

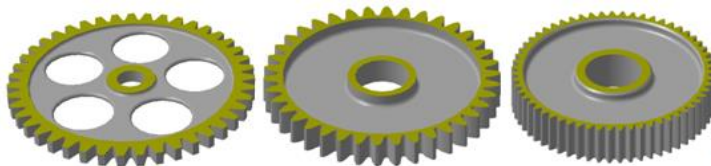
ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ

Инженерный институт

# ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

лабораторный практикум

Часть 2. Детали машин и основы конструирования



Новосибирск 2021

## Кафедра теоретической и прикладной механики

УДК 621.833.15

ББК 34.445

Составитель: канд. тех. наук, доцент *Е.А. Пшенов*

Рецензент: канд. тех. наук, *М.Л. Вертей*

Прикладная механика: лабораторный практикум. Ч.2 Детали машин и основы конструирования / Новосиб. гос. аграр. ун-т; Инженер. ин-т; сост. Е.А. Пшенов. – Новосибирск, 2021. – 72 с. изд. перераб. и доп.

Лабораторный практикум содержит: краткое теоретическое описание по изучаемым темам; перечень необходимого оборудования, приборов и инструментов; методику исследования и порядок выполнения лабораторных работ; основные требования по технике безопасности; задания и форму представления результатов, а также вопросы для самоконтроля по каждой теме. Содержание и структура лабораторных работ по разделам дисциплины «Прикладная механика», а также отдельным темам и разделам дисциплин «Механика» предусматривает возможность выполнения заданий в специализированной аудитории как индивидуально каждым студентом, так и в лаборатории под руководством преподавателя или сотрудника кафедры в составе звена из двух-трех человек.

Лабораторный практикум предназначен для студентов очной формы обучения по направлениям подготовки Технология транспортных процессов, Профессиональное обучение (по отраслям) Инженерного института, при изучении и закреплении соответствующих тем дисциплин «Прикладная механика» и «Механика».

Методическая разработка рекомендована студентам других факультетов ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ, обучающимся по инженерным направлениям подготовки (Природообустройство и водопользование, Продукты питания из растительного сырья, Продукты питания животного происхождения, Технология продукции и организация общественного питания), изучающим соответствующие разделы и темы дисциплин Механика, Прикладная механика, согласно утвержденным учебным планам и рабочим программам дисциплин.

Утвержден и рекомендован к изданию учебно-методическим советом Инженерного института (протокол от 29 сентября 2021 г. № 2)

© ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ  
Инженерный институт, 2021

## Лабораторная работа №1 Изучение резьбовых соединений

**1. Цель работы** Ознакомление с основными типами резьбовых соединений, с конструктивными формами головок винтов и гаек, с классификацией способов стопорения резьбовых деталей.

### 2. Теоретические положения

#### 2.1 Основные типы резьбовых соединений

Основными типами резьбовых соединений являются: соединение винтом с гайкой – болтовое соединение рис. 1а, соединение винтом, завернутым в резьбовое отверстие – винтовое соединение рис. 1б, соединение шпилькой рис. 1в.

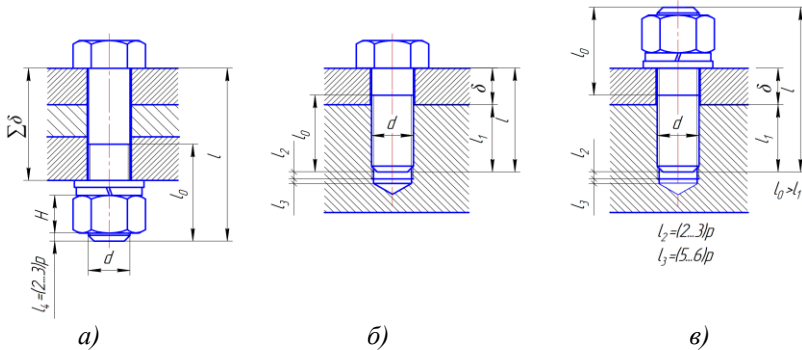


Рис. 1

В соединении винтом с гайкой затяжка возможна, если длина ненарезанной части винта меньше суммарной толщины соединяемых деталей  
 $l - l_0 < \Sigma\delta$ .

В соединениях винтом или шпилькой рисунок 1б, 1в из тех же соображений необходимо обеспечить

$$l - l_0 < \delta.$$

Глубина завинчивания винтов в тело детали должна находиться в определенных пределах. Она определяется из условия равнопрочности резьбы и стержня винта.

Длина стальных винтов должна быть такой, чтобы обеспечить глубину завинчивания в деталь:

- из стали на  $l_1 = (0,8 \dots 1) d$
- из чугуна на  $l_1 = (1,35 \dots 1,5) d$
- из бронзы на  $l_1 = (1,2 \dots 1,3) d$
- из силумина  $l_1 = (1,4 \dots 2,0) d$ .

Шпилька завинчивается в деталь концом, имеющим меньшую длину нарезки. Для того, чтобы шпилька не вывертывалась при отвинчивании гайки, она должна быть завернута в деталь до конца нарезки, т.е. до отказа.

Стандартом предусматриваются шпильки:

$l_1 = d$  – для резьбовых отверстий в стальных, бронзовых и латунных деталях с достаточной пластичностью;

$l_1 = 1,25d$  – для резьбовых отверстий в деталях из ковкого и серого чугуна;

$l_1 = 2d$  – для резьбовых отверстий в деталях из легких сплавов.

Исходя из приведенных рекомендаций, студент должен вычертить указанный преподавателем эскиз винтового соединения в натуральную величину.

**Пример.** Вычертить соединение листа толщиной  $\delta = 10$  мм с корпусной деталью из чугуна, выполненное винтом М10 по ГОСТ 17473–72.

Необходимая длина винта (рис.2)

По ГОСТ для данного винта длина винта  $l = 20 \dots 80$  мм.

Из ряда длин принимаем  $l = 25$  мм.

Для этого случая резьба нарезана у винта до головки. Глубина завинчивания

$$l_1 = l - \delta = 25 - 10 = 15 \text{ мм.}$$

Глубина нарезки в отверстии равна

$$l_1 + l_2,$$

где  $l_2$  – длина свободного участка резьбы под торцом винта,

$$l_2 = (2 \dots 3) p,$$

где  $p$  – шаг резьбы, мм.

По ГОСТу для М10 шаг резьбы  $p = 1,5$  мм.

$$l_1 + l_2 = 15 + 2 \cdot 1,5 = 18 \text{ мм.}$$

Глубина сверления равна

$$l_1 + l_2 + l_3,$$

где  $l_3$  – расстояние от последних полных витков резьбы до дна отверстия,  $l_3 = (5 \dots 6) \cdot P$ .

$$l_1 + l_2 + l_3 = 18 + 5 \cdot 1,5 = 25 \text{ мм.}$$

Все винты по форме их головок можно разделить на три группы:

- а) захватываемые инструментом снаружи;
- б) захватываемые изнутри и с торца;
- в) с головками, препятствующими повороту.

Головки с наружным захватом обеспечивают наибольшую силу затяжки, но требуют много места для ключа. Широкое распространение получили шестигранные головки, которые требуют относительно небольшого поворота ключа до перехвата за следующие грани (на  $1/6$ , а при соответствующей конструкции ключа на  $1/12$  оборота) и имеют достаточную ширину последних для передачи необходимого момента завинчивания.

В условиях частого завинчивания и отвинчивания и при наличии свободного пространства для поворота ключа на значительный угол применяют квадратные головки, которые при тех же габаритах имеют более широкие грани, что обеспечивает передачу больших моментов затяжки.

Различают три типа шестигранных головок болтов (гаек):

- болты с облегченной головкой (облегченные гайки) рис.3-1;

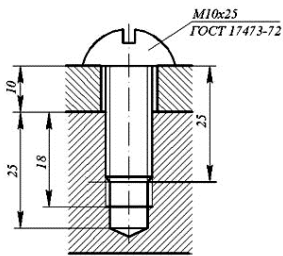


Рис.2

- болты с нормальной головкой (нормальные гайки) рис.3-II;
- болты с увеличенной головкой (увеличенные гайки) рис.3-III.

В машиностроении наблюдается тенденция применять облегченные головки болтов и гаек, так как при достаточной прочности они обладают малыми радиальными габаритами и небольшой массой, и позволяют создать более компактные конструкции крепежных узлов.

Шестигранные и квадратные головки выполняют для обычных условий эксплуатации нормальной высоты  $0,7d$  (где  $d$  – наружный диаметр резьбы). Для работы с частым завинчиванием и отвинчиванием применяют головки увеличенной высоты, а при стесненных по высоте габаритах и редком завинчивании и отвинчивании – пониженной высоты, до  $0,5d$ .

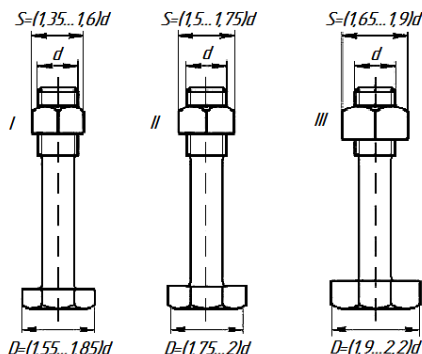


Рис.3

В условиях стесненных габаритов применяют винты с головками, имеющими на наружной поверхности шлицы треугольного профиля. Шлицевые головки требуют специальных торцевых ключей и поэтому имеют ограниченное распространение (например, в авиационных двигателях).

Головка с внутренним и торцевым захватом можно утапливать в углублениях на деталях, что представляет большие преимущества с точки зрения внешнего вида, габаритов и удобства обтирки машины. Такие головки в зависимости от формы применяемого инструмента выполняют:

- с внутренним шестигранником;
- с шлицами под обычную отвертку;
- с крестообразным шлицем под специальную отвертку.

Преимуществом винтов с внутренним шестигранником является то, что максимальный момент затяжки из условия смятия граней меньше момента, определенного из условия прочности винтов, и поэтому их нельзя повредить при затягивании. Кроме того, эти винты обеспечивают красивый внешний вид, обслуживаются простыми ключами в виде изогнутого под прямым углом прутка шестигранного сечения.

Головки с крестовым шлицем более совершенны, так как крестообразный шлиц лучше сопротивляется обмятию. Они находят применение в машинах массового выпуска.

Головки с внутренним и торцевым захватом по внешней форме выполняют цилиндрическими, полукруглыми и коническими.

Основное применение имеют винты с цилиндрическими головками. При необходимости утапливая головки и в случае малой толщины притягиваемых деталей используют конические головки. Для придания соединению красивой формы при невозможности утапливания головки применяют винты с полукруглыми головками.

Головки, препятствующие провороту, можно разделить на:

- головки специальной формы с выступами или лысками, препятствующими провороту винта при затяжке;
- круглые головки с усиком или квадратным подголовком, вызывающими обмятие детали.

Гайки. Наибольшее распространение получили шестигранные гайки. Высота нормальных гаек  $0,8d$ . При частом завинчивании и отвинчивании и больших усилиях затяжки применяют гайки высокие (с высотой  $1,2d$ ) и особенно высокие (с высотой  $1,5d$ ), а при малых затяжках или в качестве контргаек – гайки уменьшенной высоты (с высотой  $(0,5 \dots 0,6)d$ ).

Гайки, подлежащие стопорению с помощью шплинтов, выполняют прорезными или корончатыми. При относительно малых (для данного номинального диаметра) осевых нагрузках применяют круглые установочные гайки со шлицами или с отверстиями на торцевой поверхности.

Гайки, предназначенные для малой затяжки и частого отворачивания, выполняют в виде барашков или с накаткой. Для штуцерно-трубных соединений используют накидные гайки.

Несмотря на то, что все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения ( $\psi < \varphi$  – угол подъема резьбы меньше приведенного угла трения), во всех резьбовых соединениях должно предусматриваться стопорение крепежных деталей от самопроизвольного отворачивания вследствие вибраций, толчков и ударов.

## ***2.2 Исследование способов стопорения резьбовых соединений***

В технике используют много способов стопорения крепежных деталей, однако все они могут быть разбиты на три группы:

1. Стопорение наглухо, которое может быть разделено на стопорение приваркой и стопорение пластическим деформированием. Оба способа достаточно надежны, но требуют разрушения крепежных деталей при демонтаже.

2. Стопорение дополнительным трением. Этот вид стопорения основан на создании дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней осевой нагрузки. Наиболее старым способом этого вида стопорения является контргайка, т.е. вторая гайка. В этом случае, вследствие взаимной затяжки гаек, силы трения в резьбе сохраняются даже при разгрузке винта.

Широкое применение получили пружинные шайбы, обеспечивающие благодаря упругости сохранение сил трения в резьбе при колебаниях осевой нагрузки. В конструкциях, подверженных относительно спокойной нагрузке, применяют стопорение резьбы посредством специальных гаек с прорезью, которые после затяжки деформируются.

Преимуществом стопорения дополнительным трением является возможность фиксировать крепежные детали в любом положении.

3. Стопорение специальными деталями. Основными средствами стопорения этого типа служат шплинты и стопорные шайбы с усиками. Широко применяется стопорение фигурными накладками и проволокой.

### **3. Порядок выполнения работы**

При выполнении лабораторной работы необходимо:

- рассчитать и вычертить резьбовое соединение, указанное преподавателем;

- ознакомиться со способами стопорения резьбовых соединений, на указанных преподавателем реальных образцах (КПП, задний мост, ДВС и т.п.), определить вид способа стопорения.

### **4. Содержание и оформление отчета**

4.1 Титульный лист.

4.2 Цель работы.

4.3 Основные соотношения резьбы для заданного варианта:

- вычертить соединение . . . . .

4.4 Эскиз рассчитанного резьбового соединения

4.5 Анализ способов стопорения резьбовых соединений:

Объект исследования	Способ стопорения

4.6 Выводы

4.7. Оформить протокол работы, в котором указать цель работы, результаты измерений и вычислений, выводы.

Выводы не должны ограничиваться сообщением о том, что работа проделана. Выводы должны показать, какие новые знания получены Вами при выполнении лабораторной работы

Материал: для деталей соединений винтом и шпилькой: сталь, чугун, бронза, силумин.

### **5. Вопросы для самоконтроля**

1. Как подобрать необходимую длину винта?

2. Какие существуют формы головок винтов?

3. Какие существуют способы стопорения крепежных деталей? Как их можно классифицировать?

4. Какие существуют типы шестигранных головок?

## *Лабораторная работа №2*

### *Шпоночные соединения*

#### **1. Цель работы**

Изучение конструкций шпоночных соединений, подбор и расчет их на прочность.

#### **2. Оборудование и инструмент**

- 1) Набор призматических, сегментных и клиновых шпонок.
- 2) Штангенциркуль.

#### **3. Содержание работы**

Ознакомление с основными типами шпонок, их назначением, достоинствами и недостатками. Вычерчивание шпоночных соединений и отдельных шпонок с указанием геометрических параметров. Выполнение расчетов на прочность различных шпоночных соединений. Выполнение записи условного обозначения рассчитанных шпонок по ГОСТам.

#### **4. Основные понятия и расчетные зависимости**

Шпоночные соединения служат для закрепления деталей на валах и осях и предназначены для передачи крутящего момента.

Все шпоночные соединения можно разделить на две группы: нагруженные и ненапряженные. К первой группе относятся клиновые шпонки. Ко второй – призматические и сегментные. Размеры шпонок и допуски на них стандартизованы.

##### **4.1. Соединения клиновыми шпонками**

Передача крутящего момента клиновыми шпонками (ГОСТ 24068-80) (см. рисунок 1) производится за счет сил трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки, создавая, таким образом, напряжения до приложения рабочей нагрузки.

Паз в ступице обрабатывается с уклоном, равным уклону шпонки (1:100), что часто требует индивидуальной пригонки шпонки по пазу. Кроме того, клиновья форма шпонки может вызвать перекос детали, при котором ее торцевая плоскость не будет перпендикулярна к оси вала.

Эти недостатки послужили причиной резкого сокращения применения клиновых шпонок в условиях современного производства.

Рабочие поверхности шпонки испытывают напряжения смятия и рассчитываются по условию прочности

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{b \cdot l \cdot \left( f \cdot d + \frac{1}{6} b \right)} \leq [\sigma_{см}], \quad (1)$$

где  $T$  – крутящий момент, передаваемый шпонкой, Н·мм;

$b$  – ширина шпонки, мм;

$l$  – рабочая длина шпонки, мм;

$f$  – 0,13...0,18 – коэффициент трения скольжения;

$d$  – диаметр вала, мм;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия материала шпонки, МПа.



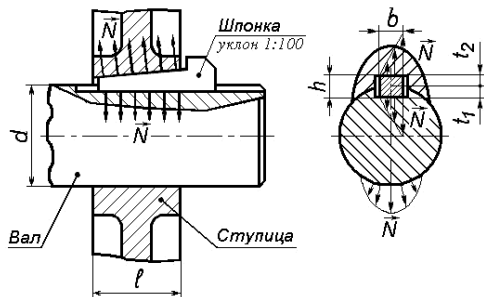


Рис. 1. Соединение клиновой шпонкой

#### 4.2. Соединения призматическими шпонками

Соединение призматическими шпонками (см. рисунок 2) ненапряженное и требует изготовления вала и отверстий в ступице с большей точностью. Крутящий момент передается боковыми гранями шпонки. При этом на них возникают напряжения смятия  $\sigma_{см}$ , а в продольном сечении шпонки напряжения среза  $\tau_{ср}$ .

