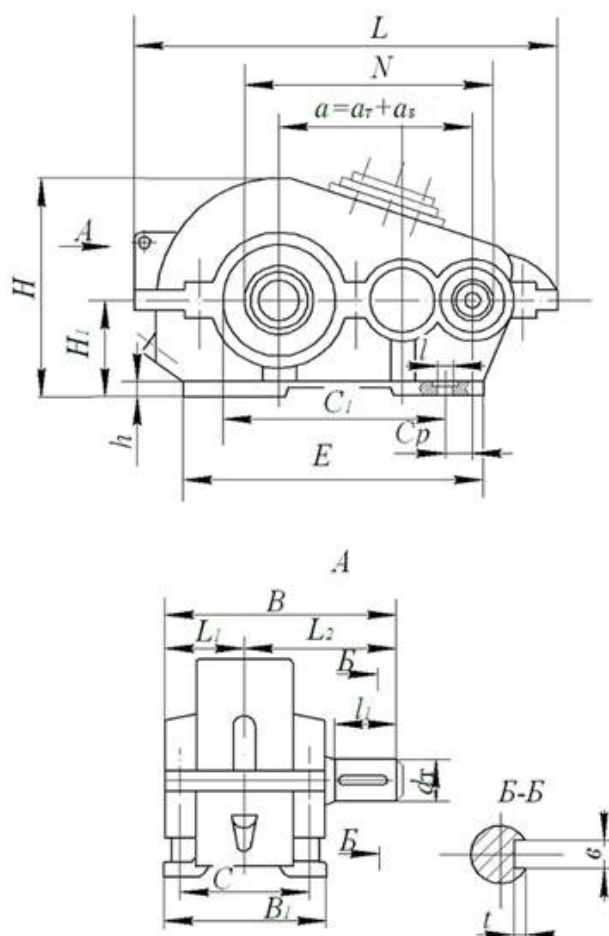


Рис. 4.9.5. Основные размеры редуктора

- отметив мелом по одному зубу на колесах, вращая их, подсчитать число зубьев шестерней Z_1 , Z_3 и колес Z_2 , Z_4 для быстроходной и тихоходной ступеней;
- определить направление линии зубьев цилиндрических зубчатых колес (правое или левое) быстроходной и тихоходной ступеней на основании рисунка 4.9.2.
- измерить межосевое расстояние быстроходной α_{w2} и тихоходной α_{w2} ступеней, мм.

– измерить ширину шестерни b_1 и колеса b_2 быстроходной ступени и шестерни b_3 и колеса b_4 тихоходной ступени, мм.

– измерить длину зуба шестерни b_{w1} и колеса b_{w2} быстроходной ступени, длину зуба шестерни b_{w3} и колеса b_{w4} тихоходной ступени, мм.

– измерить диаметры шестерни и колеса быстроходной и тихоходной ступеней, мм:

окружностей вершин: $d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4},$

окружностей впадин: $d_{f1}, d_{f2}, d_{f3}, d_{f4},$

4.1.3. Произвести расчеты:

– определить передаточное число каждой ступени и общее передаточное число редуктора

$$u_B = \frac{z_2}{z_1}, \quad u_T = \frac{z_4}{z_3}, \quad (4.9.1)$$

– ориентировочно определить угол наклона зубьев быстроходной и тихоходной ступеней β_1, β_2 , град

$$u_p = u_B \cdot u_T. \quad (4.9.2)$$

$$\cos \beta_i = \frac{b_i}{b_{wi}}; \quad \beta_i = \arccos \left(\frac{b_i}{b_{wi}} \right). \quad (4.9.3)$$

– определить расчетную величину модуля быстроходной и тихоходной ступеней m_1, m_2 , мм

$$m_i = \frac{2a_{wi} \cdot \cos \beta_i}{z_{Si}}, \quad (4.9.4)$$

где Z_{Si} – суммарное число зубьев шестерни и колеса быстроходной (тихоходной) ступени.

Полученную величину m_i согласуют со стандартным значением по ГОСТ 9563-80

1-й ряд (предпочтительный): 1; 1,25; 1,5; 2; 3; 5; 6; 8

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 3,5; 4,5...5,5; 7; 9

– уточнить угол наклона зубьев

$$\beta_i = \arccos \left(\frac{0,5z_{Si}m_i}{a_{wi}} \right). \quad (4.9.5)$$

– рассчитать геометрические параметры шестерни и колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рис. 4.9.6), мм:

делительный диаметр

$$d_i = \frac{m_i \cdot z_i}{\cos \beta_i} \quad (4.9.6)$$

диаметр окружностей вершин

$$d_{ai} = d_i + 2m_i, \quad (4.9.7)$$

диаметр окружностей впадин

$$d_{fi} = d_i - 2,5m_i, \quad (4.9.8)$$

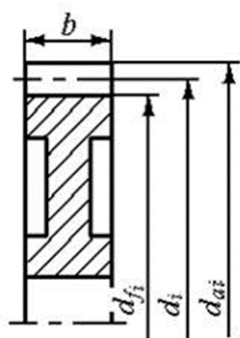


Рис. 4.9.6. Цилиндрическое колесо

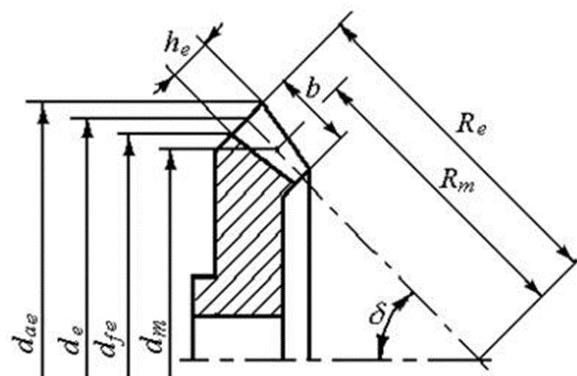


Рис.4.9.7. Коническое колесо

– подсчитать коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния для быстроходной и тихоходной ступеней ψ_{ba1}, ψ_{ba2}

$$\psi_{ba_i} = \frac{b_i}{a_{w_i}}, \quad (4.9.9)$$

4.1.4. Собрать редуктор.

4.1.5. Предполагая, что редуктор приводится в движение электродвигателем (параметры двигателя задаёт преподаватель), рассчитать обороты, мощности и крутящие моменты на всех валах редуктора.

4.2. Работа с коническим редуктором

4.2.1. Гаечным ключом открутить болты, крепящие крышки подшипников. Снять крышки.

4.2.2. Открутить и снять болты крепления крышки корпуса с основанием, снять крышку корпуса. Осмотреть редуктор при снятой крышке.

4.2.3. Вынуть тихоходный вал с колесом из редуктора, и вал-шестерню со стаканом.

4.2.4. Произвести измерения:

– отметив мелом по одному зубу на колесах, вращая их, подсчитать число зубьев шестерни Z_1 , и колеса Z_2 .

– измерить внешние диаметры выступов шестерни d_{as_1} и колеса d_{as_2} (рис. 4.9.7), мм.

– измерить внешние диаметры впадин шестерни d_{fs_1} и колеса d_{fs_2} (рис. 4.9.7), мм.

– измерить ширину зубчатого венца колеса b_2 (рис. 4.9.6), мм.

– на внешнем торце колеса измерить высоту зуба h_e , мм.

4.2.5. Произвести расчеты:

– определить передаточное число редуктора

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (4.9.10)$$

– вычислить углы делительных конусов

шестерни δ_1 и колеса δ_2 ,
град

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2; \quad \delta_2 = \arctg u. \quad (4.9.11)$$

– определить внешнее конусное расстояние R_e , мм из формулы

$$b = 0,285 \cdot R_s, \quad (4.9.12)$$

Отсюда

$$R_s = \frac{b}{0,285}. \quad (4.9.13)$$

– определить внешний торцовый модуль передачи m_e , мм из формулы

$$R_s = \frac{m_s}{2} \cdot \sqrt{(z_1)^2 + (z_2)^2}, \quad (4.9.14)$$

Отсюда

$$m_s = \frac{2 \cdot R_s}{\sqrt{(z_1)^2 + (z_2)^2}}. \quad (4.9.15)$$

Полученную величину m_e согласовывают с ближайшим стандартным значением по ГОСТ 9563-80:

$$m_s = 1,0 \quad 1,25 \quad 1,5 \quad 2,0 \quad 2,5 \quad 3,0 \quad 4,0$$

– определить основные геометрические параметры шестерни и колеса, мм:

внешние делительные диаметры: $d_{s1} = m_s \cdot z_1; \quad d_{s2} = m_s \cdot z_2, \quad (4.9.16)$

внешние диаметры окружностей

вершин: $d_{as1} = d_{s1} + 2m_s \cdot \cos \delta_1; \quad d_{as2} = d_{s2} + 2m_s \cdot \cos \delta_2, \quad (4.9.17)$

среднее конусное расстояние

$$R_m = R_s - 0,5 \cdot b, \quad (4.9.18)$$

средние делительные диаметры:

$$d_{m1} = \left(1 - 0,5 \cdot \psi_{bR_s}\right) d_{s1}; \quad d_{m2} = \left(1 - 0,5 \cdot \psi_{bR_s}\right) d_{s2}, \quad (4.9.19)$$

высота зуба на внешнем торце

$$h_s = 2,2 \cdot m_s. \quad (4.9.20)$$

4.2.6. Собрать редуктор.

5. Основные правила по технике безопасности

- При отвинчивании гаек редуктор не следует перемещать по столу.

- Перед измерением параметров зубчатых колес сборочная единица (вал с зубчатыми колесами и подшипниками) должна укладываться на специальные подставки.

6. Содержание отчета

6.1. Титульный лист.

6.2. Цель работы.

6.3. Кинематическая схема двухступенчатого цилиндрического и конического редукторов.

6.4. Результаты измерений и вычислений: таблицы А1, А2, А3 (приложение А), таблицы В1, В2 (приложение В).

7. Вопросы для самоконтроля

1. Какие различают виды зубчатых передач и где они применяются?
2. Каково назначение цилиндрического и конического редуктора?
3. Какой механизм называется зубчатым редуктором?
4. Каково назначение мультипликатора?
5. Каковы функции коробки передач?
6. Дать определение редуктора.
7. Для чего предназначен редуктор?
8. Назначение, устройство и классификация редукторов.
9. От чего зависит число ступеней редуктора?
10. Какие преимущества и недостатки имеют редукторы, выполненные по развернутой схеме; с раздвоенной ступенью; соосные и другие?
11. Перечислите детали и узлы, из которых состоит редуктор. Каково их назначение?
12. Для чего необходимо наличие зазора в подшипниках?
13. Чем вызвана необходимость регулирования зазора в подшипниках?
14. Опишите порядок разборки и сборки цилиндрического и конического редукторов.
15. Дайте определение понятия «передаточное число зубчатой передачи».
16. Дайте определение понятия «передаточное число редуктора».
17. Как определяется передаточное число в отдельных передачах редуктора и редуктора в целом?
18. Как определяется делительный диаметр зубчатого колеса?
19. Как определяется диаметр выступов зубчатого колеса?
20. Как определяется диаметр впадин зубчатого колеса?
21. Дайте определение понятия «угол делительного конуса».
22. Как определяется угол делительного конуса?
23. Как изменяются в редукторе обороты?
24. Как изменяется в редукторе крутящий момент?
25. Как по внешнему виду редуктора различить входной, промежуточный и ведомый валы?
26. Может ли какой либо механизм увеличивать механическую мощность и быть источником энергии?
27. Как и за счёт чего изменяется мощность в редукторе?
28. Чем учитываются потери на трение в механизме?
29. Как классифицируются редукторы?
30. Какие формы зубьев известны у зубчатых колёс?
31. Что является основной характеристикой любого редуктора?
32. Как определить передаточное отношение каждой ступени?
33. Что является основным геометрическим параметром зубчатой передачи?

34. Какие модули должны иметь два колеса для работы в зацеплении?
35. От чего зависит величина передаваемой редуктором мощности?
36. Для какой цели применяются редукторы?
37. Как отличить быстроходную ступень редуктора от тихоходной?
38. На какой вид смазки подшипников рассчитана конструкция редуктора?
39. Можно ли при сборке редуктора ставить упругую прокладку между крышкой и корпусом редуктора?
40. Определить передаточное число зубчатой пары.
41. Определить передаточное число редуктора.
42. Дать зависимость моментов на входном и выходном валах редуктора.
43. Как изменяется в редукторе мощность.
44. Дать понятие модуля. В каких единицах измеряется модуль?
45. Привести зависимость между нормальным и торцовым модулями.
46. Какой модуль стандартизован?
47. Дать понятие шага зубьев.
48. Определить делительное межосевое расстояние.
49. Определить диаметр делительной окружности, диаметр вершин зубьев, диаметр впадин зубьев.
50. Определить угол наклона линии зуба, ее направление.
51. Назвать тип подшипников редуктора.
52. Какую нагрузку воспринимают подшипники редуктора?
53. По какой схеме выполнена установка подшипников?
54. Назвать недостатки присущие редуктору, выполненному по развернутой схеме.
55. Из каких материалов изготовлены детали редуктора?
56. Как осуществляется смазка зацепления, подшипников?
57. Каково назначение смотрового люка, маслосбрасывающих колец?
58. Для чего предусмотрена отдушина?
59. Для чего нужны штифты?
60. Конструкции уплотнительных устройств.
61. Способы смазывания передач и подшипников редуктора.
62. С какой целью ширина венца шестерни принимается на 3...5 мм больше ширины венца колеса?

