

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

## **ДЕТАЛИ МАШИН**

**Практическое руководство  
по выполнению лабораторных работ  
для студентов технических специальностей  
учреждений высшего образования**

Библиотека БарГУ



0002 7558

**Барановичи  
РПО БарГУ  
2014**

УДК 621.0  
ББК 34.5я73  
Д38

Рекомендовано к печати методической комиссией  
инженерного факультета

Составители:

*В. А. Дремук, А. К. Гавриленя, В. М. Горелько*

Рецензенты:

*И. А. Богданович*, кандидат технических наук,  
заведующий кафедрой технологии и оборудования машиностроения  
учреждения образования «Барановичский государственный университет»;  
*С. И. Русан*, кандидат технических наук, доцент учреждения образования  
«Барановичский государственный университет»

**Д38** **Детали машин [Текст] :** практ. руководство по выполнению лаб. работ  
для студентов техн. специальностей учреждений высш. образования  
/ сост. : В. А. Дремук, А. К. Гавриленя, В. М. Горелько. — Барановичи :  
РПО БарГУ, 2014. — 73, [3] с. — 99 экз. — ISBN 978-985-498-616-6.

Включает в себя описание методики и порядок выполнения лабораторных работ, материалы по устройству необходимых установок и натуральных образцов.

Даются сведения по изучению конструкции и параметров цилиндрических и конических зубчатых редукторов, червячного редуктора, конструкции подшипниковых узлов, параметров резьбовых соединений, маркировки подшипников качения.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальностям 1-36 01 01 Технология машиностроения, 1-36 01 03 Технологическое оборудование машиностроительного производства, 1-53 01 01 Автоматизация технологических процессов и производств, 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства.

Табл. 21. Рис. 26.

УДК 621.0  
ББК 34.5я73

© Составление. Дремук В. А., Гавриленя А. К.,  
Горелько В. М., 2014  
© БарГУ, 2014

ISBN 978-985-498-616-6

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие .....	5
<b>Лабораторная работа 1 Изучение конструкций и параметров резьбовых соединений. Применение, обозначение, контроль .....</b>	<b>6</b>
1.1 Классификация, основные параметры и примеры обозначения резьбы .....	6
1.2 Крепёжные резьбы .....	10
1.2.1 Метрическая резьба .....	10
1.2.2 Трубная резьба .....	11
1.2.3 Дюймовая резьба .....	11
1.3 Специальные резьбы .....	12
1.3.1 Трапецеидальная резьба .....	12
1.3.2 Упорная резьба .....	12
1.3.3 Круглая резьба .....	13
1.3.4 Прямоугольная резьба .....	13
1.4 Обозначение резьбовых деталей .....	13
1.5 Способы стопорения резьбовых соединений .....	15
1.6 Рабочий и контрольный инструмент .....	17
1.7 Порядок выполнения работы .....	17
1.8 Отчёт .....	17
<b>Лабораторная работа 2 Исследование трения в резьбе и на торце гайки .....</b>	<b>18</b>
2.1 Теоретические сведения .....	18
2.2 Приборы и оборудование .....	21
2.3 Основные технические данные .....	23
2.4 Порядок выполнения работы .....	23
2.5 Отчёт .....	25
<b>Лабораторная работа 3 Изучение конструкции и параметров цилиндрических зубчатых редукторов .....</b>	<b>28</b>
3.1 Технические характеристики редукторов .....	28
3.2 Типы редукторов .....	28
3.3 Конструкция редукторов .....	31
3.4 Система смазки редуктора .....	33
3.5 Порядок выполнения работы .....	34
3.6 Отчёт .....	35
<b>Лабораторная работа 4 Изучение конструкции и параметров червячного редуктора .....</b>	<b>38</b>
4.1 Описание конструкции редуктора .....	38
4.2 Разборка редуктора .....	40
4.3 Сборка редуктора, регулировка зацепления и подшипников .....	40
4.4 Порядок выполнения работы .....	41
4.5 Отчёт .....	42

<b>Лабораторная работа 5 Изучение конструкции и параметров конических зубчатых редукторов</b> .....	45
5.1 Описание конструкции редукторов .....	45
5.2 Разборка редуктора .....	47
5.3 Порядок сборки редуктора, регулировка подшипников и зазора в зацеплении .....	47
5.4 Порядок выполнения работы .....	48
5.5 Отчёт .....	49
<b>Лабораторная работа 6 Изучение конструкции и маркировки подшипников качения</b> .....	51
6.1 Общая классификация подшипников качения .....	51
6.2 Маркировка подшипников качения .....	51
6.3 Поля допусков и посадки .....	55
6.4 Смазка подшипников .....	55
6.5 Изображение конструкций подшипников качения на чертежах .....	56
6.6 Порядок выполнения работы .....	58
6.7 Отчёт .....	58
<b>Лабораторная работа 7 Изучение конструкции подшипниковых узлов</b> .....	59
7.1 Общие сведения .....	59
7.2 Выбор типов подшипников и схем их установки .....	59
7.2.1 Схема 1 («враспор») .....	62
7.2.2 Схема 2 («врастяжку») .....	65
7.2.3 Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая) .....	67
7.2.4 Схема 4 (плавающий вал) .....	69
7.2.5 Опоры с предварительным натягом .....	70
7.3 Порядок выполнения работы .....	71
7.4 Отчёт .....	71
<b>Список использованных источников</b> .....	72

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время техническое образование приобретает университетскую направленность. В учебные планы введены дисциплины по изучению методов научных исследований. В связи с этим роль лабораторных работ в учебном процессе существенно возрастает. Они должны помочь приобрести навыки для выполнения научно-исследовательских работ. Основными задачами выполнения лабораторных работ являются экспериментальное подтверждение лекционного материала, развитие мотивации к самостоятельной работе с приборами и установками, глубокое изучение физической сущности работы различных деталей и узлов машин, а также умения обобщать полученные результаты и оценивать возможные ошибки.

Практическое руководство поможет изучить методику и порядок выполнения лабораторных работ, устройство необходимых установок и натуральных образцов.

Объём и методика каждой лабораторной работы рассчитаны на четыре академических часа.

Нумерация таблиц в отчёте по выполнению лабораторной работы представлена двухиндексной: первая цифра указывает на порядковый номер лабораторной работы, вторая обозначает номер собственно таблицы. Поэтому нумерация таблиц в теоретических сведениях является сквозной.

# Лабораторная работа 1

## ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ПАРАМЕТРОВ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ. ПРИМЕНЕНИЕ, ОБОЗНАЧЕНИЕ, КОНТРОЛЬ

*Цель работы:* ознакомиться с конструкцией резьбовых соединений (болтов, винтов, шпилек, гаек), особенностью применения, обозначением, методами контроля резьбы; изучить способы стопорения резьбовых деталей, конструкцию инструмента для крепления и контроля резьбовых деталей.

### 1.1 Классификация, основные параметры и примеры обозначения резьбы

**Резьба** — поверхность, образованная при винтовом движении плоского контура по цилиндрической или конической поверхности [1].

Резьбы подразделяют на стандартизованные, т. е. имеющие стандартный профиль, наружный диаметр и шаг (все они однозаходные), и не стандартизованные, т. е. имеющие стандартный профиль, но нестандартный диаметр или шаг.

Резьба может быть различных видов, в зависимости от разнообразных параметров и назначения (рис. 1.1). Её параметры зависят от назначения деталей и инструментов, где она применяется (табл. 1).

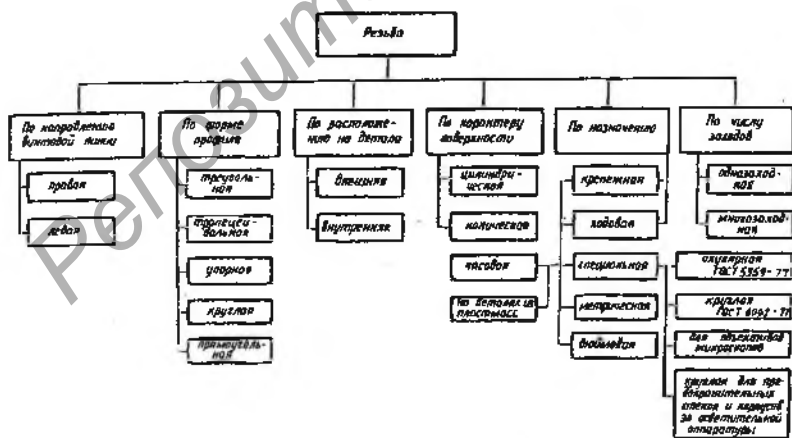
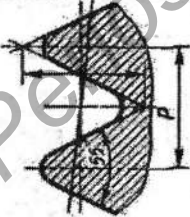
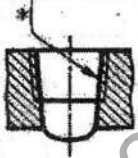
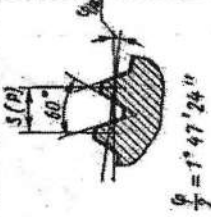
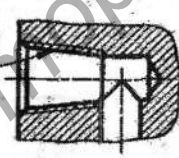
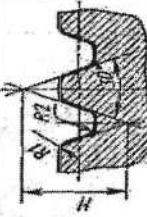
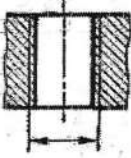


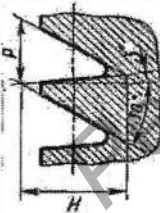

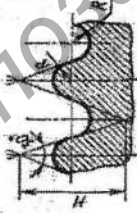

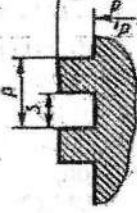

Рисунок 1.1 — Классификация резьбы

Таблица 1 — Основные параметры и обозначение резьбы [2]

Тип резьбы	Профиль резьбы (некоторые параметры)	Условное изображение резьбы	Стандарт	Примеры обозначения	Примеры обозначения резьбового соединения
Метрическая			<p>Профиль по ГОСТ 9150-81 (СТ СЭВ 100-75)</p> <p>Основные размеры по ГОСТ 24105-81 (СТ СЭВ 102-75)</p> <p>Диаметр и шаг по ГОСТ 8724-81 (СТ СЭВ 101-75)</p>	<p>M 12 - 6g (наружная резьба)</p> <p>M 12 LH - 6H (внутренняя резьба)</p> <p>LH - обозначение левой резьбы</p>	<p>M 12 - 6H/6g</p>
Метрическая коническая			<p>ГОСТ 25228-82 (СТ СЭВ 309-76)</p> <p>Условные обозначения, диаметры, шаги, конусные размеры и допуски</p>	<p>MK 20 x 1,5 MK 20 x 1,5 LH</p>	<p>1. Коническое резьбовое соединение MK 20 x 1,5</p> <p>2. Внутренняя цилиндрическая с наружной конической M / MK 20 x 1,5 ГОСТ 25228-82</p>
Трубная цилиндрическая			<p>ГОСТ 6157-81 (СТ СЭВ 1157-70)</p>	<p>G 1 1/2 - A G 1 1/2 - B</p> <p>A и B - классы точности</p> <p>G 1 1/2 LH - B - 40 Длина резьбы</p>	<p>G 1 - A (разный класс точности)</p> <p>G 1 - A (одни классы точности)</p> <p>Внутренняя трубная цилиндрическая резьба с наружной конической резьбой по ГОСТ 6157-81</p> <p>G / R 1 1/2 - A</p>

Окончание табл. 1

Тип резьбы	Профиль резьбы (некоторые параметры)	Условное изображение резьбы	Стандарт	Примеры обозначения	Примеры обозначения резьбового соединения
Трубная коническая			ГОСТ 6211-81 (СТ СЭВ 1159-76)	1. Наружная коническая резьба K 1 1/2 2. Внутренняя коническая резьба Kc 1 1/2	1. Трубная коническая резьба Rc 1/4
Коническая дюймовая	 <p><math>\frac{G}{2} = 1' 47' 24''</math></p>		ГОСТ 6111-52	K 1/2" ГОСТ 6111-52	K 1/2" ГОСТ 6111-52
Тrapeцидальная			ГОСТ 24237-81 (СТ СЭВ 838-76) Однозаходная резьба Прямая по ГОСТ 9481-81	Tz 32 x 32 H - 7e Tz 32 x 1 H - 7H Многозаходная резьба Tz 20 x 4 (P) 1 H - 8 H Хвостик резьбы (шлицы)	Tz 32 x 32 H 8H/8g Многозаходная Tz 20 x 4 (P2) - 8H/8g

Упорная			ГOST 10777 - 82 (СТ СЭВ 7781-79)	580 × 10 - 7h 580 × 10 LH - 7h Многозаходная 580 × 10 (P10) LH - 7h Rd 16	580 × 10 RH / 7h
Круглая			ГOST 13536 - 68	Кр. 12 × 2,54 ГOST (Предельно-высотный тип с кон. углом 30°)	Кр. 12 × 2,54 ГOST Rd 16 Rd 40 LH
Прямоугольная			—	—	—

## 1.2 Крепёжные резьбы

### 1.2.1 Метрическая резьба

Цилиндрическая метрическая резьба — основная крепёжная резьба, которая иногда используется для точных винтовых пар измерительных инструментов. Применяется в диапазоне диаметров  $d$ , составляющих 0,250...600 мм и шагов  $p$ , равных 0,075...6,000 мм.

По ГОСТ 8724-2002 [1н] каждому номинальному размеру резьбы с крупным шагом соответствует несколько мелких шагов. Резьбы с мелким шагом применяются в тонкостенных соединениях для увеличения их герметичности, для осуществления регулировки в приборах точной механики и оптики, в целях увеличения сопротивляемости деталей самоотвинчиванию. Если одному диаметру соответствует несколько значений шагов, то в первую очередь применяются большие шаги.

Треугольная метрическая резьба подразделяется на резьбу с крупным шагом и с мелким. Угол профиля резьбы  $\alpha$  равен  $60^\circ$ .

Часовая метрическая резьба применяется для диаметров  $d$ , равных 0,025...0,900 мм, и шагов  $p$ , составляющих 0,075...0,225 мм.

Метрическая резьба для изделий из пластмассы применяется трёх классов точности — средний, грубый и очень грубый для  $d$ , равного 1...180 мм. Группы длин свинчивания обозначаются  $S$ ,  $N$ ,  $L$ .

Коническая метрическая резьба применяется для диаметров  $d$ , равных 6...60 мм, и шагов  $p$ , составляющих 1,0; 1,5 и 2,0 мм.

Обозначение метрической резьбы состоит из двух частей — из обозначения геометрических параметров и полей допусков.

Цилиндрическая метрическая резьба с крупным шагом обозначается M24, M64, с мелким шагом — M24 × 2, M64 × 3, M10 × 1, с левой резьбой — M24 × 2LH, M 3 × 3LH, M12LH, многозаходная резьба — M24 × 3(P1) (где 3 — ход резьбы в мм). Полное обозначение резьбы: наружная резьба — M12 × 16-g, внутренняя резьба — M12 × 1—6H.

Коническая метрическая резьба по ГОСТ 25229-82 [2н] обозначается МК 20×1,5; МК 20×1,5LH, сопряжение внутренней цилиндрической и наружной конической — M/МК20 × 1,5; M/МК20 × 1,5LH.

На пластмассовых изделиях для соединения с пластмассовыми и металлическими деталями приняты следующие обозначения (ГОСТ 11709-81 [3н]): наружная резьба с крупным шагом — M24-10h8h, с мелким шагом — M24 × 1-10h8h, внутренняя резьба с крупным шагом — M24-9H8H, с мелким шагом — M24 × 1-9H8H, с особо крупным шагом — M5 × 1,5-7H; M5 × 1,5-8g.

### 1.2.2 Трубная резьба

Трубная цилиндрическая резьба создана на основе дюймовой системы мер. Иногда называется резьбой Витворта. Применяется для  $d$ , равного  $\frac{1}{8}$ "...6" (9,73...163,83 мм), при 28...11 витках на 1". Угол профиля резьбы  $\alpha$  равен  $55^\circ$ . Такого рода профиль ( $55^\circ$ ) рекомендуют при повышенных требованиях к плотности (непроницаемости) трубных соединений. Резьба не обеспечивает герметичности соединения.

Номинальный диаметр резьбы  $d$  характеризуется численным значением (в дюймах) условного диаметра отверстия трубы, на которой нарезана резьба.

Обозначение трубной цилиндрической резьбы включает в себя букву  $G$ , обозначение размера резьбы (в дюймах), класса точности, среднего диаметра и длины свинчивания. Например:  $G 1\frac{1}{2}-A-40$ ;  $G 1\frac{1}{2} LH-B-40$  ГОСТ 6357-81 [4н].

Трубная коническая резьба применяется в качестве герметичной резьбы для  $d$ , составляющего  $\frac{1}{16}$ "...6" мм (7,72...163,86) при конусности 1 : 16, при 28...11 витках на 1". Угол профиля  $\alpha$  равен  $55^\circ$ .

Размер  $d$  замеряется в основной плоскости, отстоящей на (0,61...0,70)  $l$  от начала резьбы, для  $d$ , равного  $\frac{1}{16}$ "...6" соответственно.

Обозначение трубной конической резьбы:  $R\frac{1}{2}$ ;  $R1\frac{1}{2}-A$ ;  $R-1\frac{1}{2} LH-A-40$  ГОСТ 6211-81 [5н] (где 40 — рабочая длина резьбы в мм).