Напряжения определяются по следующим условиям прочности

$$\sigma_{см} = \frac{5 \cdot T}{z \cdot h \cdot l_p \cdot d} \leq [\sigma_{см}]; \quad (2)$$

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot T}{b \cdot l_p \cdot d} \leq [\tau_{ср}], \quad (3)$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н·мм;

$h$  и  $b$  – высота и ширина шпонки, мм, выбираемые по ГОСТ 23360-78 в зависимости от диаметра вала  $d$ , мм;

$z$  – количество шпонок, шт;

$l_p$  – рабочая длина шпонки, которая определяется от исполнения шпонки, мм;

$[\sigma_{см}]$ ,  $[\tau_{ср}]$  – допускаемые напряжения смятия и среза материала шпонки, МПа.

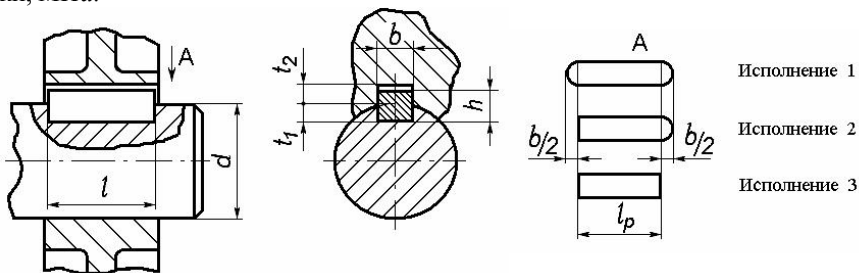


Рис.2. Соединение призматической шпонкой

Шпонки имеют три исполнения: шпонки со скругленными торцами и шпонки с плоскими торцами (см. рисунок 2).

#### 4.3. Соединение сегментными шпонками

Принцип работы сегментных шпонок (см. рисунок 3) аналогичен работе

призматических шпонок. Глубокая посадка шпонки в вал обеспечивает более устойчивое положение, чем у призматической шпонки. Шпоночный паз для сегментных шпонок фрезеруют специальной фрезой, соответствующей размеру шпонки.

Однако глубокий паз значительно ослабляет вал.

Сегментные шпонки рассчитывают так же, как и призматические из условия прочности на смятие и на срез

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{z \cdot d \cdot l \cdot k} \leq [\sigma_{см}] \quad (4)$$

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot T}{z \cdot b \cdot l \cdot d} \leq [\tau_{ср}] \quad (5)$$

где  $k$  – возвышение шпонки над валом,  $k = h - t$ , мм;

$t$  – глубина шпоночного паза на валу, мм.

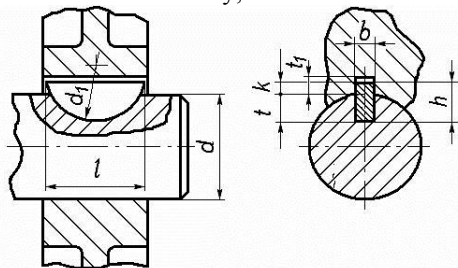


Рис. 3. Соединение сегментной шпонкой

### 5. Материал шпонок и допускаемые напряжения

Шпонки изготавливаются из чистостянутых прутков из углеродистых сталей по ГОСТ 1050 с пределом прочности не ниже  $\sigma_b=500$  МПа, реже легированных сталей 40Х, 45Х по ГОСТ 4543  $\sigma_b=600...700$  МПа.

Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и втулки, типа посадки втулки на вал (см. таблицу 1).

Таблица 1 – Величины допускаемых напряжений

Соединение	Материал	Нагрузка		
		Спокойная	Слабые толчки	Ударная
		Напряжение смятия $[\sigma_{см}]$ , МПа		
Неподвижное	Сталь	150	120	90
	Чугун	80	53	27
Подвижное	Сталь	50	40	30
Неподвижное, подвижное	Напряжение среза $[\tau_{ср}]$ , МПа			
	Сталь	90	72	54

### 6. Порядок выполнения работы

- 1) Изучить основные типы шпоночных соединений.
- 2) Ознакомиться с конструкциями шпонок, имеющихся в лаборатории.
- 3) Вычертить основные схемы шпоночных соединений и эскизы представленных шпонок в двух проекциях с указанием всех размеров.

- 4) По указанию преподавателя провести прочностной расчет шпоночных соединений.
- 5) Записать условные обозначения рассчитанных шпонок по ГОСТам.
- 6) Оформить отчет о лабораторной работе.

## 7. Задания для расчета шпоночных соединений

### 7.1. Соединение призматической шпонкой

Для соединения зубчатого колеса с валом редуктора (см. рисунок 4) выбрать призматическую шпонку и определить ее длину из условия прочности по напряжениям смятия и среза исходя из данных, приведенных в таблице 2.

Таблица 2 – Варианты для расчета призматических шпонок

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Крутящий момент, $T, Нм$	150	260	175	300	200	225	475	600	215	250
Диаметр вала, $d, мм$	30	40	32	42	36	38	60	70	35	50
Характер нагрузки	спокойная		слабые толчки				ударная			
Материал колеса	чугун		сталь		чугун		Сталь		чугун	

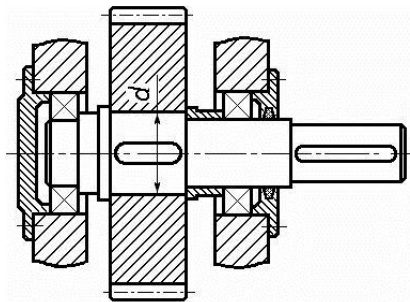


Рис. 4. Соединение вала с колесом призматической шпонкой

### 7.2. Соединение сегментной шпонкой

Втулочная муфта соединяет два вала при помощи сегментных шпонок (см. рисунок 5). Подобрать сегментные шпонки и проверить соединения на смятие и на срез. Крутящий момент определить из условия прочности вала на кручение из данных, приведенных в таблице 3.

$$T_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot [\tau_{cp}]. \quad (6)$$

Таблица 3 – Варианты для расчета сегментных шпонок

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Диаметр вала, $d, мм$	15	20	25	30	35	40	17	22	28	36
Допускаемое напряжение, $[\tau_{cp}], Н/мм^2$	20	25	30	35	20	25	30	35	20	25

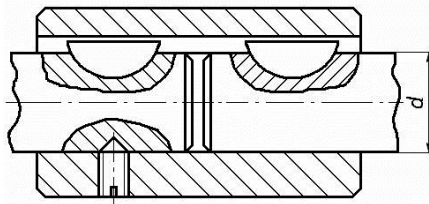


Рис. 5. Соединение валов с муфтой сегментными шпонками

### 7.3. Соединение клиновой шпонкой

Для вала диаметра  $d$  (см. рисунок 1) подобрать размеры клиновой и призматической шпонки. Определить, какой момент может передать каждая из этих шпонок, приняв длину шпонок  $l=1,5d$ , коэффициент трения  $f = 0,2$ . Вычертить в масштабе 1:1 поперечные и продольные разрезы вала со шпонками и записать их условные обозначения по ГОСТам. Исходные данные приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Варианты для расчета клиновых и призматических шпонок

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Диаметр вала, $d$ , мм	30	40	50	60	70	35	45	55	65	75
Характер нагрузки	спокойная		слабые толчки		ударная		спокойная		слабые толчки	

### Приложение А (справочное) Шпонки клиновые врезные

Схему клиновой шпонки см. на рисунке 1.

Таблица А.1 – Размеры сечения шпонок и пазов по ГОСТ 24068-80, мм

Диаметр вала, $d$ (от-до)	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина шпонки $l$ (от-до)
	$b$	$h$	Вала $t$	Втулки $t_1$	
от 10 до 14	4	4	2,5	1,5	15-50
св. 14-18	5	5	3	2	15-50
св. 18-24	6	6	3,5	2,5	20-60
св. 24-30	8	7	4	3	25-80
св. 30-36	10	8	4,5	3,5	35-90
св. 36-42	12	8	4,5	3,5	35-100
св. 42-48	14	9	5	5	40-140
св. 48-55	16	10	5	5	45-160
св. 55-65	18	11	5,5	5,5	50-180
св. 65-78	20	12	6	6	70-220
св. 78-90	14	14	7	7	90-260
св. 90-105	28	16	8	8	100-300

*Примечание:* Длины шпонок назначаются в указанных пределах по конструктивным соображениям кратные 10 мм.

## **Приложение Б (справочное) Шпонки призматические**

Схему призматической шпонки см. на рисунке 2.

Таблица Б.1 – Размеры шпонок и пазов по ГОСТ 23360-78, мм

Диаметр вала, $d$	Размеры сечения шпонок		Глубина паза	
	Ширина, $b$	Высота, $h$	Вал, $t$	Втулка, $t_1$
от 6 до 8	2	2	1,2	1,0
св. 8-10	3	3	1,8	1,4
св. 10-12	4	4	2,5	1,8
св. 12-17	5	5	3	2,3
св. 17-22	6	6	3,5	2,8
св. 22-30	8	7	4	3,3
св. 30-38	10	8	5	3,3
св. 38-44	12	8	5	3,3
св. 44-50	14	9	5,5	3,8
св. 50-58	16	10	6	4,3
св. 58-65	18	11	7	4,4
св. 65-75	20	12	7,5	4,9
св. 75-85	22	14	9	5,4
св. 85-95	25	14	9	5,4
св. 95-110	28	16	10	6,4

*Примечание:* Длины призматических шпонок выбирают из ряда (по ГОСТ 23360-78): 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320.

### **Лабораторная работа №3**

#### **Изучение зубчатых (шлицевых) соединений**

##### **1. Цель работы**

- Выяснить назначение шлицевых соединений.
- Ознакомиться с конструкциями изучаемых соединений.
- Определить параметры изучаемых соединений.
- Определить нагрузочную способность шлицевых соединений.

##### **2. Теоретические положения**

###### **2.1. Описание конструкции зубчатых (шлицевых) соединений**

Зубчатые соединения вал – ступица представляют собой соединения, образуемые выступами – зубьями на валу, входящими во впадины соответствующей формы в ступице. Эти соединения можно представить как многошпоночные, у которых шпонки выполнены за одно целое с валом.

Зубчатые соединения по сравнению со шпоночными имеют:

- а) большую несущую способность;
- б) большую усталостную прочность вала;
- в) лучшее центрирование деталей на валу и лучшее направление при перемещении детали вдоль вала.

Зубчатые соединения применяются в качестве подвижных и неподвижных. В зависимости от формы сечения зубьев различают три вида соединений:

- 1) Прямобоочные, имеющие на валу зубья постоянной толщины.
- 2) Эвольвентные, с профилем зубьев очерченным эвольвентой.
- 3) Треугольные, с сечением зуба в форме треугольника.

Прямобоочные соединения в зависимости от нагрузочной способности трех серий: легкой, средней и тяжелой. Кроме того, эти соединения различают по системе центрирования ступицы на валу: по боковым граням (рис. 7,а), по наружному диаметру (рис. 7,б), по внутреннему диаметру (рис. 7,в).

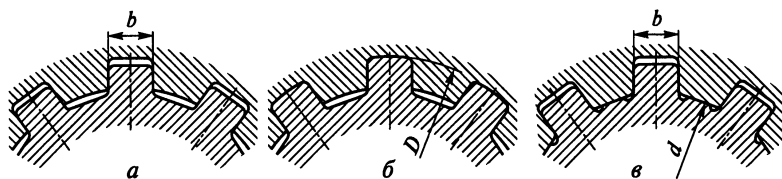


Рис. 1

Центрирование по боковым граням применяется при передаче больших крутящих моментов, когда не требуется высокой точности центрирования ступицы и вала. В таком случае возможно перемещение вала в ступице на величину зазоров, но распределение нагрузки между зубьями оказывается наиболее равномерным.

В конструкциях, требующих строго соосного расположения ступицы и вала применяют центрирование по наружному диаметру. Вид центрирования определяется технологическими условиями – способом получения зубьев на валу и впадин в ступице. По внутреннему диаметру можно обеспечить более высокие точности центрирования.

Обозначение шлицевого соединения:  $D 8 \times 36 \times 40$ , где первая цифра обозначает число зубьев, вторая – диаметр окружности впадин, третья – диаметр окружности выступов. Буква перед цифрами обозначает способ центрирования (в примере – центрирование по наружному диаметру). Другие способы:

$b 8 \times 36 \times 40$  то же с центрированием по боковым граням,

$d 8 \times 36 \times 40$  – с центрированием по внутреннему диаметру. После обозначения шлицевого соединения необходимо указать соответствующие поля допусков ( по центрирующей поверхности и по боковым сторонам зубьев ).

Например:

В эвольвентном зубчатом соединении профили зубьев такие же, как у зубчатых колес. Поскольку в шлицевом соединении перекатывания нет, высота зубьев уменьшена до 0,9 ... 1 модуля и угол профиля рейки увеличен до 30°. Эвольвентные соединения обладают повышенной прочностью из – за большого числа зубьев и меньшей концентрации напряжений, связанной с закруглением профиля у основания зуба. Эти соединения перспективны, их применение ограничивается сложностью изготовления протяжек, с помощью которых нарезаются шлицы в ступицах.

Центрирование обычно осуществляется по боковым поверхностям, реже по наружному диаметру.

Соединения треугольного профиля применяют обычно в качестве неподвижных при стесненных радиальных габаритах. Центрирование в них осуществляется по боковым граням. Основными геометрическими параметрами являются числа зубьев, модули и угол впадин.

Зубчатые соединения выходят из строя из-за повреждения рабочих поверхностей: износа, смятия, заедания. В качестве расчетного критерия работоспособности принимается смятие боковых поверхностей шлицев:

$$T \leq \frac{z \cdot h \cdot d_{cp} \cdot [\sigma_{см}] \cdot \varphi}{2 \cdot 10^3}, \quad (2)$$

где  $z$  – число зубьев;

$h$  – высота поверхности контакта зубьев (мм);

$d_{cp}$  – средний диаметр поверхности контакта зубьев (мм);

$\varphi$  – коэффициент, учитывающий неравномерную работу зубьев, обычно принимается равный 0,75;

$l$  – длина поверхности контакта зубьев (мм);

$T$  – передаваемый крутящий момент (Н·м).

Для зубьев прямоугольного профиля

$$h = \frac{D-d}{2} - 2f; \quad d_{cp} = \frac{D+d}{2} \quad (3)$$

где  $f$  – высота фаски.

Для зубьев эвольвентного профиля

$$h = m; \quad d_{cp} = mz; \quad (4)$$

Для зубьев треугольного профиля

$$h = \frac{D-d_{cp}}{2}; \quad d_{cp} = mz \quad (5)$$

В ответственных случаях, когда требуется плавность работы, большой срок службы, отсутствие зазоров, малые усилия перемещения применяют шариковые шлицевые соединения, в которых трение скольжения при осевых перемещениях заменено трением качения.

### **3. Методика проведения испытаний и обработка результатов**

#### **3.1. Исследование шпоночных соединений**

Ознакомимся на макетах со шпоночными соединениями. С помощью штангенциркуля измерить ширину шпонки первого исполнения и ширину паза второго исполнения. Определить размеры стандартного сечения, соответствующего полученным данным, для чего воспользоваться таблицей 1.

Таблица 1

$b$ , мм	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18
$h$ , мм	4	5	6	7	7	8	8	9	10	11

Измерить длину шпонок I. После этого оценить нагрузочную способность обоих шпоночных соединений, т.е. определить наибольший крутящий момент  $T$ , который может быть передан данным соединением по форм. (1).

Размер длины шпонки  $l$  брать из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100.

Величину допускаемых напряжений смятия  $[\sigma_{см}]$  МПа, выбирать в зависимости от режима работы (по указанию преподавателя) из таблицы 2.

Таблица 2

Вид соединения	Режим работы		
	Легкий	Средний	Тяжелый
Неподвижный	150,0	110,0	80,0
Подвижный	30,0	25,0	20,0

Зарисовать виды шпонок (всех трех исполнений) и соединений, получаемых при помощи этих шпонок.

Ознакомиться с направляющей шпонкой, ее конструкцией и назначением. Определить размеры шпонки, сопоставить со стандартом. Оценить нагрузочную способность по формуле (1). Дать эскиз шпоночного соединения с направляющей шпонкой. Записать стандартные обозначения шпонок.

Примеры:

Шпонка А –  $18 \times 11 \times 100$  СТ СЭВ 189 – 75 – исполнение А;

Шпонка В –  $18 \times 11 \times 100$  СТ СЭВ 189 – 75 – исполнение В.

### 3.2. Исследование шлицевых соединений

Ознакомиться со шлицевыми соединениями, представленными для выполнения лабораторной работы. Определить вид соединений – прямобочное, эвольвентное, треугольное.

Отобрать прямобочные соединения. Провести подсчет числа зубьев, измерить наружные диаметры, данные занести в таблицу.

По таблице 3 определить серию соединения.

Таблица 3

Серия	$z$	$d_1$ , мм	$D_1$ , мм	$b$ , мм
Легкая	6	23	26	0,3
	8	32	36	0,4
	8	46	50	0,4
	8	52	58	0,5
Средняя	6	26	32	0,6
	6	28	34	0,4
	8	32	36	0,4
	8	36	42	0,4
	8	42	48	0,4
	8	46	54	0,5
	8	52	60	0,5
Тяжелая	10	23	29	0,3
	10	26	32	0,4
	10	28	35	0,4
	10	32	40	0,4



Используя внешний осмотр соединений, определить виды центрирования. Дать эскизы шлицевых валов и соединений. Дать эскизы всех видов центрирования. Оценить удельную нагрузочную способность всех исследуемых соединений с использованием формул (2-3). Удельная нагрузочная способность определяется для единицы длины шлицевого соединения, т.е. при  $l = 10 \text{ мм}$ .

Величины допускаемых напряжений смятия  $[\sigma_{см}]$  МПа выбрать из таблицы 4. Режим работы указывает преподаватель.