Приложение А (обязательное)

Таблица А1.

Основные габаритные и присоединительные размеры редуктора

Обозначение размера	H	L	B	H_1	h	C_0	C_1	C	E	B_1	L_1	L_2	a_{w6}	a_{wT}	d_6	D_T	N
Значение размера, мм																	

Таблица А2.

Замеренные параметры 2-х ступенчатого цилиндрического редуктора

Параметры	Ед. Изм.	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		обозначение	значение	обозначение	значение
Число зубьев: шестерни колеса	шт.	Z_1 Z_2		Z_3 Z_4	
Направление линии зубьев: шестерни колеса					
Межосевое расстояние	мм	a_{w1}		a_{w2}	
Ширина зубчатого венца: шестерни колеса	мм	b_1 b_2		b_3 b_4	
Длина зуба: шестерни колеса	мм	b_{w1} b_{w2}		b_{w3} b_{w4}	
Диаметр выступов: Шестерни колеса	мм	d_{a1} d_{a2}		d_{a3} d_{a4}	
Диаметр впадин: шестерни колеса	мм	d_{f1} d_{f2}		d_{f3} d_{f4}	

Таблица А3.

Рассчитанные параметры 2-х ступенчатого цилиндрического редуктора

Параметры	Ед. изм.	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		обозначение	значение	обозначение	значение
Межосевое расстояние	мм	a_{w1}		a_{w2}	
Передаточное число		i_B		i_T	
Угол наклона зубьев	град	β_1		β_2	
Модуль	мм	m_1		m_2	
Делительный диаметр: шестерни колеса	мм	d_1 d_2		d_3 d_4	
Диаметр выступов: шестерни колеса		d_{a1} d_{a2}		d_{a3} d_{a4}	
Диаметр впадин: шестерни колеса		d_{f1} d_{f2}		d_{f3} d_{f4}	
Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию		ψ_{ba1}		ψ_{ba2}	

Приложение В (обязательное)

Таблица В1.

Замеренные параметры конического редуктора

Параметр	Ед. Изм.	Обозначение	Значение
Число зубьев: шестерни колеса	шт.	Z_1 Z_2	
Внешние диаметры выступов: шестерни колеса	мм	$d_{a\varepsilon_1}$ $d_{a\varepsilon_2}$	
Внешние диаметры впадин: шестерни колеса	мм	$d_{f\varepsilon_1}$ $d_{f\varepsilon_2}$	
Ширина зубчатого венца колеса	мм	b_2	
Высота зуба на внешнем торце колеса	мм	h_e	

Таблица В2.

Рассчитанные параметры конического редуктора

Параметр	Ед. Изм.	Обозначение	Значение
Передаточное число		u	
Углы делительных конусов: шестерни колеса	град.	δ_1 δ_2	
Конусное расстояние: внешнее среднее	мм	R_ε R_m	
Внешний торцовый модуль	мм	m_ε	
Внешний делительный диаметр: шестерни колеса	мм	d_{ε_1} d_{ε_2}	
Внешний диаметр вершин: шестерни колеса	мм	$d_{a\varepsilon_1}$ $d_{a\varepsilon_2}$	
Средний делительный диаметр: шестерни колеса	мм	d_{m_1} d_{m_2}	
Высота зуба на внешнем торце колеса	мм	h_ε	

Список использованной литературы

- 1) Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая шк., 2002.- 408 с.
- 2) Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1975.- 656 с.
- 3) Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов.- М.: Высшая шк., 1986.- 395 с.
- 4) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.

Список рекомендованной литературы

1. Шафиков, В. В. Основы деталей машин и механизмов : учебное пособие : [16+] / В. В. Шафиков. – Липецк : Липецкий государственный педагогический университет им. П.П. Семенова-Тян-Шанского, 2021. – 101 с. : ил., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=693879> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-907461-29-1. – Текст : электронный.
2. Детали машин : учебно-методическое пособие : [16+] / сост. Е. А. Пшенов. – Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2010. – 91 с. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=230481> (дата обращения: 26.06.2025). – Текст : электронный.
3. Никитин, Д. В. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, И. В. Иванова ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2015. – Часть 1. Механические передачи. – 113 с. : ил., табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=444963> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-8265-1391-0 (общ.). – ISBN 978-5-8265-1398-9 (Ч. 1). – Текст : электронный.
4. Родионов, Ю. В. Детали машин и основы конструирования : краткий курс : учебное пособие / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, В. Г. Однолько ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2017. – Часть 2. – 89 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=499042> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр.: с. 77. – ISBN 978-5-8265-1728-4. – Текст : электронный.

Лабораторная работа 10. Изучение конструкций подшипников качения

1. Цель работы

Изучить основные типы подшипников качения и ознакомиться с их условными обозначениями. Научиться определять типы подшипников по внешнему виду, по маркировке и по отдельным деталям. Ознакомиться с материалами, применяемыми для изготовления подшипников качения, и с основными конструктивными особенностями исполнения различных типов подшипников.

2. Теоретические положения

2.1. Общие сведения

Подшипники качения предназначены поддерживать вращающиеся валы и оси в пространстве, обеспечивая им возможность свободного вращения или качения, и

воспринимать действующие на них нагрузки. Кроме осей и валов подшипники качения могут поддерживать детали, вращающиеся вокруг неподвижных осей, например, блоки, шкивы и др.

Подшипники качения стандартизованы и выпускаются промышленностью в массовых количествах в большом диапазоне типоразмеров с наружным диаметром от 1 мм до 5 м и с диаметром шариков от 0,35 мм до 203 мм, и массой от долей грамма до нескольких тонн.

Подшипники качения (см. рисунок 5.1) в большинстве случаев состоят из наружного кольца 1, внутреннего кольца 2, тел качения 3 (шариков или роликов), сепаратора 4. В некоторых подшипниках качения для уменьшения их габаритов одно или оба кольца отсутствуют, а в некоторых отсутствует сепаратор.

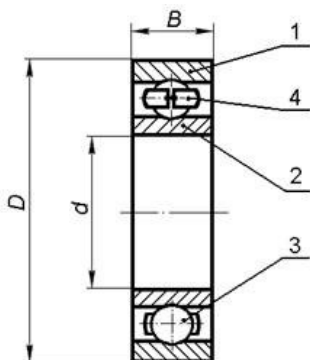


Рис. 4.10.1. Шариковый радиальный подшипник

По сравнению с подшипниками скольжения, подшипники качения имеют следующие достоинства: меньшие моменты сил трения; малая зависимость моментов сил трения от скорости; небольшой нагрев; незначительный расход смазки; малую ширину; значительно меньший расход цветных металлов; менее высокие требования к материалу и к термической обработке валов; значительно меньшие пусковые моменты.

К недостаткам подшипников качения относятся: чувствительность к ударным нагрузкам; относительно большие радиальные размеры; высокая стоимость при производстве уникальных подшипников; высокие контактные напряжения и поэтому ограниченный срок службы; меньшая способность демпфировать колебания.

2.2. Классификация подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам.

По форме тел качения: шариковые и роликовые, причём последние могут быть цилиндрическими, коническими, игольчатыми, бочкообразными и витыми.

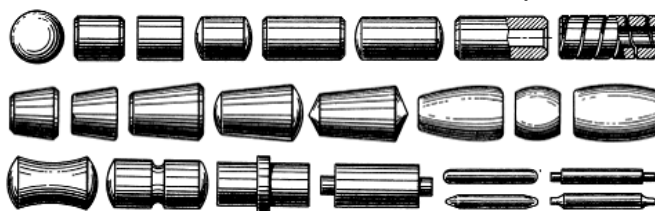


Рис.4.10.2. Форма тел качения подшипников

По направлению воспринимаемой нагрузки: радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные.

По числу рядов тел качения: однорядные, двухрядные, трёхрядные, четырёхрядные и многорядные.

По способности самоустанавливаться: несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические, допускающие угол перекоса внутреннего и наружного колец до $2-3^{\circ}$).

В зависимости от ширины подшипника серии бывают особо узкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие.

Таблица 5.1.

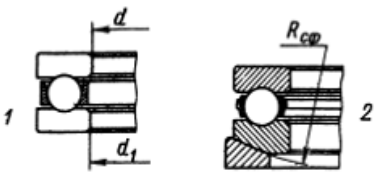
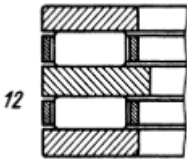
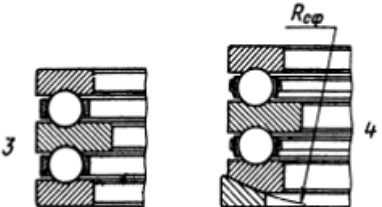
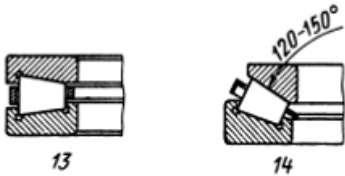
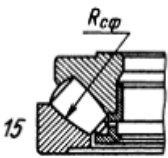
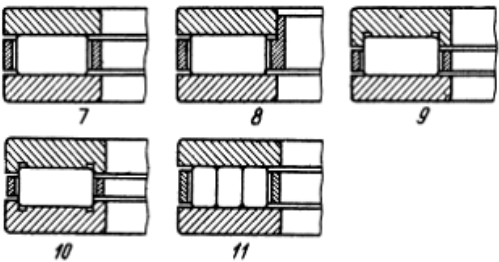
Основные типы радиальных и радиально-упорных подшипников

Эскизы подшипников	Эскизы подшипников
 1 2 Однорядные радиальные шариковые	 19 20 21 22 Радиальные роликовые
 3 4 Двухрядные радиальные шариковые	 23 24 Игольчатые
 5 6 Двухрядные шариковые сферические	 25 Цилиндросферические
 7 8 9 Двухрядные шариковые сферические	 26 Сферические с бочкообразными роликами
 10 11 12 Шариковые радиально-упорные	 27 28 Конические роликовые
 13 14 15 16 17 18 Радиальные роликовые	 29 30 31 Конические роликовые

По габаритным размерам: на серии (для каждого подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся несущей способностью подшипника, т. е. размерами колец и тел качения). В зависимости от размера наружного диаметра подшипника, серии подразделяются на *сверхлёгкие*, *лёгкие*, *средние* и *тяжёлые*.

Таблица 5.2.

Основные типы упорных и упорно-радиальных подшипников

Эскиз	Эскиз
 Однорядные шариковые упорные	 Двухрядные упорные с цилиндрическими роликами
 Двухрядные шариковые упорные	 Упорные с коническими роликами
 Упорно-радиальные шариковые	 Сфероконические упорные
 Однорядные упорные с цилиндрическими роликами	

2.3. Основные типы подшипников качения

2.3.1. Шариковые подшипники

2.3.1.1. Радиальные, однорядные шариковые подшипники (см. рисунок 5.3, а) в основном предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать и осевую нагрузку в обе стороны до 70% от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки, поэтому эти подшипники можно применять для фиксации вала или корпуса в осевом направлении. Допускают перекос осей колец подшипника на угол не более $0,25^\circ$.

2.3.1.2. Радиальные, двухрядные, сферические шариковые подшипники (см. рисунок 5.3, б) предназначены для восприятия радиальных нагрузок в условиях возможных значительных перекосов колец подшипников (до 2 - 3°). Подшипники допускают осевую фиксацию вала в обе стороны с нагрузкой до 20% от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Дорожку качения наружного кольца выполняют по сферической поверхности описанной из центра подшипника, что обеспечивает подшипнику самоустанавливаемость, поэтому их можно применять в узлах машин с отдельно стоящими корпусами при несовпадении осей посадочных мест под подшипники или в качестве опор длинных, прогибающихся от действия нагрузок, валов.

2.3.1.3. Радиально-упорные шариковые подшипники (см. рисунок 5.3, в) предназначены для восприятия совместно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок. Могут воспринимать чисто осевую нагрузку.