Соединение внутренней трубной цилиндрической резьбы класса точности  $A$  с наружной трубной конической резьбой обозначается  $G/R1\frac{1}{2}-A$ ;  $G/R2 LH-A$ .

Применяется трубная резьба в качестве герметичной резьбы: для резьбовых соединений топливных, масляных, водяных и воздушных трубопроводов машин и станков.

### 1.2.3 Дюймовая резьба

Дюймовая цилиндрическая резьба применяется для диаметров  $d$ , равных  $\frac{3}{16}$ "...4" (4,76...101,60 мм) при 24...3 витках на 1". Угол профиля  $\alpha$  равен  $55^\circ$ .

Обозначение дюймовой резьбы: 1";  $\frac{3}{16}$ ".

Дюймовая коническая резьба применяется для диаметров  $d$ , равных  $\frac{1}{16}$ "...2" (1,6...50,8 мм) при 27... 11,5 витках на 1" ( $1''$  равен 25,4 мм). Угол профиля  $\alpha$  равен  $60^\circ$ .

*Обозначение дюймовой конической резьбы:*  $K \frac{3}{4}$ " ГОСТ 6111-52 [6н].

В качестве крепёжной дюймовая резьба широко применяется в США, Великобритании, Австралии и т. п. В нашей стране дюймовая резьба не нашла широкого применения.

В настоящее время не существует стандарта, регламентирующего основные размеры дюймовой резьбы. Ранее существовавший ОСТ НКТП 1260 отменён, и применение дюймовой резьбы в новых разработках не допускается.

Дюймовая резьба применяется при ремонте оборудования, поскольку в эксплуатации находятся детали с дюймовой резьбой. Основные параметры дюймовой резьбы — наружный диаметр, выраженный в дюймах, и число шагов на дюйм длины нарезанной части детали.

### 1.3 Специальные резьбы

#### 1.3.1 Трапецидальная резьба

Резьба трапецидальная одно- и многозаходная относится к кинематическим резьбам и предназначена для передачи движения. Она применяется в различных винтовых механизмах для передачи движения в осевом направлении. Кинематические резьбы, применяемые для винтовых пар, имеют гарантированные зазоры по сопрягаемым поверхностям. Зазор необходим для размещения смазочного материала и уменьшения трения. Применяется для  $d$ , составляющих 8...640 мм при  $p$ , равном 2...48 мм. Угол профиля  $\alpha$  равен  $30^\circ$ .

*Обозначение трапецидальной резьбы:*

— однозаходная —  $Tr\ 40 \times 6-7e$ ,  $Tr\ 20 \times 8-8e$ ,  $Tr\ 40 \times 6LH-7e$  ГОСТ 9562-81 [7н];

— многозаходная —  $Tr\ 20 \times 4(P2)-8e$ ,  $Tr\ 80 \times 40(P10)-8e$ ;  $Tr\ 20 \times 8(P4) LH-8e-180$  ГОСТ 24739-81 [8н], где число после знака умножения означает ход винта (в мм);  $8e$  — поле допуска среднего диаметра резьбы; 180 — длина свинчивания (в мм).

#### 1.3.2 Упорная резьба

Упорные резьбы обычно применяют в тех случаях, когда необходимо обеспечить поступательное перемещение винта и когда большая нагрузка действует всегда в одном направлении, например в винтовых

домкратах большой грузоподъемности, гидравлических прессах и т. п. Применяется для  $d$ , равного 10...600 мм, при  $p$ , составляющем 2...48 мм. Угол профиля  $\alpha$  равен  $30^\circ$ . Допускается применение усиленной упорной резьбы с  $\alpha$ , равным  $45^\circ$ .

Обозначение резьбы: однозаходная —  $S80 \times 10LH-7h-120$ ,  $S80 \times 10-7AZ$  ГОСТ 25096-82 [9н], где 120 — длина свинчивания,  $7h$  и  $7AZ$  — поля допуска среднего диаметра соответственно для наружной и внутренней резьбы; многозаходная —  $S80 \times 20(P10)LH$  ГОСТ 25096-82 [9н], где 20 — ход винта (в мм); упорная усиленная —  $Уп80 \times 8 \times 45^\circ$ , где 80 — номинальный диаметр, 8 — шаг винта,  $45^\circ$  — угол профиля.

### 1.3.3 Круглая резьба

Круглая резьба стандартизована. Круглая резьба применяется для винтов, несущих большие динамические нагрузки, работающих в загрязнённой среде с частыми отвинчиваниями, а также в тонкостенных изделиях, как, например, в цоколях и патронах электрических ламп, для водопроводной арматуры, в отдельных случаях — для крюков подъёмных кранов и т. д. Применяется для  $d$ , составляющих 8...200 мм,  $p$ , равного 2,54...6,35 мм, угол профиля  $\alpha$  составляет  $30^\circ$ . Обозначение —  $Rd16$ ;  $Rd40LH$ ;  $Rd16-17e$ .

### 1.3.4 Прямоугольная резьба

Прямоугольная резьба не стандартизована, так как наряду с преимуществами, заключающимися в более высоком коэффициенте полезного действия, чем у трапецидальной резьбы, она менее прочна и сложнее в производстве. Применяется при изготовлении винтов, домкратов и ходовых винтов.

## 1.4 Обозначение резьбовых деталей

К основным крепежным резьбовым деталям относятся болты, винты, шпильки и гайки общего и специального назначения.

**Болты, винты, шпильки.** ГОСТ 1759.0-87 [10н] устанавливает для болтов, винтов и шпилек из углеродистых и легированных сталей 12 классов прочности: 3,6; 4,6; 4,8; 5,6; 5,8; 6,6; 6,8; 6,9; 8,8; 10,9; 12,9; 14,9.

Первая цифра (число), умноженная на 100, указывает минимальное значение предела прочности  $\sigma_B$  в МПа; произведение первой цифры (первого числа) на вторую, умноженную на 10, определяет предел текучести  $\sigma_T$  в МПа (для класса прочности 3,6 — приблизительно).

**Обозначение болтов:** болт А2М12 × 1,25-6g × 60.58.С.029 ГОСТ 7805-70 [11н] либо болт А2М12 × 1,25-6g × 60.88.35Х.Ти6 ГОСТ 7805-70 [11н], где болт — наименование детали; А — класс точности; 2 — исполнение (при необходимости); М12 — диаметр резьбы; 1,25 — мелкий шаг резьбы, мм; 6g — поле допуска резьбы; 60 — длина болта, мм; 58 или 88 — класс прочности (точку между цифрами не ставят); С — указание о применении спокойной стали (для класса прочности 3,6...6,9), или 35Х — марка стали или сплава (для класса прочности 8,8...14,9); 02 или Ти — обозначение вида покрытия (табл. 2); 9 или 6 — толщина покрытия в мкм, ГОСТ 7805-70 [11н] — номер размерного стандарта.

**Обозначение винтов:** винт АМ8 × 1g × 50.48.016 ГОСТ 17473-80 [12н], где обозначения аналогичны обозначениям болтов.

Т а б л и ц а 2 — Условное цифровое обозначение видов покрытия

Вид покрытия	Условное цифровое обозначение
Цинковое, хромированное	01
Кадмиевое, хромированное	02
Никелевое	03
Многослойное: медь—никель	03
Многослойное: медь—никель—хром	04
Окисное	05
Фосфатное с пропиткой маслом	06
Оловянное	07
Медное	08
Цинковое	09
Цинковое, горячее	09
Окисное, выполненное в растворе бихромата калия	10
Окисное из кислых растворов	11
Серебряное	12
Титановое	Ти

*Обозначение шпильки:* шпилька М16-6g × 120.58 ГОСТ 22032-76 [13н]; шпилька 2М16 × 1,5-8g × 120.109.40 × 0,26 ГОСТ 22032-76, где шпилька — наименование детали, шпилька 2 — то же с диаметром стержня, приблизительно равным среднему диаметру резьбы (остальные обозначения аналогичны обозначениям болтов); шпилька

М16 ×  $\frac{1,5-3n(3)}{2-6g}$  × 120.66.05 ГОСТ 22032-76 [13н], шпилька с мелким

шагом резьбы  $p$ , равным 1,5 мм, и полем допуска  $3n$  (3) на ввинчиваемом конце, с крупным шагом резьбы  $p$ , равным 2мм, и полем допуска  $6g$  на гаечном конце, класса прочности 66, с покрытием 05.

**Гайки.** ГОСТ 1759.5-87 устанавливает следующие классы прочности для гаек ( $H=0,8d$ ): 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; для низких гаек ( $H=0,5d$ ) — 0,4; 0,6.

*Обозначение гайки:* гайка 2М12 × 1,25-6H.06.40 × 016 ГОСТ 5915-70 [14н]; гайка М12-6H.5 ГОСТ 5915-70 [14н], где обозначения аналогичны обозначениям болтов.

## 1.5 Способы стопорения резьбовых соединений

Самоотвинчивание разрушает соединение и может привести к аварии. Хотя все крепёжные резьбы выполняют самотормозящимися, при работе резьбовых соединений с сотрясениями, толчками и ударами происходит ослабление резьбы и самоотвинчивание гаек, винтов и прочих резьбовых деталей.

Существует много способов стопорения, или предохранения от самоотвинчивания. В этих случаях для стопорения резьбовых соединений обычно пользуются гаечными замками, которые бывают двух видов: а) увеличивающие трение или сцепление между сопряжёнными резьбовыми деталями; б) запирающие резьбовые детали жёстко, т. е. без возможного их поворота.

Первая группа замков позволяет легко регулировать силу затяжки резьбовых деталей, так как одна резьбовая деталь может быть повернута при затяжке относительно другой сопряжённой скрепляемой резьбовой детали на любой угол и оставлена в этом положении. Но замки первой группы менее надёжны. Замки второй группы обладают полной надёжностью, но поворот резьбовых деталей при сборке возможен лишь на определённый угол.

К замкам общего назначения первой группы относятся: контргайка (рис. 1.2, а); пружинная шайба (рис. 1.2, б); шайбы стопорные с зубьями — внутренними (рис. 1.2, в) и наружными, а также под винты с потайной или полупотайной головкой.

К замкам общего назначения второй группы относятся: шплинт; шайба стопорная с одной лапкой; шайба стопорная с двумя лапками; шайба стопорная с наружным носком; шайба стопорная с внутренним носком и др.

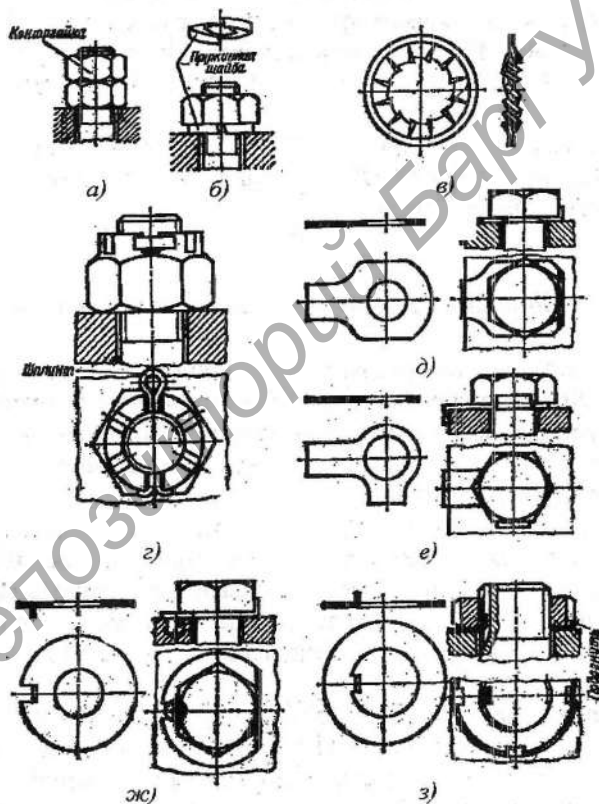


Рисунок 1.2 — Замки общего назначения [3, с. 75]

Из специальных гаечных замков следует отметить стопорное кольцо из полиамида или текстолита, которое завальцовывают в металлическую гайку и др.

## 1.6 Рабочий и контрольный инструмент

К рабочему инструменту, служащему для создания окружного усилия, относятся ключи гаечные рожковые, кольцевые и торцовые. К контрольному инструменту относятся резбомумеры.

Резбомумеры для метрической резьбы имеют обозначение на рабочих элементах, показывающее шаг резьбы, например, 0,5; 1,0; 1,25; 1,5.

Резбомумеры для дюймовой резьбы имеют на рабочих элементах обозначения, показывающее количество витков резьбы на один дюйм, например, 28; 26; 16; 10 и т. д.

## 1.7 Порядок выполнения работы

1. Изучить обозначения резьбовых деталей.
2. Данные внести в таблицу 1.1 отчёта (подраздел 1.8 настоящего издания).

## 1.8 Отчёт

Результат лабораторной работы необходимо отразить в отчёте по следующей форме:

### *Лабораторная работа I*

#### **ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ПАРАМЕТРОВ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ. ПРИМЕНЕНИЕ, ОБОЗНАЧЕНИЕ, КОНТРОЛЬ**

1. Цель работы.
2. Оборудование.
3. Обозначение деталей.

Т а б л и ц а 1.1 — Обозначение резьбовых деталей

Номер образца	Обозначение детали

#### 4. Вывод.

ук 6/6 539/20

Министерство образования Республики Беларусь  
Учреждение образования  
"Барановичский государственный университет"  
**Б И Б Л И О Т Е К А**

## Лабораторная работа 2

### ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕНИЯ В РЕЗЬБЕ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ

*Цель работы:* экспериментальное определение коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки; установление зависимости между силой затяжки и моментом завинчивания.

#### 2.1 Теоретические сведения

Известно, что для создания осевого усилия  $F_a$  необходимо приложить крутящий момент (момент на ключе)  $T_k$  к одной из деталей винтовой пары (винту или гайке). Этот момент  $T_k$  преодолевает момент сил трения в резьбе  $T_p$  и на торце гайки  $T_t$  [4].

В установке для испытания болта под гайкой установлен упорный шарикоподшипник, момент трения в котором незначительный, поэтому  $T_k \approx T_p$ . Крутящий момент  $T_k$  вычисляется следующим образом:

$$T_k = T_p + T_t.$$

Момент трения в резьбе  $T_p$  определяется по формуле

$$T_p = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'), \quad (1)$$

где  $F_a$  — осевая нагрузка (сила затяжки);

$d_2$  — средний диаметр резьбы;

$\gamma$  — угол подъема винтовой линии;

$\varphi'$  — приведенный угол трения.

Угол подъема  $\gamma$  вычисляется по формуле

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_2},$$

где  $P$  — шаг резьбы.

Из уравнения (1) найдём приведённый угол трения в резьбе  $\varphi'$ :

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{2T_p}{F_a d_2} - \gamma. \quad (2)$$

Приведённый коэффициент трения в резьбе  $f'$  равен

$$f' = \operatorname{tg} \varphi'. \quad (3)$$

Приведённый коэффициент трения  $f'$  и действительный коэффициент трения в резьбе  $f_p$  связаны зависимостью

$$f' = \frac{f_p}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$

По СТ СЭВ 180-75 [15н] угол профиля метрической резьбы  $\alpha$  равен  $60^\circ$ ;  $\cos \frac{\alpha}{2} = \cos 30^\circ = 0,866$ , и поэтому

$$f_p = 0,866 f'. \quad (4)$$

При испытании болта со специальной втулкой упорный шарикоподшипник в установке не работает. Момент трения  $T_\tau$  на торце гайки определяется как разность момента на ключе  $T_k$  и момента сил трения в резьбе  $T_p$ :

$$T_\tau = T_k - T_p. \quad (5)$$

Известно, что момент сил трения на торце  $T_\tau$  определяется по формуле

$$T_\tau = \frac{1}{3} F_a f_\tau \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2},$$

или, приближённо,  $T_\tau = \frac{1}{2} F_a f_\tau d_{cp}$ , откуда коэффициент трения на торце гайки  $f_\tau$  определяется следующим образом:

$$f_r = \frac{2T_r}{F_a d_{cp}} \quad (6)$$

Средний диаметр  $d_{cp}$  опорной поверхности гайки равен

$$d_{cp} = \frac{D + d_0}{2},$$

где  $D$  — наружный диаметр опорной поверхности гайки, равный размеру зева ключа;

$d_0$  — внутренний диаметр опорной поверхности гайки (равный отверстию под болт).

Допускаемое усилие затяжки  $[F_a]$  болта вычисляется по формуле

$$[F_a] = \frac{\pi d_1^2 [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3}, \quad (7)$$

где  $d_1$  — внутренний диаметр болта,

$[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение на растяжение материала болта, определяемое по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{S},$$

где  $\sigma_T$  — предел текучести.

Для болтов, изготовленных из стали Ст4,  $\sigma_T$  равен 240 МПа, коэффициент запаса прочности  $S$  равен 2, тогда

$$[\sigma_p] = \frac{240}{2} = 120 \text{ МПа}$$

Среднее давление  $P_p$  на витках резьбы определяется следующим образом:

$$P_p = \frac{4F_a}{\pi(d^2 - d_1^2)z} = \frac{4F_a P}{\pi(d^2 - d_1^2)H}, \quad (8)$$

где  $z$  — число витков резьбы в гайке;

$H$  — высота гайки.