Таблица 4

Тип соединения	Режим работы	Поверхность шлицев	
		Без термообр.	С термообр.
Неподвижное	Тяжелый	35,0 ... 50,0	40,0 ... 70,0
	Средний	60,0 ... 100,0	100,0 ... 140,0
	Легкий	80,0 ... 120,0	120,0 ... 200,0
Подвижное	Тяжелый	---	3,0 ... 10,0
	Средний	---	5,0 ... 15,0
	Легкий	---	10,0 ... 20,0

Найти шлицевой вал для эвольвентного соединения. Произвести измерение числа зубьев, наружного и внутреннего диаметров. Определить модуль, согласовать со стандартным рядом модулей: 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 5.

Дать эскиз шлицевого вала с эвольвентным профилем зубьев, здесь модули выбирать из ряда:

0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,75; 1,0; 1,25; 1,5.

Нагрузочная способность определяется по формулам (2) и (5).

### 3.3. *Ход выполнения работы*

1. Ознакомиться со шпоночными соединениями.
2. Провести измерения ширины и длины шпонок.
3. Определить стандартные размеры шпонок.
4. Изобразить эскизы шпонок трех исполнений.
5. Изобразить эскизы шпоночных соединений трех исполнений.
6. Оценить нагрузочную способность двух шпоночных соединений.
7. Ознакомиться с зубчатыми соединениями.
8. Произвести измерения прямобочных шлицевых валов и соединений.
9. Определить вид центрирования.
10. Изобразить эскизы исследуемых шлицевых валов и соединений.
11. Изобразить эскизы видов центрирования прямобочных шлицевых соединений.
12. Оценить нагрузочную способность (на единицу длины соединения) исследуемых зубчатых валов.
13. Произвести измерения зубчатого вала с эвольвентным профилем (число зубьев, диаметры окружностей выступов и впадин). Определить модуль.
14. Изобразить эскиз шлицевого вала с эвольвентным профилем.

15. Оценить нагрузочную способность вала с эвольвентным профилем (на единицу длины).

#### 4. Содержание и оформление отчета

4.1 Титульный лист.

4.2 Цель работы.

4.3. Изучение шпоночных соединений.

4.3.1. Результаты измерений и вычислений (табл. 5)

Таблица 5

Тип шпонок	$b_{\text{изм}}$	$b_{\text{стан}}$	$l_{\text{изм}}$	$l_{\text{ст}}$	$T$ , Нм	Обозначение

4.3.2. Эскизы шпонок трех исполнений.

4.3.3. Шпоночное соединение трех исполнений.

4.3.4. Оценка нагрузочной способности шпоночных соединений (расчетные формулы и вычисления).

4.4. Изучение зубчатых (шлицевых) соединений.

4.4.1. Результаты измерений и вычислений (табл. 6)

Таблица 6

№ пп	Вид соединения	$z$	$D$ , мм	$d$ , мм	$b$ , мм	$d_{\text{ср}}$ , мм	$h$ , мм	Серия	Вид центр.	$T$ , Нм	Обозначение

*Примечание:* если периметр не измеряется и не вычисляется – в таблице ставить прочерк.

4.4.2. Эскизы шлицевых валов и соединений.

4.4.3. Эскизы видов центрирования.

4.4.4. Оценка нагрузочной способности шлицевых соединений (расчетные формулы и вычисления).

#### 5. Вопросы для самоконтроля

1. Что такое "шпоночное соединение", его назначение.

2. Классификация шпоночных соединений.

3. Виды призматических шпонок?

4. Конструкция и назначение шпоночных соединений с направляющими и скользящими шпонками.

5. Как подбираются призматические шпонки?

6. Как проводится расчет призматических шпонок?

7. Что такое " сегментная шпонка"? Дать эскиз конструкции соединения с сегментной шпонкой.

8. Достоинства и недостатки шпоночных соединений.

9. Что такое зубчатое соединение? Назначение зубчатых соединений.

10. Достоинства и недостатки зубчатых соединений.

11. Виды зубчатых соединений.

12. По каким параметрам различают прямобочные зубчатые соединения?

13. Виды центрирования шлицевых соединений. От чего зависит выбор центрирования?

14. Обозначение шлицевых соединений.

15. Дать характеристику зубчатого соединения с эвольвентным профилем зубьев.

16. Дать характеристику зубчатого соединения с треугольным профилем зубьев.

17. Как определяется нагрузочная способность зубчатого соединения?

18. Обозначение шпонок различных исполнений.

19. Из каких материалов изготавливаются шпонки?

20. Каково влияние шпоночных канавок и шлицев на концентрацию напряжений и условную прочность вала.

### ***Лабораторная работа №4***

#### ***Изучение конструкции цилиндрических и конических редукторов***

##### ***1. Цель работы***

- Познакомиться с классификацией, кинематическими схемами, конструкцией, узлами и деталями цилиндрических и конических редукторов.

- Выяснить назначение всех деталей редуктора.

- Определение основных параметров редуктора.

- Определить параметры зацепления, размеров зубчатых колес и передач.

##### ***2. Теоретические положения***

###### ***2.1. Общие сведения***

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

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

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

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

Классификация зубчатых редукторов производится по следующим основным признакам:

- по числу ступеней (одно- двух- и многоступенчатые);

- по типу колёс (цилиндрические, конические, червячные, комбинированные...);

- по расположению валов (горизонтальные, вертикальные);

- по кинематической схеме (развёрнутые, соосные и др.).

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

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

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

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

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

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

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

Двухступенчатые цилиндрические редукторы имеют основное распространение.

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

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

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

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

Нормальным уровнем масла в редукторе считается тот, при котором колесо погружается на полную высоту зуба, но не менее 10 мм. Для контроля за уровнем масла в редукторе применяются различные маслоуказате-

ли, наиболее распространенными из которых являются жезловые маслоуказатели и маслоуказатели глазкового типа.

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

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

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

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

В лапах редуктора предусмотрены отверстия под фундаментные болты.

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

Шевронные колеса можно рассматривать как сдвоенные косозубые с противоположным (правым и левым) направлением зубьев. В передачах косозубыми колесами возникают осевые составляющие от сил зацепления дополнительно нагружающие опоры валов, поэтому угол наклона зубьев обычно не назначают больше 20 градусов.

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

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

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

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

На рисунке 1 показаны кинематические схемы наиболее распространенных зубчатых редукторов. На схемах быстроходный вал обозначен Б, промежуточные – П, тихоходный – Т.

В зависимости от числа ступеней, в которых происходит понижение уг-

ловых скоростей, различают редукторы одноступенчатые (рисунок 1, а, е), двухступенчатые (рисунок 1, б, в, г, д, ж) и трехступенчатые (рисунок 1, и, к).

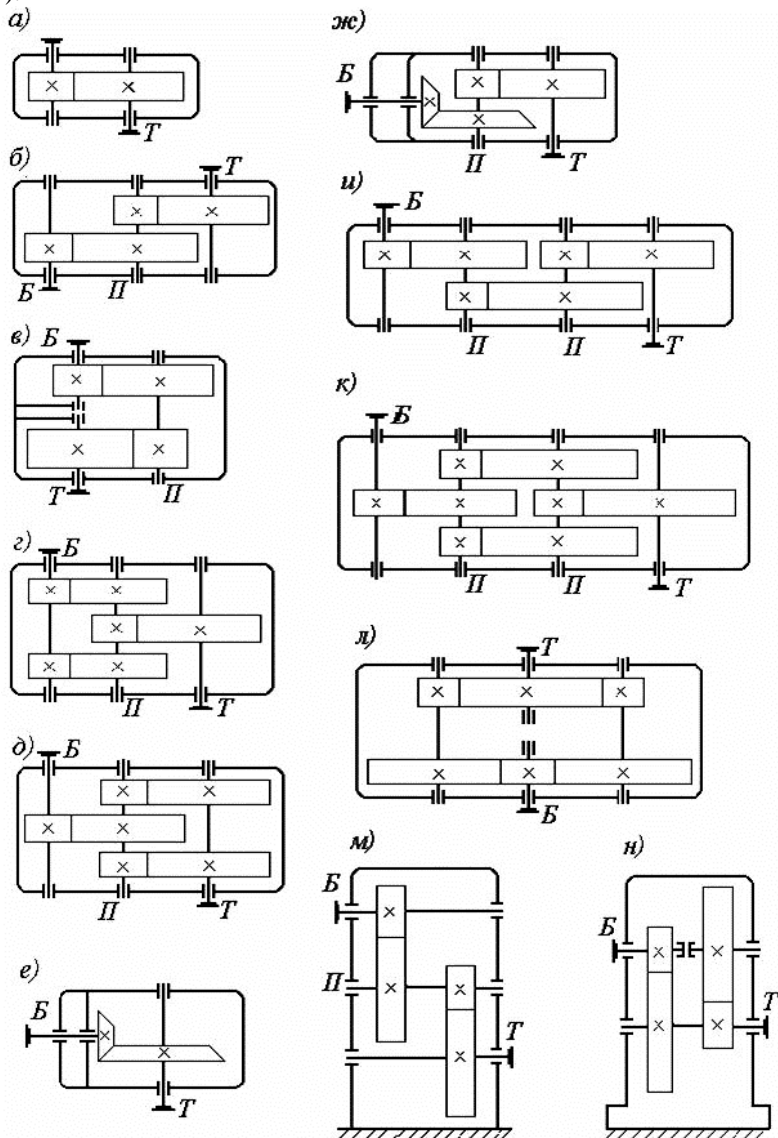


Рис. 1. Кинематические схемы

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

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

Конструкция редукторов по развернутой схеме (рисунок 1, б, и) является наиболее простой и имеет наименьшую ширину. Однако несимметричное расположение зубчатых колес на валах повышает концентрацию нагрузки по длине зуба, вызывает неравномерность распределения нагрузки между подшипниками. С целью снижения концентрации нагрузки, двухступенчатые цилиндрические редукторы выполняют с раздвоенной ступенью (рисунок 1, з, д). Такое конструктивное решение обеспечивает благоприятное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца и почти на 20% снижает массу редуктора в сравнении с конструкцией, выполненной по развернутой схеме. Аналогичные преимущества достигаются и в конструкции трехступенчатого редуктора с раздвоенной промежуточной ступенью (рисунок 1, к). Здесь обеспечиваются благоприятные условия работы быстроходной и тихоходной ступеней.

В соосном редукторе (рисунок 1, в) обеспечивается соосность быстроходного (входного) и тихоходного (выходного) валов, что уменьшает длину редуктора в сравнении с развернутой схемой и обеспечивает наиболее рациональную компоновку привода. К недостаткам можно отнести большие габариты по ширине, затрудненную смазку подшипников, расположенных в средней части корпуса. Раздвоение потока мощности (рисунок 1, л) и расположение валов в горизонтальной плоскости обеспечивают минимальные высоту редуктора и неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов, а также практически полную разгрузку подшипников быстроходного и тихоходного валов.

По относительному расположению валов в пространстве различают горизонтальные цилиндрические редукторы (рисунок 1, а... л) и вертикальные (рисунок 1, м, н).

Направление зуба цилиндрических косозубых колес может быть как левое (рисунок 2, а), так и правое (рисунок 2, б)

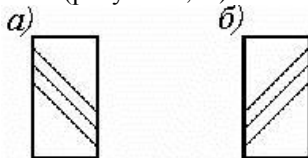


Рис.2. Направление зуба косозубых колес

## 2.2. Цилиндрический двухступенчатый редуктор

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

Конструкция редуктора приведена на рисунке 3.

Редуктор состоит из корпуса 1 и крышки 2, которые соединены в горизонтальной плоскости болтами 3, поставленными с зазором. Корпус и крышку выполняют литыми из чугуна (или алюминиевых сплавов). Враща-

тельное движение от быстроходного вала 4 к тихоходному валу 5 осуществляется двумя парами косозубых цилиндрических зубчатых колес: шестерни 6 и колеса 7 быстроходной ступени и шестерни 8 и колеса 9 тихоходной ступени. Шестерни 6 и 8 изготовлены заодно с валами. Такое конструктивное исполнение называется вал-шестерня. Колеса 7 и 9 установлены на валы на шпонках (возможно использование также и соединения с гарантированным натягом). Валы установлены в корпусе редуктора на конических роликоподшипниках 10.

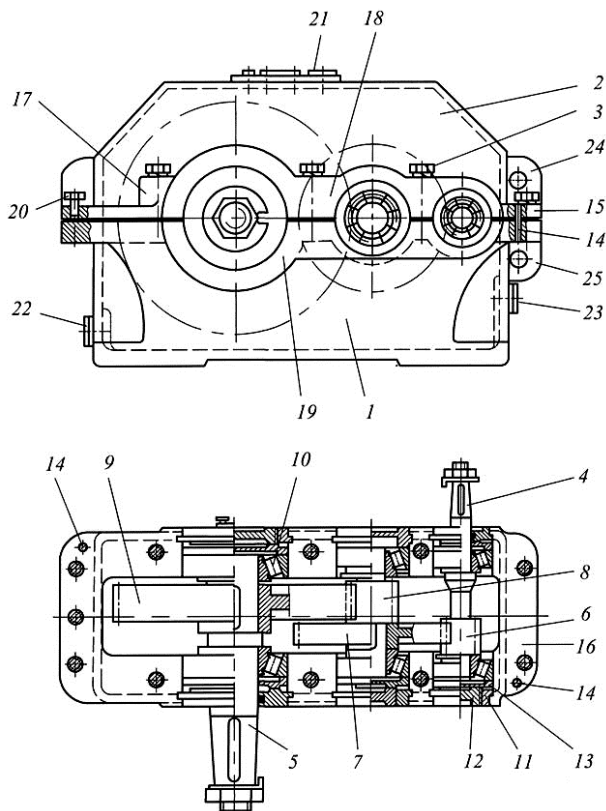


Рис.3. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

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



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

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

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

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

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

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

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

Поверхности стыка корпуса редуктора с крышкой с целью их плотного прилегания шлифуют или шабруют. При сборке эти поверхности для лучшего уплотнения смазывают специальным герметиком. Для того чтобы обеспе-

чить разъединение крышки и корпуса при разборке редуктора, во фланце крышки предусматривают отверстие для отжимного болта 20.

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

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

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

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

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

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

### **2.3. Конический редуктор**

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

При передаточном числе  $u$  до 6,3 применяют одноступенчатые конические редукторы, из которых наиболее распространены редукторы с валами, расположенными в горизонтальной плоскости (рисунок 1, *е*).

При необходимости получения больших передаточных чисел применяют коническо-цилиндрические редукторы (рисунок 1, *ж*). Наиболее употребимый диапазон передаточного числа двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов  $u = 8... 15$ .

Конструкция одноступенчатого конического редуктора приведена на рисунке 4.

Корпус редуктора выполнен с горизонтальным разъемом, состоит из основания 1 и крышки 2, соединенных между собой стяжными болтами 3

и 4. Вращательное движение от быстроходного вала 5 к тихоходному валу 6 осуществляется парой конических колес: шестерней 7 и колесом 8. Шестерня 7 изготовлена заодно с валом (вал-шестерня). Колесо 8 установлено на валу на шпонке 10. Валы опираются на подшипники качения 11. Подшипники закрываются крышками 12. Для регулировки зазоров между крышками и подшипниками предусматриваются стальные кольца 13.

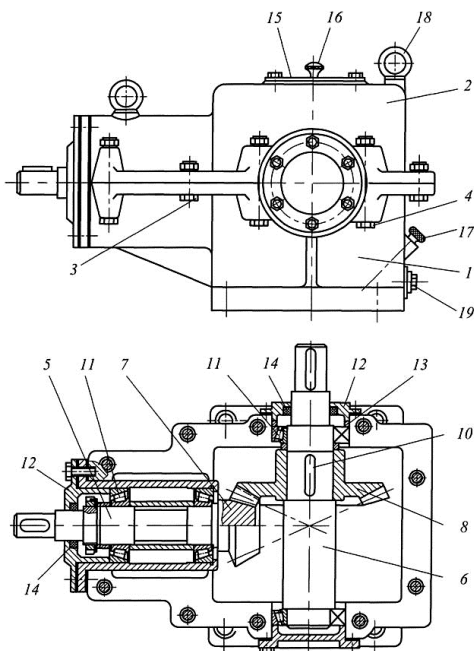


Рис.4. Одноступенчатый конический редуктор

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

Смазка колес производится окунанием в масляную ванну.

### 3. Описание объекта исследования, приборов и инструментов

Объектами исследования являются двухступенчатый цилиндрический и одноступенчатый конический редукторы.

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

#### 4. Методика выполнения исследований, и обработка результатов

##### 4.1. Работа с двухступенчатым цилиндрическим редуктором

###### 4.1.1. Разобрать редуктор:

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

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

###### 4.1.2. Произвести измерения:

- Определить основные, габаритные и присоединительные размеры редуктора (рис. 5).

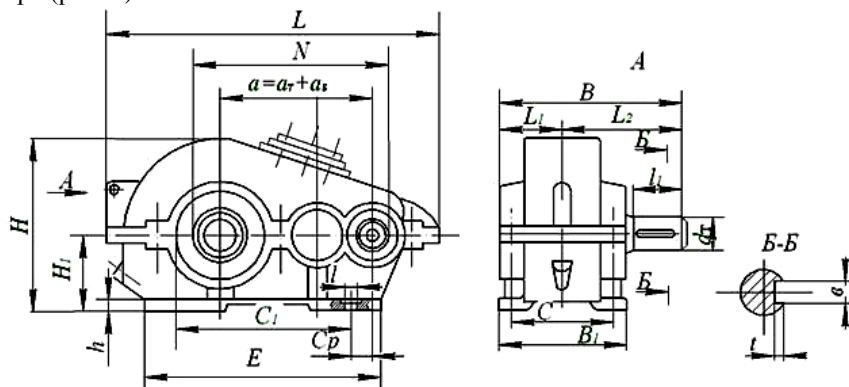


Рис. 5. Основные размеры редуктора

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

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

- отметив мелом по одному зубу на колесах, вращая их, подсчитать

число зубьев шестерней  $z_1, z_3$  и колес  $z_2, z_4$  для быстроходной и тихоходной ступеней;

– определить направление линии зубьев цилиндрических зубчатых колес (правое или левое) быстроходной и тихоходной ступеней на основании рисунка 2.