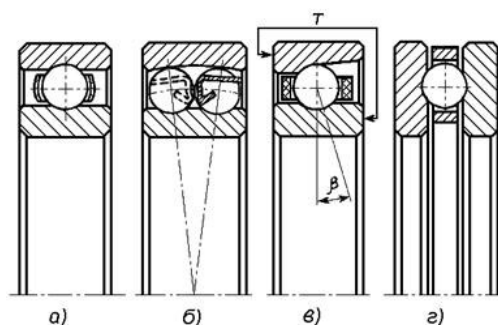


Рис.4.10.3. Шариковые подшипники

Один из бортов наружного или внутреннего кольца срезан почти полностью, что позволяет закладывать в подшипники на 45% больше шариков того же диаметра, чем в обычные радиальные подшипники, что способствует повышению их грузоподъемности.

Подшипники по конструктивным особенностям выполняют с расчетными углами контакта шариков с кольцами $\beta = 12^\circ$ (тип 36000), $\beta = 26^\circ$ (тип 46000) и $\beta = 36^\circ$ (тип 66000). Радиально-упорные подшипники применяют в опорах жестких коротких валов и в опорах, требующих регулировки внутреннего зазора в подшипниках.

Подшипники, у которых угол контакта $\beta = 45^\circ$ называются упорно-радиальными.

2.3.1.4. Упорные шариковые подшипники (см. рисунок 3, г) предназначены для восприятия односторонних осевых нагрузок. На горизонтальных валах они работают хуже, чем на вертикальных валах и требуют хорошей регулировки или поджатия колец пружинами. Упорные подшипники часто устанавливают в одном корпусе в паре с радиальными подшипниками.

2.3.2. Роликовые подшипники

2.3.2.1. Радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами (см. рисунок 5.4, а) предназначены для восприятия больших радиальных

нагрузок. Их грузоподъемность на 70% выше грузоподъемности однорядовых радиальных шариковых подшипников одинакового типоразмера. Подшипники легко разбираются в осевом направлении, допускают некоторое осевое взаимное смещение колец, что облегчает монтаж и демонтаж подшипниковых узлов и позволяет применять их в плавающих опорах, как правило, жестких коротких валов.

2.3.2.2. Радиальные двухрядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (см. рисунок 5.4, б) применяют для опор быстроходных коротких валов, требующих точного вращения. Ролики расположены в шахматном порядке. Сепаратор – массивный бронзовый.

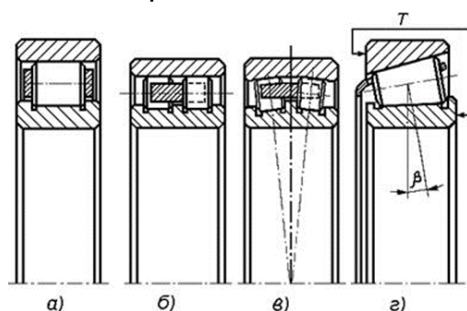


Рис.4.10.4. Роликовые подшипники

2.3.2.3. Радиальные двухрядные сферические роликовые подшипники (см. рисунок 5.4, в) предназначены для восприятия особо больших радиальных нагрузок при возможности значительных ($2 - 3^\circ$) перекосов колец, а также двухстороннюю осевую нагрузку до 25% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Могут работать и при только осевом усилии. Дорожка качения наружного кольца выполнена по сферической поверхности. Ролики имеют форму бочки. Подшипники этого типа применяют в опорах длинных двух и многоопорных валов, подверженных значительным прогибам под действием внешних нагрузок, а также в узлах машин с отдельно стоящими подшипниковыми корпусами.

2.3.2.4. Конические роликовые подшипники (см. рисунок 5.4, г) являются радиально-упорными и предназначены для восприятия значительных совместно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок.

Радиальная грузоподъемность в среднем на 90% выше, чем у радиальных однорядных подшипников одинакового типоразмера. Эти подшипники имеют широкое применение в машиностроении. Отличаются удобством сборки и разборки, регулировки зазоров и компенсации износов. Угол контакта (половина угла при вершине конуса дорожки качения наружного кольца) $\beta = (9 - 17^\circ)$ (тип 7000), $\beta = (25 - 29^\circ)$ (тип 27000). Конические роликовые подшипники применяют в узлах машин с жесткими, двух опорными, короткими валами.

2.4. Условные обозначения подшипников качения

Условными обозначениями характеризуются внутренний диаметр подшипника (или втулки), его серия, тип, конструктивные особенности. Все перечисленные параметры обозначаются по ГОСТ 3189-75 цифрами, значения которых определяются занимаемыми ими местами в условном обозначении подшипников, согласно данных, приведенных в таблице 5.3.

2.4.1. Обозначение внутреннего диаметра подшипников

Внутренний диаметр подшипника (или диаметр вала, если он $20 \leq d \leq 200$ мм) в условном обозначении подшипника указывается двумя первыми цифрами справа, являющимися частным от деления диаметра отверстия на пять. Для подшипников, у которых $10 \leq d \leq 17$ мм диаметр обозначается в соответствии с таблицей 5.4.

Таблица 5.3.

Значение цифр в условном обозначении подшипников

Места цифр в условном обозначении (считая, справа)	Значение цифр
1-я и 2-я	Диаметр вала (внутренний диаметр подшипника d или втулки)
3-я и 7-я	Серия по наружному диаметру и ширине соответственно
4-я	Тип подшипника
5-я и 6-я	Конструктивные особенности

Таблица 5.4.

Обозначение диаметра отверстия подшипника

Внутренний диаметр, мм	Условные обозначения внутреннего диаметра
10	00
12	01
15	02
17	03
от 20 до 200	Частное от деления d на 5

2.4.2. Обозначение серий подшипников

Третья и седьмая цифры справа указывают серию подшипника всех диаметров (кроме малых подшипников, у которых $d = 9$ мм) согласно данным таблицы 5.

Таблица 5.5.

Обозначение серий подшипников

Серия	Характеристика по ширине	Обозначение серии		Примеры обозначения серии
		3-я цифра справа	7-я цифра справа	
мелкогабаритные	разные	0	0	1000
ненормальные диаметры	неопределенные	9	0	900
неопределенные	неопределенные	8	0	800
		7	0	700
тяжелые	широкая	4	2	2086400
	узкая	4	0	400
средние	особоширокая	3	3	3056300
	широкая	6	0	3600
	нормальная	3	1	
	узкая	3	0	300
легкие	особоширокая	2	3	3056200
	широкая	5	0	3500
	нормальная	2	1	
	узкая	2	0	200
особолегкие	особоширокая	7	3	3003700
		1	4	4854100
	широкая	7	2	
		1	2	2007100
	нормальная	7	1	1007700
		1	0	100
	узкая	7	7	7002700
		1	7	7000100
сверхлегкие	особоширокая	9	4	4032900
		8	3	3007800
	широкая	9	2	
		8	2	
	нормальная	9	1	1000900
		8	1	1000800
	узкая	9	7	7000900
		8	7	7000800

2.4.3. Обозначение типа подшипников

Тип подшипника указывается в условном обозначении четвертой цифрой справа, в соответствии с таблицей 5.6.

Таблица 5.6.

Обозначение типа подшипника в условном обозначении

Четвертая цифра справа	Тип подшипника
0	Радиальный шариковый
1	Радиальный шариковый сферический
2	Радиальный с короткими цилиндрическими роликами
3	Радиальный роликовый сферический
4	Радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый
5	Радиальный роликовый с витыми роликами
6	Радиально-упорный шариковый
7	Роликовый конический
8	Упорный шариковый
9	Упорный роликовый

2.4.4. Обозначение подшипников по конструктивным разновидностям

Пятая и шестая цифры в условном обозначении подшипника определяют его конструктивную разновидность и состоят из двух цифр от 00 до 99. Конструктивных разновидностей подшипников очень много и наиболее распространённые из них приведены в ГОСТ 3395-89.

Внимание! Если в обозначении подшипника должна присутствовать цифра 0 и после неё слева не требуются дополнительные обозначения (дополнительные цифры), то цифра 0 в обозначении не проставляется.

2.4.5. Примеры расшифровки обозначений подшипников

1000094	тип - радиальный шариковый (цифра 0 на четвёртом месте) внутренний диаметр 4мм. (цифра 4), сверхлёгкой серии (цифра 9), конструктивная разновидность 00, серия ширин 1.
25	тип - радиальный шариковый (цифра 0 на четвёртом месте) внутренний диаметр 5 мм. (цифра 5) , лёгкой серии (цифра 2), конструктивная разновидность 00,
2205 12305 42305 32305 92305 292305	тип - радиальные роликовые с короткими цилиндрическими роликами, (2) внутренний диаметр 25мм. (05*5=25), средней серии, (3) конструктивная разновидность: 00 - без бортов на наружном кольце, 01 - с однобортовым наружным кольцом, 03 - с двухбортовым наружным кольцом, 04 - с однобортовым внутренним кольцом и двухбортовым наружным кольцом, 09 - с двухбортовым наружным кольцом и плоской опорной шайбой на внутреннем кольце, 29 - без внутреннего кольца.
74103	тип - радиальный роликовый игольчатый, (4), внутренний диаметр 17мм, (03), особо лёгкой серии, (1), конструктивная особенность (07) - без сепаратора и с отверстием под смазку на наружном кольце.
602/32	тип - шариковый радиальный, (0), внутренний диаметр 32мм, (32), лёгкой серии, (2), конструктивная разновидность (06) - с одной защитной шайбой.

2.4.6. Дополнительные знаки условного обозначения

Слева через черту от основного обозначения подшипников, которое включает в себя не более семи цифр, указываются требования к точности изготовления подшипников.

Справа через черту от основного обозначения подшипников указываются параметры, определяющие специальные требования к материалу деталей подшипников, к термообработке деталей, конструктивные изменения деталей, специальные требования по шероховатости поверхности, температуре отпуска колец подшипников и требования по шуму при работе.

2.4.7. Обозначение класса точности подшипников

Установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности:

0, 6, 5, 4, 2, Т - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

0, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников;

0, 6X, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников.

Установлены дополнительные классы точности подшипников - 8 и 7 ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в неответственных узлах.

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей подшипников. В общем машиностроении обычно применяют классы точности 0, 6, и 5. Следует иметь в виду, что стоимость одного и того же подшипника класса точности 0 и класса точности 2 отличается в 10 раз.

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации установлены три категории подшипников - А, В, С.

К категории А относятся подшипники классов точности 5, 4, 2, Т с одним из дополнительных требований по повышенным нормам уровня вибрации, волнистости и отклонению от круглости поверхностей качения, моменту трения, углу контакта, радиальному биению, осевому биению и их совместному значению.

К категории В относятся подшипники классов точности 0, 6X, 6, 5 с одним из дополнительных требований, аналогичных категории А.

К категории С относятся подшипники классов точности 7, 8, 0, 6, к которым не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и другие требования по категориям А и В.

Полные требования к точности подшипников приведены в ГОСТ 520-89.

Класс точности подшипников указывается цифрой, соответствующей его точности слева от основного условного обозначения через тире. Класс точности "0" в условном обозначении опускается.

Пример: подшипник № 6 - 205.

Расшифровка: шарикоподшипник радиальный (четвёртая цифра слева "0" опущена), диаметром 25 мм (две последние цифры "05"), средней серии (третья цифра слева "2"), класс точности 6.

2.4.8. Обозначение радиального зазора и момента трения подшипников

Обозначения: 1, 2, 3, и т.д. расположенные слева от обозначения класса точности подшипника характеризуют различные величины (ряды) радиальных зазоров. Зазор по нормальному ряду обозначается цифрой 0.

Обозначения: 1, 2, 3, и т.д. расположенные слева от радиального зазора, характеризуют различные величины (ряды) моментов трения.

У радиальных шарико- и роликоподшипников с радиальным зазором по нормальному ряду и у радиально-упорных шарикоподшипников в дополнительном обозначении между классами точности и обозначением момента трения проставляется буква "М".

Обозначения категорий подшипника проставляют:

- слева от обозначения ряда момента, например, А1М5 - 205;
- перед обозначением ряда зазоров при отсутствии требований по моменту трения, например, В25 - 205;
- перед классом точности при отсутствии требований по моменту трения и нормальной группе зазора, например, А5 - 205.

2.4.9. Расшифровка дополнительных знаков справа от основного обозначения

Дополнительные знаки справа от основного обозначения располагаются в следующем порядке:

- обозначение материала деталей подшипника (табл. 7);
- конструктивные изменения деталей подшипника К, К1, К2,;
- специальные требования по шероховатости, покрытиям и т. п., У, У1, У2,...;
- температура отпуска колец подшипника Т1, Т2,;
- разновидности смазочных материалов для подшипников закрытого типа С1, С2,...;
- требования по шуму Ш, Ш1, Ш2,

Цифры 1, 2, 3, и т. д. справа от дополнительного буквенного обозначения Б,Г,Д,Е,К,Р,Л,У,Х,Ш,Э,Ю,Я указывают на каждое последующее исполнение с каким - либо отличием от предыдущего.

Таблица 5.7.