Давление на торце гайки  $P_T$  определяется по формуле

$$P_T = \frac{4F_a}{\pi(D - d_0^2)}$$

## 2.2 Приборы и оборудование

Установка ДМ-27 для нагружения болтов и измерения усилия затяжки  $F_a$  (рис. 2.1 и 2.2); динамометрический ключ с набором сменных головок; комплект болтов; сменные детали для испытания болтов различных диаметров; штангенциркуль.

Установка состоит из сварного корпуса 1, динамометрической пружины 2, комплекта болтов и сменных деталей. В центре динамометрической пружины через сферическую шайбу 5 устанавливается испытуемый болт 3. Болт стягивается гайкой 6, торец которой опирается на втулку 7, последняя прижата к упорному подшипнику 8. Для исключения поворота болта в момент затяжки его головка удерживается сухарём 4. Усилие затяжки  $F_a$  определяется по показанию индикатора 11 и тарировочного графика динамометрической пружины (рис. 2.3).

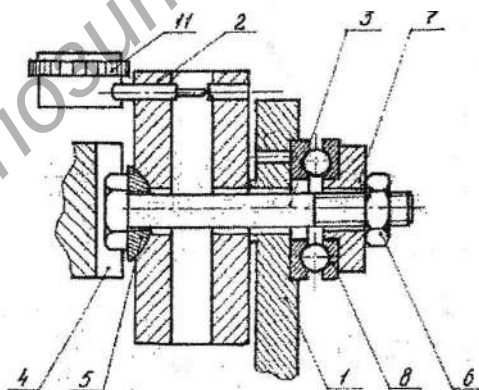


Рисунок 2.1 — Схема установки ДМ-27  
(с упорным подшипником) [4, с. 7]

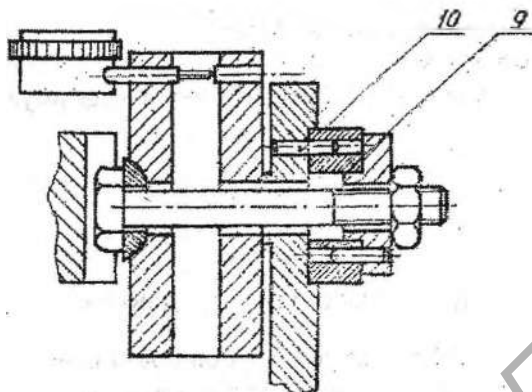


Рисунок 2.2 — Схема установки ДМ-27  
(работа подшипника исключена) [4, с. 7]

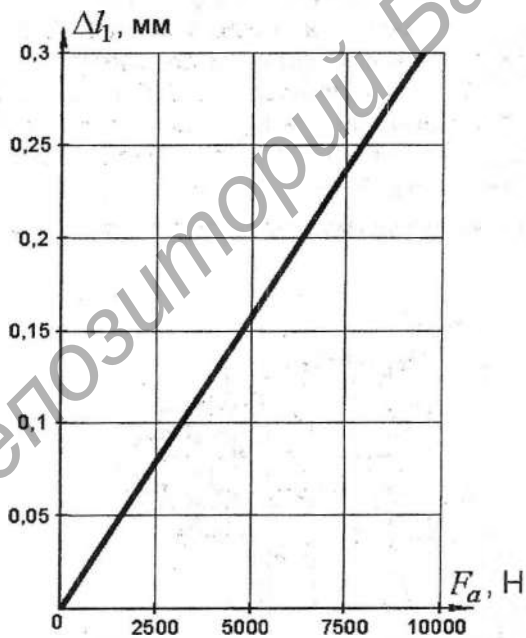


Рисунок 2.3 — Тарировочный график динамометрической  
пружины установки ДМ-27 [4, с. 9]

Крутящий момент  $T_k$  измеряется индикатором  $10$ , расположенным на динамометрическом ключе.

Для определения коэффициента трения на торце гайки вместо втулки  $7$  устанавливается ограничитель  $9$ . В этом случае упорный подшипник не работает.

### 2.3 Основные технические данные

1. Диаметры испытуемых болтов 12...20 мм.
2. Максимально допустимая сила динамометрической пружины  $[F_a]_{\max} = 4 \cdot 10^4$  Н.
3. Максимальный крутящий момент  $[T_k]_{\max} = 8 \cdot 10^4$  Н·мм.

### 2.4 Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией установки и динамометрического ключа.

2. Измерить наружный диаметр резьбы  $d$ , шаг резьбы  $P$ , высоту гайки  $H$ , наружный диаметр опорной поверхности гайки (размер под ключ)  $D$ , диаметр отверстия под болт (в сферической шайбе)  $d_0$ . Внутренний диаметр резьбы  $d_1$ , средний диаметр резьбы  $d_2$ , угол подъёма резьбы принять по СТ СЭВ 182-75 [16н]. Результаты занести в таблицу 2.1 отчёта (подраздел 2.5 настоящего издания).

3. Вычислить допустимую силу затяжки болта  $[F_a]$  по формуле (7).

4. Вычислить четыре значения этой силы:  $0,125[F_a]$ ;  $0,25[F_a]$ ;  $0,5[F_a]$ ;  $0,75[F_a]$  — и записать их в таблицы 2.2 и 2.3 отчёта.

5. По тарировочному графику динамометрической пружины (см. рис. 2.3) определить отклонение  $\Delta l_1$  индикатора  $11$ , отвечающее силам затяжки в графе 1, и занести их в таблицы 2.2 и 2.3 отчёта.

6. Установить болт в прибор, завернуть гайку от руки до устранения осевого люфта, который контролируется индикатором  $11$ .

7. Затянуть болт динамометрическим ключом последовательно до четырёх значений силы затяжки. Записать числа делений  $\Delta l_2$  индикатора ключа  $10$  в таблицу 2.2 отчёта.

8. Определить по тарифовочному графику динамометрического ключа (рис. 2.4) момент на ключе  $T_k$  (в данном случае  $T_k \approx T_p$ ), данные записать в таблицу 2.2 отчёта.

9. По полученным данным построить график зависимости момента трения в резьбе  $T_p$  от силы затяжки  $F_a$ :  $T_p = f(F_a)$ .

10. По формуле (2) вычислить приведённый угол трения  $\varphi'$  для каждого значения силы затяжки и момента на ключе. Данные записать в таблицу 2.2 отчёта.

11. Вычислить приведённый коэффициент трения  $f'$  по формуле (3) и коэффициент трения в резьбе  $f_p$  по формуле (4). Результаты записать в таблицу 2.2 отчёта.

12. Определить среднее значение коэффициента трения в резьбе  $f_{p, \varphi}$ . Результаты записать в таблицу 2.2 отчёта.

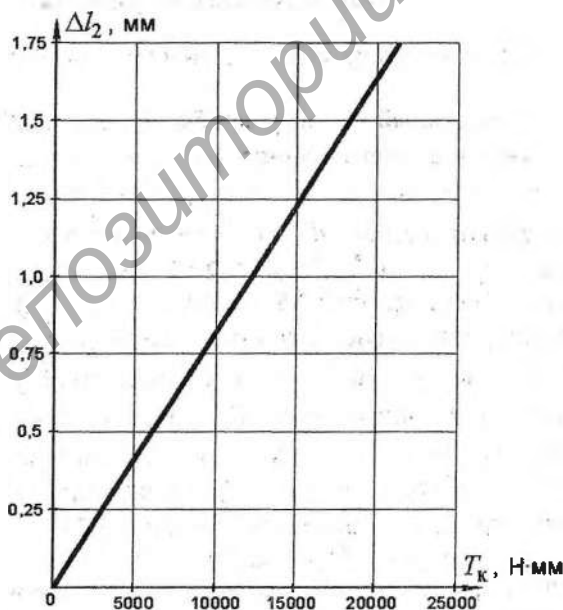


Рисунок 2.4 — Тарифовочный график динамометрического ключа [4, с. 10]

13. Определить для каждого случая нагружения среднее давление на виток резьбы  $p_p$  по формуле (8). Результаты записать в таблицу 2.2 отчёта.

14. По полученным данным построить график зависимости коэффициента трения в резьбе от удельного давления:

$$f_p = f(p_p).$$

15. Для определения трения на торце гайки установить вместо втулки 7 ограничитель 9 (см. рис. 2.2), исключив таким образом работу подшипника.

16. Выполнить пункты 6 и 7 данной работы. Определить для каждого случая нагружения отклонения  $\Delta l_2$  индикатора ключа и по тарировочному графику (см. рис. 2.4) определить момент на ключе  $T_k$ . Данные занести в таблицу 2.3 отчёта.

17. Вычислить момент трения на торце гайки по формуле (5). Значения  $T_p$  получены в предыдущем опыте.

18. По уравнению (6) вычислить коэффициент трения  $f_t$  на торце гайки и записать в таблицу 2.3 отчёта. Вычислить среднее значение коэффициента трения на торце  $f_{t\text{ср}}$ .

19. Вычислить среднее давление на торце гайки  $p_t$  для всех случаев нагружения. Результаты занести в таблицу 2.3 отчёта.

20. По полученным данным построить график зависимости момента на ключе  $T_k$  от силы затяжки  $F_a$  и график зависимости коэффициента трения на торце гайки  $f_t$  от величины давления на торце  $p_t$ :

$$T_k = f(F_a); \quad f_t = f(p_t).$$

21. Оформить отчёт, сделать выводы.

## 2.5 Отчёт

Результат лабораторной работы необходимо отразить в отчёте по следующей форме:

*Лабораторная работа 2*  
**ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕНИЯ В РЕЗЬБЕ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ**

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Характеристика испытуемого болта.

Т а б л и ц а 2.1 — Характеристика испытуемого болта

Наименование величины и её размерность	Обозначения	Значение величины
Наружный диаметр болта, мм	$d$	
Шаг резьбы, мм	$P$	
Внутренний диаметр резьбы, мм	$d_1$	
Средний диаметр резьбы, мм	$d_2$	
Угол подъёма резьбы, град	$\gamma$	
Высота гайки, мм	$H$	
Наружный диаметр опорной поверхности гайки, мм	$D$	
Диаметр отверстия под болт, мм	$d_0$	
Допускаемая сила затяжки, Н	$[F_a]$	
Максимально допускаемая сила для динамометрической пружины, Н	$[F_a]_{\max}$	
Максимально допустимый момент на динамометрическом ключе, Н·мм	$[T_x]_{\max}$	

4. Испытание затяжки болта.

Т а б л и ц а 2.2 — Испытание затяжки болта без трения на торце гайки (с упорным подшипником)

Наименование величины и её размерность	Обозначения	Номер опыта			
		1	2	3	4
Сила затяжки, Н	$F_a$				
Отклонение индикатора динамометрической пружины, мм	$\Delta l_1$				
Отклонение индикатора ключа, мм	$\Delta l_2$				

Окончание табл. 2.2

Наименование величины и её размерность	Обозначения	Номер опыта			
		1	2	3	4
Момент в резьбе, Н·мм	$T_p$				
Приведённый угол трения в резьбе, град.	$\varphi'$				
Приведённый коэффициент трения в резьбе	$f'$				
Коэффициент трения в резьбе	$f_p$				
Среднее значение коэффициента трения в резьбе	$f_{pcp}$				
Среднее удельное давление на виток резьбы, Н/мм <sup>2</sup>	$p_p$				

Т а б л и ц а 2.3 — Испытание затяжки болта с трением на торце гайки (без подшипника)

Наименование величины и её размерность	Обозначения	Номер опыта			
		1	2	3	4
Сила затяжки, Н	$F_a$				
Отклонение индикатора динамометриче- ской пружины, мм	$\Delta I_1$				
Отклонение индикатора ключа, мм	$\Delta I_2$				
Момент на ключе, Н·мм	$T_x$				
Момент в резьбе, Н·мм	$T_p$				
Момент на торце гайки, Н·мм	$T_t$				
Коэффициент трения на торце гайки	$f_t$				
Среднее значение коэффициента трения на торце гайки	$f_{tcp}$				
Среднее удельное давление на торце гайки, Н/мм <sup>2</sup>	$p_t$				

5. Графики зависимостей  $T_p = f(F_a)$ ;  $T_x = f(F_a)$ ;  $f_p = f(p_p)$ ;  $f_t = f(p_t)$ .

6. Вывод.

*Примечание.* В отчётах приводить все используемые формулы и расчёты.

## Лабораторная работа 3

# ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

*Цель работы:* изучить конструкцию редуктора, особенности его разборки и сборки, регулировку подшипников и систему смазки; определить важнейшие размеры редуктора, параметры зубчатых передач и несущую способность.

### 3.1 Технические характеристики редукторов

*Редуктором* называют устройство, преобразующее высокую угловую скорость вращения входного вала в более низкую на выходном валу, повышая при этом вращающий момент [1].

К техническим характеристикам редуктора относятся: а) общее передаточное число ( $i = u_{вх/вх}$ ); б) мощность на входном быстроходном или выходном тихоходном валах ( $P_{вх}$ , кВт, или  $P_{вх}$ , кВт); в) наибольший вращающий момент на выходном валу ( $T_{вх}$ , Н·м); г) допускаемые поперечные силы, прикладываемые к концам валов  $F_{вх}$ , Н;  $F_{вх}$ , Н; д) коэффициент полезного действия (далее — КПД) редуктора.

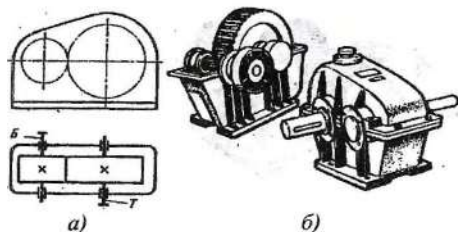
### 3.2 Типы редукторов

Редукторы выполняют одно-, двух- и трёхступенчатыми. Наибольшее распространение имеют двухступенчатые редукторы с двумя последовательно включёнными зубчатыми передачами, значительно меньше — одноступенчатые.

**Одноступенчатые цилиндрические редукторы.** Из редукторов рассматриваемого типа наиболее распространены горизонтальные (рис. 3.1) и вертикальные (рис. 3.2). Как горизонтальные, так и вертикальные редукторы могут иметь колёса с прямыми, косыми или шевронными зубьями.

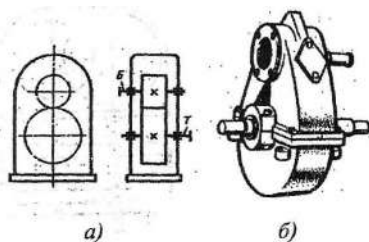
Выбор горизонтальной или вертикальной схемы для редукторов обусловлен удобством общей компоновки привода (относительным расположением двигателя и рабочего вала приводимой в движение машины и т. д.).

**Двухступенчатые цилиндрические редукторы.** Наиболее распространены двухступенчатые горизонтальные редукторы, выполненные по развёрнутой схеме (рис. 3.3). Они отличаются простотой, но из-за несимметричного расположения колёс на валах повышается концентрация нагрузки по длине зуба.



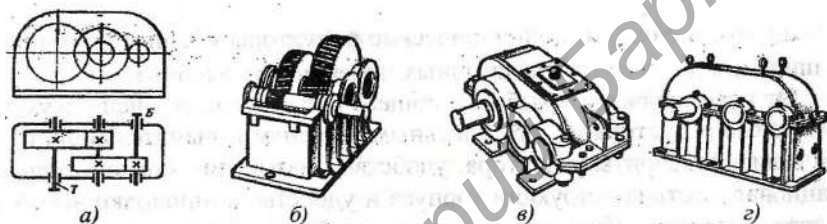
а — кинематическая схема; б — общий вид

Рисунок 3.1 — Одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими зубчатыми колёсами [5, с. 10]



а — кинематическая схема; б — общий вид

Рисунок 3.2 — Одноступенчатый вертикальный редуктор с цилиндрическими зубчатыми колёсами [5, с. 11]

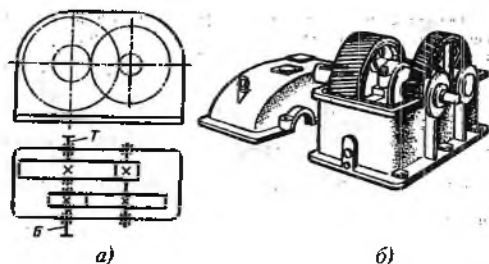


а — кинематическая схема; б — редуктор со съёмной крышкой (колёса косозубые); в — общий вид редуктора, у которого подшипниковые узлы закрыты врезными крышками; г — общий вид редуктора, у которого подшипниковые крышки привёрнуты винтами

Рисунок 3.3 — Двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колёсами [5, с. 13]

Соосная схема (рис. 3.4) позволяет получить меньшие габариты по длине; это её основное преимущество.

В соосных редукторах быстроходная ступень зачастую недогружена, так как силы, возникающие в зацеплении колес тихоходной ступени, значительно больше, чем в быстроходной, а межосевые расстояния ступеней одинаковы. Указанное обстоятельство является одним из основных недостатков соосных редукторов. Кроме того, к их недостаткам относят также: а) большие габариты в направлении геометрических осей валов, по сравнению с редукторами, выполненными по развёрнутой схеме; б) затруднённое смазывание подшипников, расположенных в средней части корпуса; в) большое расстояние между опорами промежуточного вала, поэтому требуется увеличить его диаметр для обеспечения достаточной прочности и жёсткости.