– измерить межосевое расстояние быстроходной  $a_{w1}$  и тихоходной  $a_{w2}$  ступеней, мм.

– измерить ширину шестерни  $b_1$  и колеса  $b_2$  быстроходной ступени и шестерни  $b_3$  и колеса  $b_4$  тихоходной ступени (рисунок 6), мм.

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

– измерить диаметры шестерни и колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рисунок 6), мм:

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

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

4.1.3. Произвести расчеты:

– определить передаточное число каждой ступени и общее передаточное число редуктора

$$u_B = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_T = \frac{z_4}{z_3}. \quad (1)$$

$$u_p = u_B \cdot u_T \quad (2)$$

– ориентировочно определить угол наклона зубьев быстроходной и тихоходной ступеней  $\beta_1, \beta_2$  град

$$\cos \beta_i = \frac{b_i}{b_{wi}}; \quad \beta_i = \arccos \left( \frac{b_i}{b_{wi}} \right). \quad (3)$$

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

$$\cos \beta_i = \frac{2a_{wi} \cdot \cos \beta_i}{z_{\Sigma i}}. \quad (4)$$

где  $z_{\Sigma i}$  – суммарное число зубьев шестерни и колеса быстроходной (тихоходной) ступени.

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

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

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

– уточнить угол наклона зубьев

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

– рассчитать геометрические параметры шестерни и колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рисунок 6), мм:

$$\text{делительный диаметр} \quad d_i = \frac{m_i}{\cos \beta_i} z_i \quad (6)$$

диаметр окружностей вершин  $d_{ai} = d_i + 2m_i$  , (7)

диаметр окружностей впадин  $d_{fi} = d_i - 2,5m_i$  (8)

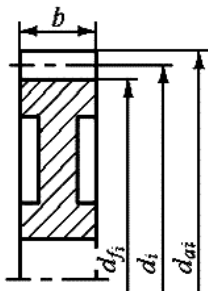


Рис. 6. Цилиндрическое колесо

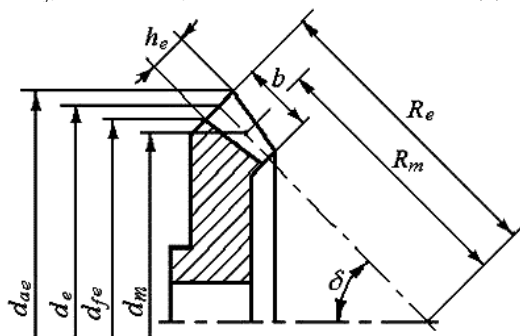


Рис.7. Коническое колесо

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

$$\psi_{ba1} = b/a_{wi} \quad (9)$$

4.1.4. Собрать редуктор.

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

## 4.2. Работа с коническим редуктором

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

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

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

4.2.4. Произвести измерения:

– отметив мелом по одному зубу на колесах, вращая их, подсчитать число зубьев шестерни  $z_1$ , и колеса  $z_2$ .

– измерить внешние диаметры выступов шестерни  $d_{ae1}$  и колеса  $d_{ae2}$  (рисунок 7), мм.

– измерить внешние диаметры впадин шестерни  $d_{fe1}$  и колеса  $d_{fe1}$  (рисунок 7), мм.

– измерить ширину зубчатого венца колеса  $b_2$  (рисунок 6), мм.

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

4.2.5. Произвести расчеты:

– определить передаточное число редуктора

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (10)$$

– вычислить углы делительных конусов шестерни  $\delta_1$  и колеса  $\delta_2$ , град  
 $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$  ;  $\delta_2 = \arctg u$ . (11)

– определить внешнее конусное расстояние  $R_e$ , мм из формулы

$$b=0,285 \cdot R_e, \quad (12)$$

отсюда

$$R_e = b/0,285. \quad (13)$$

– определить внешний торцовый модуль передачи  $m_e$ , мм из формулы

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}, \quad (14)$$

отсюда

$$m_e = \frac{2 \cdot R_e}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}. \quad (15)$$

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

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

– определить основные геометрические параметры шестерни и колеса, мм (рисунок 7):

внешние делительные диаметры:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1; \quad d_{e2} = m_e \cdot z_2, \quad (16)$$

внешние диаметры окружностей вершин:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1, \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2 \quad (17)$$

среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b, \quad (18)$$

средние делительные диаметры:

$$d_{m1} = (1 - 0,5 \cdot \psi_{bRe}) \cdot d_{e1}; \quad d_{m2} = (1 - 0,5 \cdot \psi_{bRe}) \cdot d_{e2} \quad (19)$$

высота зуба на внешнем торце

$$h_e = 2,2 \cdot m_e. \quad (20)$$

4.2.6. Собрать редуктор.

### **5. Основные правила по технике безопасности**

- При отвинчивании гаек редуктор не следует перемещать по столу.

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

### **6. Содержание отчета**

6.1. Титульный лист.

6.2. Цель работы.

6.3. Кинематическая схема двухступенчатого цилиндрического и конического редукторов.

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

### **7. Вопросы для самоконтроля**

1. Какие различают виды зубчатых передач и где они применяются?

2. Каково назначение цилиндрического и конического редуктора?

3. Какой механизм называется зубчатым редуктором?

4. Каково назначение мультипликатора?

5. Каковы функции коробки передач?

6. Дать определение редуктора.

7. Для чего предназначен редуктор?

8. Назначение, устройство и классификация редукторов.
9. От чего зависит число ступеней редуктора?
10. Какие преимущества и недостатки имеют редукторы, выполненные по развернутой схеме; с раздвоенной ступенью; соосные и другие?
11. Перечислите детали и узлы, из которых состоит редуктор. Каково их назначение?
12. Для чего необходимо наличие зазора в подшипниках?
13. Чем вызвана необходимость регулирования зазора в подшипниках?
14. Опишите порядок разборки и сборки цилиндрического и конического редукторов.
15. Дайте определение понятия «передаточное число зубчатой передачи».
16. Дайте определение понятия «передаточное число редуктора».
17. Как определяется передаточное число в отдельных передачах редуктора и редуктора в целом?
18. Как определяется делительный диаметр зубчатого колеса?
19. Как определяется диаметр выступов зубчатого колеса?
20. Как определяется диаметр впадин зубчатого колеса?
21. Дайте определение понятия «угол делительного конуса».
22. Как определяется угол делительного конуса?
23. Как изменяются в редукторе обороты?
24. Как изменяется в редукторе крутящий момент?
25. Как по внешнему виду редуктора различить входной, промежуточный и ведомый валы?
26. Может ли какой либо механизм увеличивать механическую мощность и быть источником энергии?
27. Как и за счёт чего изменяется мощность в редукторе?
28. Чем учитываются потери на трение в механизме?
29. Как классифицируются редукторы?
30. Какие формы зубьев известны у зубчатых колёс?
31. Что является основной характеристикой любого редуктора?
32. Как определить передаточное отношение каждой ступени?
33. Что является основным геометрическим параметром зубчатой передачи?
34. Какие модули должны иметь два колеса для работы в зацеплении?
35. От чего зависит величина передаваемой редуктором мощности?
36. Для какой цели применяются редукторы?
37. Как отличить быстроходную ступень редуктора от тихоходной?
38. На какой вид смазки подшипников рассчитана конструкция редуктора?
39. Можно ли при сборке редуктора ставить упругую прокладку между крышкой и корпусом редуктора?
40. Определить передаточное число зубчатой пары.
41. Определить передаточное число редуктора.
42. Дать зависимость моментов на входном и выходном валах редуктора.
43. Как изменяется в редукторе мощность.



44. Дать понятие модуля. В каких единицах измеряется модуль?
45. Привести зависимость между нормальным и торцовым модулями.
46. Какой модуль стандартизован?
47. Дать понятие шага зубьев.
48. Определить делительное межосевое расстояние.
49. Определить диаметр делительной окружности, диаметр вершин зубьев, диаметр впадин зубьев.
50. Определить угол наклона линии зуба, ее направление.
51. Назвать тип подшипников редуктора.
52. Какую нагрузку воспринимают подшипники редуктора?
53. По какой схеме выполнена установка подшипников?
54. Назвать недостатки присущие редуктору, выполненному по развернутой схеме.
55. Из каких материалов изготовлены детали редуктора?
56. Как осуществляется смазка зацепления, подшипников?
57. Каково назначение смотрового люка, маслосбрасывающих колец?
58. Для чего предусмотрена отдушина?
59. Для чего нужны штифты?
60. Конструкции уплотнительных устройств.
61. Способы смазывания передач и подшипников редуктора.
62. С какой целью ширина венца шестерни принимается на 3...5 мм больше ширины венца колеса?

### **Приложение А (обязательное)**

Таблица А1 – Замеренные параметры 2-х ступенчатого цилиндрического редуктора

Параметры	Ед. Изм.	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		обозначение	значение	обозначение	значение
Число зубьев: шестерни колеса	<i>шт.</i>	$z_1$ $z_2$		$z_3$ $z_4$	
Направление линии зубьев: шестерни колеса					
Межосевое расстояние	<i>мм</i>	$a_{w1}$		$a_{w2}$	
Ширина зубчатого венца: шестерни колеса	<i>мм</i>	$b_1$ $b_2$		$b_3$ $b_4$	
Длина зуба: шестерни колеса	<i>мм</i>	$b_{w1}$ $b_{w2}$		$b_{w3}$ $b_{w4}$	
Диаметр выступов: шестерни колеса	<i>мм</i>	$d_{a1}$ $d_{a2}$		$d_{a3}$ $d_{a4}$	
Диаметр впадин: шестерни колеса	<i>мм</i>	$d_{f1}$ $d_{f2}$		$d_{f3}$ $d_{f4}$	

Таблица А2 – Рассчитанные параметры 2-х ступенчатого цилиндрического редуктора

Параметры	Ед. изм.	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		обозначение	значение	обозначение	значение
Межосевое расстояние	мм	$a_{w1}$		$a_{w2}$	
Передаточное число		$u_B$		$u_T$	
Угол наклона зубьев	град	$\beta_1$		$\beta_2$	
Модуль	мм	$m_1$		$m_2$	
Делительный диаметр: шестерни колеса	мм	$d_1$ $d_2$		$d_3$ $d_4$	
Диаметр выступов: шестерни колеса	мм	$d_{a1}$ $d_{a2}$		$d_{a3}$ $d_{a4}$	
Диаметр впадин: шестерни колеса	мм	$d_{f1}$ $d_{f2}$		$d_{f3}$ $d_{f4}$	
Коэффициент ширины колес по межосевому расстоянию		$\psi_{ea1}$		$\psi_{ea2}$	

Таблица А3 – Основные габаритные и присоединительные размеры редуктора

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

### Приложение В (обязательное)

Таблица В1 – Замеренные параметры конического редуктора

Параметр	Ед. Изм.	Обозначение	Значение
Число зубьев: шестерни колеса	шт.	$z_1$ $z_2$	
Внешние диаметры выступов: шестерни колеса	мм	$d_{ae1}$ $d_{ae2}$	
Внешние диаметры впадин: шестерни колеса	мм	$d_{fe1}$ $d_{fe2}$	
Ширина зубчатого венца колеса	мм	$b_2$	
Высота зуба на внешнем торце колеса	мм	$h_e$	

Таблица В2 – Рассчитанные параметры конического редуктора

Параметр	Ед. Изм.	Обозначение	Значение
Передачное число		$u$	
Углы делительных конусов: шестерни колеса	$град.$	$\delta_1$ $\delta_2$	
Конусное расстояние: внешнее среднее	$мм$	$R_e$ $R_m$	
Внешний торцовый модуль	$мм$	$m_e$	
Внешний делительный диаметр: шестерни колеса	$мм$	$d_{e1}$ $d_{e2}$	
Внешний диаметр вершин: шестерни колеса	$мм$	$d_{ae1}$ $d_{ae2}$	
Средний делительный диаметр: шестерни колеса	$мм$	$d_{m1}$ $d_{m2}$	
Высота зуба на внешнем торце колеса	$мм$	$h_e$	

### **Лабораторная работа №5**

#### **Изучение конструкции и регулирование червячных редукторов**

##### **1. Цель работы**

- Познакомиться с классификацией, кинематическими схемами, конструкцией, узлами и деталями червячных редукторов.
- Выяснить назначение всех деталей редуктора.
- Определить параметры зацепления.
- Выяснить назначение регулировок узлов редуктора и произвести регулировку подшипников и зацепления при сборке редуктора.

##### **2. Теоретические положения**

###### **2.1. Общие сведения**

Червячная передача относится к передачам зацепления с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен  $90^0$ .

Преимущества червячной передачи: возможность получения больших передаточных отношений в одной паре (до 1000); плавность и бесшумность работы, возможность самоторможения. Недостатки: низкий КПД (0,7...0,92), повышенный износ, склонность к заеданию, необходимость применения для изготовления колес дорогих антифрикционных материалов.

## 2.2. Конструкция и геометрия червяков

Для червяков силовых передач применяют углеродистые и легированные стали марок: 45, 20X, 40X, 40H и другие, закаленные до твердости 45... 55 HRC с последующей шлифовкой и полированием, что обеспечивает высокую твердость рабочих поверхностей. В большинстве случаев червяк выполняют как целое с валом. При отсутствии оборудования для шлифования червяков вместо закалки применяют улучшение или нормализацию.

В качестве материалов для изготовления венцов червячных колес используют оловянистые бронзы. При скоростях скольжения  $V_{ск} = 5...30$  м/с для венцов червячных колес применяют бронзу Бр010Н1Ф1, Бр010Н1Ф1. При  $V_{ск} \leq 6$  м/с для зубчатых венцов применяют менее дорогие безоловянистые бронзы БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4 и другие. Для центра колеса применяют чугун или углеродистую сталь.

По форме поверхности, на которой нарезают резьбу, различают цилиндрические (см. рисунок 1,а) и глобидные червяки (см. рисунок 1,б).

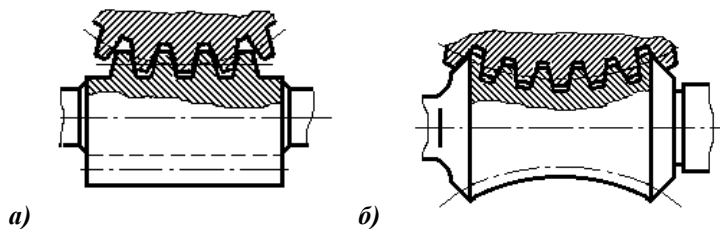


Рис.1. Формы поверхности для нарезки резьбы

По форме профиля витков червяка в осевом сечении различают червяки с прямолинейным профилем (см. рисунок 2, а) и криволинейным (см. рисунок 2, б). Червяки с прямолинейным профилем называют архимедовыми червяками, так как в торцевом сечении витка получается спираль Архимеда. Червяки с криволинейным профилем называют эвольвентными, так как в торцевом сечении витка получается эвольвента.

Как и все винты, червяки могут быть одновитковыми многовитковыми (однозаходными и многозаходными). В зависимости от передаточного числа червячной передачи число витков (заходов) –  $z_1$  может быть равно 1, 2 и 4.

Как правило, червяки изготавливают за одно целое с валом.

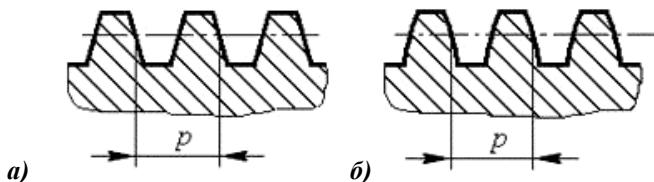


Рис.2. Форма профиля витков червяка в осевом сечении

В целях экономии дорогостоящих цветных металлов червячные колеса диаметром более (150 – 200) мм выполняют составными (см. рисунок 3) из стальной или чугунной ступицы 1, и бронзового венца 2. На рисунке

бронзовый венец посажен на стальной центр (ступицу) с натягом. Для предотвращения взаимного смещения в стыкуемые поверхности ввертывают винты 3. Головки винтов после завинчивания срезаются.

На рисунке 3, б приведена болтовая конструкция составного колеса. Бронзовый венец прикрепляют к ступице болтами 4.

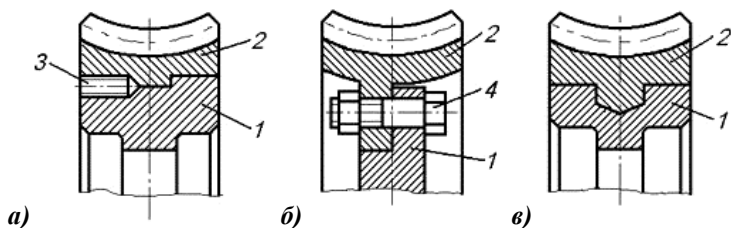


Рис.3. Варианты составных колес

Биметаллическая конструкция колеса (см. рисунок 3,в), в которой бронзовый венец отливают в форму с предварительно вставленным в нее стальным центром, наиболее рациональна. Применяется она в серийном производстве червячных передач.

### 2.3. Конструкция червячного редуктора

Основные кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов представлены на рисунке 4. На схемах быстроходный вал обозначен Б, тихоходный – Т.

При окружных скоростях червяка до 4... 5 м/с применяют редукторы с нижним расположением червяка (рисунок 4, а). Смазывание червячной передачи проводится погружением червяка в масло.