Обозначение материала деталей подшипников

Дополнительные обозначения	Отличительные признаки
Б	Сепаратор из безоловянистой бронзы
Г	Сепаратор из чёрных металлов
Д	Сепаратор из алюминиевых сплавов
Е	Сепаратор из пластических материалов
Л	Сепаратор из латуни
Р	Детали из теплостойкой стали
Х	Детали из цементируемой стали
Ю	Часть деталей или все детали из нержавеющей стали
Я	Кольца и тела качения из редко применяемых материалов (пластмасса, углепластик, стекло, керамика,...)

2.5. Материал деталей подшипников

Кольца и тела качения подшипников изготавливают из шарикоподшипниковой стали марок ШХ25СГ, ШХ15, ШХ20СГ, ШХ20 и др.

Кольца, ролики или шарики при температурах работы до 100⁰С должны быть термически обработаны до твёрдости HRC 58-66 в зависимости от марки стали.

Сепараторы изготавливают из листовой стали, латуни, бронзы, дюралюминия, текстолита, полиамидов с различными уплотнителями. Пластмассовые сепараторы

уменьшают величину инерционных нагрузок в подшипниках, дают возможность использовать упругие свойства пластмасс при монтаже тел качения.

Сепараторы, изготовленные из самосмазывающегося материала, служат источником твердой смазки. В качестве самосмазывающегося материала часто применяется аман. Его можно использовать для сепараторов обычных и высокоскоростных подшипников, работающих без жидкой смазки при нормальных и повышенных температурах.

Сепараторы из амана должны быть более массивны, чем обычные. Для увеличения ударной прочности у этих сепараторов по наружному диаметру устанавливается тонкий, менее 1мм, металлический обод.

Для сепараторов, работающих в вакууме и в невесомости, пригоден аман и различные композиции, например фторопласт - 4 с бронзой, эпоксидная смола в сочетании с двухсернистым молибденом. Механизм действия самосмазывающихся сепараторов основан на молекулярном переносе их материала на поверхность тел качения.

2.6. Подбор и расчет подшипников качения

2.6.1. Общие положения методики подбора и расчета подшипников качения

Для выбора подшипников качения и определения их рабочего ресурса при проектировании и расчете опорных узлов редукторных валов необходимо учитывать эксплуатационные условия, характер и величину нагрузок, воспринимаемых опорами.

На основе анализа нагрузок конструктор намечает тип подшипника: радиальный, радиально-упорный, упорный (см. таблицу 5.1) и его номер в соответствии с диаметром цапфы. Выбранный подшипник должен обладать необходимой нормативной долговечностью, согласованной с ресурсом работы данной машины или механизма. Например, для зубчатых редукторов установлен срок службы 36000 час, для червячных 20000 час. Для подшипников таких редукторов минимальный ресурс рекомендуется соответственно 10000 и 5000 час, желательно предусматривать его таким же, как и у редукторов.

Таблица 5.8.

Рекомендации по выбору подшипника

Отношение F_a/F_r	Условное обозначение и угол контакта	Осевая составляющая радиальной нагрузки S в долях от F_r	Примечание
0 - 0,35	Радиальные однорядные шариковые подшипники	---	При возможности использования легкой серии получают оптимальные результаты по предельной быстроходности
0,36 - 0,70	36000, $\beta=12^\circ$	0,3 F_r	Допустимо использование особо легкой и сверхлегкой серии
0,71 - 1,00	46000, $\beta=26^\circ$	0,6 F_r	При весьма высоких скоростях легкая серия предпочтительней
1,01 - 1,50	66000, $\beta=36^\circ$	0,9 F_r	Для высоких скоростей подшипник с данным углом контакта не пригоден
1,51...	Рекомендуется применять конические радиально-упорные подшипники или спаренные радиально-упорные шариковые		

По ГОСТ 18855-82 расчетный ресурс подшипников качения определяется в миллионах оборотов работы по формулам:

для шариковых подшипников
$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3,$$

для роликовых подшипников
$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33}$$

Расчетная долговечность в часах
$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n},$$

где C – динамическая грузоподъемность, указанная в каталогах на подшипники, H ;

P – эквивалентная динамическая нагрузка, H , рассчитываемая по формуле:

$$P = (XVF_r + YF_a)k_\delta k_T.$$

где F_r – радиальная нагрузка, H ; F_a – осевая нагрузка, H ; V – Коэффициент вращения (если вращается внутреннее кольцо, то $V=1$, если же вращается наружное кольцо, то $V=1,2$); k_δ – коэффициент безопасности (см. таблицу 8); k_T – температурный коэффициент (см. таблицу 10); X, Y – коэффициент радиальной и осевой нагрузок (см. таблицы 11, 12).

Однако для определения их конкретных значений необходимо предварительно найти параметр осевого нагружения e , указанный в тех же таблицах. Этот параметр зависит от отношения F_a/C_0 , где C_0 – статическая грузоподъемность, H , указываемая в каталоге на подшипники. Далее определяют величину отношения F_a/VF_r , сопоставляют ее с найденным ранее параметром e и в зависимости от этого находят конкретные значения X и Y .

Таблица 5.9.

Значения коэффициента безопасности k_δ

Характер нагрузки	k_δ	Примеры
Спокойная без толчков	1,0	Ролики ленточных транспортеров
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125%, от расчетной нагрузки	1,1 - 1,2	Прецизионные зубчатые передачи, блоки, легкие вентиляторы, воздуходувки
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150% от расчетной нагрузки	1,3 - 1,5	Редукторы всех конструкций
То же в условиях повышенной надежности	1,6 - 1,8	Центрифуги и сепараторы, энергетическое оборудование
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200% от расчетной нагрузки	1,9 - 2,4	Валики среднесортных прокатных станов; дробилки, ковочные машины
С сильными ударами и кратковременными перегрузками, достигающими 300% от расчетной нагрузки	2,5 - 3,0	Тяжелые ковочные машины; валки крупносортовых прокатных станов; лесопильные рамы

Таблица 5.10.

Значения температурного коэффициента k_T

Рабочая температура подшипника, °C	до 100	125	150	175	200	225	250	300	350
k_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,60	2,00

Таблица 5.11.

Коэффициенты X и Y для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников (по ГОСТ 18855-82)

Угол контакта β°	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{iF_a}{C_0}$	Однорядные		Двухрядные				e
			$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
0	0,014 0,028 0,056 0,110 0,170 0,280 0,120 0,560	-	0,56	2,30 1,99 1,71 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	1	0	0,56	2,30 1,99 1,71 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	0,19 0,22 0,26 0,30 0,34 0,38 0,42 0,44
5	-	0,014 0,028 0,056 0,085 0,110 0,170 0,280 0,420 0,560	0,56	2,30 1,99 1,71 0,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	1	2,78 2,40 2,07 1,87 1,75 1,56 1,39 1,26 1,21	0,78	3,74 3,23 2,78 2,52 2,36 2,13 1,78 1,69 1,630	0,23 0,26 0,30 0,34 0,36 0,40 0,45 0,50 0,52
10	-	0,014 0,029 0,057 0,086 0,110 0,170 0,290 0,430 0,570	0,46	1,88 1,71 1,52 1,41 1,34 1,23 1,10 1,01 1,00	1	2,18 1,98 1,76 1,63 1,55 1,42 1,27 1,17 1,10	0,75	3,06 2,78 2,47 2,29 2,18 2,00 1,79 1,64 1,63	0,29 0,32 0,36 0,38 0,40 0,44 0,49 0,54 0,54
12	-	0,014 0,029 0,057 0,086 0,110 0,170 0,290 0,430 0,570	0,45	1,81 1,62 1,46 1,34 1,22 1,13 1,04 1,01 1,00	1	2,08 1,84 1,69 1,52 1,39 1,30 1,20 1,16 1,16	0,74	2,94 2,63 2,37 2,18 1,98 1,84 1,69 1,64 1,62	0,30 0,34 0,37 0,41 0,45 0,48 0,52 0,54 0,54
15	-	0,015 0,029 0,058 0,087 0,120 0,170 0,290 0,440 0,580	0,44	1,47 1,40 1,30 1,23 1,19 1,12 1,02 1,00 1,00	1	1,65 1,57 1,46 1,38 1,34 1,26 1,14 1,12 1,12	0,72	2,39 2,28 2,11 2,00 1,93 1,82 1,66 1,63 1,63	0,38 0,40 0,43 0,46 0,47 0,50 0,55 0,56 0,56
18,19,20 24,25,26 30 35,36 40	-	-	0,43 0,41 0,39 0,37 0,35	1,00 0,87 0,76 0,66 0,57	1 1 1 1 1	1,09 0,92 0,78 0,66 0,55	0,70 0,67 0,63 0,60 0,57	1,63 1,41 1,24 1,07 0,93	0,57 0,68 0,80 0,95 1,14
Подшипники сферические			4,40	$0,44ctg\beta$	1	$0,42ctg\beta$	0,65	$0,65ctg\beta$	$1,50tg\beta$

Примечание:

1) Для однорядных подшипников при $\frac{F_a}{VF_r} < e$ применяется $X=1$ и $Y=0$;

2) Коэффициенты Y , e для промежуточных величин

отношений $\frac{F_a}{C_0}$ и $\frac{iF_a}{C_0}$ определяются интерполяцией, где i - количество рядов тел качения.

3) e – параметр осевого нагружения.

Таблица 5.12.

Коэффициенты X и Y для радиально-упорных роликовых подшипников (по ГОСТ 18855-82)

$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
X	Y	X	Y	
Подшипники однорядные				
1	0	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \beta$	$1,5 \operatorname{tg} \beta$
Подшипники двухрядные				
1	$0,45 \operatorname{ctg} \beta$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \beta$	$1,5 \operatorname{tg} \beta$

2.7. Примеры расчета подшипников качения

2.7.1. Примеры расчета радиальных подшипников

Пример 1. Подобрать подшипник качения для вала редуктора с цапфой $d=40$ мм.

Проверить долговечность при частоте вращения $n=1000$ об/мин; радиальная нагрузка $F_r=2500$ Н, осевая нагрузка $F_a=0$.

Решение: в данных условиях подходит подшипник радиальный однорядный шариковый (см. таблицу 5.5). Проверим подшипник для посадочного диаметра $d=40$ мм., начиная с легкой серии - № 208, у которого статическая грузоподъемность (см. каталог): $C_0 = 18100$ Н;

динамическая грузоподъемность $C = 25600$ Н.

Примем по таблицам 5.9 и 5.10 – $k_s = 1,4$; $k_T = 1,0$.

Так как $F_a = 0$ и $\frac{F_a}{C_0} = 0$, то из таблицы 5.11, примечание 1) следует:

$X=1$, $Y=0$.

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P = (XVF_r + YF_a)k_s k_T = XVF_r k_s k_T = 1 \cdot 1 \cdot 2500 \cdot 1,0 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 3500 \text{ (Н)}.$$

Расчетный ресурс в миллионах оборотов:

$$L = (C/P)^3 = (25600/3500)^3 = 390 \text{ (млн. об.)}$$

Расчетная долговечность в часах:

$$L_h = (L \cdot 10^6 / 60 \cdot n) = (390 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1000) = 6500 \text{ (час.)}$$

Так как долговечность оказалась меньше минимальной нормы (10000 час.), то проверим подшипник средней серии № 308, у которого

$$C_0 = 22700 \text{ Н}; C = 31900 \text{ Н.}$$

$$L = (C/P)^3 = (31900/3500)^3 = 760 \text{ (млн. об.)}$$

$$L_h = (L \cdot 10^6 / 60 \cdot n) = (760 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1000) = 12700 \text{ (час.) что допустимо.}$$

Пример 2. Подобрать подшипник качения при $F_a=1000 \text{ Н}$, если остальные данные как в примере 1.

Решение: Наметим как и выше, подшипник №308. Отношение

$$F_a/C_0 = 1000/22700 = 0,044$$

Из таблицы 5.11 находим интерполированием $e = 0,24$.

$$\text{Так как } F_a/VF_r = 1000/1 \cdot 2500 = 0,4 > e.$$

$$\text{то имеем } X = 0,56; Y = 1,85.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P = (XVF_r + YF_a)k_\epsilon k_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,85 \cdot 1000) \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 4550 \text{ (Н).}$$

Расчетный ресурс в миллионах оборотов:

$$L = (C/P)^3 = (31900/4550)^3 = 350 \text{ (млн. об.)}$$

Расчетная долговечность в часах:

$$L_h = (L \cdot 10^6 / 60 \cdot n) = (350 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1000) = 5800 \text{ (час.)}$$

Долговечность недостаточна.