а — кинематическая схема; б — общий вид

Рисунок 3.4 — Двухступенчатый горизонтальный  
соосный редуктор [5, с. 14]

Двухступенчатые цилиндрические редукторы обычно применяют в широком диапазоне передаточных чисел:  $i$  равно 6,3463.

От целесообразной разбивки общего передаточного числа двухступенчатого редуктора по его отдельным ступеням в значительной степени зависят габариты редуктора, удобство смазывания каждой ступени, рациональность конструкции корпуса и удобство компоновки всех элементов передач. Дать рекомендации разбивки передаточного числа, удовлетворяющие всем указанным требованиям, невозможно, и поэтому все рекомендации следует рассматривать как ориентировочные.

В современных редукторах применяют, как правило, косозубые и шевронные передачи, обладающие большей несущей способностью и плавностью работы по сравнению с прямозубыми передачами. Шестерни изготавливают обычно заодно с валом из проката или поковок, а колёса в небольших редукторах — кованными или штампованными, в крупных — литыми. Материал шестерён и колёс — среднеуглеродистая легированная или среднеуглеродистая сталь. Шестерня обычно подвергается закалке путём нагрева токами высокой частоты (ТВЧ); колесо подвергается чаще улучшению, реже — закалке.

В лабораторной работе изучают цилиндрические редукторы с развёрнутой схемой, у которых геометрические оси всех валов параллельны, не совпадают друг с другом и обычно располагаются в одной горизонтальной плоскости.

### 3.3 Конструкция редукторов

Корпус редуктора выполняют разъемным по плоскости, в которой находятся оси всех валов. Это обеспечивает удобную сборку редуктора, когда каждый вал заранее собирается с сидящими на нём деталями. Нижняя часть корпуса соединяется с верхней (крышкой) болтами и двумя штифтами, фиксирующими правильное относительное положение частей корпуса. Штифты ставят перед окончательной обработкой отверстий под подшипниками.

Для устранения течи масла из корпуса через стык плоскости соединения перед окончательной сборкой покрывают герметизирующим составом и болты затягивают.

Чтобы в дальнейшем при разборке редуктора облегчить отделение друг от друга корпусных деталей, предусматривают отжимные болты, ввинчивающиеся в одну часть корпуса и упирающиеся в другую его часть.

Оба подшипника на каждом валу имеют одинаковые размеры, что обеспечивает возможность получить различные варианты сборки путём переворачивания валов. Для более равномерного распределения нагрузки между подшипниками одного вала целесообразно шестерню на входном и колесо на выходном валу располагать дальше от опоры у выпущенного конца вала, так как на концах валов редуктора устанавливают муфты или детали передач (шкивы, звёздочки), дающие дополнительную нагрузку на ближайший подшипник. Если вал-шестерня быстроходной передачи имеет малый диаметр и относительно большую ширину, то указанное расположение шестерни приводит к частичной компенсации деформаций изгиба и кручения, что повышает равномерность распределения нагрузки вдоль зуба, уменьшает коэффициент концентрации нагрузки.

В редукторах централизованного производства все колёса обычно выполняют с одним направлением косых зубьев. Это даёт возможность колесо тихоходной ступени редуктора одного размера использовать в качестве колеса быстроходной ступени другого, более крупного редуктора, что существенно сокращает ассортимент зубчатых колёс. Кроме того, указанное направление зубьев обеспечивает прижатие колеса к фиксирующему уступу промежуточного вала-шестерни при любом направлении вращения, устраняя опасность сползания колеса со своего места при уменьшении натяга в посадке. Однако разное направление зубьев на колесе и шестерне промежуточного вала даёт осевые силы одного направления, и на подшипник действует сумма этих сил, в то время как при одинаковом направлении

зубьев осевая нагрузка на подшипник равнялась бы разности осевых сил на шестерне и колесе.

Для основных сопряжений предусмотрены определённые виды посадок (табл. 3):

Крышки, закрывающие подшипники, выполняют привёртными или закладными. Первые удобнее в эксплуатации, так как обеспечивают доступ к отдельным подшипникам для их осмотра без разборки всего редуктора; вторые упрощают конструкцию и снижают вес редуктора.

Т а б л и ц а 3 — Виды посадок

Сопряжение	Условное обозначение по ГОСТ 25347-82 [17н]
Внутреннее кольцо подшипника на вал	<i>js5, k6, m6, n6</i>
Наружное кольцо подшипника в корпус (или в стакан)	<i>H7, N7, K7</i>
Зубчатые колёса на валах	<i>H7/p6, H7/r6, H7/s6, H7/k6, K7/h6</i>
Шкивы и звёздочки	<i>H7/js6, H7/h6</i>
Стаканы под подшипник качения в корпус редуктора	<i>H7/h6, H7/k6, H7/js6</i>
Крышки подшипников в корпус (или в стакан)	<i>H7/h8, H7/j9, H7/d11</i>
Распорные втулки на валах	<i>F9/k6, D11/k6, D9/h9, D9/k6, H7/js6</i>
Распорные кольца	<i>H8/h8</i>
Подмуфты на валах	<i>H7/k6, H7/r6, H7/m6, H7/n6</i>
Шпоночная канавка в ступице по ширине	<i>D10, J9, P9</i>
Шпоночная канавка в ступице по глубине	<i>H12</i>
Шпоночная канавка на валу по ширине	<i>P9, N9, H9</i>
Шпоночная канавка на валу по глубине	<i>H12</i>
Шпонка по ширине	<i>h9</i>
Шпонка по длине	<i>h14</i>
Шпонка в сборе в ступице (по ширине)	<i>D10/h9, J9/h9, P9/h9</i>
Шпонка в сборе на валу (по ширине)	<i>H9/h9, N9/h9, P9/h9</i>
Шпонка в сборе на валу (по длине)	<i>H8/h14</i>
Венец червячного колеса на ободке колеса	<i>H7/r6, H7/s6, H9/x8</i>
Шпонка цилиндрическая	<i>H7/x8</i>

Окончание табл. 3

Сопряжение	Условное обозначение по ГОСТ 25347-82 [17н]
Штифт стопорный на валу (неподвижный)	H7/m6
Штифт центровочный (крышка корпуса — основание корпуса)	H7/h6, J57/h6
Отверстие в крышке подшипника под манжету	H8
Участок вала под уплотнение (манжету)	h11
Щелевое уплотнение	H11/d11
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по $d$	$d-8 \times 36$ H7/f7 $\times 40 \times 7$ D9/f8
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по $D$	$D-8 \times 36 \times 40$ H7/j <sub>6</sub> $\times 7$ D9/j <sub>7</sub>
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по $b$	$b-8 \times 36 \times 40 \times 7$ F8/f8

В случае применения привёртных крышек регулировку необходимого суммарного зазора  $\Delta$  между наружными кольцами подшипников одного вала и торцами крышек производят подбором толщины прокладок, при закладных крышках зазор  $\Delta$  регулируют подбором толщины компенсирующего кольца.

### 3.4 Система смазки редуктора

Назначение смазки следующее: а) предохранение деталей от коррозии; б) получение между трущимися поверхностями жидкостного или хотя бы полужидкостного трения; в) удаление с трущихся поверхностей продуктов износа и отвод выделяемого тепла.

Поскольку в подшипниках качения тепловыделение невелико ( $KПД \geq 0,99$ ), для них достаточна скудная смазка, а слишком обильная вредна ввиду возрастания барботажных потерь. Поэтому подшипники, расположенные около быстровращающихся косозубых шестерён, защищают маслоотражательными кольцами.

В зубчатых передачах имеется трение скольжения между зубьями, и тепловыделение сравнительно велико ( $KПД \approx 0,98$ ), поэтому для них требуется более обильная смазка.

В горизонтальных цилиндрических редукторах обычно применяют смазку окунанием, при которой масло заливается в корпус редуктора и все или часть колёс погружаются в него на определённую глубину. Зубья погружённых колёс непосредственно смачиваются смазкой; к подшипникам, недогруженным колёсам и шестерням смазка попадает вследствие разбрызгивания (при  $v > 2...4$  м/с), стекания по колёсам и валам и конденсации паров масла.

Для заливки масла и промывания редуктора керосином предусмотрены лок и сливная пробка, для контроля уровня масла — маслоуказатель. Небольшое количество масла для компенсации его потерь во время работы обычно подливают через отверстие под маслоуказатель. Для удобства слива масла дно корпуса редуктора выполняют наклонным. Во избежание повышения давления в корпусе от нагрева и выбрасывания масла через неплотности корпуса предусматривают вентиляционное отверстие (сапун).

### 3.5 Порядок выполнения работы

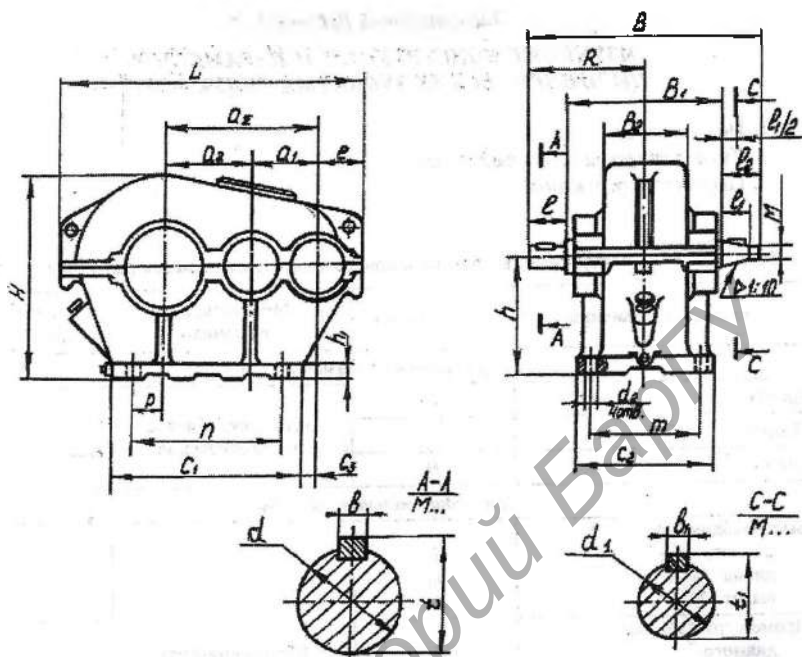
1. Определить основные, габаритные и присоединительные размеры редуктора.

Некоторые размеры удобнее снимать при разобранном редукторе, поэтому одновременно разбирают редуктор и знакомятся с его конструкцией.

К основным размерам редуктора (рис. 3.5) относятся межосевые расстояния передач. Под габаритными понимают три наибольших размера редуктора по длине, высоте и ширине. Эти размеры нужны для размещения редуктора в приводном устройстве, а также для определения размеров тары при транспортировке редуктора.

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

2. После выполнения всех замеров необходимо заполнить таблицы 3.1 и 3.2 отчёта (подраздел 3.6 настоящего издания).



$L, B, H$  — габаритные размеры;  $b, b_1, d, d_1, h, l, h_1, M, m, n, t, t_1$  — присоединительные размеры;  
 $a_1, a_2, a_3, c_1, c_2, c_3, B_1, B_2, p, R, h, e$  — установочные размеры

Рисунок 3.5 — Основные, габаритные и присоединительные размеры редуктора

3. Составить и вычертить в масштабе кинематическую схему редуктора в соответствии с требованиями ГОСТ 2.402-68 (СТ СЭВ 286-76) [18н].

4. Составить характеристику редуктора по его параметрам и схеме, дать сравнительную оценку данной конструкции с другими однотипными конструкциями, сравнить параметры данного редуктора с параметрами по ГОСТ 2185-66 [19н].

### 3.6 Отчёт

Результат лабораторной работы необходимо отразить в отчёте по следующей форме:

*Лабораторная работа 3*  
**ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ  
 ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ**

1. Цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора.
3. Параметры редуктора.

Т а б л и ц а 3.1— Замеряемые габаритные и присоединительные размеры редуктора

Замеряемые величины	Обозначения	Мерительный инструмент	Результаты измерений
<i>Габаритные размеры</i>			
Длина	$L$	Угольник, линейка штангенрейсмас	
Ширина	$B$		
Высота	$H$		
<i>Присоединительные размеры</i>			
Быстроходный вал: диаметр длина вылет	$d_6$ $l_6$ $l_6'$	Штангенциркуль линейка, угольник	
Промежуточный вал: диаметр длина вылет	$d_п$ $l_п$ $l_п'$		
Тихоходный вал: диаметр длина вылет	$d_т$ $l_т$ $l_т'$		
Расстояние от опорной поверхности редуктора до оси быстроходного вала	$h$	Штангенрейсмас	
Толщина нижнего фланца	$h_1$	Линейка	
Размеры опорной поверхности нижнего фланца	$c_1, c_2$		
Расстояние между осями отверстий под фундаментные болты	$m, n$		
Диаметр отверстия под фундаментный болт	$d_0$	Штангенциркуль	

Т а б л и ц а 3.2 — Основные размеры и параметры исследуемого редуктора

Наименование параметра и его единица	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений	
			Быстроходная ступень	Тихоходная ступень
Число зубьев шестерни	$z_1$	Сосчитать		
Число зубьев колеса	$z_2$	—		
Передачное число ступени	$u_1, u_2$	$u_1 = z_2 / z_1$ $u_2 = z_4 / z_3$		
Общее передаточное число редуктора	$u_{\text{общ}}$	$u_{\text{общ}} = u_1 u_2$		
Межосевое расстояние	$a_w'$	Измерить		
Угол наклона зуба по вершинам, град	$\beta_a$	—		
Угол наклона зуба по делительному диаметру, град	$\beta$	$\beta = \arctg \frac{z_1}{z_1 + 2} \operatorname{tg} \beta_a$		
Модуль нормальный, мм	$m_n$	$m_n = \frac{2a_w'}{(z_1 + z_2)} \cos \beta$		
Модуль торповый, мм	$m_t$	$m_t = m_n / \cos \beta$		
Делительный диаметр, мм	$d_1, d_2$	$d_1 = m_t z_1$ $d_2 = m_t z_2$		
Диаметры вершин зубьев, мм	$d_{a1}, d_{a2}$	$d_{a1} = d_1 + 2m$ $d_{a2} = d_2 + 2m$		
Ширина венцов колес, мм	$b_2$	Измерить		

**Примечания:**

- Межосевое расстояние  $a_w'$  округлить до ближайшего значения из ГОСТ 2185-66 [19а]:  
 $a_w = 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; \dots$  — I ряд;  
 $a_w = 71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 355; \dots$  — II ряд.
- Нормальный модуль  $m_n$  регламентируется по ГОСТ 9563-60 [20а]:  
 $m_n = 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; \dots$  — I ряд;  
 $m_n = 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0; \dots$  — II ряд.
- Если редуктор одноступенчатый, то  $u_{\text{общ}} = u_1$ .

**4. Вывод.**

## Лабораторная работа 4

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

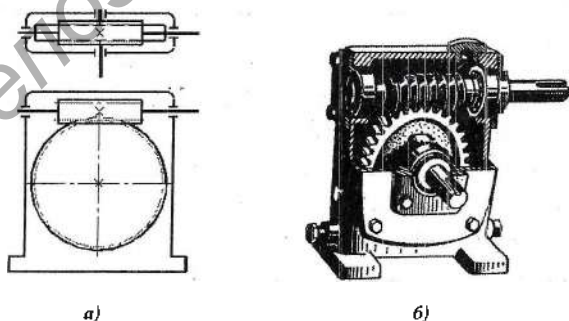
*Цель работы:* изучить конструкции редуктора; определить основные параметры редуктора, червячного зацепления, червяка и червячного колеса; разработать кинематическую схему редуктора в соответствии с ГОСТ 2.770-68 [21н]; отрегулировать зазоры в подшипниках качения; отрегулировать осевое положение червячного колеса; рассчитать геометрические параметры червячной передачи.

#### 4.1 Описание конструкции редуктора

Червячная передача состоит из «червяка», т. е. винта с трапецидальной или близкой к ней резьбой, и червячного колеса. В рассматриваемом редукторе (рис. 4.1) червяк расположен над колесом. Смазка зацепления осуществляется окунанием колеса в масло [1].

Червяк выполняют из стали. Обычно боковые поверхности витков червяка закалывают до высокой твердости, после чего шлифуют или даже полируют. С увеличением чистоты поверхности витков червяка повышается износостойкость червячной пары против заедания.

Червячное колесо обычно выполняют с ободом (венцом) из бронзы или латуни и чугуном центром. При работе с малыми окружными скоростями червячные колёса иногда целиком изготавливают из серого чугуна.



а — кинематическая схема; б — общий вид

Рисунок 4.1 --- Червячный редуктор [5, с. 20]

Бронзовый обод насаживается на чугунный центр с натягом (например,  $H8/h8$ ). Со временем посадка может ослабнуть, поэтому в стык венца и центра ввёртывают винты, играющие роль шпонки. После затяжки винтов головки их срубуют заподлицо с торцом. Центр червячного колеса насажен на вал с посадкой, обеспечивающей гарантированный натяг (например,  $H7/s6$ ).