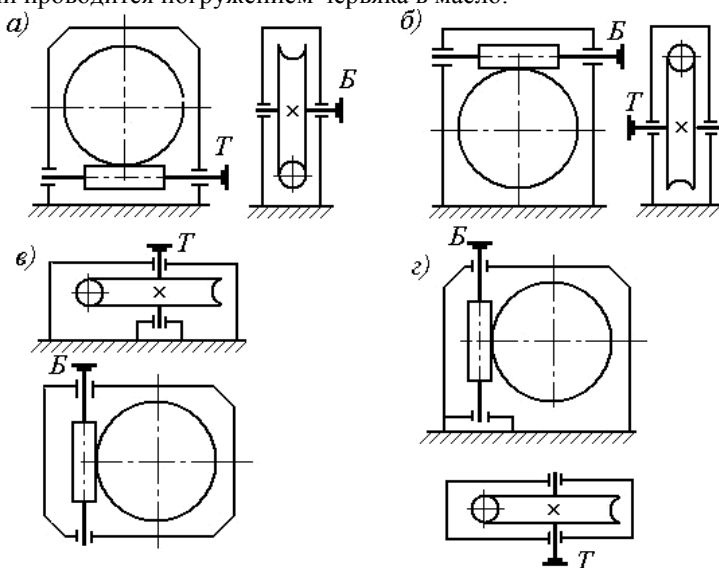


Рис.4. Кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов

При верхнем или вертикальном расположении червяка (рисунок 4, *з*) смазывание зацепления обеспечивается погружением червячного колеса.

При окружных скоростях червяка более 5 м/с наблюдаются большие потери на перемешивание смазки, поэтому червяк располагают над колесом (рисунок 4, *б*).

Передачи с вертикальным расположением вала червячного колеса (рисунок 4, *в*) или червяка (рисунок 4, *з*) используют редко вследствие трудности смазывания подшипников вертикальных валов.

Червячные редукторы предназначены для уменьшения угловой (окружной) скорости и увеличения вращающего момента на ведомом валу.

Характеризуются редукторы передаточным числом, вращающим моментом, частотой вращения ведущего или ведомого валов.

Конструкция червячного редуктора приведена на рисунке 5. Редуктор состоит из корпуса 1 и крышки 2, которые соединены болтами 3. Корпус и крышку выполняют литыми из чугуна (или алюминиевых сплавов). Вращательное движение от быстроходного вала-червяка 4 к тихоходному валу 5 осуществляется червячным колесом 6, которое установлено на валу при помощи шлицев. Червяк выполнен заодно с валом. Валы установлены в корпусе редуктора на конических роликоподшипниках 7 и 8.

Накладные крышки 9 и стаканы 10 крепятся к корпусу с помощью болтов 11 и 12. В крышках и стаканах установлены манжеты 13 и 14. К валу червяка 4 винтом 15 крепится крыльчатка 16, которая служит для охлаждения редуктора. К корпусу редуктора крепится кожух крыльчатки 17. Кольцо пружинное 18 фиксирует червячное колесо от осевого смещения. Смазка редуктора картерная. Уровень масла контролируется маслоуказателем 19 с отдушиной 20. Отверстие под маслоуказатель используется для заливки масла. Слив масла производится через сливное отверстие, закрываемое пробкой 21. К корпусу редуктора 1 крепятся съемные лапы 22. Набор прокладок 23 и 24.

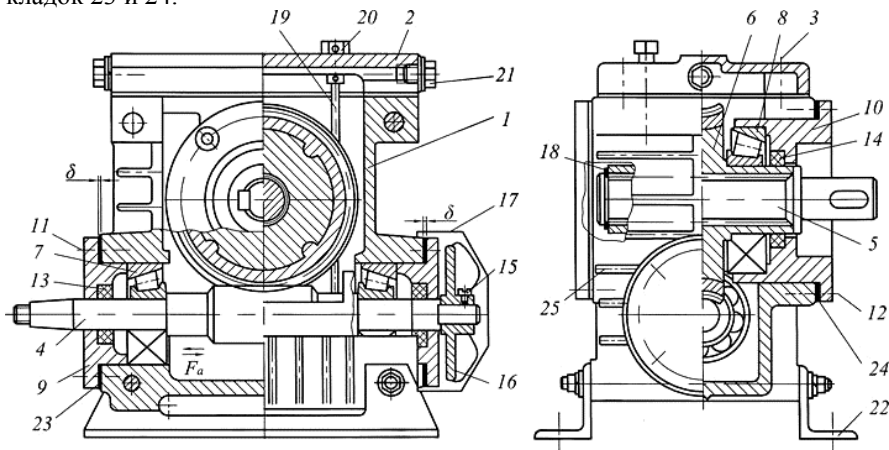


Рис.5. Червячный редуктор

Охлаждение редуктора с помощью крыльчатки. Улучшению теплоотвода способствуют ребра 25, отлитые заодно с корпусом.

Основной способ смазки червячного зацепления - окунание червяка или колеса в масляную ванну картера редуктора. Масляная ванна должна иметь достаточную ёмкость во избежание быстрого старения масла и перемещения продуктов износа и осадков в зацепление и опоры валов. При нижнем расположении червяка уровень масла обычно назначают из условия полного погружения витков червяка. Уровень масла при верхнем расположении червяка назначают из условия полного погружения зуба червячного колеса.

В быстроходных червячных редукторах большой мощности применяют циркуляционную смазку. Для контроля уровня масла применяют маслоуказатели. Для заливки масла и контроля пятна контакта используют смотровой лючок или верхнюю крышку редуктора. В нижней части корпуса редуктора устанавливают пробку для слива масла. Через отдушину на крышке смотрового лючка в редукторах типа РЧН или РЧП выравнивают давление воздуха внутри корпуса редуктора по отношению к наружному. В редукторах типа РЧУ для этой цели предусматривается отверстие в шупе маслоуказателя.

Для устранения утечек масла и попадания внутрь редуктора пыли и грязи в сквозных крышках опор редуктора устанавливают уплотнения. Наиболее часто применяют уплотнения манжетного типа.

#### ***2.4. Конструкция опор валов червяка и колеса***

Опорами валов червяка и колеса служат подшипники качения. В червячном зацеплении возникают как радиальные, так и осевые усилия, поэтому в опорных узлах используют радиально-упорные подшипники. Способ установки подшипников зависит от длины вала и температурных режимов. Для валов, у которых расстояние между опорами небольшое (до 300 мм), работающих при небольших перепадах температуры, применяют установку подшипников – «враспор» (см. рисунок 6, а). При этом торцы наружных колец подшипников упираются в торцы подшипниковых крышек, а торцы внутренних колец - в буртики вала.

Если расстояние между опорами вала большое (300 мм), то одна из опор выполняется фиксирующей, а другая плавающей (см. рисунок 6, б). Фиксирующая опора (левая) может быть образована из двух радиально-упорных подшипников, воспринимающих двухсторонние осевые усилия. Плавающая опора (правая) реализуется радиальным шарикоподшипником с незакрепленным наружным кольцом. При возникновении теплового удлинения вала, плавающий подшипник может свободно перемещаться в корпусе.

Вал червячного колеса обычно имеет небольшую длину. Поэтому в опорах устанавливают по одному радиально-упорному подшипнику. Их устанавливают «враспор».

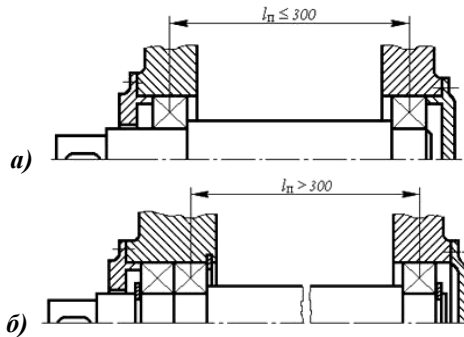


Рис.6. Конструкция опор валов червяка и червячного колеса

### 2.5. Корпуса червячных редукторов

В серийном производстве корпуса червячных редукторов изготавливают литыми из серого чугуна, иногда из стали или алюминия. Корпуса выполняются двух типов: разъемные и неразъемные. Разъемные корпуса (см. рисунок 7) состоят из собственно корпуса 1 и крышки 2, соединенных с помощью стяжных болтов 3.

Корпуса относительно небольших червячных редукторов с межосевым расстоянием до 100 мм изготавливают чаще всего без разъема (тип РЧУ40...РЧУ100). Редукторы с межосевым расстоянием 125 мм и более имеют обычно корпуса с разъемом по оси червячного колеса.

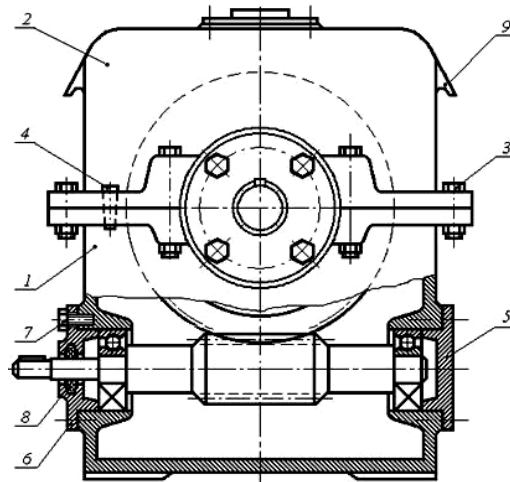


Рис.7. Корпус червячного редуктора

Крышку и корпус редукторов обычно изготавливают из серого чугуна или из алюминиевого сплава АЛ-3.

Для исключения сдвига крышки относительно корпуса устанавливают два штифта 4. Плоскость разъема располагается горизонтально и проходит по оси вала колеса.



При сборке редуктора плоскость разъема смазывается пастой «герметик» или лаком, для устранения утечек масла, залитого в корпус. Использование прокладок в плоскости разъема не допускается. Сборка червячного колеса в корпусе осуществляется при снятой крышке. Отверстия под подшипники червяка и вала колеса закрываются торцевыми подшипниковыми крышками. Торцевые крышки бывают глухие 5 и сквозные 6 и крепятся к корпусу болтами 7. В сквозной крышке имеется отверстие для прохода наружу выходного конца вала. Между отверстием в крышке и выходным концом вала всегда есть зазор. Чтобы через этот зазор не вытекало масло, и не проникали внутрь извне пыль и грязь, крышки снабжаются уплотнительными устройствами 8. Чаще всего применяют манжетные, сальниковые или лабиринтные уплотнения.

Для подъема и перемещения редуктора служат специальные приливы 9, расположенные на крышке корпуса.

В неразъемных корпусах размеры посадочных диаметров торцевых крышек подшипников вала колеса делаются больше наружного диаметра колеса. Это позволяет вставлять (или извлекать) червячные колеса внутрь корпуса через отверстия, выполненные для торцевых крышек.

### **2.6. Регулирование подшипников и червячного зацепления**

Наличие зазоров в подшипниках обеспечивает легкое вращение вала, а отсутствие их увеличивает сопротивление вращению.

Регулирование радиально-упорных подшипников с коническими роликами состоит в том, чтобы получить оптимальный зазор между роликами и кольцами, при котором не наблюдается «болтанки» нагруженных колец подшипников (детали ударяются друг о друга, что может вызвать поломку подшипников). Величина указанного зазора нормирована и называется *осевой игрой*, т.е. величина перемещения червяка в осевом направлении при плотно подтянутых крышках подшипников.

Регулирование производится набором прокладок 23 и 24 (рисунок 5), устанавливаемых под фланец крышек подшипников. Для этой цели применяют набор тонких металлических прокладок (толщиной  $\approx 0,1$  мм). Удобно производить регулирование набором прокладок разной толщины.

Существует два способа установки подшипников качения при насадке их на вал – червяк: *враспор* и с *плавающей опорой*.

*Враспор* подшипники червяка устанавливают при межосевом расстоянии у червячной передачи до 160 мм, когда расстояние между опорами (подшипниками) будет относительно небольшим. При этом на каждую опору устанавливают по одному радиально – упорному подшипнику 7 (рисунок 5).

При работе редуктора червяк и другие детали нагреваются, удлиняются (расширяются). Однако, благодаря небольшой длине червяка, его удлинение обычно получается меньше осевой игры в подшипниках. Поэтому заклинивание подшипников не происходит и червяк может свободно вращаться при установке подшипников *враспор*.

Осевая сила  $F_a$  (рисунок 5) на червяке изменяет направление на противоположное в зависимости от изменения направления вращения червяка. При этом один подшипник воспринимает осевую силу  $F_a$  в одном направлении, а другой – в противоположном. Сила  $F_a$  с червяка 4 передается последовательно на внутреннее кольцо подшипника, ролик (тело качения) и наружное кольцо подшипника 7, а затем на крышку подшипника 9, болт 11 и окончательно воспринимается корпусом редуктора 1.

С *плавающей опорой* подшипники червяка устанавливают при межосевом расстоянии червячной передачи больше 160 мм, когда расстояние между опорами и длина червяка имеют большие размеры. В этом случае в опоре 1 устанавливают два радиально – упорных подшипника (рисунок 8) враспор. При этом осевую силу  $F_a$  подшипники воспринимают так же, как описано выше. Один при действии силы  $F_a$  в одном направлении, другой – в противоположном.

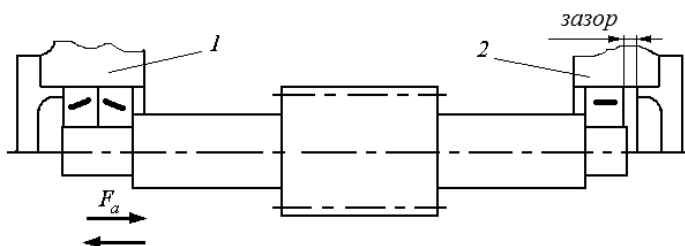


Рис.8. Установка червяка в опоры; опора 2 – плавающая

В опоре 2 устанавливают один радиальный подшипник, который крепится на червяке неподвижно (посадка с натягом), а в корпусе устанавливается с зазором и может перемещаться в осевом направлении на величину удлинения (укорочения) вала. Это перемещение «плавание», и предохраняет подшипники в опоре 1 от заклинивания.

Регулирование червячного зацепления состоит в том, чтобы установить червячное колесо симметрично относительно вертикальной оси червяка. Это достигают путем перемещения червячного колеса 6 с валом 5 (рисунок 5), в осевом направлении за счет подбора и распределения тонких металлических регулировочных прокладок 24.

На рисунке 9,а и 9,б показано неправильно отрегулированное червячное зацепление, что можно понять по различной толщине прокладок  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , по смещенным пятнам контакта в червячном зацеплении и по смещению плоскости симметрии  $B - B$  червячного колеса относительно оси червяка. Червячное зацепление будет считаться правильно отрегулированным, если при прокручивании червяка с нанесенной на его витки гуашью, на рабочих поверхностях зубьев червячного колеса останутся пятна гуаши, симметричные относительно плоскости симметрии  $B - B$  (рисунок 9, б).

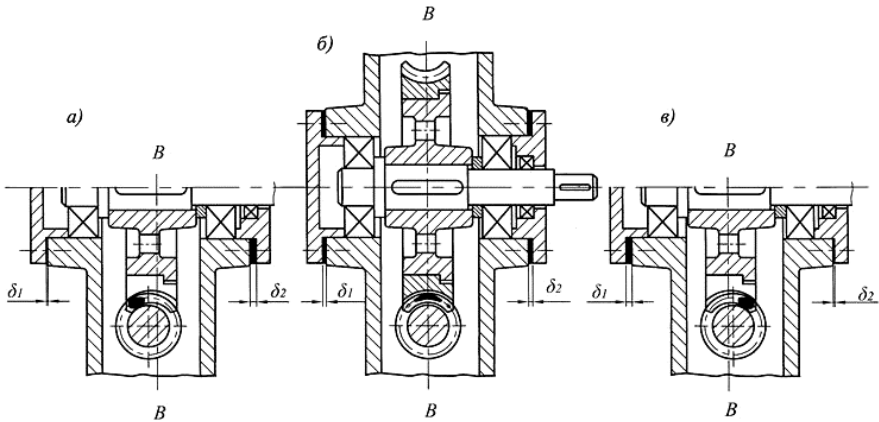


Рис.9. Регулирование червячного зацепления

Следует отметить, что при неправильной регулировке червячного зацепления зубья червячного колеса будут изнашиваться неравномерно и в результате это приведет к значительному уменьшению срока службы червячного редуктора.

### 3. Описание объекта исследования, приборов и инструментов

Объектами исследования изучения являются червячные редукторы с горизонтальным расположением червяка сверху или снизу относительно червячного колеса.

В редукторах должна быть вырезана часть корпуса так, чтобы обеспечить доступность нанесения гуаши на витки червяка и видимость пятен гуаши, оставшихся на зубьях червячного колеса после взаимодействия их с витками червяка.

Для выполнения разборки и сборки редукторов, необходимо иметь, следующие инструменты и принадлежности: отвертку ручную, ключ торцовый изогнутый, съемник специальный для съема с вала кольца пружинного, щуп № 4, микрометр МКО 25 мм, индикатор, гуашь, штангенциркуль, кронциркуль, мел.

### 4. Методика выполнения исследований, и обработка результатов

#### 4.1. Основные правила по технике безопасности

- При отвинчивании винтов, крепящих крышки подшипников, и болтов, стягивающих части корпуса, редуктор не должен перемещаться по столу.

- Перед измерением червяка и червячного колеса их сборочные единицы должны укладываться на специальные подставки.

#### 4.2. Разборка и сборка редуктора (рисунок 5)

Рукой или ключом гаечным выверните отдушину 20 маслоуказателем 19 и выньте их из корпуса редуктора.

При помощи отвертки открутите винты и снимите кожух 17 крыльчатки 16.

Отверткой ослабьте винт 15 (3... 5 оборотов), крепящий на червяке крыльчатку 16, и снимите ее вместе с винтом.

Ключом торцовым изогнутым отверните болты 3, крепящие крышку корпуса 2, и снимите ее. Если крышка находится внизу и является дном корпуса редуктора, то редуктор поверните на  $180^{\circ}$ . Один из студентов должен крепко удерживать его в перевернутом положении, а другой – отвернуть болты и снять крышку. После этого редуктор снова поставьте на лапы 22.