Проверим подшипник тяжелой серии № 408, у которого

$$C_0 = 37000 \text{ Н}, C = 5030 \text{ Н.}$$

$$F_a/C_0 = 1000/37000 = 0,027$$

$$e = 0,22$$

$$F_a/VF_r = 1000/1 \cdot 2500 = 0,4$$

$$\text{следовательно: } X = 0,56; Y = 1,99;$$

$$P = (XVF_r + YF_a)k_\epsilon k_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,99 \cdot 1000) \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 4750 \text{ (Н).}$$

$$L = (C/P)^3 = (50300/4750)^3 = 1200 \text{ (млн. об.)}$$

Расчетная долговечность в часах:

$$L_h = (L \cdot 10^6 / 60 \cdot n) = (1200 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1000) = 20000 \text{ (час.)}$$

Такая долговечность приемлема.

2.7.2. Примеры расчета радиально-упорных подшипников

При расчете радиально-упорных подшипников необходимо определять осевые нагрузки, воспринимаемые опорами и учитывать собственные осевые составляющие $S_{реакций}$ в подшипнике, возникающие от радиальной нагрузки. В случае установки шариковых радиально-упорных подшипников $S = eF_r$, а в случае роликовых – $S = 0,83eF_r$.

Общие осевые нагрузки находят в зависимости от расположения, как это указано в таблице 5.13.

Точка приложения реакции опоры находится на пересечении оси вала с нормалью к середине линии контакта. Эта точка может быть определена графически или по расстоянию a от торца наружного кольца:

Для однорядных шариковых подшипников $\alpha = 0,5\{B + [(d + D)/2] \cdot \operatorname{tg} \beta\}$

Для роликовых конических $\alpha = T/2 + (d + D)e/6$,

где d и D – внутренний и наружный диаметры подшипника, мм (см. рисунок 1);

B – ширина подшипника, мм;

T – расстояние между противоположными торцами колец роликоподшипника, мм (см. рисунок 5.3, г).

Таблица 5.13.

Общие осевые нагрузки, воспринимаемые подшипниками

Схема нагружения	Соотношение сил	Общие осевые нагрузки
а)	$S_1 \geq S_2$ $F_a \geq 0$ $S_1 < S_2$ $F_a \geq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_a$ $F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_a$
б)	$S_1 \leq S_2$ $F_a < S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$ $F_{a2} = S_2$

Пример 3. При расчете первого вала редуктора были определены реакции опор $F_{r1} = 3600, \text{ Н}$; $F_{r2} = 1800, \text{ Н}$; осевая нагрузка $F_a = 1400, \text{ Н}$; подшипники установлены по схеме б (см. таблицу 5.13).

Диаметр цапфы вала $d = 50; \text{ мм}$; частота вращения вала $n = 1400 \text{ об/мин}$.

Решение: Осевая нагрузка действует на вторую опору, поэтому определяем отношение F_a/F_r для этой опоры:

$$F_a/F_r = 1400/1800 = 0,78.$$

На основе рекомендаций, приведенных в таблице 5.5, намечаем тип подшипника – шариковый радиально-упорных с углом контакта $\beta = 26^\circ$. Первоначально принимаем подшипник легкой серии № 46210.

$C = 31800 \text{ Н}$; $C_o = 25400 \text{ Н}$ (см. каталог)

Из таблицы 5.11 имеем: $e = 0,68$

Так как $F_a/F_r = 0,78 > e$, то

$X = 0,41$, $Y = 0,87$ (см. таблицу 11)

Осевая составляющая $S_1 = e \cdot F_{r1} = 0,68 \cdot 3600 = 2450 \text{ (Н)}$.

Общая осевая нагрузка на вторую опору

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 2450 + 1400 = 3850 \text{ (Н)}$$

Эквивалентная динамическая нагрузка второй опоры:

$$P = (XV F_r + YF_a) k_\beta k_T = (0,41 \cdot 1 \cdot 1800 + 0,87 \cdot 3850) \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 5700 \text{ (Н)}.$$

Расчетный ресурс в миллионах оборотов:

$$L = (C/P)^3 = (31800/5700)^3 = 174 \text{ (млн. об.)}$$

Расчетная долговечность в часах:

$$L_h = L \cdot 10^6 / 60 \cdot n = 174 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1000 = 2067 \text{ (час.)}$$

Долговечность недостаточна.

Рассмотрим вариант с шариковым радиально-упорным подшипником средней серии № 46310, с углом контакта 26° , у которого

$$C_o = 44800 \text{ Н}; \quad C = 56300 \text{ Н.}$$

Все параметры и коэффициенты остаются без изменения. Поэтому сразу выделим:

$$\text{Ресурс: } L = (C/P)^3 = (56300/5700)^3 = 970 \text{ (млн. об.)}$$

$$\text{Долговечность: } L_h = L \cdot 10^6 / 60 n = 970 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1400 = 11600 \text{ (час.)}$$

Такая расчетная долговечность подшипника для зубчатого редуктора приемлема ($L_{h \min} = 10000 \text{ час.}$).

3. Содержание работы

- Расшифровка условного обозначения подшипников качения,
- определение области их применения,
- установление основных геометрических параметров и вычерчивание подшипников качения с указанием всех размеров,
- подбор подшипников качения и выполнение проверочного расчета на долговечность.

4. Оборудование и инструмент

- 1) Набор подшипников качения
- 2) Штангенциркуль
- 3) Каталог подшипников качения
- 4) Плакаты

5. Порядок выполнения работы

Подгруппа (2-3 студента) получает подшипники и мерительный инструмент.

- 1) Изучить теоретический материал.
- 2) Рассмотреть комплект подшипников качения.
- 3) Записать маркировку (условное обозначение) подшипников и, пользуясь настоящим пособием и технической литературой, выполнить расшифровку условных обозначений.
- 4) Установить назначение каждого подшипника качения и область его применения.
- 5) Штангенциркулем измерить все геометрические параметры подшипников.
- 6) Сравнить внутренние диаметры подшипников, полученные из условного обозначения и измеренные.

7) Каждый студент должен выполнить эскизы трёх различных подшипников с простановкой основных размеров: d - внутренний диаметр, D - наружный диаметр, b - ширина, r и r_1 - радиусы скругления внутреннего и наружного колец.

8) Определить ориентировочно материал деталей подшипников.

8) Подобрать подшипник и рассчитать его долговечность исходя из исходных данных, приведенных в таблице 14.

9) Оформить отчет о выполненной работе.

В процессе выполнения работы студенты обмениваются подшипниками с целью более широкого ознакомления с различными их типами и изучения более широкого спектра конструктивных отличий в подшипниках. Желательно ознакомиться со всеми типами подшипников: шариковыми, роликовыми, игольчатыми, коническими, сферическими, радиальными, упорными,....

Студент оформляет отчёт на листах стандартного формата (210x290 мм) с указанием на титульном листе наименования работы, наименования кафедры, № группы и фамилии исполнителя.

В отчёте приводятся эскизы подшипников с основными габаритными размерами, даётся расшифровка цифровых и буквенных обозначений. Указывается материал деталей подшипников, описывается краткая характеристика подшипников по назначению и применению.

Таблица 5.14.

Исходные данные для подбора и расчета подшипника

	F_{r1}, H	F_{r2}, H	F_a, H	$n, \text{об/мин}$	$d, \text{мм}$	Вращается кольцо	Характер нагрузки	Рабочая температура подшипника, °C	$L_h \text{ min, час}$
1	2700	1200	0	940	40	внутреннее	спокойная	125	12000
2	1400	1950	30	1450	30	внутреннее	легкие толчки	100	10000
3	2300	2500	120	935	45	наружное	умеренные толчки	110	12000
4	3200	1600	1400	1000	50	наружное	значительные толчки	130	10000
5	3500	1500	2000	200	55	внутреннее	легкие толчки	115	12000

Примечание. Схему нагружения подшипников принять самостоятельно по таблице 5.13.

Вопросы для самоконтроля

1. Назначение подшипников качения.
2. Устройство подшипников качения.
3. Достоинства и недостатки подшипников качения.
4. Классификация подшипников качения.
5. Какую нагрузку воспринимают различные типы подшипников?
6. Почему роликовые подшипники воспринимают большую нагрузку чем шариковые?
7. Почему шариковый радиально-упорный подшипник воспринимает большую нагрузку чем шариковый радиальный?

8. Что указывается в условном обозначении подшипника?
9. Подбор и расчет радиального подшипника.
10. В каких случаях выбирают радиально-упорные подшипники?
11. Особенности расчета радиально-упорного подшипника?
12. Назначение подшипников качения, их преимущества и недостатки в сравнении с подшипниками скольжения.
13. Классификация подшипников качения по форме тел качения и направлению воспринимаемой нагрузки.
14. Расшифровка маркировки подшипников (порядок расположения цифр в условном обозначении и их назначение).
15. Материал и термическая обработка деталей подшипников.
16. Наиболее характерные разновидности конструктивного исполнения подшипников.
17. Пределы применимости в общем машиностроении, представленных на эскизах подшипников.

Список использованной литературы

- 1) Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая шк., 2002.- 408 с.
- 2) Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1975.- 656 с.
- 3) Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов.- М.: Высшая шк., 1986.- 395 с.
- 4) Подшипники качения справочник – каталог. Под ред. Нарышкина и Коросташевского Р.В. – М.: Машиностроение, 1984. – 542 с.
- 5) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.
- 6) Подшипники качения. Государственные стандарты СССР. – В 2-х ч. Ч.1. – М.: Стандартов, 1989. – 439 с.
- 7) Подшипники качения. Государственные стандарты СССР. – В 2-х ч. Ч.2. – М.: Стандартов, 1989. – 432 с.

Список рекомендованной литературы

1. Шафиков, В. В. Основы деталей машин и механизмов : учебное пособие : [16+] / В. В. Шафиков. – Липецк : Липецкий государственный педагогический университет им. П.П. Семенова-Тян-Шанского, 2021. – 101 с. : ил., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=693879> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-907461-29-1. – Текст : электронный.
2. Детали машин : учебно-методическое пособие : [16+] / сост. Е. А. Пшенов. – Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2010. – 91 с. – Режим доступа: по подписке. – URL:

<https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=230481> (дата обращения: 26.06.2025). – Текст : электронный.

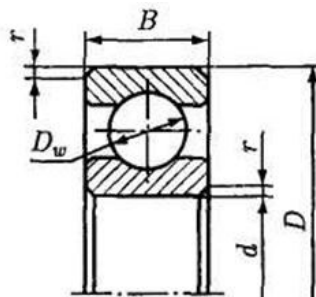
3. Никитин, Д. В. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, И. В. Иванова ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2015. – Часть 1. Механические передачи. – 113 с. : ил., табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=444963> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-8265-1391-0 (общ.). – ISBN 978-5-8265-1398-9 (Ч. 1). – Текст : электронный.

4. Родионов, Ю. В. Детали машин и основы конструирования : краткий курс : учебное пособие / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, В. Г. Однолько ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2017. – Часть 2. – 89 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=499042> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр.: с. 77. – ISBN 978-5-8265-1728-4. – Текст : электронный.

Приложения

Таблица 5.15.

Подшипники шариковые радиальные однорядные (из ГОСТ 8338 -75)

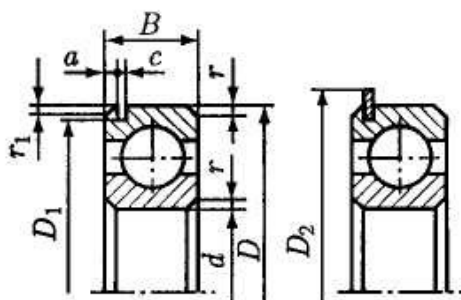


Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	D _ω	C _r	C _{Ur}		d	D	B	r	D _ω	C _r	C _{Ur}
<i>Легкая серия</i>								<i>Средняя серия</i>							
204	20	47	14	1,5	7,938	12,7	6,2	304	20	52	15	2	9,525	15,9	7,8
205	25	52	15	1,5	7,938	14,0	6,95	305	25	62	17	2	11,509	22,5	11,4
206	30	62	16	1,5	9,525	19,5	10,0	306	30	72	19	2	12,303	28,1	14,6
207	35	72	17	2	11,112	25,5	13,7	307	35	80	21	2,5	14,288	33,2	18,0
208	40	80	18	2	12,700	32,0	17,8	308	40	90	23	2,5	15,081	41,0	22,4
209	45	85	19	2	12,700	33,2	18,6	309	45	100	25	2,5	17,462	52,7	30,0
210	50	90	20	2	12,700	35,1	19,8	310	50	110	27	3	19,050	61,8	36,0
211	55	100	21	2,5	14,288	43,6	25,0	311	55	120	29	3	20,638	71,5	41,5
212	60	110	22	2,5	15,875	52,0	31,0	312	60	130	31	3,5	22,225	81,9	48,0
213	65	120	23	2,5	16,669	56,0	34,0	313	65	140	33	3,5	23,812	92,3	56,0
214	70	125	24	2,5	17,462	61,8	37,5	314	70	150	35	3,5	25,400	104,0	63,0
215	75	130	25	2,5	17,462	66,3	41,0	315	75	160	37	3,5	26,988	112,0	72,5
216	80	140	26	3	19,050	70,2	45,0	316	80	170	39	3,5	28,575	124,0	80,0

Пример обозначения подшипника 209: «Подшипник 209 ГОСТ 8338—75».