Опоры червяка и вала червячного колеса выполнены в виде радиально упорных конических роликоподшипников, воспринимающих радиальную и осевую нагрузку. Внутренние кольца подшипников на вал ставят с натягом (например,  $k6$ ) во избежание обкатывания кольцом шейки вала, развальцовки посадочных поверхностей и контактной коррозии. Наружные кольца подшипников в корпус ставят на скользящей посадке (например,  $H7$ ) с зазором порядка сотой доли миллиметра, что важно для облегчения осевых перемещений колец при монтаже, во время регулировки червячного зацепления и регулировки зазоров в подшипниках.

При работе редуктора в червячном зацеплении возникает сила, которую обычно раскладывают на три составляющие во взаимно перпендикулярных направлениях: окружную, осевую и радиальную. Проследим передачу осевой силы  $F_{a2} = F_n$  с колеса на корпус. Центр колеса торцом давит на внутреннее кольцо подшипника, далее сила передается через ролики на наружное кольцо, которое торцом давит на крышку, передающую силу  $F_{a2}$  корпусу через винты.

Уплотнения ставят в крышках, через которые выходят концы валов. Назначение уплотнений — исключить попадание грязи и пыли в подшипники через зазор между крышками и валом, а также предотвратить вытекание смазки из редуктора.

Наибольшее применение имеют манжетные уплотнения по ГОСТ 8752-79 [22н].

Корпус редуктора выполняют из чугуна. Часто корпус делают разъемным по горизонтальной плоскости, проходящей через ось вала колеса. Для монтажа колеса с валом и подшипниками с боков корпуса сделаны отверстия с диаметром червячного колеса. Отверстия закрыты крышками.

Корпус одновременно служит и резервуаром для смазки зацепления. Для контроля уровня масла имеется маслоуказатель (щуп). Пробка предназначена для слива масла.

Крышка закрывает смотровой лючок, через который можно наблюдать пятно контакта зубьев червяка и колеса при регулировке.

При работе редуктора находящийся во внутренней его полости воздух нагревается и расширяется. Для выхода избытка воздуха в атмосферу во втулке на крышке лючка для залива масла предусмотрены отверстия — «отдушны».

## 4.2 Разборка редуктора

Разборку редуктора производят в следующем порядке:

- 1) отвёртывают винты боковых крышек, снимают крышки и вынимают червячное колесо с валом. Внутренние кольца подшипников качения с вала и внутренние, кольца подшипников с вала червяка не снимаются. Наружные кольца подшипников из крышек не выпрессовываются. Если крышки в корпусе поставлены с натягом, то снимаются они путём завинчивания двух отжимных винтов в резьбовые отверстия этих крышек;
- 2) отвёртывают винты крышек, снимают крышки и вынимают червяк с подшипниками;
- 3) отвёртывают винты и снимают крышки;
- 4) отвёртывают пробку для слива масла, вынимают маслоуказатель.

## 4.3 Сборка редуктора, регулировка зацепления и подшипников

Рациональная конструкция редуктора позволяет осуществлять узловую сборку. Собирают отдельно узел червячного колеса и узел червяка. Далее собранные узлы монтируют в корпусе редуктора в порядке, обратном тому, в котором производилась разборка.

Регулировку червячного зацепления и конических роликоподшипников червячного колеса при сборке редуктора выполняют в следующем порядке:

- 1) червячное колесо с валом, подшипниками и крышками монтируют в корпусе редуктора без комплектов металлических прокладок с таким расчётом, чтобы опорная поверхность одной из крышек была плотно прижата к корпусу редуктора, а между второй крышкой и корпусом имелся зазор  $\delta$ ;

- 2) замеряют шупом зазор  $\delta$ , после чего подбирают двойной комплект металлических прокладок, суммарную толщину которых в целях обеспечения свободного вращения подшипников принимают равной  $\delta + \Delta_{ос}$ , где  $\Delta_{ос}$  — допускаемая осевая игра вала, смонтированного на

двух конических роликоподшипниках. Величину  $\Delta_{\infty}$  назначают в зависимости от серии и размера конических роликоподшипников и от того, какие в них могут быть допущены радиальный и осевой зазоры по условию удовлетворительной работы передачи. Для диаметра шейки вала червячного колеса 30...50 мм  $\Delta_{\infty} \approx 0,05 \dots 0,1$  мм;

3) между крышками и корпусом устанавливают пакеты прокладок с суммарной толщиной  $0,5(\delta + \Delta_{\infty})$  каждый;

4) для регулировки зацепления на рабочую поверхность витков червяка наносят тонкий слой краски, после чего, вращая червяк, поворачивают червячное колесо. Полученное пятно контакта — отпечаток краски на рабочих поверхностях зубьев колеса — позволяет судить о том, насколько правильно собрано зацепление.

Требуемые радиальные и осевые зазоры в конических роликоподшипниках червяка обеспечиваются металлическими прокладками между крышками и корпусом. Порядок регулировки конических роликоподшипников червяка тот же, что и конических роликоподшипников червячного колеса. Поскольку смещение червяка в осевом направлении при регулировке подшипников не отражается на точности червячного зацепления, корректировка положения червяка в осевом направлении не нужна.

#### 4.4 Порядок выполнения работы

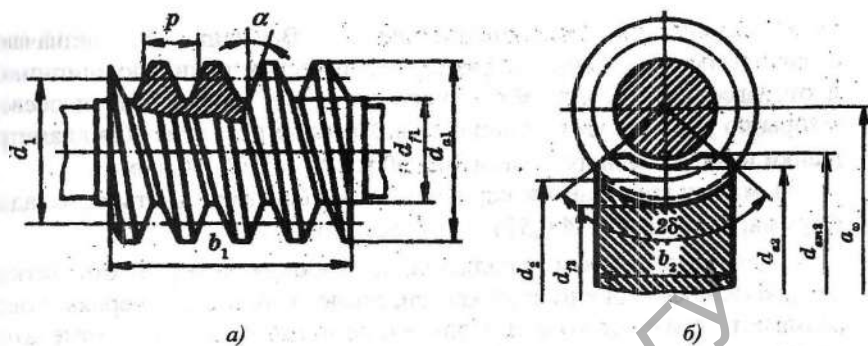
1. Определить основные габаритные и присоединительные размеры редуктора.

Под *габаритными* понимаются наибольшие размеры редуктора в трёх измерениях.

*Присоединительными* называются размеры редуктора, необходимые для подбора сопряжённых с ним деталей, или размеры, нужные для монтажа редуктора на фундаменте (плите, раме). Сюда относятся размеры концов валов, на которые насаживают полумуфты, отверстия под фундаментные болты, размеры опорных поверхностей нижнего фланца редуктора, расстояния от опорных поверхностей нижнего фланца до осей валов и др.

2. Замеряемые размеры привести в таблице 4.1 отчёта (подраздел 4.5 настоящего издания).

3. По результатам расчётов и замеров заполняют таблицу 4.2 отчёта. Геометрические параметры червяка и червячного колеса показаны на рисунке 4.2.



а — червяк, б — червячное колесо

Рисунок 4.2 — Основные геометрические параметры червяка и червячного колеса [6, с. 161, 162]

#### 4.5 Отчёт

Результат лабораторной работы необходимо отразить в отчёте по следующей форме:

##### Лабораторная работа 4

##### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

1. Цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора.
3. Параметры редуктора.

Т а б л и ц а 4.1 — Замеряемые габаритные и присоединительные размеры редуктора

Замеряемые величины	Обозначения	Мерительный инструмент	Результаты измерений
<i>Габаритные размеры</i>			
Длина	$L$	Угольник, линейка, штангенрейсмас	
Ширина	$B$		
Высота	$H$		
<i>Присоединительные размеры</i>			
Быстроходный вал:			
диаметр	$d_b$	Штангенциркуль, линейка, угольник	
длина	$l_b$		
вылет	$l_1$		

Окончание табл. 4.1

Замеряемые величины	Обозначения	Мерительный инструмент	Результаты измерений
Тихоходный вал: диаметр длина вылет	$d_T$ $l_T$ $l_2$		
Вспомогательный размер	$h_1$	Штангенрейсмас	
Вспомогательный размер	$h_2$	Штангенрейсмас	
Расстояние от опорной поверхности нижнего фланца редуктора до оси червяка и колеса	$h_B$ $h_T$		
Межосевое расстояние	$a_w$	Линейка	
Толщина нижнего фланца	$h$		
Размеры опорной поверхности нижнего фланца	$c_1; c_2$		
Расстояние между осями отверстий под фундаментные болты	$m; n$		
Диаметр отверстия под фунда- ментный болт	$d_0$		Штангенциркуль

Таблица 4.2 — Основные геометрические и кинематические параметры червячного редуктора

Наименование параметра и его единица	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений
Число зубьев колеса	$z_2$	Сосчитать	
Число витков червяка	$z_1$	—	
Передаточное число	$u$	$u = z_2 / z_1$	
Коэффициент диаметра	$q'$	$q' = \frac{0,5d_{a1}z_2 - 2a_w}{a_w - 0,5d_{a1}}$	
Расчётный модуль	$m'$	$m' = d_{a1} / (q + 2)$	
Расчётный шаг червяка, мм	$p$	$p = \pi m$	
Диаметр вершин зубьев, мм: червяка колеса	$d_{a1}$ $d_{a2}$	Измерить	
Делительные диаметр, мм: червяка колеса	$d_1$ $d_2$	$d_1 = d_{a1} - 2m$ $d_2 = z_2 m$	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	$a_w = 0,5(d_1 + d_2)$ $a_w'$ измерить	

Окончание табл. 4.2

Наименование параметра и его единица	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений
Угол подъёма витка винтовой линии, град	$\gamma$	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$	
Диаметры впадин зубьев, мм: червяка колеса	$d_{f1}$ $d_{f2}$	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$ $d_{f2} = d_2 - 2,4m$	
Длина нарезанной части червяка, мм	$b_1$	Измерить	
Ширина венца колёс, мм	$b_2$	—	
Частота вращения быстроходного вала	$n_1$	—	
Скорость скольжения	$v_s$	$v_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma}$	
Коэффициент трения	$f'$	$f' = f(v_s)$	
Угол трения	$\rho'$	$\rho' = \arctg f'$	
Расчётное значение КПД	$\eta$	$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$	

Примечания: 1. Значения модуля  $m$  и коэффициента диаметра червяка  $q$  принять по ГОСТ 2144-76 [23]:  
 $m = 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; \dots$  — I ряд;  $m = 1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0; \dots$  — II ряд;  
 $q = 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; \dots$  — I ряд;  $q = 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 16,0; 18,0; \dots$  — II ряд.

2. Значения коэффициента трения  $f'$  принять следующими [7]:

$v_s, \text{ м/с}$	0,1	0,25	0,5	1,0	1,5	2
$f'$	0,08...0,09	0,065...0,075	0,055...0,065	0,045...0,055	0,04...0,05	0,035...0,045
$v_s, \text{ м/с}$	2,5	3	4	7	10	—
$f'$	0,03...0,04	0,028...0,035	0,023...0,03	0,018...0,026	0,016...0,024	—

#### 4. Вывод.

## Лабораторная работа 5

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

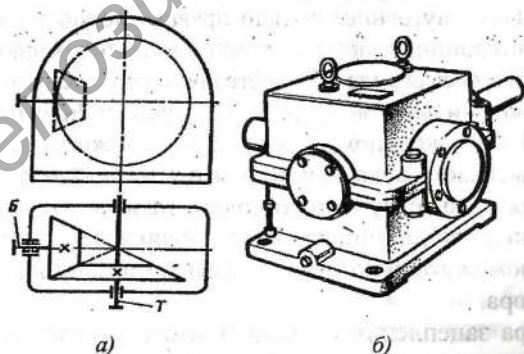
*Цель работы:* изучить конструкции редуктора; определить основные параметры редуктора и конического зацепления; отрегулировать зазоры в подшипниках качения; отрегулировать зазоры в зацеплении конической пары.

#### 5.1 Описание конструкции редукторов

Конические редукторы применяют для передачи движения между валами, оси которых пересекаются обычно под углом  $90^\circ$ . Передачи с углами, отличными от  $90^\circ$ , встречаются редко [1].

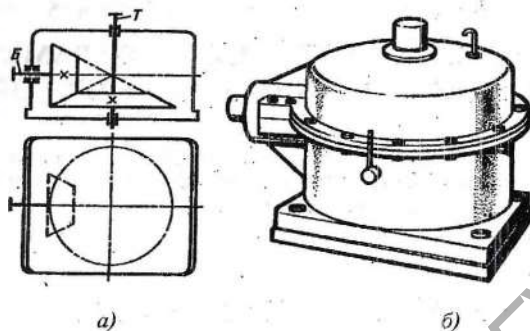
Наиболее распространённый тип конического редуктора показан на рисунке 5.1; редуктор с вертикально расположенным тихоходным валом изображён на рисунке 5.2. Возможно исполнение редуктора с вертикально расположенным быстроходным валом; в этом случае привод осуществляется от фланцевого электродвигателя.

Передачное число *и* одноступенчатых конических редукторов с прямыми зубьями, как правило, не выше трёх; в редких случаях *и* равно 4. При косых или криволинейных зубьях *и* равно 5 (в виде исключения *и* равно 6,3).



*a* — кинематическая схема; *б* — общий вид

Рисунок 5.1 — Одноступенчатый редуктор с коническими зубчатыми колёсами [5, с. 12]



а) — кинематическая схема; б) — общий вид

Рисунок 5.2 — Одноступенчатый конический редуктор с вертикальным ведомым валом [5, с. 12].

У редукторов с коническими прямозубыми колёсами допустимая окружная скорость (по делительной окружности среднего диаметра)  $v < 5$  м/с. При более высоких скоростях рекомендуют применять конические колеса с круговыми зубьями, обеспечивающими более плавное зацепление и большую несущую способность.

Конический редуктор, в отличие от цилиндрического, обладает некоторыми конструктивными особенностями.

Подшипники ведущего вала смонтированы в общем стакане, при этом осевая сила от шестерни передаётся через заплечик вала, мазеудерживающее кольцо, внутреннее кольцо правого подшипника, распорную втулку, левый подшипник, промежуточное кольцо, крышку подшипника и болты. С болтов осевая сила передаётся на корпус редуктора.

Подшипниковый узел ведущего вала уплотнён с одной стороны мазеудерживающим кольцом, с другой — манжетным уплотнением. Подшипники ведомого вала уплотнены так же, как и подшипники ведущего. Осевая сила от зубчатого колеса передаётся через мазеудерживающее кольцо подшипника, через ролики на наружное кольцо, далее через промежуточную втулку, крышку подшипника и болты на корпус редуктора.

Для осмотра зацепления и заливки масла служит окно в верхней части корпуса редуктора. Окно закрыто крышкой. Для уплотнения под крышку окна помещают прокладку из технического картона.

Маслоспускное отверстие закрывают пробкой и уплотняют прокладкой из маслостойкой резины. Уровень масла проверяется жезло-

ным маслоуказателем. Относительное расположение корпуса и крышки редуктора фиксируется двумя коническими штифтами. Редуктор крепят к фундаменту четырьмя болтами.

## 5.2 Разборка редуктора

Разборку редуктора производят в следующем порядке:

1) отвёртывают винты корпуса конической шестерни и вынимают ведущий вал в сборе с пакетом регулировочных прокладок;

2) отвёртывают винты боковых крышек, снимают их и выдвигают ведомый вал в сборе с подшипниками. С помощью съёмника демонтируют внутренние кольца подшипников с вала, а затем, установив специальные упоры и применяя оправку, распрессовывают коническое колесо с вала;

3) отвёртывают винты крышки подшипников на корпусе хвостовика (ведущей шестерни) и снимают крышку;

4) выпрессовывают стакан с ведущим валом и подшипниками из корпуса. Во время разборки следят за сохранностью регулировочных прокладок.

## 5.3 Порядок сборки редуктора, регулировка подшипников и зазора в зацеплении

Сборка редуктора производится в порядке, обратном порядку разборки редуктора. В процессе сборки необходимо отрегулировать подшипники, а затем зазор в зацеплении конической пары. Регулировка осуществляется установкой под фланцы крышек металлических прокладок толщиной 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; ... мм. Разность толщин даёт возможность смешать кольца подшипников и коническое колесо с точностью до 0,05 мм.

Подшипники шестерни и колеса собирают с предварительным натягом, чтобы обеспечить длительную их работу без зазора. Наличие зазора в подшипниках является причиной радиального и осевого биения и вибрации валов. Предварительный натяг подшипников ведущей шестерни значительно меньше, чем ведомой, в связи с более высокой частотой вращения ведущей шестерни. Излишний натяг ведёт к перегреву редуктора, затверждению кромок сальников и их растрескиванию. Для устранения этих явлений подбирают подшипники повышенной жёсткости и регулируют натяг в следующем порядке:

- 1) устанавливают в корпус вал колеса вместе с подшипниками;
- 2) устанавливают одну из крышек без прокладок и плотно прижимают винтами к корпусу;
- 3) крышку с противоположной стороны вала (без прокладок) притягивают винтами к корпусу;
- 4) измеряют щупом зазор  $\delta$  между крышкой и корпусом;
- 5) подбирают двойной комплект металлических прокладок толщиной  $\delta + \Delta_{ос}$ , где  $\Delta_{ос}$  — допустимая осевая «игра» вала. Например, при диаметре шейки вала  $d$ , равном 30...50 мм  $\Delta_{ос}$  составляет 0,05...0,1 мм;
- 6) устанавливают между каждой крышкой и корпусом пакет прокладок толщиной  $\delta_1 = \delta_2 = 0,5(\delta + \Delta_{ос})$ ;
- 7) затягивают винты крышек подшипников. После этого устанавливают в корпус узел ведущей шестерни в сборе (с отрегулированными подшипниками) и определяют боковой зазор в зацеплении. Он должен быть в пределах 0,25...0,55 мм. Это достигается либо изменением толщины пакета прокладок между узлом ведущей шестерни и корпусом, либо перенесением регулировочных прокладок из-под крышек подшипников ведомого вала (без изменения их общего количества).