Специальным съёмником снимите с вала 5 пружинное кольцо 18 и выньте вал из ступицы червячного колеса 6.

Ключом торцовым изогнутым отверните болты 12, крепящие стаканы 10. С помощью отвертки, вставляя ее в зазоры между фланцами стаканов и корпусом редуктора, выньте стаканы из корпуса редуктора. Внутренние кольца подшипников 8 остаются на ступице червячного колеса.

Через проем в корпусе редуктора выньте червячное колесо. Если проем находится внизу, то осторожно поднимайте редуктор вверх, при этом червячное колесо выпадет из корпуса редуктора на стол. Соблюдайте осторожность при выполнении этой операции. Поставьте редуктор лапами на стол.

Ключом торцовым изогнутым отверните болты 11, крепящие крышки подшипников 9, выньте их и вал-червяк 4 с подшипниками 7 из корпуса редуктора. Подшипники с червяка не снимайте.

Редуктор разобран, лапы остались присоединенными к корпусу редуктора. Детали разложены в порядке отсоединения их. Это облегчит сборку редуктора.

Сборка редуктора выполняется в обратной последовательности.

### ***4.3. Регулирование подшипников***

Регулирование радиально – упорных подшипников, насаженных на червяк, выполняют следующим образом (рисунок 5).

Установите крышки 9 подшипников червяка без прокладок 23 и закрепите их двумя болтами по диагонали. Можно прижать одну из крышек рукой. При этом образуется зазор между корпусом редуктора и фланцем крышки, равный толщине комплекта прокладок 2δ. Измерьте этот зазор щупом.

Подсчитайте величину зазора по сумме лепестков щупа, вошедших в указанный выше зазор. Приплюсуйте к этому зазору величину осевой игры  $\Delta_{oc}$ , которая для подшипников с внутренним диаметром 20... 50 мм равна  $\Delta_{oc} = 0,05...0,1$  мм. Наберите комплект регулировочных кольцевых прокладок 23 по толщине равной сумме  $2\delta + \Delta_{oc}$ . Толщину комплекта прокладок измеряйте микрометром.

Разделите набранный комплект прокладок примерно на две равные части, установите их на крышки подшипников, поставьте крышки с прокладками в гнезда подшипников и закрепите болтами 11 с корпусом редуктора.

Повращайте рукой червяк. Если он свободно вращается, то можно считать, что сборка выполнена правильно.

Определите, находится ли осевая игра в рекомендуемых пределах.

Измерьте величину осевой игры. Делается это так. Сместите рукой червяк в осевом направлении в сторону, где он не выходит из редуктора. Возьмите штатив с укрепленным на нем индикатором. Измерительный конец наконечника индикатора поставьте к выступающему торцу червяка. Поворотом шкалы индикатора совместите стрелку с нулем. Сместите червяк (в обратном направлении) в сторону измерительного наконечника индикатора. По отклонению стрелки определите осевую игру. При правильно отрегулированных подшипниках, она должна находиться в пределах  $\Delta_{oc} = 0,5 \dots 0,1$  мм.

Подшипники 8, установленные на валу червячного колеса, регулируют также.

#### **4.4. Регулирование червячного зацепления**

При сборке редуктора (рисунок 5), установите на каждый стакан 10 по неравному количеству прокладок 24 (комплект их подобран при регулировке подшипников и добавлять к нему или убирать из него прокладки нельзя), поставьте стаканы с прокладками в гнезда и соедините их болтами 12 с корпусом редуктора.

Повращайте червяк и через вырез в корпусе редуктора установите, какой боковой поверхностью витки червяка контактируют с зубьями червячного колеса. На эти поверхности двух-трех витков червяка кисточкой нанесите тонкий слой гуаши.

Плавно вращайте червяк в том же направлении, какое было принято выше. Через вырез в корпусе редуктора наблюдайте за появлением на боковой поверхности зубьев червячного колеса пятен гуаши. Из-за неравномерного намазывания гуаши на витки червяка первые пятна могут быть искаженными, поэтому следует учитывать пятна гуаши на втором – третьем зубе и далее. Они должны быть такими как на рисунке 9, а, в.

Выньте стакан с прокладками, сотрите гуашь с витков червяка и зубьев колеса.

Разделите комплект прокладок на две равные части, установите их на стаканы, поставьте стаканы в гнезда корпуса редуктора и проделайте повторно работу по регулировке червячного зацепления (см. выше). Если следы гуаши будут симметричны относительно зуба червячного колеса (рисунок 9, б), то зацепление отрегулировано правильно.

Протрите витки червяка и зубья червячного колеса, соберите редуктор.

Если следы контакта будут смещены вправо или влево от середины зуба (рисунок 9, а, в), то определите, с какой стороны надо переставить часть прокладок на другую сторону, чтобы отрегулировать зацепление.

#### **4.5. Произвести измерения:**

- определить число заходов червяка  $z_1$ . Отметив мелом один зуб на червячном колесе, вращая его, посчитать число зубьев  $z_2$ ;

- измерить шаг червяка  $p$ , мм (рисунок 10);

- измерить диаметр вершин червяка  $d_{a1}$ , мм (рисунок 10);

- измерить длину нарезанной части червяка  $b_1$  ширину венца колеса  $b_2$ ,

мм.

#### 4.6. Произвести расчеты:

- определить передаточное число редуктора

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

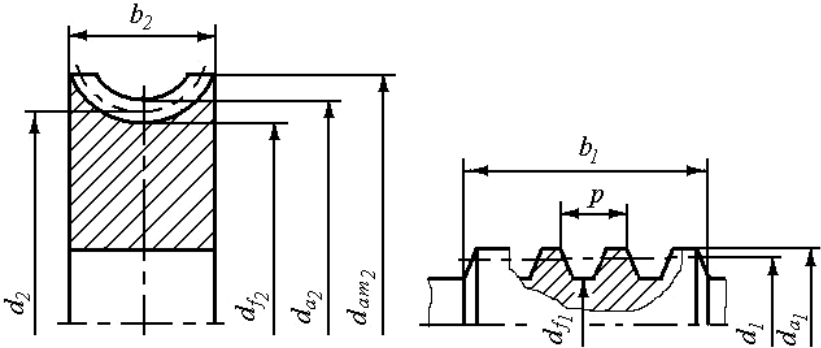


Рис.10. Геометрические параметры червяка и червячного колеса

- рассчитать модуль  $m$ , мм

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (2)$$

полученную величину  $m$  согласовывают с ближайшим стандартным значением:  $m = 2; 2,5; 3,15; 4; 6,3; 8; 10; 12,5$  мм;

- определить коэффициент диаметра червяка  $q$  из формулы:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = q \cdot m + 2 \cdot m \quad (3)$$

где  $d_1$  – делительный диаметр червяка, мм,

отсюда коэффициент диаметра червяка  $q$

$$q = \frac{d_{a1} - 2 \cdot m}{m}, \quad (4)$$

полученную величину  $q$  согласовывают с ближайшим стандартным значением:  $q = 8; 10; 12,5; 16; 20$ ;

- межосевое расстояние  $a$ , мм

$$a = 0,5 \cdot (z_2 + q) \cdot m; \quad (5)$$

- рассчитать угол подъема винтовой линии червяка, град

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}; \quad (6)$$

- рассчитать геометрические параметры червяка и червячного колеса (рисунок 5), мм:

делительные диаметры:

$$d_1 = q \cdot m; \quad d_2 = z_2 \cdot m, \quad (7)$$

диаметры окружностей вершин:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m; \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m, \quad (8)$$

диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m, \quad (9)$$

- рассчитать наибольший диаметр колеса, мм

$$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}. \quad (10)$$

## **5. Содержание и оформление отчета**

- 5.1. Титульный лист.
- 5.2. Цель работы.
- 5.3. Кинематическая схема редуктора.
- 5.4. Отразить способ установки подшипников качения на вал-червяк – (враспор, плавающая опора).
- 5.5. Результаты измерений и вычислений: таблицы А1, А2 (приложение А)

## **6. Вопросы для самоконтроля**

1. Каково назначение червячной передачи?
2. Перечислите достоинства и недостатки червячной передачи.
3. Назовите материалы для изготовления червяка и червячного колеса.
4. Когда применяют редуктор с нижним расположением червяка, с верхним расположением червяка?
5. Чем вызвано редкое использование редуктора с вертикальным расположением вала червячного колеса или червяка?
6. Как осуществляется смазка редуктора с нижним расположением червяка; с верхним расположением червяка?
7. Перечислите детали и узлы из которых состоит червячный редуктор.
8. Как осуществляется охлаждение редуктора?
9. Для чего необходимо наличие зазора в подшипниках?
10. Чем вызвана необходимость регулирования зазора в подшипниках?
11. Дайте определение понятия «болтанки».
12. Дайте определение понятия «осевой игры».
13. Как производится регулирование зазоров подшипников в редукторе?
14. Укажите способы установки подшипников качения на вал-червяк.
15. Чем вызвана необходимость установки подшипников качения враспор; с плавающей опорой?
16. В чем заключается регулирование червячного зацепления?
17. К чему ведет неправильно отрегулированное червячное зацепление?
18. Опишите порядок разборки и сборки червячного редуктора.
19. Дайте определение понятия «передаточное число».
20. Как определяется модуль червячной передачи?
21. Как определяется коэффициент диаметра червяка  $q$ ?
22. Как определяется угол подъема винтовой линии червяка  $\gamma$ ?
23. Как определяются основные геометрические параметры червяка и червячного колеса?
24. Почему уровень масла при нижнем расположении червяка должен ограничиться центром тел качения подшипников?
25. Почему с понижением жесткости подшипников в опорах и при наличии зазора в подшипниках повышаются динамические нагрузки в передаче?
26. Чем обусловлено различное расположение червяка относительно чер-

вячного колеса? Начертите схемы расположения и объясните их особенности.

27. Почему венцы червячных колес изготавливаются из бронз?
28. Назначения и области применения червячных редукторов.
29. Достоинства и недостатки червячных передач в сравнении с зубчатыми.
30. Что такое число витков (заходов) червяка?
31. Что такое модуль зацепления и как его замерить на червяке?
32. Чему равна полная высота зуба в модулях?
33. Трение в червячных передачах и способы борьбы с ним.
34. Материалы червяка и червячного колеса.
35. Конструкция червячных редукторов.
36. Регулировка червячного зацепления по пятну контакта.
37. Регулировка зазоров в подшипниках червячных редукторов.
38. Способы увеличения теплоотдачи при работе редуктора.
39. В чем заключаются достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми передачами?
40. Как производится регулировка положения червячного колеса относительно червяка при сборке редуктора?

### **Приложение А (обязательное)**

Таблица А1 – Замеренные параметры червячного редуктора

Параметры	Ед. изм.	Обозначение	Значение
Число заходов червяка	<i>шт.</i>	$z_1$	
Число зубьев червячного колеса	<i>шт.</i>	$z_2$	
Шаг червяка	<i>мм</i>	$p$	
Диаметр окружности вершин червяка	<i>мм</i>	$d_{a1}$	
Длина нарезанной части червяка	<i>мм</i>	$b_1$	
Ширина венца колеса	<i>мм</i>	$b_2$	

Таблица А2 – Рассчитанные параметры червячного редуктора

Параметры	Ед. изм.	Обозначение	Значение
Передаточное число редуктора		$u$	
Модуль	<i>мм</i>	$m$	
Коэффициент диаметра червяка		$q$	
Межосевое расстояние	<i>мм</i>	$a$	
Угол подъема винтовой линии червяка	<i>град</i>	$\gamma$	
Диаметры делительные	<i>мм</i>	$d_1$ $d_2$	
Диаметры вершин	<i>мм</i>	$d_{a1}$ $d_{a2}$	
Диаметры впадин	<i>мм</i>	$d_{f1}$ $d_{f2}$	
Наибольший диаметр колеса	<i>мм</i>	$d_{am2}$	



## **Лабораторная работа №6**

### **Изучение конструкции подшипников качения и типовых подшипниковых узлов**

#### **1. Цель работы**

- 1) ознакомление с классификацией, конструкцией и условными обозначениями типов подшипников качения;
- 2) изучение типовых узлов опор валов с подшипниками качения.

#### **2. Теоретические положения**

##### **2.1. Классификация подшипников**

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:

- направлению действия воспринимаемой нагрузки относительно оси вращения вала:

а) радиальные, воспринимающие преимущественно радиальную нагрузку, действующую перпендикулярно оси вращения вала;

б) упорные, воспринимающие преимущественно осевую нагрузку, действующую вдоль оси вращения вала;

в) радиально – упорные, воспринимающие комбинированную нагрузку, одновременно действующую на подшипник в радиальном и осевом направлениях, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка;

г) упорно – радиальные, воспринимающие в основном осевую нагрузку, - форме тел качения:

а) шариковые (тела качения – шарики);

б) роликовые (тела качения – ролики):

с короткими цилиндрическими роликами; с длинными цилиндрическими роликами; с игольчатыми роликами; с коническими и сферическими роликами,

- числу рядов тел вращения:

однорядные; двухрядные; четырехрядные,

- способности самоустанавливаться:

самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

По соотношению габаритных размеров подшипники разделяют на размерные серии:

- по радиальным габаритным размерам:

сверхлегкую, особолегкую, легкую, среднюю и тяжелую,

- по ширине:

особо узкую, узкую, нормальную, широкую, особо широкую.

Подшипники качения отличаются допускаемой радиальной или осевой нагрузкой, предельной частотой вращения и грузоподъемностью. Полная классификация подшипников качения установлена ГОСТ 3395 – 89.

##### **2.2. Краткая характеристика основных типов подшипников качения**

Шарикоподшипники радиальные однорядные (тип 0000) рис.1а в основном предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать и осевые нагрузки, действующие в особых направлениях вдоль

оси вала и не превышающие 70 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Допускают перекося наружных колец относительно внутренних до  $10 \dots 15'$ . По сравнению с подшипниками качения других типов имеют минимальные потери на трение, обладают большей быстроходностью. Являются одними из наиболее распространенных и дешевых подшипников качения. Характеризуются сравнительно малой радиальной и осевой жесткостью, что ограничивает их применение в узлах, требующих точной фиксации валов.

Шароподшипники радиальные двухрядные сферические рис.1б предназначены для радиальных и небольших осевых нагрузок (до 20% величины неиспользованной допустимой радиальной). Обеспечивают фиксации вала в осевом направлении в обе стороны. Допускают значительный (до  $2 \dots 3^\circ$ ) перекося внутреннего кольца (оси вала) относительно наружного кольца (оси отверстия корпуса). Применяются в конструкциях с нежесткими валами и в узлах с технологически необеспечиваемой строгой соосностью посадочных мест.

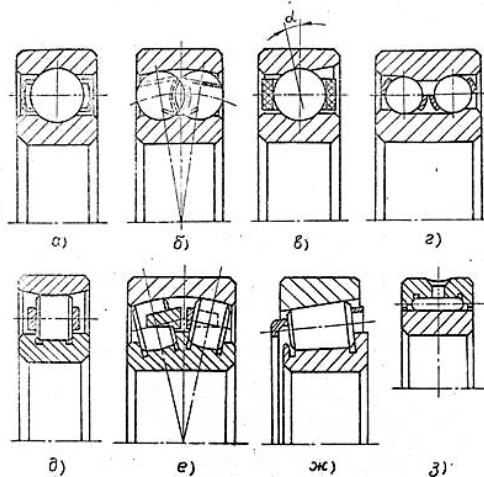


Рис.1

Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (тип 2000) рис.1д предназначены для восприятия значительных радиальных нагрузок. Изготавливают также подшипники с дополнительным буртом на внутреннем (тип 42000) и наружном (тип 12000) кольце. Эти подшипники могут воспринимать кроме радиальной и ограниченные осевые нагрузки, фиксируя вал в осевом направлении. По сравнению с радиальными однорядными шароподшипниками их грузоподъемность в среднем в 1,7 раза больше, вместе с тем, по скоростным характеристикам они несколько уступают; чувствительны к перекосям внутренних колец относительно наружных; требуют жестких валов и точной соосности посадочных мест. Допускают отдельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов и наружного колец подшипника).

Роликоподшипники радиальные игольчатые (тип 74000 и др.) рис.1з предназначены для восприятия больших радиальных нагрузок, осевые нагрузки не воспринимают и осевое положение вала не фиксируют. Имеют относительно меньшие габариты в радиальном направлении по сравнению с подшипниками других типов при одинаковых с ними диаметрах отверстия и грузоподъемности. Весьма чувствительны к прогибам вала и несоосности посадочных мест. Для максимального уменьшения радиальных габаритов могут применяться с одним наружным кольцом или только в виде комплектов игл. Рекомендуется для использования в опорах, несущих постоянную или переменную нагрузку при колебательном движении или малых частотах вращения вала. Игольчатые подшипники высокой прочности с сепаратором могут работать при скоростях на валу до 10 ... 12 м/с.

Роликоподшипники радиальные двухрядные сферические (тип 3000) рис.1е предназначены для восприятия радиальных и одновременно осевых нагрузок, действующих в обоих направлениях и не превышающих 25% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Могут работать и при чисто осевой нагрузке, однако в этом случае воспринимать ее будет лишь один ряд роликов. Обладают более высокой грузоподъемностью, чем равногабаритные сферические шарикоподшипники, но сложнее их в изготовлении и дороже. Допускают значительные (до  $2...3^0$ ) перекосы внутреннего кольца относительно оси наружного. Применяются в узлах тяжело нагруженных и многоопорных и двухопорных длинных валов, подверженных значительным прогибам; в опорах машин, где при больших радиальных нагрузках неизбежна несоосность посадочных мест.