Таблица 5.16.

Подшипники шариковые радиальные однорядные с канавкой под упорное пружинное кольцо (из ГОСТ 2893—82)

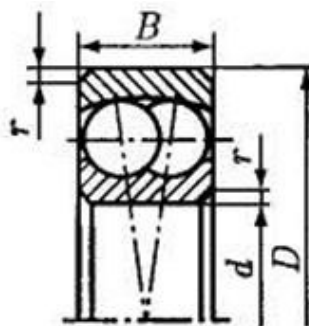


Легкая серия						Средняя серия					
Обозначение	Размеры, мм					Обозначение	Размеры, мм				
	d	D ₁	D ₂	a	c		d	D ₁	D ₂	a	c
50204	20	44,6	52,7	2,46	1,4	50304	20	49,7	57,9	2,46	1,4
50205	25	49,7	57,9	2,46	1,4	50305	25	59,6	67,7	3,28	1,9
50206	30	59,6	67,7	3,28	1,9	50306	30	68,8	78,6	3,28	1,9
50207	35	68,8	78,6	3,28	1,9	50307	35	76,8	86,6	3,28	1,9
50208	40	76,8	86,6	3,28	1,9	50308	40	86,8	96,5	3,28	2,7
50209	45	81,8	91,6	3,28	1,9	50309	45	96,8	106,5	3,28	2,7
50210	50	86,8	96,5	3,28	2,7	50310	50	106,8	116,6	3,28	2,7
50211	55	96,8	106,5	3,28	2,7	50311	55	115,2	129,7	4,06	3,1
50212	60	106,8	116,6	3,28	2,7	50312	60	125,2	139,7	4,06	3,1
50213	65	115,2	129,7	4,06	3,1	50313	65	135,2	149,7	4,9	3,1
50214	70	120,2	134,7	4,06	3,1	50314	70	145,2	159,7	4,9	3,1
50215	75	125,2	139,7	4,06	3,1	50315	75	155,2	169,7	4,9	3,1
50216	80	135,2	148,7	4,90	3,1	50316	80	163,6	182,9	5,7	3,5

Примечания: 1. $r_1 = 0,5 - 0,8$ мм. 2. Значения D , B , r , D_o , C_{ri} и C_o , следует принимать по табл. 5.15 для соответствующего размера подшипника.

Таблица 5.17.

Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (из ГОСТ 28428-90)



Обо- значение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры						
	d	D	B	r	C _r	C _{0r}	e	F/F<e		F/F>e		Y ₀	
								X	Y	X	Y		
Легкая серия													
1204	20	47	14	1,5	10,0	3,45	0,27	1	2,31	0,65	3,57	2,42	
1205	25	52	15	1,5	12,2	4,4	0,27		2,32		3,6	2,44	
1206	30	62	16	1,5	15,6	6,2	0,24		2,58		3,99	2,7	

Окончание табл.5.17

Обо- значе- ние	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры					
	d	D	B	r	C _r	C _{0r}	e	F/Fr < e		F/Fr > e		Y ₀
								X	Y	X	Y	
1207	35	72	17	2	16,0	6,95	0,23	1	2,74	0,65	4,24	2,87
1208	40	80	18	2	19,3	8,8	0,22		2,87		4,44	3,01
1209	45	85	19	2	22,0	10,0	0,21		2,97		4,6	3,11
1210	50	90	20	2	22,8	11,0	0,21		3,13		4,85	3,28
1211	55	100	21	2,5	27,0	13,7	0,2		3,2		5,0	3,39
1212	60	110	22	2,5	30,0	16,0	0,19		3,4		5,27	3,57
1213	65	120	23	2,5	31,0	17,3	0,17		3,7		5,73	3,88
1214	70	125	24	2,5	34,5	19,0	0,18		3,5		5,43	3,68
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,6	0,18		3,6		5,57	3,77
1216	80	140	26	3,0	40,0	23,6	0,16		3,9		6,10	4,13
Средняя серия												
1304	20	52	15	2	12,5	4,4	0,29	1	2,17	0,65	3,35	2,27
1305	25	62	17	2	18,0	6,7	0,28		2,26		3,49	2,36
1306	30	72	19	2	21,2	8,5	0,26		2,46		3,80	2,58
1307	35	80	21	2,5	25,0	10,6	0,25		2,57		3,98	2,69
1308	40	90	23	2,5	29,0	12,9	0,23		2,61		4,05	2,74
1309	45	100	25	2,5	38,0	17,0	0,25		2,54		3,93	2,66
1310	50	110	27	3	41,5	19,3	0,24		2,68		4,14	2,80
1311	55	120	29	3	51,0	24,0	0,23		2,70		4,17	2,82
1312	60	130	31	3,5	57,0	28,0	0,23		2,80		4,33	2,93
1313	65	140	33	3,5	62,0	31,0	0,23		2,79		4,31	2,92
1314	70	150	35	3,5	75,0	37,5	0,22		2,81		4,35	2,95
1315	75	160	37	3,5	80,0	40,5	0,22		2,84		4,39	2,97
1316	80	170	39	3,5	88,0	45,0	0,22		2,92		4,52	3,06

Примечания: 1. Коэффициент статической радиальной нагрузки $X_0 = 1,2$.

Пример обозначения подшипника 1210: «Подшипник 1210 ГОСТ 28428—90»

Таблица 5.18.

Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами
(из ГОСТ 8328-75)

Обозначение			Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
			d	D	B	r	r ₁	s*	C _r	C _{0r}
Легкая серия										
2204	32204	42204	20	47	14	1,5	1	1,0	14,7	7,35
2205	32205	42205	25	52	15	1,5	1	1,1	16,8	8,8
2206	32206	42206	30	62	16	1,5	1	1,0	22,4	12,0
2207	32207	42207	35	72	17	2	1	1,1	31,9	17,6
2208	32208	42208	40	80	18	2	2	1,3	41,8	24,0
2209	32209	42209	45	85	19	2	2	1,2	44,0	25,5
2210	32210	42210	50	90	20	2	2	1,2	45,7	27,5
2211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,5	1,6	56,1	34,0
2212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	1,4	64,4	43,0
2213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	1,3	76,5	51,0
2214	32214	42214	70	125	24	2,5	2,5	1,2	79,2	51,0
2215	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	1,2	91,3	63,0
2216	32216	42216	80	140	26	3,0	3,0	0,8	106,0	68,0
Средняя серия										
2304	32304	42304	20	52	15	2	1	1,0	20,5	10,4
2305	32305	42305	25	62	17	2	2	1,3	28,6	15,0
2306	32306	42306	30	72	19	2	2	1,3	36,9	20,0
2307	32307	42307	35	80	21	2,5	2	1,3	44,6	27,0
2308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	1,1	56,1	32,5
2309	32309	42309	45	100	25	2,5	2,5	1Д	72,1	41,5
2310	32310	42310	50	110	27	3	3	1,6	88,0	52,0

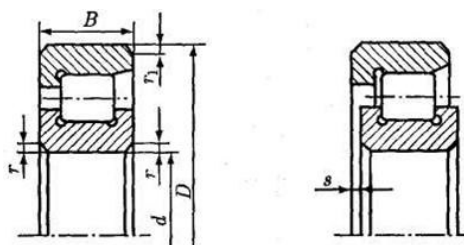
Обозначение			Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
			d	D	B	r	r_1	s^*	C_r	C_{or}
2311	32311	42311	55	120	29	3	3	1,7	102,0	67,0
2312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	2,4	123,0	76,5
2313	32313	42313	65	140	33	3,5	3,5	2,5	138,0	85,0
2314	32314	42314	70	150	35	3,5	3,5	2,3	151,0	102,0
2315	32315	42315	75	160	37	3,5	3,5	2,4	183,0	125,0
2316	32316	42316	80	170	39	3,5	3,5	2,3	190,0	125,0

Примечания: 1. s^* — допустимое осевое смещение колец из среднего положения.

2. Пример обозначения подшипника 2207: «Подшипник 2207 ГОСТ8328-75»

Таблица 5.19.

Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами с одним бортом на наружном кольце (из ГОСТ 8328—75)



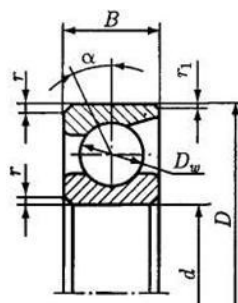
Обозначение	Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	r_1	s^*	C_r	C_{or}
Легкая серия								
12204	20	47	14	1,5	1	1,0	14,7	7,35
12205	25	52	15	1,5	1	1,1	16,8	8,8
12206	30	62	16	1,5	1	1,0	22,4	12,0
12207	35	72	17	2	1	1,1	31,9	17,6
12208	40	80	18	2	2	1,3	41,8	24,0
12209	45	85	19	2	2	1,2	44,0	25,5
12210	50	90	20	2	2	1,2	45,7	27,5
12211	55	100	21	2,5	2	1,6	56,1	34,0
12212	60	110	22	2,5	2,5	1,4	64,4	43,0
12213	65	120	23	2,5	2,5	1,3	76,5	51,0
12214	70	125	24	2,5	2,5	1,2	79,2	51,0
12215	75	130	25	2,5	2,5	1,2	91,3	63,0
12216	80	140	26	3,0	3,0	0,8	106,0	68,0
Средняя серия								
12304	20	52	15	2	1	1,0	20,5	10,4
12305	25	62	17	2	2	1,3	28,6	15,0
12306	30	72	19	2	2	1,3	36,9	20,0
12307	35	80	21	2,5	2	1,3	44,6	27,0
12308	40	90	23	2,5	2,5	1,0	56,1	32,5
12309	45	100	25	2,5	2,5	1,1	72,1	41,5
12310	50	110	27	3	3	1,6	88,0	52,0
12311	55	120	29	3	3	1,7	102,0	67,0
12312	60	130	31	3,5	3,5	2,4	123,0	76,5
12313	65	140	33	3,5	3,5	2,5	138,0	85,0
12314	70	150	35	3,5	3,5	2,3	151,0	102,0
12315	75	160	37	3,5	3,5	2,4	183,0	125,0
12316	80	170	39	3,5	3,5	2,3	190,0	125,0

Примечания: 1. s^* — допустимое осевое смещение колец из среднего положения.

2. Пример обозначения подшипника 12207: «Подшипник 12207 ГОСТ 8328— 75».

Таблица 5.20.

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (из ГОСТ 831-75)



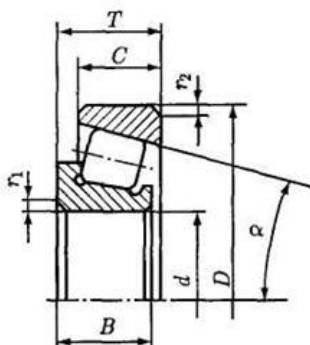
Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$						$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
		d	D	B	r		C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1	7,938	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	1	7,938	16,7	9,1	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1	9,525	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	1,1	11,112	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	1,1	12,700	38,9	23,2	36,8	21,4
36209	46209	45	85	19	1,1	12,700	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	1,1	12,700	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	1,5	14,288	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	1,5	15,875	61,5	39,3	60,8	38,8
—	46213	65	120	23	1,5	16,669	—	—	69,4	45,9
36214	—	70	125	24	1,5	17,462	80,2	54,8	—	—
—	46215	75	130	25	1,5	17,462	—	—	78,4	53,8
36216	46216	80	140	26	2,0	19,050	93,6	65,0	87,9	60,0
Средняя серия										
—	46304	20	52	15	1,1	9,525	—	—	17,8	9,0
—	46305	25	62	17	1,1	11,509	—	—	26,9	14,6
—	46306	30	72	19	1,1	12,303	—	—	32,6	18,3
—	46307	35	80	21	1,5	14,288	—	—	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	1,5	15,081	53,9	32,8	50,8	30,1
—	46309	45	100	25	1,5	17,462	—	—	61,4	37,0
—	46310	50	110	27	2,0	19,050	—	—	71,8	44,0
—	46311	55	120	29	2,0	20,638	—	—	82,8	51,6
—	46312	60	130	31	2,1	22,225	—	—	100,0	65,3
—	46313	65	140	33	2,1	23,812	—	—	113,0	75,0
—	46314	70	150	35	2,1	25,400	—	—	127,0	85,3
—	46316	80	170	39	2,1	28,575	—	—	136,0	99,0

Примечания: 1. Параметры подшипников с углом контакта $\alpha = 15^\circ$ (тип 36200К6).

2. Пример обозначения подшипника 36209: «Подшипник 36209 ГОСТ 831-75».

Таблица 5.21.

Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности,
 $\alpha = 12...16^\circ$ (из ГОСТ 27365-87)



Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	T _{наиб}	B	C	r ₁	r ₂	C _r	C _{0r}	e	Y	Y ₀
<i>Легкая серия</i>												
7204A	20	47	15,5	14	12	1	1	26,0	16,6	0,35	1,7	0,9
7205A	25	52	16,5	15	13	1	1	29,2	21,0	0,37	1,6	0,9
7206A	30	62	17,5	16	14	1	1	38,0	25,5	0,37	1,6	0,9
7207A	35	72	18,5	17	15	1,5	1,5	48,4	32,5	0,37	1,6	0,9
7208A	40	80	20	18	16	1,5	1,5	58,3	40,0	0,37	1,6	0,9
7209A	45	85	21	19	16	1,5	1,5	62,7	50,0	0,40	1,5	0,8
7210A	50	90	22	20	17	1,5	1,5	70,4	55,0	0,43	1,4	0,8
7211A	55	100	23	21	18	2	1,5	84,2	61,0	0,40	1,5	0,8
7212A	60	110	24	22	19	2	1,5	91,3	70,0	0,40	1,5	0,8
7213A	65	120	25	23	20	2	1,5	108,0	78,0	0,40	1,5	0,8
7214A	70	125	26,5	24	21	2	1,5	119,0	89,0	0,43	1,4	0,8
7215A	75	130	27,5	25	22	2	1,5	130,0	100,0	0,43	1,4	0,8
7216A	80	140	28,5	26	22	2,5	2	140,0	114,0	0,43	1,4	0,8
<i>Средняя серия</i>												
7304A	20	52	16,5	15	13	1,5	1,5	31,9	20,0	0,3	2,0	1,1
7305A	25	62	18,5	17	15	1,5	1,5	41,8	28,0	0,3	2,0	1,1
7306A	30	72	21	19	16	1,5	1,5	52,8	39,0	0,31	1,9	1,1
7307A	35	80	23	21	18	2	1,5	68,2	50,0	0,31	1,9	1,1
7308A	40	90	25,5	23	20	2	1,5	80,9	56,0	0,35	1,7	0,9
7309A	45	100	27,5	25	22	2	1,5	101,0	72,0	0,35	1,7	0,9
7310A	50	110	29,5	27	23	2,5	2	117,0	90,0	0,35	1,7	0,9
7311A	55	120	32	29	25	2,5	2	134,0	110,0	0,35	1,7	0,9
7312A	60	130	34	31	26	3	2,5	161,0	120,0	0,35	1,7	0,9
7313A	65	140	36,5	33	28	3	2,5	183,0	150,0	0,35	1,7	0,9
7314A	70	150	38,5	35	30	3	2,5	209,0	170,0	0,35	1,7	0,9
7315A	75	160	40,5	37	31	3	2,5	229,0	185,0	0,35	1,7	0,9
7316A	80	170	43	39	33	3	2,5	255,0	190,0	0,35	1,7	0,9

Примечание. Пример обозначения подшипника 7206A: «Подшипник 7206A ГОСТ27365—87».

Таблица 5.22.

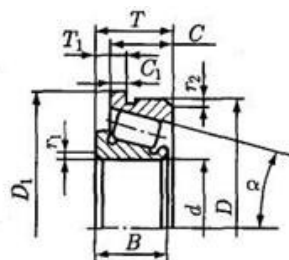
Подшипники роликовые конические однорядные с большим углом конусности, $\alpha = 29^\circ$ (из ГОСТ 27365—87) (обозначения по рис. к табл. 5.21)

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	$T_{\text{наиб}}$	B	C	r_1	r_2	C_r	C_{0r}	e	Y	Y_o
1027305A	25	62	18,5	17	13	1,5	1,5	35,8	23,2			
1027306A	30	72	21	19	14	1,5	1,5	44,6	29,0			
1027307A	35	80	23	21	15	2	1,5	57,2	39,0			
1027308A	40	90	25,5	23	17	2	1,5	69,3	54,0	0,83	0,72	0,4
1027309A	45	100	27,5	25	18	2	1,5	85,8	60,0			
1027310A	50	110	29,5	27	19	2,5	2	99,0	72,5			
1027311A	55	120	32	29	21	2,5	2	114,0	80,0			
1027312A	60	130	34	31	22	3	2,5	134,0	96,5			
1027313A	65	140	36,5	33	23	3	2,5	154,0	112,0			
1027314A	70	150	38,5	35	25	3	2,5	176,0	127,0			
1027315A	75	160	40,5	37	26	3	2,5	194,0	143,0			
1027316A	80	170	42,5	39	27	3	2,5	212,0	153,0			

Примечание. Пример обозначения подшипника 1027308A: «Подшипник 1027308A ГОСТ 27365-87».

Таблица 5.23.

Подшипники роликовые конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце. Размеры борта, мм (из ГОСТ 27365—87)

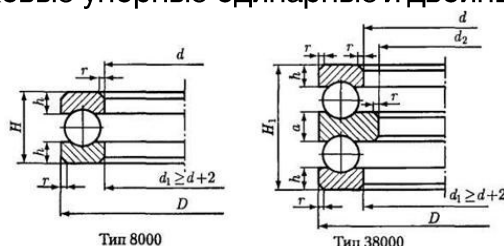


D	D ₁	C ₁ для конструктивной разновидности подшипников		
		7200A	7300A	1027300A
47	51	3,0	3,0	-
52	57	3,5	3,5	-
62	67	3,5	4,0	4,0
72	77	4,0	4,0	4,0
80	85	4,0	4,5	4,5
85	90	4,0	—	—
90	95	4,0	4,5	4,5
100	106	4,5	5,0	5,0
ПО	116	4,5	5,0	5,0
120	127	4,5	5,5	5,5
125	132	5,0	—	-
130	137	5,0	5,5	5,5
140	147	5,0	6,0	6,0
150	158	5,0	7,0	7,0
160	168	6,0	7,0	7,0

Примечания: 1. $T_1 = T - C + C_1$. 2. Другие параметры подшипников см. табл. 21 и 22.

Таблица 5.24.

Подшипники шариковые упорные одинарные и двойные (из ГОСТ 7872-89)



Обозначение		Размеры, мм								Грузоподъемность, кН	
		d	d_2	D	H	H_1	a	r	h	C_a	C_{0a}
Легкая серия											
8204H	38204H	20	15	40	14	26	6	1	4	22,4	32,0
8205H	38205H	25	20	47	15	28	7	1	4,2	28,0	42,5
8206H	38206H	30	25	52	16	29	7	1	4,8	25,5	40,0
8207H	38207H	35	30	62	18	34	8	1,5	5	35,5	57,0
8208H	38208H	40	30	68	19	36	9	1,5	5,2	46,5	83,0
8209H	38209H	45	35	73	20	37	9	1,5	5,7	39,0	67,0
8210H	38210H	50	40	78	22	39	9	1,5	6,3	50,0	90,0
8211H	38211H	55	45	90	25	45	10	1,5	7,1	61,0	114,0
8212H	38212H	60	50	95	26	46	10	1,5	7,3	62,0	118,0
8213H	38213H	65	55	100	27	47	10	1,5	8	64,0	125,0
8214H	38214H	70	55	105	27	47	10	1,5	8	65,5	134,0
8215H	38215H	75	60	110	27	47	10	1,5	8	67,0	143,0
Средняя серия											
8305H	38305H	25	20	52	18	34	8	1,5	5	34,5	46,5
8306H	38306H	30	25	60	21	38	9	1,5	6	38,0	55,0
8307H	38307H	35	30	68	24	44	10	1,5	7	50,0	75,0
8308H	38308H	40	30	78	26	49	12	1,5	7,6	61,0	95,0
8309H	38309H	45	35	85	28	52	12	1,5	8,2	75,0	118,0
8310H	38310H	50	40	95	31	58	14	2	9,1	88,0	146,0
8311H	38311H	55	45	105	35	64	15	2	10,1	102,0	176,0
8312H	38312H	60	50	110	35	64	15	2	10,1	102,0	176,0
8313H	38313H	65	55	115	36	65	15	2	10,5	106,0	186,0
8314H	38314H	70	55	125	40	72	16	2	12	137,0	250,0
8315H	38315H	75	60	135	44	79	18	2,5	13	163,0	300,0

Примечание. Пример обозначения одинарного подшипника 8210H: «Подшипник 8210H ГОСТ 7872-89*»

Лабораторная работа 11. Определение коэффициента полезного действия винтовой пары

1. Цель работы

- Аналитическое определение коэффициента полезного действия (КПД) винтовой пары.
- Экспериментальное определение КПД винтовой пары.
- Сравнение и анализ полученных результатов.

2. Теоретические положения

2.1. Общие сведения

Винтовые передачи служат для преобразования вращательного движения винта в осевое поступательное движение гайки, и наоборот. Они с успехом используются и как силовые механизмы (подъемные и грузовые), предназначенные для перемещения груза, и как механизмы управления. Конструктивно различают передачи скольжения и передачи качения, в которых между витками гайки и винта располагают шарики.

Главным достоинством винтовых передач является возможность получать с их помощью значительный выигрыш в силе при малых перемещениях (что используется в домкратах и других подъемных устройствах), а также осуществлять плавные и точные перемещения (в различных механизмах точных перемещений, таких как измерительные, установочные, регулировочные и др.). Конструктивно эти передачи довольно просты и в то же время надежны. Кроме того, в них возможно самоторможение.

Основной недостаток – низкий КПД. В этой связи по своим техническим характеристикам винтовые передачи качения существенно превосходят передачи скольжения, и потому в настоящее время применяются более широко. Единственным их недостатком является высокая себестоимость по сравнению с передачами скольжения.

В винтовых передачах для уменьшения трения в основном используются резьбы с витками трапецеидального профиля, но в отдельных случаях встречаются и треугольные резьбы.

Для обеспечения работоспособности *грузовых* винтовых механизмов, таких как подъемники, домкраты, механизмы нагружения прессов и т. п., применяют однозаходную резьбу с малым углом подъема. При значительных односторонних нагрузках используют резьбу упорную.

В механизмах, машинах и приборных устройствах, предназначенных для получения точных осевых перемещений, получили распространение *ходовые винтовые передачи*, которые имеют резьбу трапецеидального профиля, реже прямоугольного, с большим углом подъема резьбы.

Если винтовой механизм используется как установочный или регулировочный, то в таком случае применяют резьбу с малым шагом треугольного профиля.

2.2. Силовые соотношения в винтовой паре

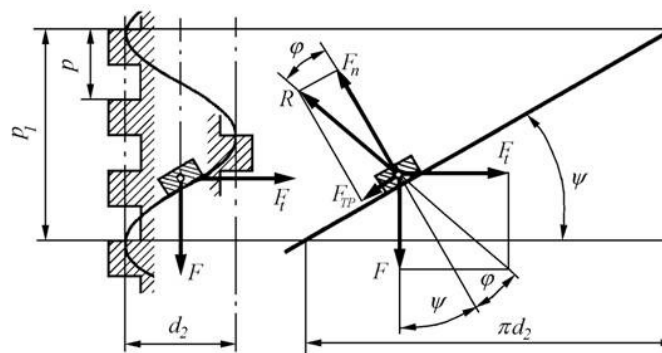


Рис. 4.11.1. Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Рассмотрим силы, действующие в винтовой паре с прямоугольной резьбой (рисунок 4.11.1). При завинчивании гайка, равномерно вращаясь под действием окружной силы F_t , приложенной по касательной к окружности среднего диаметра d_2 резьбы, перемещается вдоль оси винта под действием осевой силы F . Развернем виток резьбы в наклонную плоскость, а гайку представим в виде ползуна. При равномерном перемещении по наклонной плоскости ползун находится в равновесии под действием системы сил F , F_t , F_n и $F_{тр}$, из которых F_n – нормальная реакция наклонной плоскости, $F_{тр} = f \cdot F_n$ – сила трения. Результирующая сила R отклонена от силы F_n на угол трения φ . Из схемы сил следует

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (4.11.1)$$

где: f – коэффициент трения в резьбе; ψ – угол подъема резьбы, т.е. угол, образованный разверткой винтовой линии по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{p_1}{(\pi \cdot d_2)}, \quad (4.11.2)$$

p_1 – ход резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении (см. рисунок 6.1): для однозаходной резьбы $p_1 = p$; для многозаходной $p_1 = n \cdot p$,

n – число заходов резьбы;

p – шаг резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы.

Зависимость (6.1) справедлива только для прямоугольной резьбы, т. е. когда $\varphi = \operatorname{arctg} f$. Метрическая, трапецеидальная и упорная (вообще остроугольные) резьбы характеризуются дополнительным трением, вследствие клинчатой формы профиля. В этом случае принимают приведенный коэффициент трения

$$f' = \frac{f}{\cos \gamma},$$

где γ – угол наклона рабочей грани профиля ($\gamma = 30^\circ$ – для метрической резьбы, $\gamma = 15^\circ$ – для трапецеидальной резьбы, $\gamma = 3^\circ$ – для упорной резьбы).

$$\text{Теперь приведенный} \quad \varphi' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg}(f / \cos \gamma). \quad (4.11.3)$$

угол трения

Таким образом, для получения соотношения между окружной F_t , и осевой F силами в винтовой паре с остроугольной резьбой в формулу (1) необходимо поставить вместо действительного приведенный угол трения, т.е.