Боковой зазор в зацеплении проверяется индикатором не менее чем в трёх положениях ведомой шестерни. Чтобы убедиться в правильности регулировки, кроме бокового зазора проверяется прилегание зубьев (контакт) на окраску. Происходит это в следующей последовательности:

- 1) наносят на рабочую поверхность зубьев шестерни тонкий слой краски;
- 2) вращением вала ведущей шестерни проворачивают колесо на один оборот;
- 3) через смотровое окно изучают расположение пятен контакта. Прилегание должно быть не менее чем на 50% поверхности зуба. Расположение отпечатка должно находиться в средней его части или ближе к вершине конуса. При неудовлетворительном отпечатке следует провсрить установку ведущей шестерни и подрегулировать её положение.

## 5.4 Порядок выполнения работы

1. Определить основные габаритные и присоединительные размеры редуктора (см. п. 4.4 лабораторной работы № 4 (с. 44 настоящего издания)).

2. Замеряемые размеры привести в таблице 5.1 отчёта (подраздел 5.5 настоящего издания).

3. Замеренные и рассчитанные параметры внести в таблицу 5.2 отчёта.

## 5.5 Отчёт

Результат лабораторной работы необходимо отразить в отчёте по следующей форме:

### Лабораторная работа 5

#### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

1. Цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора.
3. Параметры редуктора.

Т а б л и ц а 5.1 — Замеряемые габаритные и присоединительные размеры редуктора

Замеряемые величины	Обозначения	Мерительный инструмент	Результаты измерений
<i>Габаритные размеры</i>			
Длина	$L$	Угольник, линейка штангенрейсмас	
Ширина	$B$		
Высота	$H$		
<i>Присоединительные размеры</i>			
Быстроходный вал: диаметр выходного конца длина выходного конца общая длина диаметр резьбовой части диаметр участка под подшипник	$d_1$	Штангенциркуль, линейка	
	$l_1$		
	$l_{1\Sigma}$		
	$l_{11}$		
	$d_{11}$		
Тихоходный вал: диаметр выходного конца длина выходного конца общая длина диаметр участка под подшипник	$d_2$		
	$l_2$		
	$l_{2\Sigma}$		
	$d_{21}$		
Расстояние от опорной поверхности редуктора до оси быстроходного вала	$h$	Штангенрейсмас	

Окончание табл. 5.1

Измеряемые величины	Обозначения	Мерительный инструмент	Результаты измерений
Толщина нижнего фланца	$h_1$	Линейка	
Размеры опорной поверхности нижнего фланца	$c_1; c_2$		
Расстояние между осями отверстий под фундаментные болты	$m; n$		
Диаметр отверстия под фундаментный болт	$d_0$	Штангенциркуль	

Т а б л и ц а 5.2 — Основные геометрические и кинематические параметры исследуемого редуктора

Наименование параметра и его единица	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений
Число зубьев: шестерни колеса	$z_1$ $z_2$	Сосчитать —	
Передаточное число редуктора	$u$	$u = z_2 / z_1$	
Углы делительных конусов, град: шестерни колеса	$\delta_1$ $\delta_2$	$\operatorname{tg} \delta_1 = 1 / u$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	
Внешний окружной модуль, мм	$m_e$	$m_e = h_e / 2,2$	
Число зубьев плоского колеса	$z_e$	$z_e = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
Ширина зубчатого венца, мм: шестерни колеса	$b_1$ $b_2$	Замерить —	
Внешнее конусное расстояние, мм	$R_e$	$R_e = 0,5d_e / \sin \delta$	
Среднее конусное расстояние, мм	$R$	$R = R_e - 0,5b$	
Средний окружной модуль, мм	$m$	$m = m_e (R / R_e)$	
Средний делительный диаметр, мм: шестерни колеса	$d_1$ $d_2$	$d_1 = m z_1$ $d_2 = m z_2$	
Внешний делительный диаметр, мм: шестерни колеса	$d_{e1}$ $d_{e2}$	$d_{e1} = m_e z_1$ $d_{e2} = m_e z_2$	
Внешний диаметр вершин зубьев, мм: шестерни колеса	$d_{ae1}$ $d_{ae2}$	$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2$	

## 4. Вывод.

## ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И МАРКИРОВКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

*Цель работы:* изучить конструкцию основных типов подшипников качения, маркировку подшипников и получить навыки в их расшифровке; научиться правильно изображать конструкцию подшипников на чертежах; ознакомиться с особенностями смазки подшипников и обозначением посадок подшипников на чертежах.

### 6.1 Общая классификация подшипников качения

Подшипники качения разделяют по следующим признакам [1]:

1) по форме тел качения: а) шариковые; б) роликовые (с короткими цилиндрическими и с длинными цилиндрическими роликами; с игольчатыми, с выпями, с коническими, со сферическими бочкообразными роликами);

2) по направлению воспринимаемой нагрузки (тип подшипника): а) радиальные подшипники (для восприятия, в основном, радиальной нагрузки); б) радиально-упорные (воспринимают радиальные и осевые нагрузки одновременно); в) упорные подшипники (для восприятия только осевых нагрузок);

3) по числу рядов тел качения в одном подшипнике: однорядные, двухрядные, трёхрядные, четырёхрядные и многорядные;

4) по конструктивным особенностям: а) по способности компенсировать перекосы валов (самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся); б) по другим особенностям (с канавками на кольцах, с упорными бортами, с защитными шайбами, на закрепительной втулке и др.);

5) по габаритным размерам (на размерные серии): а) по радиальным габаритам — сверхлёгкие (две серии), особо лёгкие, лёгкие, средние, тяжёлые (всего семь серий); б) по ширине (узкие, нормальные, широкие и особо широкие).

### 6.2 Маркировка подшипников качения

Система основных условных обозначений подшипников предусмотрена ГОСТ 3189-75 [24н], ГОСТ 3478-79 [25н]. Основное обозначение подшипника состоит из цифр, значения которых определяются занимаемыми ими местами (табл. 4).

Внутренний диаметр подшипника обозначают в соответствии с таблицей 5.

Таблица 4 — Основное обозначение подшипников качения

Место цифр в условном обозначении (читая справа)	Значение цифр
1-е и 2-е	Внутренний диаметр подшипника условно (умножением на 5)
3-е и 7-е	Серия (признак, по которому подшипники отличаются по наружному диаметру и ширине при одинаковых внутренних диаметрах)
4-е	Тип подшипника
5-е и 6-е	Конструктивные особенности

Таблица 5 — Обозначение внутреннего диаметра подшипника (ГОСТ 3189-75) [24н]

Внутренний диаметр, мм	Условное обозначение внутреннего диаметра
От 1 до 9	Первая цифра справа — фактический размер в мм, на втором месте — серия; на третьем — цифра 0
10	00
12	01
15	02
17	03
От 20 до 495	Частное от деления фактического диаметра (в мм) на 5

Обозначения серий подшипников приведены в таблице 6. Примерное соотношение между габаритами различных серий для подшипников качения одного и того же внутреннего диаметра показано на рисунке 6.1.

Таблица 6 — Обозначение серии подшипников качения (ГОСТ 3189-75) [24н]

Серия	Цифра
Сверхлёгкая	8
Особо лёгкая	1
Лёгкая	2
Лёгкая широкая	5
Средняя	3
Средняя широкая	6
Тяжёлая	4
Неопределённая	9

*Примечание.* Цифры 5 и 6 характеризуют серию по диаметру и ширине.



Рисунок 6.1 — Размерные серии подшипников качения [6, с. 186]

Обозначения типов подшипников (четвертая цифра справа) приведены в таблице 7.

Классы точности подшипников обозначаются цифрами: 0 — нормальный (не проставляется); 6, 5, 4, 2 — повышенный (в порядке возрастания).

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

Классы точности (наряду с радиальными зазорами — осевой игрой и величиной момента трения) относятся к дополнительным обозначениям и проставляются слева от основного через тире. Величины радиального зазора и осевой игры подшипников обозначаются номером соответствующего дополнительного ряда и проставляются перед классом точности подшипника.

Таблица 7 — Типы подшипников качения (ГОСТ 3189-75) [24н]

Тип подшипника	Цифра
Радиальный шариковый однорядный	0
Радиальный шариковый двухрядный сферический	1
Радиальный роликовый с короткими цилиндрическими роликами	2
Радиальный роликовый двухрядный сферический	3
Радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами (игльчатый)	4
Радиальный роликовый с витыми роликами	5
Радиально-упорный шариковый	6

Окончание табл. 7

Тип подшипника	Цифра
Радиально-упорный роликовый	7
Упорный шариковый	8
Упорный роликовый	9

Дополнительные условные обозначения справа от основного содержат буквы и цифры, характеризующие конструктивные отличия, материалы, специальные требования, смазку и др. (табл. 8).

Таблица 8 — Дополнительные условные обозначения подшипников (справа от основного)

Обозначение	Отличительные признаки подшипников
<i>Сепаратор</i>	
Б	Из безоловянистой бронзы
Г	Массивный из чёрных металлов
Д	Из алюминиевых сплавов
Е	Из пластических материалов
Л	Из латуни
К	Железный штампованный сепаратор для подшипников с короткими цилиндрическими роликами
Р	Детали из теплоустойчивой стали
С <sub>1</sub> ...С <sub>9</sub> , С <sub>17</sub>	Подшипники с двумя защитными шайбами типа 80 000, заполненные специальной смазкой, обозначенной цифрой при букве С
<i>Специальные требования</i>	
Т, Т <sub>1</sub> , Т <sub>2</sub> и т. д.	К температуре отпуска деталей
У	К параметрам шероховатости, радиальному зазору и осевой игре, к технологии изготовления (свинцевание, анодирование колец и др.)
Ш	По шуму
<i>Детали</i>	
Х	Из цементуемой стали
Э	Из стали со специальными присадками (ванадий, кобальт)
Ю	Из коррозионно-стойкой стали
Я	Из редкоприменяемых материалов (стекло, керамика и др.)

### 6.3 Поля допусков и посадки

Устанавливаются следующие обозначения полей допусков на посадочные диаметры колец подшипника по классам точности:

1) для среднего диаметра отверстия подшипников —  $L0$ ;  $L6$ ;  $L5$ ;  $L4$ ;  $L2$ , где  $L$  — обозначение основного отклонения для среднего диаметра отверстия подшипника; 0, 6, 5, 4, 2 — классы точности подшипников по ГОСТ 520-2002 [26н];

2) для среднего наружного диаметра подшипника —  $l_0$ ;  $l_6$ ;  $l_5$ ;  $l_4$ ;  $l_2$ , где  $l$  — обозначение основного отклонения для среднего наружного диаметра подшипника; 0, 6, 5, 4, 2 — классы точности.

**Примеры обозначений посадок подшипников качения.** Подшипник класса точности 0 на вал с номинальным диаметром 50 мм с симметричным расположением поля допуска  $j_s6$  ГОСТ 25347-82 [27н]: посадка —  $\varnothing 50L0/J_s6$  (или  $\varnothing 50L0 - j_s6$ , или  $\varnothing 50 \frac{L0}{j_s6}$ ). Подшипник класса точности 0 в отверстие корпуса с номинальным диаметром 90 мм с полем допуска  $H7$ : посадка —  $\varnothing 90H7/10$  (или  $\varnothing 90 H7 - 10$ , или  $\varnothing 90 \frac{H7}{10}$ ).

### 6.4 Смазка подшипников

Смазка подшипников качения необходима для уменьшения трения между телами качения, кольцами и сепаратором, для усиления теплоотвода от подшипника, предотвращения коррозии и понижения шума. Для смазки подшипников качения применяются жидкие и пластичные смазки и в особых случаях — твёрдые.

Наиболее благоприятные условия для работы подшипников обеспечиваются жидкими маслами. Они обладают высокой стабильностью, меньшим сопротивлением вращению, способностью отводить тепло и очищать подшипник от продуктов износа, их легко заменить без разборки узла. Недостатком жидких смазок является потребность в сложных конструкциях уплотнений.

В редукторах подшипники качения обычно смазываются из картера в результате разбрызгивания масла зубчатыми колёсами, образования масляного тумана и растекания масла по валам. Надёжная смазка разбрызгиванием возможна при окружных скоростях зубчатых колёс свыше 3 м/с.

При малых скоростях и в случае, когда опоры удалены от нагревания потоками смазки, предусматривают специальные смазочные устройства.

При применении пластичных смазок полость подшипника должна быть отделена от внутренней части корпуса различными устройствами (защитной шайбой с проточками, целевым уплотнением с проточками, жировыми канавками, торцовым уплотнением с фасонной металлической шайбой и др.). Применяются также подшипники с двумя защитными шайбами и с двусторонним фетровым уплотнением, заполняемые пластичной смазкой на заводе-изготовителе. В маркировке таких подшипников после основного обозначения указывают букву С с цифровым индексом: С1; С2; ...; С17 (например, С1 — смазка ОКБ-122-7; С2 — ЦИАТИМ221; С9 — ЛЗ-31; С11 — ВНИИНП262; С15 — ВНИИНП207; С17 — ЛИТОЛ24).

Твёрдые смазки в виде коллоидного порошка графита или двухсернистого молибдена применяют при температурах 200...400°С.

### 6.5 Изображение конструкции подшипников качения на чертежах

Конструкция радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников вычерчивается в следующем порядке:

- 1) выписать из справочника основные размеры подшипника:  $d$ ,  $D$ ,  $B$ ,  $\alpha$ ;
- 2) нанести тонкими линиями контур подшипника;
- 3) определить и нанести размер  $D_{pw}$  — диаметр окружности расположения тел качения;  $D_{pw} = 0,5(D + d)$ ;
- 4) по соотношениям, указанным на схемах (рис. 6.2), вычертить тела качения и кольца:

$S = 0,15(D - d)$  — толщина внутреннего и наружного колец;

$D_w = 0,32(D - d)$  — диаметр тел качения.

Для вычерчивания наружного кольца радиально-упорного подшипника со стороны срезанной части борта следует через центр тел качения провести прямую под углом  $\alpha$  к вертикальной оси симметрии, а из точки, делящей толщину кольца пополам, провести прямую, перпендикулярную указанной, до пересечения с телом качения.

Вычерчивание конструкции роликового конического радиально-упорного подшипника (см. рис. 6.2, е) производится в следующем порядке:

1) выписать из справочника основные размеры подшипника ( $d, D, C, T, B, \alpha$ );

2) нанести тонкими линиями контур подшипника;

3) вертикальную линию  $ab$ , делящую монтажную ширину подшипника  $T$  пополам (см. 6.2,  $e$ ), разделить на четыре равные части, получив точки 1; 2; 3;

4) через точку 3 провести прямую под углом  $\alpha$  до пересечения её с осью вращения подшипника в точке 0;

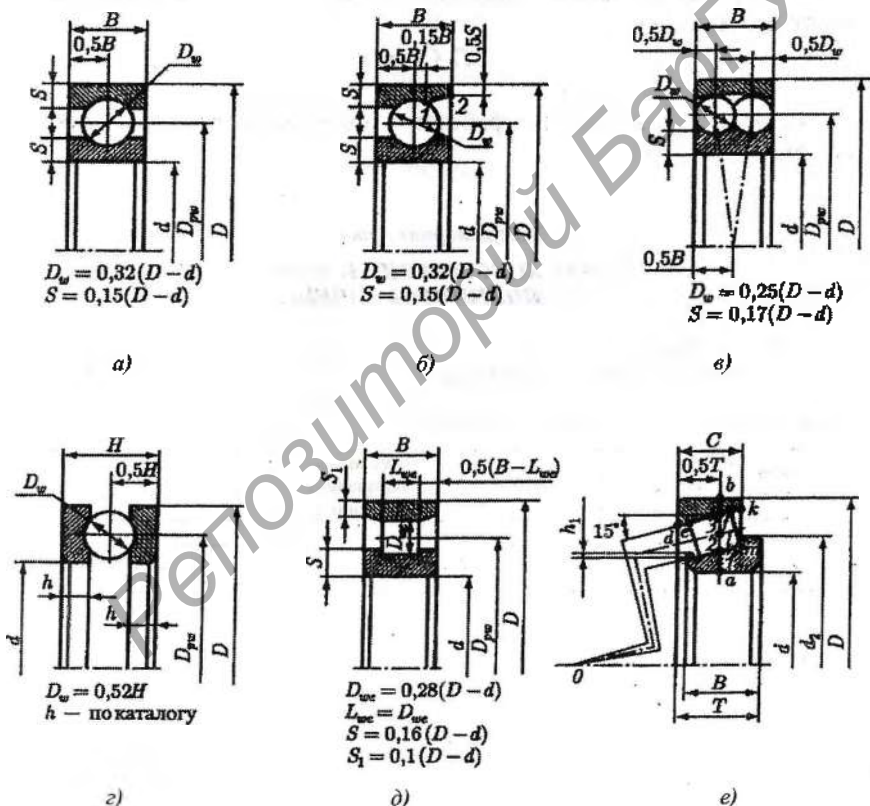


Рисунок 6.2— Схемы к вычерчиванию подшипников [8, с. 208]

5) отложив отрезок  $de = fk$ , провести прямую, параллельную  $fm$ , оформляющую малый торец ролика;

6) для получения диаметра  $d_2$  борта внутреннего кольца найти точку  $r$ , делящую радиус большого торца ролика пополам.