Шарикоподшипники радиально – упорные рисунок 6.1в предназначены для восприятия комбинированной (радиальной и односторонней осевой) нагрузки. Допускаемая осевая нагрузка зависит от угла контакта  $\alpha = 12^0$  (тип 36000),  $\alpha = 26^0$  (тип 46000) и  $\alpha = 36^0$  (тип 66000). Подшипники чувствительны к перекосам.

Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок в условиях высоких требований к жесткости применяют двухрядные подшипники (тип 3056000) рис.1г или подшипники в паре.

Роликоподшипники радиально – упорные конические (тип 7000) рисунок 6.1ж предназначены для восприятия значительных одновременно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок. Способность воспринимать осевые нагрузки зависит от угла конусности  $\alpha$  наружного кольца, при увеличении которого осевая грузоподъемность возрастает за счет уменьшения радиальной.

От радиально – упорных шарикоподшипников отличаются большей грузоподъемностью, меньшими точностью и частотой вращения, меньшей стоимостью. Допускают отдельный монтаж наружного и внутреннего колец, а также регулирование осевой игры и радиального зазора. Перекосы вала относительно оси корпуса недопустимы. Для фиксации положения вала в обе стороны подшипники устанавливаются попарно.

Шарикоподшипники упорные предназначены для восприятия только осевых нагрузок: одинарная (тип 8000) рис.2а – в одном направлении, двойные (тип 38000) рис.2б – в двух направлениях. Применяются при сравнительно малых частотах вращения на горизонтальных валах их ставить не рекомендуется.

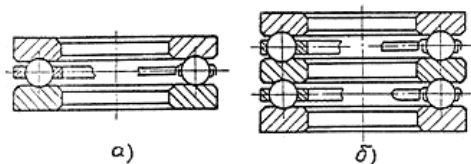


Рис.2

### 2.3 Условные обозначения подшипников

На торце одного из колец подшипника выбивают его условное обозначение и номер завода – изготовителя. Система основных условных обозначений подшипников предусмотрена ГОСТ 3189 – 75.

Условное обозначение подшипника характеризует его внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные особенности, класс точности, условия изготовления и составляется из букв и цифр рис.3.

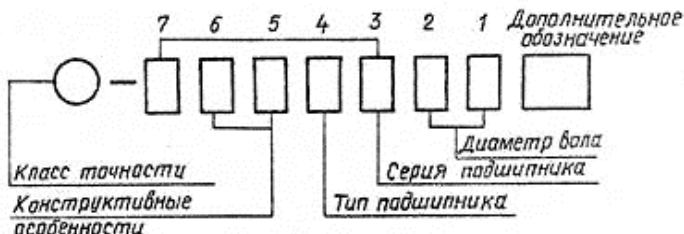


Рис.3

Две первые цифры (читая справа налево) обозначают внутренний диаметр подшипника. Для подшипника с внутренним диаметром от 20 до 495 мм эти цифры соответствуют внутреннему диаметру, деленному на пять если при делении диаметра на пять получается дробное число, то величина внутреннего диаметра подшипника обозначается ближайшим целым числом, а в условном обозначении на третьем месте ставится цифра 9. Из этого правила имеются исключения:

для подшипников с номинальным диаметром:	10	12	15	17
диаметр обозначается:	00	01	02	03

Если диаметр отверстия подшипника от 10 до 17 мм не совпадает ни с одним из вышеуказанных номинальных диаметров, его обозначают цифрой, соответствующей ближайшей номинальному диаметру, при этом на третьем месте ставится цифра 9.

- для подшипников с внутренним диаметром до 9 мм включительно фактический размер диаметра характеризует первая цифра условного обозначения, при этом на третьем месте ставится цифра 0.

Вторая цифра обозначает серию.

- для подшипников с внутренним диаметром, не равным целому числу, в обозначении указывается размер диаметра, округленный до единицы. На третьем месте ставится цифра 0, а на втором – цифра 4 или 5.

Подшипники с внутренним диаметром 0,6; 1,5; 2,5 мм и более обозначаются дробью, в знаменателе которой указывается действительный размер внутреннего диаметра, а в числителе – все остальные обозначения параметров в установленном порядке.

Третья цифра справа обозначает серию диаметров подшипников, кроме малых и не равных целому числу.

1 – основную из особо легкой серии, 2 – легкую, 3 – среднюю, 4 – тяжелую, 5 – легкую широкую, 6 – среднюю широкую, 7 – особолегкую серию, 8 – основную из сверхлегкой серии, 9 – сверхлегкую серию и серию подшипников с нормальными внутренними диаметрами неопределенной ширины.

Серия подшипников с внутренним диаметром до 9 мм включительно обозначается цифрами 1, 2, 3, 6, 7, 8 или 9, занимающими вторую позицию соответственно образованиями серий диаметров.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

0 – радиальный шариковый, 1 – радиальный шариковый сферический, 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами, 3 – радиальный роликовый сферический, 4 – радиальный роликовый с длинными сферическими роликами и игольчатый, 5 – радиальный роликовый с витыми роликами, 6 – радиально – упорный шариковый, 7 – роликовый конический, 8 – упорный шариковый, 9 – упорный роликовый.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные особенности подшипников (угол контакта шариков в радиально – упорных подшипниках, наличие встроенного уплотнения или стопорной канавки на наружном кольце и т.д.).

Седьмая цифра справа обозначает серию габаритов подшипников по ширине:

1 – нормальную, 2- широкую, 3, 4, 5, 6 – особо широкую, 7 – узкую, 8 – особо узкую.

Нули, стоящие левее последней значащей цифры (справа налево), отбрасывают.

Слева и справа от основного условного обозначения подшипника проставляются дополнительные цифровые и буквенные обозначения, характеризующие класс точности и специальные условия изготовления подшипника.

Класс точности подшипника указывается цифрой, отделенной от основных цифр обозначения знаком «тире», слева.

Установлены следующие классы точности и их обозначения: нормальный – 0, повышенный – 6, высокий – 5, прецизионный – 4, сверхпрецизионный – 2.

Перед классами точности, отделенным знаком «тире», проставляется номер дополнительного ряда, отвечающий величине радиального зазора и осевой игры подшипника.

Подшипникам нормального класса точности и нормального ряда радиального зазора дополнительные условные обозначения не присваиваются.

Дополнительные условные обозначения подшипников справа от основного обозначения характеризуют отличие материала или конструкций деталей, специальные технические требования, предъявляемые к подшипникам, например:

Д – сепаратор подшипника изготовлен из алюминиевых сплавов;

Р – детали подшипника изготовлены из теплостойкой стали;

К – имеются конструктивные изменения в деталях подшипника;

Ш – специальные требования к подшипнику по шуму.

Цифры 1, 2, 3 и т.д. справа от дополнительных знаков Б, Г, Д, Е, К, Л, Р, Т, У, Х, Ш, Э, Я обозначают каждое последующее исполнение с каким – то отличием от предыдущего.

#### ***2.4 Типовые узлы с подшипниками качения***

Конструкция подшипникового узла и тип применяемого подшипника определяют направлением, величиной и характером действующих нагрузок (наличием радиальных и осевых сил, частотой вращения, плавным или ударным нагружением), расстоянием между опорами и взаимным их расположением.

Подшипники должны быть подобраны и установлены так, чтобы обеспечить необходимое радиальное и осевое фиксирование вала, не подвергаясь нагрузкам, вызывающим заклинивание тел качения, возникающем при тепловых деформациях деталей узла; перекосе вала; отклонения от перпендикулярности заплечиков вала и корпуса к оси вращения; перетяжке при монтаже и т.д.

По способности фиксировать вал в осевом направлении опоры подразделяют на плавающие, допускающие осевое перемещение вала в любом направлении и фиксирующие, позволяющие фиксировать осевое положение вала в одном или в обоих направлениях.

Воспринимать осевую нагрузку могут только фиксирующие опоры.

В зависимости от конструкции узла возможны различные сочетания плавающих и фиксирующих опор.

Схема 1. Обе опоры плавающие. Применяются в цилиндрических редукторах и коробках передач, когда осевая фиксация вала осуществляется какими – либо другими элементами конструкции, например, зубьями шевронных колес или торцевыми шайбами. Здесь плавающие опоры способствуют самоустановке вала в осевом направлении и выравниванию нагрузки в зацеплении.

В качестве опор плавающих валов применяют радиальные подшипники, чаще всего с короткими цилиндрическими роликами. Наибольшее распространение получили следующие конструктивные схемы:

Схема по рис.4а. Внутренние кольца подшипников закреплены на валу, а наружные – в корпусе. Осевое плавание вала обеспечивается возможным смещением внутреннего кольца подшипников с комплектом роликов в осе-

вом направлении относительно неподвижного наружного кольца и происходит в процессе вращения вала при незначительном усилии, что является основным достоинством данной схемы.

Недостатком схемы являются:

а) необходимость применения очень жестких валов и обеспечения высокой степени соосности посадочных поверхностей вала и корпуса;

б) возможное значительное начальное осевое смещение колец, в дальнейшем ничем не компенсируемое;

в) необходимость сравнительно точного изготовления деталей по размерам  $l$ ,  $L$  и обеспечения упора в отверстиях корпуса, усложняющего их обработку.

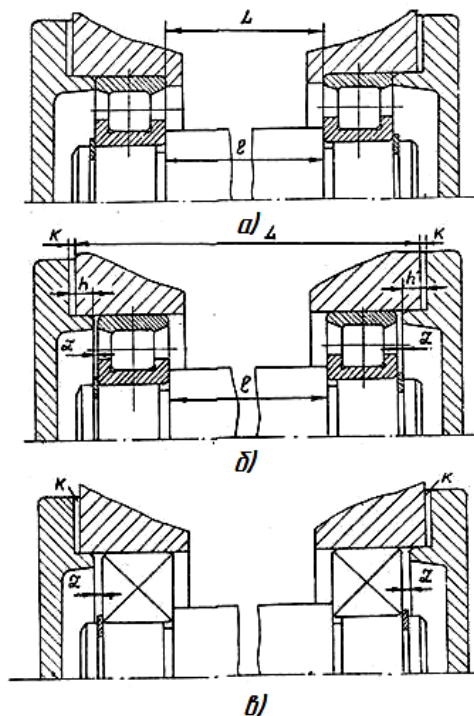


Рис. 4

Схема по рис.4б. Внутренние кольца подшипников закреплены на валу, наружные имеют некоторую свободу осевого перемещения. Ограничение перемещения внутрь корпуса обеспечивается бортами колец подшипников, в противоположную сторону – зазором  $Z$ .

Достоинством этой схемы является легкое плавание вала при небольшой осевой силе, отсутствие упоров для внешних колец подшипников в отверстиях корпуса, изготовление деталей по размерам  $l$ ,  $L$  и  $h$  по свободным допускам ввиду возможного устранения накопленных погрешностей компенсаторными прокладками  $K$ .

Недостатки данная схема имеет те же, что и схема по рис.4а.

Схема по рис.4в. В опорах применяют радиальные шариковые одно-рядные, шариковые и роликовые двухрядные сферические подшипники, выбор того или иного типа из которых определяется потребной грузоподъемностью и жесткостью вала. Внутренние кольца подшипников закреплены на валу, внешние свободны и могут перемещаться вдоль отверстия корпуса на величину зазора  $Z$ , устанавливаемого при сборке подбором компенсаторных прокладок  $K$ .

Достоинством этой схемы, наряду с отсутствием упоров для внешних колец подшипников в отверстиях корпуса, является также возможность ее применения при нежестких валах и при невысокой степени соосности посадочных поверхностей вала и корпуса.

К недостаткам данной схемы следует отнести наличие трения наружных колец подшипников по отверстиям корпуса и необходимость приложения значительной осевой силы для осуществления плавания вала.

Схема 2. Одна из опор вала плавающая, вторая – фиксирующая.

По этой схеме в одной опоре устанавливают подшипник, фиксирующий положение вала относительно корпуса в обоих направлениях рисунок 5; его жестко закрепляют в осевом направлении на валу и в расточке корпуса (опора А). Внутреннее кольцо другого подшипника жестко закреплено на валу, внешнее кольцо не закреплено (плавающая опора Б).

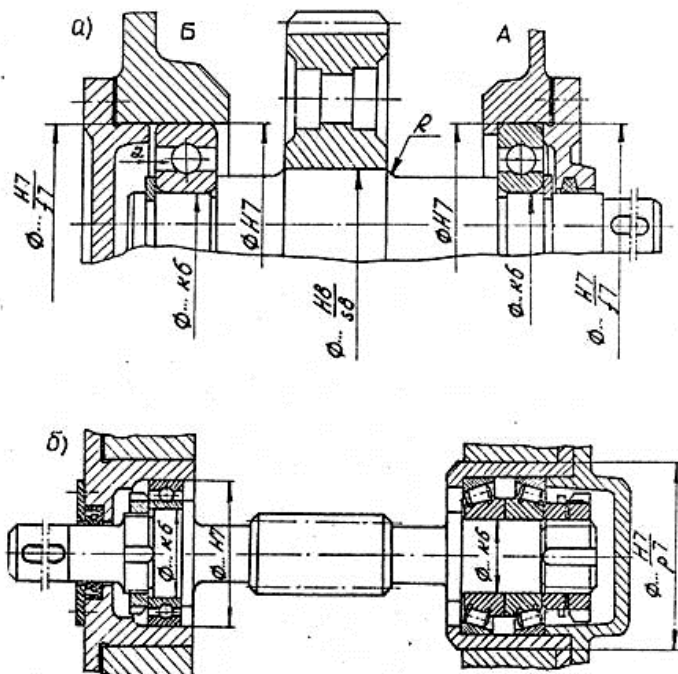


Рис.5



Фиксирующая опора А воспринимает радиальную и двустороннюю осевую нагрузки, плавающая Б – только радиальную.

Свободное перемещение плавающего подшипника вдоль оси обеспечивается посадкой наружного кольца в корпус с зазором при соответствующем зазоре Z между торцами наружного кольца подшипника и бортом крышек или упорных заплетчиков корпуса. В качестве плавающей обычно выполняют менее нагруженную опору.

Величины осевых перемещений валов в фиксирующих опорах определяются осевым зазором в подшипниках, способом крепления колец подшипников на валах и в корпусах, осевой жесткостью подшипников.

Для увеличения жесткости в фиксирующей опоре ставят два однорядных, рисунок 5б или один сдвоенный подшипник. Такую схему применяют в цилиндрических, конических и особенно червячных редукторах.

Основные достоинства схемы:

а) не требуется точного расположения посадочных мест по длине, что особенно важно при расположении опор в отдельных корпусах;

б) опоры могут быть установлены на любом расстоянии друг от друга, так как даже значительные температурные деформации будут компенсироваться осевым перемещением плавающей опоры;

в) высокая осевая жесткость и грузоподъемность фиксирующих опор, особенно в случае применения двух подшипников с большими углами конуса или двухрядных упорных подшипников.

Недостатки схемы – сложная конструкция креплений подшипников на валах и в корпусах.

Схема 3. Каждая из опор ограничивает перемещение вала в одном направлении. Данная схема отличается простотой, ее конструктивное решение требует меньшего количества деталей, отверстия корпуса под подшипники выполняются сквозной расточкой за один проход, что обеспечивает большую точность посадочных мест.

Эта схема имеет широкое применение, особенно в редукторах при малом расстоянии между опорами. При больших расстояниях между опорами следует учитывать возможность нарушения нормальной работы узла (затемления тел качения) различного удлинения вала и корпуса при нагреве. Так, при установке в опорах радиальных подшипников для компенсации температурных деформаций между торцами наружных колец подшипников и крышек должен быть оставлен зазор, превышающий тепловое удлинение. Величину зазора при расстоянии между опорами  $L \leq 300$  мм рекомендуется принимать:  $Z = 0,2 - 0,3$  мм в узлах с радиальными шарикоподшипниками;  $Z = 0,5 - 0,1$  мм в узлах с радиальными роликоподшипниками.

Требуемый зазор обеспечивается набором прокладок, устанавливаемых между торцом крышки и корпусом.

Конструкция опор с радиально – упорными шарикоподшипниками представлена на рис.6 с коническими роликоподшипниками – на рис.7. Опоры фиксируют положение вала в осевом направлении в обе стороны, осевой зазор регулируется комплектом металлических прокладок, установ-

ливаемых между корпусом и крышкой.

Вследствие температурных деформаций, определяемых длиной вала, схема 3 с радиально – упорными подшипниками применяется только при ограниченных расстояниях между зазорами. Предельное расстояние между опорами вала определяется как типом подшипников, так и условиями работы узла. К примеру, для схемы по рисунку 6 расстояние между опорами вала червяка рекомендуется принимать не более 200 – 250 мм.

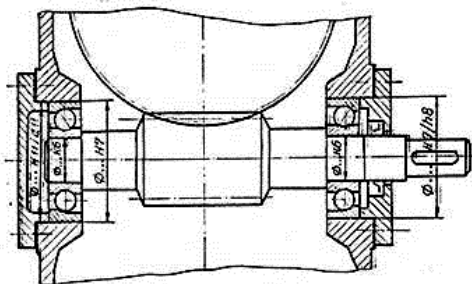


Рис. 6

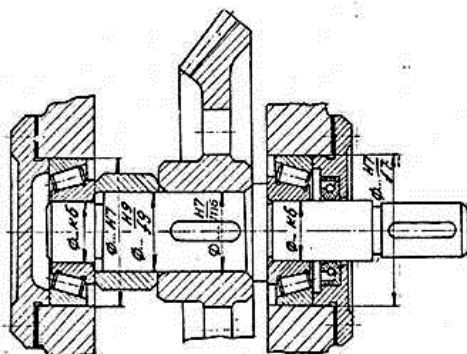


Рис. 7

В рассматриваемых опорах не рекомендуется применять подшипники с большими углами контакта ( $\alpha > 20^\circ$ ), чувствительность которых к осевой игре вызывает значительные затруднения при регулировке. В значительной степени жесткость опор с радиально – упорными подшипниками зависит от схемы их установки в узле. Так, при консольном закреплении вала конической шестерни (схемы по рис.8) за счет увеличения базового размера  $L$  большая жесткость узла достигается при установке подшипников по схеме рис.8б.