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \quad (4.11.4)$$

2.3. Момент завинчивания в резьбе

Моментом завинчивания T_z называется момент, который следует приложить к гайке, для того чтобы собрать соединение. Он складывается из двух составляющих:

$$T_z = T_T + T_p, \quad (4.11.5)$$

где T_T – момент сил трения на опорном торце гайки, для условий лабораторной работы равен $T_T = 0$; T_p – момент сопротивления (сил трения) в резьбе;

$$T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}. \quad (4.11.6)$$

2.4. Самоторможение и КПД винтовой пары

Самоторможение в винтовой паре проявляется в том, что статическая осевая нагрузка не вызывает самоотвинчивания гайки. Это условие выражается неравенством $\psi < \varphi'$. Все крепежные резьбы выполняют самотормозящими.

Практический интерес представляет такой параметр, как коэффициент полезного действия (КПД) η винтовой пары. Как известно, КПД равен отношению полезной работы A_{nc} (в данном случае совершенной осевой силой – F) к затраченной A_{dc} (в данном случае – момент сил трения в резьбе за один оборот винта или гайки)

$$A_{nc} = F \cdot p_1 = F \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi \quad (4.11.7) \quad A_{dc} = F_t \cdot \pi \cdot d_2 = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \pi \cdot \quad (4.11.8)$$

Следовательно,

$$\eta = \frac{A_{nc}}{A_{dc}} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}. \quad (4.11.9)$$

Для крепежных резьб понятие КПД не имеет смысла, а для резьбовой пары передачи винт-гайка стремятся получить высокие значения КПД.

В таблице 6.1 приведены справочные данные о коэффициентах трения.

Таблица 6.1.

Коэффициенты трения в резьбе f пары винт – гайка

Материалы пары трения	Коэффициент трения	
	без смазки	со смазкой
Сталь – сталь	0,15	0,05 ... 0,10
Сталь – бронза	0,10	0,07 ... 0,10

3. Описание объекта исследования, приборов и инструментов

Лабораторная работа выполняется на установке ТММ-33М, с помощью которой экспериментально определяется КПД винтовой пары (три варианта исследуемых профилей резьбы):

№ 1 – резьба метрическая – М 42 × 4,5 ГОСТ 9150-81;

№ 2 – резьба прямоугольная однозаходная – Резьба 42 × 4,5;

№ 3 – резьба прямоугольная трехзаходная – Резьба 42 × (3 × 8).

Материал всех винтов сталь 45 ГОСТ 1050–88. Материал сменных гаек-вкладышей – сталь 20 ГОСТ 1050-88 и бронза ОЦО5 – 5 ГОСТ 613-65.

Установка (рисунок 6.2) смонтирована стационарно на стене. Основанием установки является станина 1, выполненная из швеллера.

К верхней части станины крепится кронштейн с подшипниковым узлом, в котором установлен электродвигатель 2 с редуктором 3. Корпус электродвигателя жестко связан с корпусом редуктора, хвостовик которого в виде трубки

является валом по отношению к шарикоподшипникам кронштейна. Через трубку в подшипниках скольжения выходит приводной вал 4 от редуктора к винту 5, исследуемой винтовой пары. Таким образом, в процессе работы вращается винт, а гайка 6 лишь поступательно перемещается вверх-вниз. От поворота гайку предохраняет ползун 7 в виде радиального стержня, перемещающийся вдоль глухого паза станины. Для уменьшения трения ползун контактирует с гранями паза через шарикоподшипник 8. Жестко связанная система – корпус двигателя (статор) – корпус редуктора и его хвостовик – не закреплена на станине, а может свободно вращаться в шарикоподшипниках верхнего кронштейна.

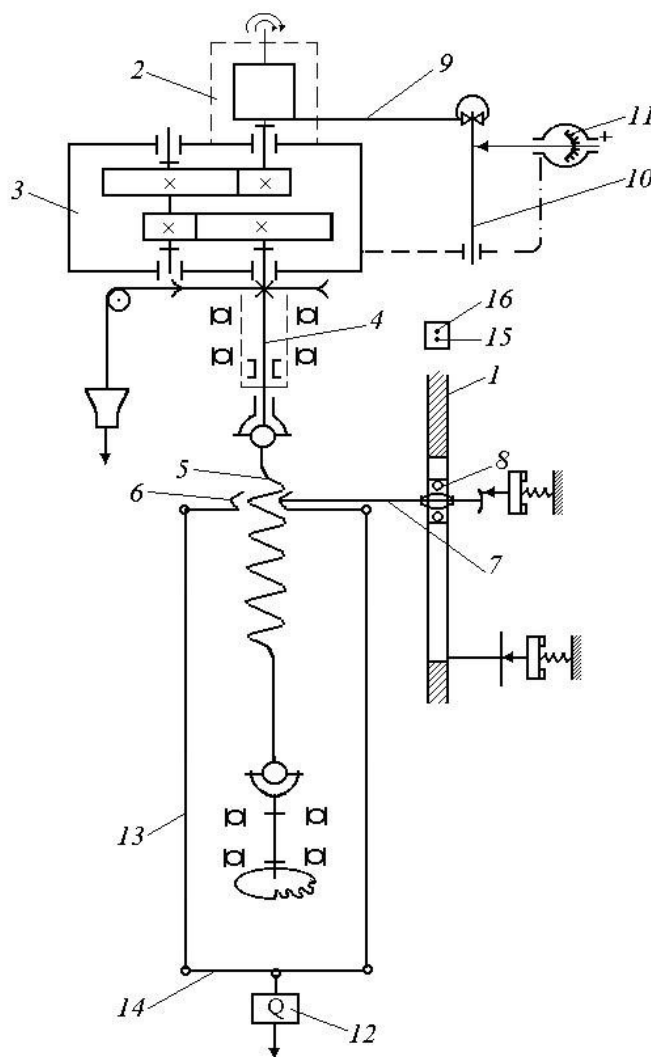


Рис. 4.11.2. Принципиальная схема установки ТММ-33М

При работе установки (при вращении винта) статор двигателя увлекается в направлении вращения ротора, жесткий рычаг 9, укрепленный на крышке редуктора с точечными упорами, деформирует пластинчатую пружину 10. Индикатор часового типа 11, имея силовое замыкание с пружиной, показывает величину прогиба пружины от воздействия реактивного момента.

Осевая нагрузка на гайку испытываемой винтовой пары, осуществляется подвешиванием гирь 12. Приспособление для их крепления съемное, состоит из двух тяг 13 с траверсой 14, перемещающихся вверх- вниз с гайкой во время работы установки.

Управление установкой автоматизировано: рабочий цикл – ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз, выключение двигателя по достижении исходного положения, совершается начальным нажатием кнопки 15 при подключении, с помощью тумблера 16, электропитания. Кнопка и тумблер размещены на специальном щитке сверху справа.

Следует обратить внимание, что при монтаже гаек на трехзаходный винт нужно совмещать метки на гайке и витке резьбы винта.

4. Методика проведения исследований и обработка результатов

4.1. Составить схему установки. Записать исходные данные: шаг резьбы, вид резьбы, материал винта и гаек.

4.2. Вставить в установку винт № 1 с гайкой, закрепив верхнюю отодвигающуюся муфту зажимным винтом. Гайку опустить в нижнее положение и к ней подвесить груз 80 Н (вес системы рычагов для подвеса грузов – 30 Н и добавочный груз – 50 Н). Тумблером 16 включить установку.

4.3. За время движения гайки вверх три раза снять отсчеты по шкале индикатора 11 и занести результаты испытаний в таблицу 2.

4.4. Заменить гайку на гайку из другого материала и провести те же испытания.

4.5. Заменить винт № 1 на винт № 2 и провести все испытания.

4.6. Заменить винт № 2 на винт № 3 и провести все испытания.

4.7. Вычислить средние отсчеты отклонения стрелки индикатора (прогиб пластинчатой пружины Γ) для всех винтов и различных гаек.

4.8. Вычислить экспериментальный КПД для разных винтов, материалов гаек и различных осевых нагрузок

$$\eta_0 = \frac{A_{nc}}{A_{dc}}, \quad (4.11.10)$$

в этом случае удобнее вычислить A_{dc} по вращающему моменту на валу электродвигателя T

$$A_{dc} = T \cdot 2\pi. \quad (4.11.11)$$

Таблица 6.2.

Результаты испытаний

Осевая нагрузка F , Н	Показания индикатора, мм				Вращающий момент на валу электродвигателя T , Нмм	Работа движущих сил $A_{дс}$, Нмм	Работа сил полезного сопротивления $A_{нс}$, Нмм	КПД экспериментальный η_0	КПД расчетный η_p
	P_1	P_2	P_3	P_4					

Вращающий момент на валу электродвигателя пропорционален прогибу плоской пружины

$$T = K \cdot \Delta$$

здесь K – коэффициент пропорциональности (тарировочный), $K = 3,33 \text{ Н мм/дел.}$ Коэффициент получен тарировкой пластинчатой пружины.

4.9. Построить графики зависимости $\eta_0 = f(F)$.

4.10. По аналитическим формулам рассчитать КПД для профиля резьбы и сочетаний материалов, применяющихся в работе.

4.10.1. Для винта с прямоугольной резьбой КПД определяется по формуле:

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg} \Psi}{\operatorname{tg}(\Psi + \varphi)}. \quad (4.11.12)$$

4.10.2. Для винта с углом профиля резьбы, отличного от нуля, КПД вычисляется по формуле:

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg} \Psi}{\operatorname{tg}(\Psi + \varphi')}. \quad (4.11.13)$$

4.11. Сделать заключение о проделанной работе.

5. Содержание и оформление отчета

5.1 Титульный лист.

5.2 Цель работы.

5.3 Кинематическая схема установки ТММ-33М.

5.4 Результаты испытаний – таблица 2.

5.5 Выводы по лабораторной работе.

Вопросы для самоконтроля

1. Назначение и область применения передачи винт – гайка.
2. Достоинства и недостатки передачи винт – гайка.
3. Нарисуйте схему сил в винтовой паре.
4. От чего зависит момент закручивания?
5. Как определяется момент сил сопротивления в резьбе?
6. Для каких профилей резьбы определяется приведенный угол трения?
7. От чего зависит самозатягивание в винтовой паре?
8. Чему равен КПД пары винт – гайка?

9. Расскажите устройство установки ТММ-33М.
10. Порядок проведения испытаний.
11. Каким образом определяется вращающий момент на валу электродвигателя?
12. Как определяется работа сил полезного сопротивления A_{nc} ?
13. Как определяется работа движущих сил A_{dc} ?

Список использованной литературы

- 1) Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая шк., 2002.- 408 с.
- 2) Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1975.- 656 с.
- 3) Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов.- М.: Высшая шк., 1986.- 395 с.
- 4) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.

Список рекомендованной литературы

1. Шафиков, В. В. Основы деталей машин и механизмов : учебное пособие : [16+] / В. В. Шафиков. – Липецк : Липецкий государственный педагогический университет им. П.П. Семенова-Тян-Шанского, 2021. – 101 с. : ил., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=693879> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-907461-29-1. – Текст : электронный.
2. Детали машин : учебно-методическое пособие : [16+] / сост. Е. А. Пшенов. – Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2010. – 91 с. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=230481> (дата обращения: 26.06.2025). – Текст : электронный.
3. Никитин, Д. В. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, И. В. Иванова ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2015. – Часть 1. Механические передачи. – 113 с. : ил., табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=444963> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-8265-1391-0 (общ.). – ISBN 978-5-8265-1398-9 (Ч. 1). – Текст : электронный.
4. Родионов, Ю. В. Детали машин и основы конструирования : краткий курс : учебное пособие / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, В. Г. Однолько ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2017. – Часть 2. – 89 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=499042> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр.: с. 77. – ISBN 978-5-8265-1728-4. – Текст : электронный.

Научное издание

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Лабораторный практикум
Учебное пособие

Л.В. Лукиенко, В.А. Банников,
И.В. Лазарев, А.И. Чернышев

Главный редактор: Краснова Наталья Александровна – кандидат экономических наук, доцент, руководитель НОО «Профессиональная наука»

Технический редактор: Гусева Ю.О.

Издательство НОО «Профессиональная наука»



ISBN 978-5-908003-30-8



Усл. печ. л 4,6
Объем издания 12,9 МВ
Оформление электронного издания:
НОО Профессиональная наука, mail@scipro.ru
Дата размещения: 20.06.2026 г.
URL: http://scipro.ru/conf/applied_mechanics06_26.pdf