## 6.6 Порядок выполнения работы

1. Определить параметры подшипников.
2. Полученные данные внести в таблицу 6.1 отчёта (подраздел 6.7 настоящего издания).

## 6.7 Отчёт

Результат лабораторной работы необходимо отразить в отчёте по следующей форме:

### *Лабораторная работа 6*

### **ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И МАРКИРОВКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ**

1. Цель работы.
2. Условное обозначение подшипников.

Таблица 6.1 — Параметры подшипников

Номер образца	Редуктор	Вал	Условное обозначение подшипника	Параметры подшипника

3. Вывод.

## Лабораторная работа 7

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

*Цель работы:* изучить схемы установки подшипников и их конструктивные варианты; получить навыки выбора подшипников в качестве опор различных передач.

#### 7.1 Общие сведения

Подшипниковый узел состоит из подшипника, вала, корпуса с крышками, устройств для крепления колец подшипников, а также защитных и смазочных устройств. Основным элементом подшипникового узла является подшипник, определяющий работоспособность не только самого узла, но и всей машины в целом [9].

В данной работе изучаются подшипниковые узлы на базе подшипников качения, являющиеся в настоящее время основными видами опор в машинах.

При проектировании различных механизмов работоспособность подшипников обеспечивается выбором их по динамической или статической грузоподъёмностям. Однако имеется ряд факторов, которые не учитываются в стандартной методике выбора подшипников, но могут снизить работоспособность подшипникового узла. К таким факторам следует отнести температурные удлинения валов и осей, перекос колец подшипника, неправильную установку зазора или натяга в регулируемых подшипниках, а также недостаточную смазку и ненадёжное уплотнение подшипникового узла. Все вышеприведённые факторы необходимо учитывать при конструировании опор вращающихся валов и осей. Решению этой задачи и служит данная лабораторная работа.

#### 7.2 Выбор типов подшипников и схем их установки

На выбор типа подшипника качения влияют следующие факторы: а) нагрузка (её величина и направление); б) способ осевого фиксирования вала; в) расположение подшипников в одном или разных корпусах; г) упрощение конструкции и унификация опор.

Рассмотрим выбор типа подшипника, устанавливаемого в одном корпусе (редуктор, коробка скоростей и т. д.).

Для прямозубых передач, когда на опоры действует только радиальная нагрузка  $F_r$ , а также для косозубых передач, у которых совместно с силой  $F_r$  действует небольшая осевая нагрузка  $F_a$  (при этом  $F_a < 0,3 F_r$ ), ориентируются на радиальные шариковые однорядные подшипники.

Для косозубых передач при  $F_a > 0,3 F_r$ , а также для конических передач рекомендуется использование в опорах радиально-упорных подшипников: конических роликовых при частоте вращения вала  $n < 3\ 000\ \text{мин}^{-1}$  или шариковых при  $n \approx 3\ 000\ \text{мин}^{-1}$ .

В опорах плавающего вала шевронной передачи, а также сдвоенной косозубой передачи (образующей шеврон) применяют радиальные подшипники: с короткими цилиндрическими роликами, шариковые, однорядные или двухрядные сферические. Выбор типа радиального подшипника в данном случае определяется конструктивной схемой установки плавающего вала.

Шарикоподшипники работают лучше, чем роликоподшипники, при больших угловых скоростях, обладают большей самоустанавливаемостью, и все они могут воспринимать осевую нагрузку. Роликоподшипники, по сравнению с шарикоподшипниками, при тех же габаритных размерах обладают большей грузоподъемностью. Однако потери на трение в роликовых подшипниках больше, чем в шариковых: значения коэффициента трения для шарикоподшипников  $f$  равно 0,001...0,004, для роликоподшипников  $f$  равно 0,0025...0,01. Роликовые подшипники более чувствительны к перекосу валов, чем шариковые [6].

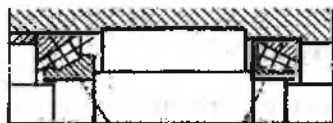
Следует также отметить, что в целях унификации подшипников в редукторе иногда устанавливают однотипные подшипники во всех опорах, даже если условия нагрузки ряда опор и не требуют этого. Например, в коническо-цилиндрическом редукторе с прямозубой тихоходной ступенью для опор тихоходного вала, как и для опор быстроходного и промежуточного валов, в целях унификации также используют конические роликоподшипники, хотя по характеру нагрузки здесь могут применяться радиальные однорядные шарикоподшипники.

Для опор приводных валов конвейеров, размещаемых в разных корпусах, используют только сферические подшипники качения. Это связано с неизбежным перекосом и смещением осей посадочных отверстий корпусов подшипников относительно друг друга в результате сборки приводного вала и деформации металлоконструкции при работе конвейера.

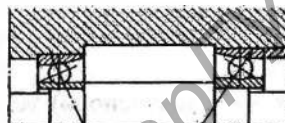
Из всех серий выпускаемых подшипников наибольшее распространение получили лёгкая и средняя серии. Подшипники этих серий рекомендуется применять при курсовом проектировании.

Что касается схем установки подшипников, то следует отметить, что в конструкциях различных узлов можно выделить две группы валов: 1) фиксированные в осевом направлении (рис. 7.1, схемы 1—3); 2) самоустанавливающиеся в осевом направлении (см. рис. 7.1, схема 4).

Схема 1 («распор»)

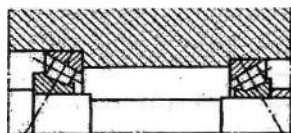


Вариант 1.1



Вариант 1.2

Схема 2 («врасыжку»)

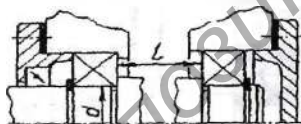


Вариант 2.1

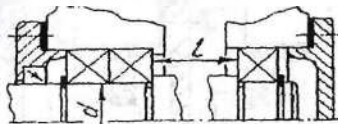


Вариант 2.2

Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая)

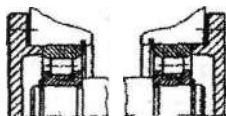


Вариант 3.1

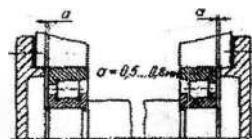


Вариант 3.2

Схема 4 (плавающий вал)



Вариант 4.1



Вариант 4.2

Рисунок 7.1 — Схемы установки подшипников [9, с. 103]

Каждая из четырёх схем установки подшипников имеет определённые конструктивные варианты. Например, при установке подшипников по схеме 1 («враспор») (см. рис. 7.1), в опорах могут быть установлены радиально-упорные роликоподшипники (вариант 1.1) или радиально-упорные шарикоподшипники (вариант 1.2). Аналогично для схемы 2 («врастяжку») варианты конструктивного исполнения обозначим 2.1 и 2.2 (см. рис. 7.1).

Рассмотрим подробнее каждую из четырёх схем установки подшипников и их конструктивные варианты.

### 7.2.1 Схема 1 («враспор»)

Схема 1 («враспор») установки подшипников получила широкое распространение в различных конструкциях узлов. В данной схеме на каждой опоре размещают по одному подшипнику. В одной опоре может применяться несколько типов подшипников (рис. 7.2).

Другую опору выполняют аналогично с соблюдением принципа зеркальной симметрии. При этом каждый подшипник фиксирует вал только в одном осевом направлении.

Внутренние кольца подшипников упирают в буртики вала (в ряде конструкций — в ступицы деталей или втулки) и дополнительно к валу

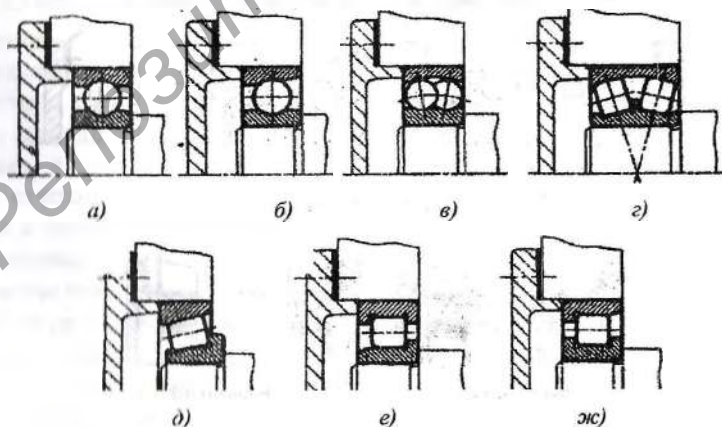


Рисунок 7.2 — Типы подшипников [9, с. 105]

не крепят. Осевое перемещение наружных колец подшипников ограничено привёртными (см. рис. 7.3, а) или закладными (рис. 7.3, б, в) крышками. Для того, чтобы исключить защемление вала в опорах вследствие тепловой деформации подшипников и вала, при сборке предусматривают осевой зазор  $a$ , называемый в ряде литературных источников осевой игрой.

Следует отметить, что точность осевого фиксирования вала зависит от зазоров в подшипниках и зазоров между кольцами подшипника и фиксирующими элементами. В радиальных и радиально-упорных шариковых однорядных подшипниках, а также в радиальных сферических (шариковых и роликовых) зазоры между телами качения и кольцами имеются в готовых подшипниках. В конических роликоподшипниках

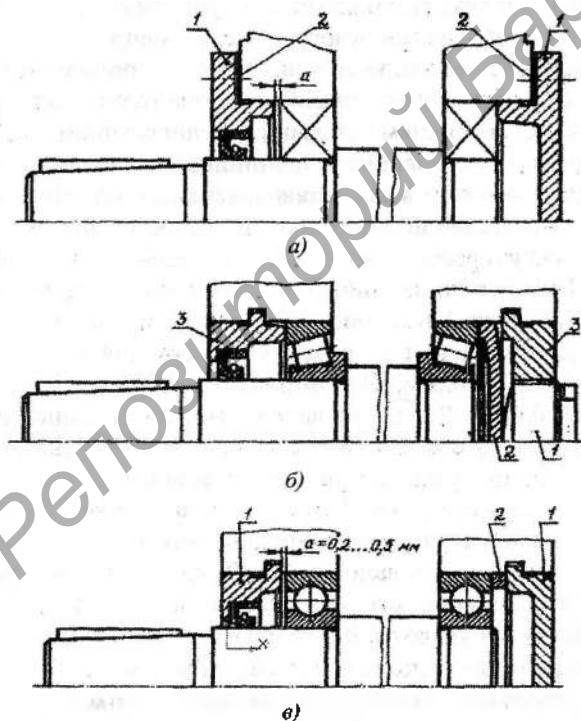


Рисунок 7.3 — Схема установки подшипников «враспор» [9, с. 105]

зазоры образуются при сборке подшипникового узла. Зазоры в подшипниках обеспечивают лёгкость вращения вала, но ухудшают распределение нагрузки между телами качения, что приводит к снижению долговечности опор. Отсутствие зазоров в подшипниках увеличивает сопротивление вращению, но повышает точность вращения вала, жёсткость опор, улучшает распределение нагрузки между телами качения, что увеличивает долговечность опор. По этой причине при конструировании опор валов в обязательном порядке следует предусмотреть способы создания в подшипниках зазоров оптимальной величины. Следует также отметить, что в ряде конструкций (например, шпиндели металлорежущих станков) в целях обеспечения высокой точности вращения зазоры в подшипниках исключают полностью, создавая при этом предварительный натяг.

В любой конструкции подшипника существует радиальный и осевой зазоры. При изменении зазора в осевом направлении, изменяется и зазор в радиальном направлении. Зазоры в подшипниках создают и изменяют при сборке подшипникового узла путём осевого смещения одного из колец. Этот приём называют регулированием подшипников.

Рассмотрим регулирование подшипников для схемы 1 «враспор».

Если в качестве опор вала, устанавливаемого по схеме 1, используют радиально-упорные подшипники (шариковые или конические роликовые), то регулирование их производят осевым смещением наружных колец. При использовании в конструкции подшипникового узла привёртнутых крышек 1 (см. рис. 7.3, а) регулирование подшипников производят с помощью набора тонких металлических прокладок 2 общей толщиной 1...2 мм. В комплект входят прокладки толщиной 0,05; 0,1; 0,2; 0,4 и 0,8 мм, что дает возможность выполнить регулировку подшипников с высокой степенью точности. Набор прокладок устанавливается под фланцы привёртнутых крышек.

Иногда в ряде конструкций (например, в конических и червячных передачах), кроме регулирования подшипников, требуется регулирование осевого положения валов колёс. Тогда прокладки под крышками переставляют с одной стороны корпуса на другую. При этом суммарная толщина прокладок в целях сохранения оптимального осевого зазора  $a$  в подшипниках должна оставаться неизменной.

При использовании в конструкции подшипникового узла с радиально-упорными подшипниками закладных крышек 3 (см. рис. 7.3, б) регулирование данных подшипников производят посредством регулировочного винта 1, вворачиваемого в одну из закладных крышек. При

наличии глухой и сквозной закладных крышек (быстроходный и тихоходный валы цилиндрического редуктора) винт вворачивают в глухую крышку. Для промежуточных пяти валов с двумя глухими закладными крышками винт вворачивают в любую из них. При этом винт 1 воздействует на самоустанавливающуюся шайбу 2, контактирующую с торцом наружного кольца подшипника.

Самоустановку шайбы 2 обеспечивает сферическая поверхность на торце винта 1. Следует иметь в виду, что надёжность данной конструкции можно обеспечить только при достаточно жёсткой регулировочной шайбе 2 и большом диаметре регулировочного винта 1. В целях повышения точности регулирования подшипников применяют резьбы с мелким шагом. Для регулирования осевого положения вала регулировочные винты предусматривают с двух сторон вала.

Если в опорах подшипникового узла схемы 1 «враспор» используют радиальные подшипники, то регулирование зазора непосредственно в подшипниках не проводят. При сборке подшипникового узла в данном случае устанавливают осевой зазор  $a$ , равный 0,2...0,5 мм, между наружным кольцом подшипника и фиксирующим элементом. При использовании привёртных крышек (см. рис. 7.3, а) такой зазор предусматривают между торцами крышки и наружного кольца подшипника с помощью набора тонких металлических прокладок 2. В случае применения закладных крышек 1 (см. рис. 7.3, в) осевой зазор  $a$ , равный 0,2...0,5 мм, устанавливают с помощью компенсаторного кольца 2, закладываемого между торцами наружного кольца подшипника и закладной крышки. В целях удобства сборки компенсаторное кольцо рекомендуется устанавливать со стороны глухой крышки, а не сквозной. Вместо компенсаторного кольца возможно использование наборов прокладок или колец.

### 7.2.2 Схема 2 («враспяжку»)

Схема 2 установки подшипников «враспяжку» исключает их защемление вследствие температурных деформаций даже при значительной длине вала. Это связано с тем, что с увеличением длины вала осевой зазор в подшипниках увеличивается в результате роста теплового удлинения вала.

При данной схеме установки подшипников обе опоры вала имеют одинаковую конструкцию (примеры конструкций одной опоры приве-

дены на рисунке 7.4). Осевое фиксирование вала обеспечивается упором торцов наружных колец подшипников в заплечики, выполняемые по одному из представленных вариантов (рис. 7.5). Наиболее технологичной является конструкция, изображённая на рисунке 7.5, д.

Регулирование подшипников при схеме 2 в «вращающку» производится смещением внутреннего кольца одного подшипника с помощью круглой шлицевой гайки. Гайка от самопроизвольного отвинчивания стопорится многолапчатой шайбой.

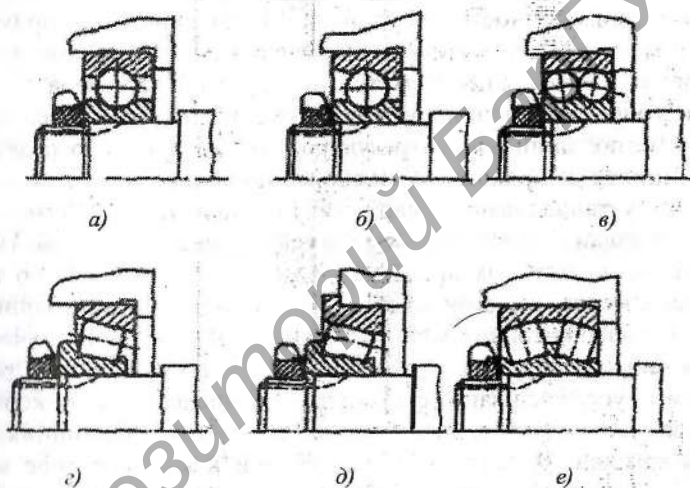


Рисунок 7.4 — Конструкции опоры [9, с. 109]

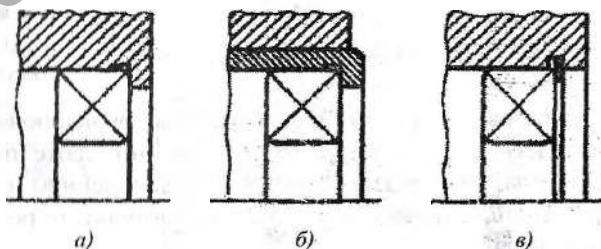


Рисунок 7.5 — Осевое фиксирование вала [9, с. 109]

Следует отметить, что при данном способе регулирования подшипников посадку под смещаемым внутренним кольцом подшипника не ослабляют, однако посадочная поверхность на валу в обязательном порядке должна быть закалена. Если, кроме регулирования подшипников, требуется регулирование осевого положения вала, то предусматривают установку круглой шлицевой гайки с многолапчатой статорной шайбой у каждой опоры.

На практике схема 2 «врастяжку» получила наибольшее распространение при установке консольно расположенных конических шестерён на коротких валах.

### 7.2.3 Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая)

В схеме 3 (см. рис. 7.1) вал фиксируется от осевого перемещения только в одной опоре: а) одним подшипником (вариант 3.1); б) двумя подшипниками (вариант 3.2).

При этом вторая опора выполняется плавающей (для вариантов 3.1 и 3.2 плавающей выполнена правая опора).

Таким образом, фиксирующая опора (одинарная или двойная) ограничивает осевое перемещение вала в обоих направлениях, а плавающая опора обеспечивает осевое перемещение вала в любом осевом направлении.

Рассмотрим конструктивное исполнение фиксирующей опоры с одним подшипником (рис. 7.6), с двумя подшипниками (рис. 7.7) и плавающей опоры (рис. 7.8). При установке вала по схеме 3 (см. рис. 7.1) фиксирующая опора воспринимает радиальную и в любом направлении осевую нагрузки. В то же время плавающая опора воспринимает только радиальную нагрузку. Данную схему применяют при любом расстоянии  $l$  между опорами (коробки передач, приводные валы конвейеров и др.).

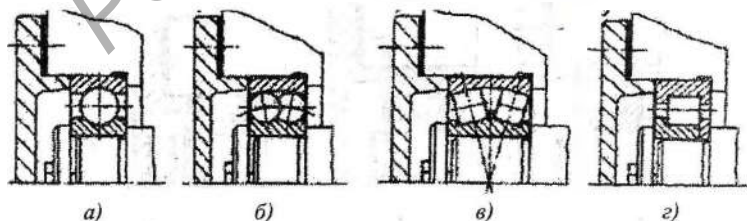


Рисунок 7.6 — Фиксирующая опора с одним подшипником [9, с. 111]

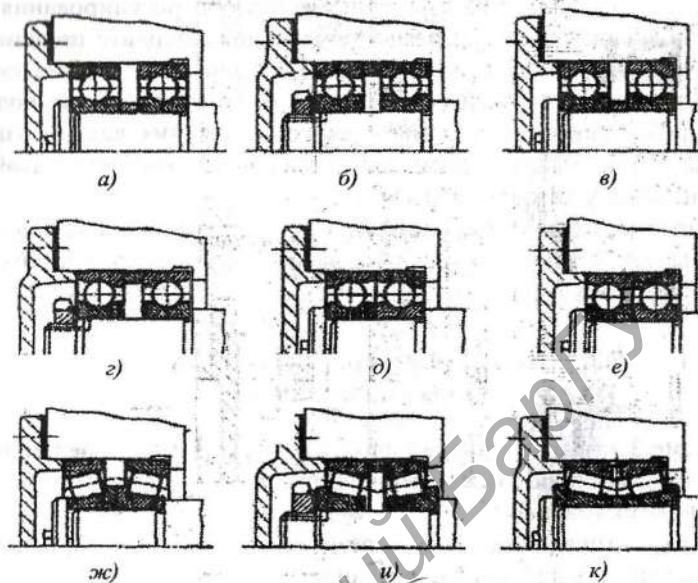


Рисунок 7.7 — Фиксирующая опора с двумя подшипниками [9, с. 112]

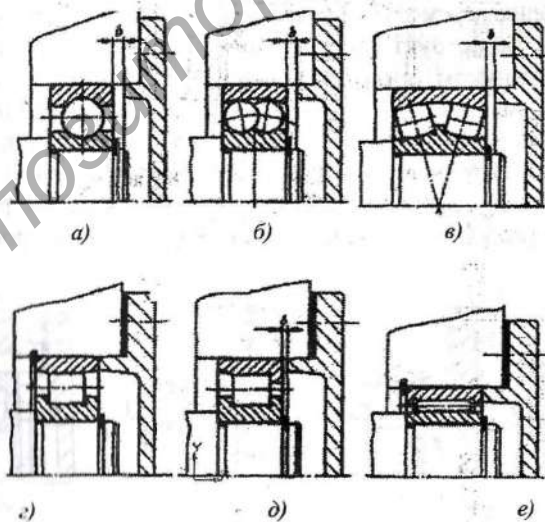


Рисунок 7.8 — Плавающая опора [9, с. 112]

При выборе фиксирующей и плавающей опор можно придерживаться следующих рекомендаций. Если вал нагружен радиальными и осевыми нагрузками, то в качестве плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной силой, что обеспечит более равномерную нагрузку подшипников обеих опор. Если вал нагружен только радиальными нагрузками, то в качестве плавающей выбирают опору с меньшей нагрузкой, что обеспечит меньший износ поверхности отверстия корпуса в результате перемещений подшипника в осевом направлении.

Что касается зазора в плавающей опоре между торцами крышки и наружного кольца подшипника, то для опор (см. рис. 7.8, а, б, в) можно принимать  $b \geq 0,01l$ , где  $l$  — расстояние между торцами колец подшипников, мм, указанное для вариантов 3.1 и 3.2 (см. рис. 7.1). Для опоры (см. рис. 7.8, д) зазор  $b$  равен 0,5...0,8 мм.

Регулирование радиальных и радиально-упорных подшипников фиксирующей опоры по варианту 3.2 (см. рис. 7.1) может производиться перемещением наружных (см. рис. 7.7, а, в, д—ж) или внутренних (см. рис. 7.7, б, г, и, к) колец.

При регулировании радиальных шарикоподшипников (см. рис. 7.7, а) между торцом крышки и торцом наружного кольца левого подшипника оставляют зазор для компенсации тепловых деформаций  $a$ , равный 0,2...0,5 мм (на рисунке не показан). Такой же зазор предусматривают и при регулировании гайкой (см. рис. 7.7, б).

#### 7.2.4 Схема 4 (плавающий вал)

Схема 4 определяет конструкцию опор плавающих валов и обеспечивает самоустановку одного из валов шевронной или сдвоенной косозубой передачи относительно другого вала, зафиксированного от осевых перемещений. При этом ограничение осевого перемещения плавающего вала осуществляется не в опорах, а зубьями шевронной или сдвоенной косозубой передачи. Рассмотрим варианты конструктивного исполнения схемы 4.

**Вариант 4.1.** В качестве опор при варианте 4.1 применяют роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 2000 (ГОСТ 8328-75) [28н] без бортов на наружном кольце. С помощью пружинных колец внутренние кольца подшипников закрепляют на валу, а наружные — в корпусе. Отсутствие бортов на наружном кольце подлин-

ника обеспечивает осевое плавание вала вместе с внутренними кольцами и комплектами роликов относительно неподвижных наружных колец.

**Вариант 4.2.** В качестве опор для варианта 4.2 применяют радиальные шариковые однорядные, шариковые или роликовые двухрядные сферические подшипники, а также роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 12 000 (ГОСТ 8328-75) [28н] с одним бортом на наружном кольце. При этом наружные кольца подшипников имеют свободу осевого перемещения на величину осевого зазора  $a$ , равного  $0,5 \dots 0,8$  мм. Внутренние кольца на валу можно не закреплять.

### 7.2.5 Опоры с предварительным натягом

В ряде конструкций (шпиндели металлорежущих станков и т. п.) требуется высокая жёсткость опор или высокая точность вращения. С этой целью пару подшипников нагружают предварительно осевой силой, которая не только устраняет осевой зазор в этой паре, но и создаёт начальную упругую деформацию в зоне контакта тел качения и колец подшипника. Правильно выбранный натяг обеспечивает плотное прилегание тел качения к беговым дорожкам, улучшает распределение нагрузки между телами качения, что повышает долговечность подшипников, а также уменьшает износ поверхностей качения.

Чрезмерный натяг опасен так же, как и недостаточный, ввиду того, что может произойти перегрузка поверхностей качения и защемление шариков или роликов, что значительно повышает тепловыделение.

Наиболее распространённый способ создания предварительного натяга — взаимное осевое смещение колец подшипников (рис. 7.9, а), что и обеспечивает предварительное создание в них осевой силы.

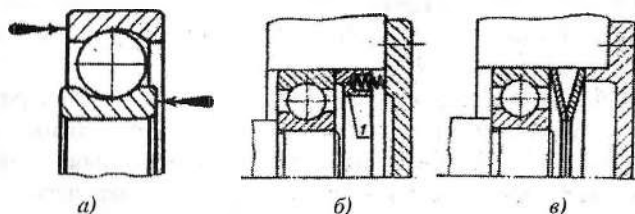


Рисунок 7.9 — Способы создания предварительного натяга

Предварительный натяг должен обеспечивать получение беззазорного, но достаточно лёгкого вращения вала.

Предварительный натяг плавающей опоры с одним радиальным подшипником обеспечивается установкой колец 1 с большим числом цилиндрических пружин, расположенных по окружности в его торцевых отверстиях (см. рис. 7.9, б). Кроме цилиндрических, используют тарельчатые пружины (см. рис. 7.9, в).

### 7.3 Порядок выполнения работы

1. Изучить схемы установки подшипников.
2. Данные о конструкциях подшипниковых узлов внести в таблицу 7.1 отчёта (подраздел 7.4 настоящего издания).

### 7.4 Отчёт

Результат лабораторной работы необходимо отразить в отчёте по следующей форме:

#### *Лабораторная работа 7*

#### **ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ**

1. Цель работы.
2. Схемы установки подшипников.

Т а б л и ц а 7.1 — Конструкции подшипниковых узлов

Номер образца	Редуктор	Вал (быстроходный, промежуточный, тихоходный)	Схема установки подшипников

3. Вывод.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Детали машин и основы конструирования : метод. указания / сост. : А. В. Кузьминский, В. М. Горелько. — Горки : БГСХА, 2001. — 48 с.
2. Крепёжные изделия. Соединения деталей : учеб. пособие для вузов / К. Х. Лазариди [и др.]. — СПб. : СПГУТД, 2003. — 182 с.
3. *Гузенков, П. Г.* Детали машин : учеб. пособие для студентов вузов / П. Г. Гузенков. — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. шк., 1982. — 351 с.
4. Детали машин : метод. указания для лаб. работ / сост.: П. А. Гриценюк, А. М. Кохненко. — Мозырь : МГТУ, 2003. — 119 с.
5. Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Черваский [и др.]. — М. : Машиностроение, 1987. — 416 с.
6. *Андреенков, Е. В.* Основы деталей машин : учеб. пособие для студентов высш. техн. учеб. заведений / Е. В. Андреенков, М. И. Семин, Г. И. Харитонов. — М. : ВЛАДОС, 2003. — 208 с.
7. *Скойбеда, А. Т.* Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. — Минск : Выш. шк., 2006. — 560 с.
8. *Шейнблит, А. Е.* Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. — М. : Высш. шк., 1991. — 432 с.
9. *Санюкевич, Ф. М.* Детали машин. Курсовое проектирование : учеб. пособие / Ф. М. Санюкевич. — 2-е изд., испр. и доп. — Брест : БГТУ, 2004. — 484 с.

## ПЕРЕЧЕНЬ НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТОВ

1. ГОСТ 8724-2002. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги. — Введ. 2004—01—01. — М. : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Изд-во стандартов, 2003. — 8 с.
2. ГОСТ 25229-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая коническая. — Введ. 1983—01—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 2002. — 5 с.
3. ГОСТ 1709-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая для деталей из пластмасс. — Введ. 1982—07—01. — М. : Изд-во стандартов, 2002. — 34 с.
4. ГОСТ 6357-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трубная цилиндрическая. — Введ. 1983—03—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 2010. — 63 с.
5. ГОСТ 6211-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трубная коническая. — Введ. 1983—01—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 1982. — 10 с.
6. ГОСТ 6111-52. Резьба коническая дюймовая с углом профиля 60°. — Введ. 1952—10—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 1987. — 5 с.
7. ГОСТ 9562-81. Резьба трапецидальная однозаходная. — Введ. 1982—01—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 1987. — 41 с.
8. ГОСТ 24739-81. Резьба трапецидальная многозаходная. — Введ. 1982—01—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 2003. — 13 с.
9. ГОСТ 25096-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба упорная. Допуски. — Введ. 1983—01—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 2003. — 15 с.

10. ГОСТ 1759.0-87. Болты, винты и шпильки. Технические условия. — Введ. 1989—01—01. — М. : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Стандартинформ, 2006. — 16 с.
11. ГОСТ 7805-70. Болты с шестигранной головкой класса точности А. Конструкция и размеры. — Введ. 1972—01—01. — М. : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Стандартинформ, 1998. — 9 с.
12. ГОСТ 17473-80. Винты с полукруглой головкой класса точности А и В. Конструкция и размеры. — Введ. 1989—01—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 1987. — 8 с.
13. ГОСТ 22032-76. Шпильки с винчиваемым концом длиной 1d. Класс точности В. Конструкция и размеры. — Введ. 1978—07—01. — М. : Гос. ком. стандартов при Совете Министров СССР : Стандартинформ, 2011. — 16 с.
14. ГОСТ 5915-70. Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры. — Введ. 1972—01—01. — М. : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Стандартинформ, 2007. — 7 с.
15. СТ СЭВ 180-75. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль. — Введ. 1982—01—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 1981. — 5 с.
16. СТ СЭВ 182-75. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры. — Введ. 1982—01—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 1981. — 45 с.
17. ГОСТ 25347-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки. — Введ. 1983—07—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 1989. — 53 с.
18. ГОСТ 2.402-68. ЕСКД. Условные изображения зубчатых колёс, реек, червяков и звёздочек цепных передач. — Введ. 1971—01—01. — М. : Ком. стандартов, мер и измер. приборов при Совете Министров СССР : Изд-во стандартов, 1998. — 13 с.
19. ГОСТ 2185-66. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры. — Введ. 1968—01—01. — М. : Ком. стандартов, мер и измер. приборов при Совете Министров СССР : Изд-во стандартов, 1993. — 5 с.
20. ГОСТ 9563-60. Основные нормы взаимозаменяемости. Колёса зубчатые. Модули. — Введ. 1962—07—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 1994. — 5 с.
21. ГОСТ 2.770-68. ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики. — Введ. 1971—01—01. — М. : Ком. стандартов, мер и измер. приборов при Совете Министров СССР : Изд-во стандартов, 1998. — 13 с.
22. ГОСТ 8752-79. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия. — Введ. 1962—07—01. — М. : Гос. ком. СССР по управлению качеством продукции и стандартам : Изд-во стандартов, 1997. — 39 с.
23. ГОСТ 2144-76. Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры. — Введ. 1977—07—01. — М. : Гос. ком. стандартов Совета Министров СССР : Изд-во стандартов, 1992. — 4 с.
24. ГОСТ 3189-75. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений. — Введ. 1991—01—01. — М. : Гос. ком. СССР по управлению качеством продукции и стандартам : Изд-во стандартов, 2003. — 12 с.
25. ГОСТ 3478-79. Подшипники качения. Основные размеры. — Введ. 1980—01—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 2003. — 35 с.

26. ГОСТ 520-2002. Подшипники качения. Общие технические условия. — Введ. 1972—01—01. — М. : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Стандартинформ, 2006. — 70 с.

27. ГОСТ 25347-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки. — Введ. 1983—07—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 2004. — 53 с.

28. ГОСТ 8328-75. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Тяги и основные размеры. — Введ. 1976—01—01. — М. : Гос. ком. стандартов Совета Министров СССР : Изд-во стандартов, 1987. — 27 с.

Репозиторий БарГУ

ук 6/6 539/20

Министерство образования Республики Беларусь  
Учреждение образования  
"Барановичский государственный университет"  
Б И Б Л И О Т Е К А

*Производственно-практическое издание*

## **ДЕТАЛИ МАШИН**

**Практическое руководство  
по выполнению лабораторных работ  
для студентов технических специальностей  
учреждений высшего образования**

*Составители: В. А. Дремук, А. К. Гавриленя,  
В. М. Горелько*

*Заведующий РИО Е. Г. Хохол*

*Технический редактор В. В. Кукреши  
Корректор С. А. Березнюк  
Компьютерная вёрстка С. М. Глушака, В. В. Кукреши*

Подписано в печать 01.12.2014.

Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная.

Гарнитура Таймс. Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 4,41. Уч.-изд. л. 2,54.

Заказ 342. Тираж 99 экз.

Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
от 2 сентября 2014 г. № 1/424.

Издатель: учреждение образования  
«Барановичский государственный университет»,  
225404, г. Барановичи, ул. Войкова, 21.