Ввиду того, что валы конических шестерен короткие и осевые температурные деформации не играют той роли, что при длинных валах, и при сравнительно малых расстояниях между подшипниками нагрузки, действующие на вал и его опоры, велики, жесткость является основным требованием, предъявляемым к опорам валов конических шестерен. Повышение жест-

кости подшипникового узла позволяет уменьшить концентрацию нагрузки по длине зуба шестерни, обеспечивает более высокую точность ее осевого расположения.

В конструкциях узлов конических шестерен в основном применяют конические роликоподшипники – более грузоподъемные, менее дорогие, обеспечивающие большую жесткость вала. При частотах вращения  $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$  с необходимой высокой точностью применяют и более дорогие шариковые радиально – упорные подшипники.

Установка подшипников в стакан упрощает регулирование фиксирующих опор и осевого положения вала – шестерни. По рис.8а регулирование подшипников осуществляют набором прокладок, устанавливаемых между стаканом и крышкой, по рис.8б – круглой шлицевой гайкой.

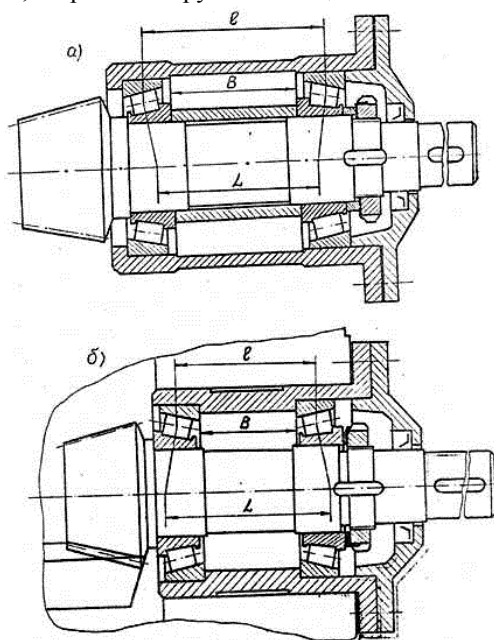


Рис.8

### 3. Порядок выполнения работы

3.1. По плакатам и справочникам студенты знакомятся с классификацией и конструкцией подшипников качения, их условными обозначениями.

Рассматривают примеры условных обозначений подшипников.

3.2. Проводят необходимые замеры каждого из полученных в комплекте основных типов подшипников, выполняют их эскизы с основными размерами, рис.9. На эскизах подшипников стрелками указывают направление воспринимаемых нагрузок.

3.3. Составляют краткую характеристику изучаемых подшипников, в которой следует:

- отразить назначение и область их применения (возможность восприятия нагрузок различных направлений, способность фиксации вала в осевом направлении, возможность использования при перекосе вала в корпусе);
- дать сравнительную оценку по грузоподъемности и жесткости в радиальном и осевом направлениях.

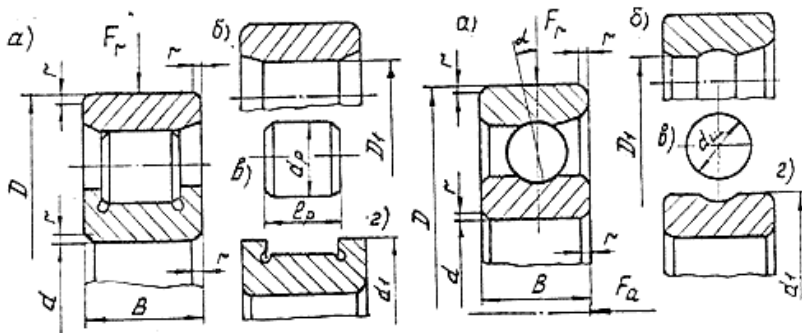


Рис.9

3.4. По плакатам и атласам студенты знакомятся с типовыми схемами опор валов.

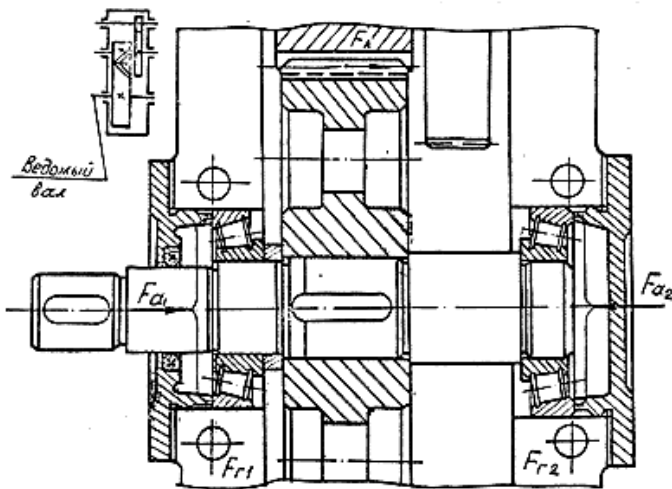


Рис.10

3.5. Дается описание одной или нескольких (по указанию преподавателя) конструкций опор вала, в котором следует:

- охарактеризовать схему, по которой выполнен рассматриваемый вал;
- указать, какая из опор является “плавающей” и какая фиксирующей;
- рассмотреть используемый способ крепления и регулировки подшипников.

На чертеже рассматриваемой конструкции показывают силы, действующие в узлах (см. пример на рис.10).

#### 4. Вопросы для самоконтроля

1. Основные детали подшипников качения и их назначение.
2. Как классифицируют подшипники качения по характеру нагрузки, для восприятия которой они предназначены?
3. Какими особенностями обладают радиально – упорные шарикоподшипники?
4. Какими особенностями обладают сферические двухрядные шарикоподшипники и для каких конструкций они рекомендуются?
5. Основные виды разрушения деталей подшипников.
6. Основные требования при проектировании подшипниковых узлов.
7. Какие опоры называются “плавающими”, какие “фиксирующими”?
8. Основные схемы валов с опорами.
9. Какие типы подшипников необходимо регулировать при сборке? Способы регулировки подшипников?

### Лабораторная работа №7 Изучение конструкций муфт

#### 1. Цель работы

Изучение конструкций муфт, определение основных характеристик.

#### 2. Оборудование и инструменты

Модели муфт, штангенциркуль, металлическая линейка.

#### 3. Основные сведения о муфтах

Приводными муфтами (обычно просто муфтами) называются устройства, служащие для кинематической и силовой связи валов в приводах машин и механизмов. Муфты передают с одного вала на другой вращающий момент без изменения его величины и направления, а также компенсируют монтажные неточности и деформации геометрических осей валов, разъединяют и соединяют валы без остановки двигателя, предохраняют машину от поломок в аварийных режимах, в некоторых случаях поглощают толчки и вибрации, ограничивают частоту вращения.

Возможные погрешности при монтаже валов (несоосность валов) показаны на рисунке 1.

На рисунке 1,а показано – радиальное смещение  $\Delta$ ; на рисунке 1,б – осевое смещение  $\lambda$ ; на рисунке 1,в – угловое смещение  $\delta$ .

Указанные погрешности могут существовать одновременно.

По принципу действия муфты подразделяют на четыре класса:

Рис.1. несоосность валов

- 1) нерасцепляемые (не допускающие разъединения валов при работе машины);
- 2) управляемые (допускающие возможность управления муфтой);
- 3) самодействующие (автоматически срабатывающие в результате изменения заданного режима работы);

4) прочие (все муфты, не входящие в первые три класса).

Классы муфт (кроме четвертого) подразделяют на группы – механические, гидродинамические, электромагнитные;

подгруппы – жесткие, компенсирующие, упругие, предохранительные, обгонные и др.;

виды – фрикционные, с разрушаемым элементом и др.;

конструктивное исполнение - кулачковые, шариковые, зубчатые, фланцевые, втулочно-пальцевые и др.

В общем случае муфта состоит из ведущей и ведомой полумуфт и соединительных элементов. В механических муфтах в качестве соединительного элемента используют твердые (жесткие или упругие) тела. В гидродинамических муфтах функции соединительного элемента выполняет жидкость, в электромагнитных – электромагнитное поле.

Если в процессе эксплуатации приводимых установок не нарушается соосность валов, то последние можно соединять жесткими муфтами – фланцевыми, втулочными, продольно-свертными.

Если соосность валов нарушена, то выбирают жесткие компенсирующие муфты – расширительные кулачковые муфты, кулачково-дисковые, зубчатые, цепные и т.д.

Опасные перегрузки могут быть ослаблены введением в привод предохранительных муфт – кулачковые, шариковые, фрикционные (конические или дисковые) муфты. Предохранительные муфты автоматически размыкают передачу при достижении моментом предельного значения. Частые пуски и остановки машин без выключения двигателя осуществляются с помощью фрикционных, дисковых муфт.

При передаче момента в одном направлении применяют обгонные муфты (муфты свободного хода). Наиболее распространены роликовые обгонные муфты.

При проектировании муфт задача сводится к подбору муфты по нормам и стандартам. Основным показателем при подборе муфты является диаметр соединяемых валов, а при проверке – вращающий момент, частота вращения.

### ***3.1 Муфта упругая втулочно-пальцевая***

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) состоит из двух полумуфт 1 и 2 (см. рисунок 2), насаженных на концы валов с натягом на призматических шпонках. В одной полумуфте на конических хвостовиках закрепляют пальцы 3 с надетыми на них резиновыми гофрированными втулками 4. Эти резиновые втулки входят в цилиндрические отверстия полумуфты 2.

Муфта компенсирует неточности установки валов: в осевом направлении смещение допускается в пределах  $\lambda = (1 \dots 5, \max 15)$  мм; радиальные смещения валов допускаются в пределах  $\Delta = (0,2-0,6)$  мм в зависимости от размеров муфты; угол перекоса валов  $\delta$  должен быть не более  $1^\circ$ .

Полумуфту изготавливают из чугуна марки СЧ 21-40, сталь 30, 35Л, пальцы – сталь 45, втулка – резина с пределом прочности при растяжении не

ниже 8,0 МПа.

Для проверки прочности рассчитывают пальцы на изгиб, а резину по напряжениям смятия на поверхности контакта втулок с пальцами.

Считается, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжение смятия распределено равномерно по длине втулки

Проверка прочности пальцев на изгиб выполняется по выражению

$$\sigma_u = \frac{T \cdot k \cdot l}{z \cdot 0,1 \cdot d_1^3 \cdot D_1} \leq [\sigma_u] \text{ МПа}$$

а прочность резиновых втулок по следующему выражению

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot k}{z \cdot d_1 \cdot l \cdot D_1} \leq [\sigma_{см}] \text{ МПа,}$$

где  $T$  – крутящий момент, передаваемый муфтой, Н·мм;

$k$  – коэффициент динамичности, принимается  $k = (1,25 \dots 4,0)$ ;

$d_1$  – диаметр пальца муфты под резиновой втулкой или резиновыми кольцами, мм;

$l$  – длина резиновой втулки, мм;

$z$  – число пальцев;

$D_1$  – диаметр окружности расположения центров пальцев, муфты, мм;

$[\sigma_u]$  – допускаемое напряжение изгиба для материала пальцев, МПа,  $[\sigma_u] = (60 \dots 80)$ , МПа.

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия материала втулок, МПа,  $[\sigma_{см}] = (1,8 \dots 2,0)$ , МПа.

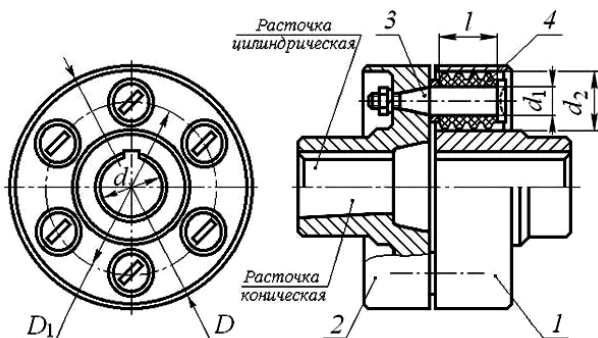


Рис.2. Муфта упругая втулочно-пальцевая

### 3.2. Муфта с резиновой звездочкой

Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2 (см. рисунок 3) с торцевыми кулачками. Кулачки входят в соответствующие впадины промежуточного элемента – резиновой звездочки 3. Зубья звездочки работают на сжатие. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев звездочки.

Радиальные смещения могут достигать до 0,2 мм, угловые – до  $1^{\circ}30'$ .

Материал полумуфты – сталь 35 и выше, допускается чугун СЧ 21-40, звездочки изготавливают из специальной маслостойкой резины.

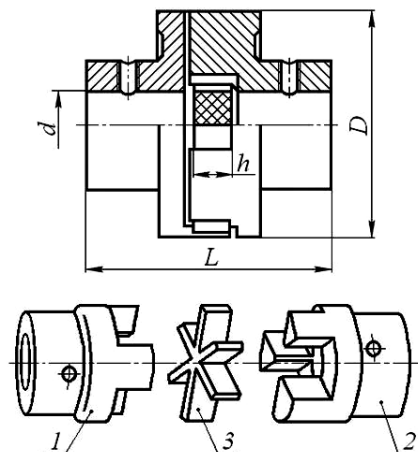


Рис.3. Муфта с резиновой звездочкой

Поверхность звездочек рассчитывается на смятие по выражению

$$\sigma_{см} = \frac{24 \cdot D \cdot T \cdot k}{z \cdot h \cdot (D^3 - d^3)} \leq [\sigma_{см}]$$

где  $T$  – крутящий момент, передаваемый муфтой, Н·мм;

$k$  – коэффициент динамичности, принимается  $k=(1,25 \dots 4,0)$ ;

$D$  – наружный диаметр муфты, мм;

$z$  – число зубьев звездочки;

$h$  – высота зуба звездочки, муфты, мм;

$d$  – диаметр вала муфты, мм;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия материала звездочки, МПа,

$[\sigma_{см}] = (2,0 \dots 2,5)$ , МПа.

### 3.3. Муфта кулачково-дисковая компенсирующая

Состоит из двух полумуфт 1 и 2 (см. рисунок 4), имеющих радиально расположенные пазы, и промежуточного плавающего диска 3 с радиальными взаимно-перпендикулярными выступами (кулачками) на торцах. Выступы диска входят в пазы полумуфт с гарантированным зазором, сопряжение типа ходовой посадки.

При радиальном смещении валов диск совершает сложное движение со скольжением в пазах. Момент передается за счет нажатия друг на друга боковых поверхностей выступов и пазов. Для снижения потерь на трение рабочие поверхности пазов и выступов должны смазываться.

Допускаемое смещение валов:

- радиальное –  $\Delta=0,04d$ , ( $d$  – диаметр вала, мм);

- осевое –  $\lambda = (0,5 \dots 1,0)$ , мм;

- угловое –  $\delta = 0^\circ 30'$ .

Выбранную муфту в случае необходимости проверяют по максимальному давлению на периферийных участках, принимая закон распределения по треугольнику или по трапеции (см. рисунок 4).



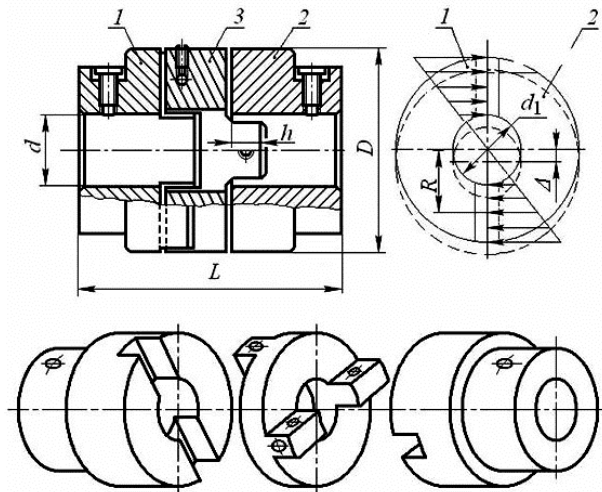


Рис.4. Кулачково-дисковая компенсирующая муфта и эпюра давлений

$$\sigma_{см} = \frac{6 \cdot D \cdot T \cdot k}{h \cdot (D^3 - d_1^3)} \leq [\sigma_{см}], \text{ МПа}$$

где  $D$  – наружный диаметр муфты, мм;  
 $d_1$  – внутренний диаметр отверстия диска, мм;  
 $h$  – рабочая высота выступов, мм.

Обычно детали кулачково-дисковой муфты изготавливают из сталей Ст.5 (поковка) или Сталь 25Л (литье), легированных типа Сталь 15Х, 20Х с цементацией рабочих поверхностей. При этом  $[\sigma_{см}] = (15 \dots 20)$ , МПа.

### 3.4. Муфта кулачковая предохранительная

Кулачковая предохранительная муфта представлена на рисунке 5. Во всех предохранительных муфтах полумуфта 1 соединяется со своим валом неподвижно, а полумуфта 2 – с возможностью осевого перемещения. Полумуфта 2 постоянно прижата к первой посредством пружины 3. Сила прижатия полумуфт регулируется гайкой 4. Сцепление полумуфт осуществляется торцевыми кулачками 5. При нормальной работе каждая из этих муфт вращается как одно целое с соединенными ими валами, при перегрузке происходит расцепление полумуфт. Предохранительные кулачковые муфты применяют только при небольших скоростях и моментах, так как при их перегрузках происходят удары кулачков.

При увеличении момента до предельного, осевые составляющие усилий (см. рисунок 6), действующих на кулачки, сжимают пружину, муфта срабатывает, предохраняя привод от перегрузок.

Материал кулачков – сталь 20Х, 40Х.

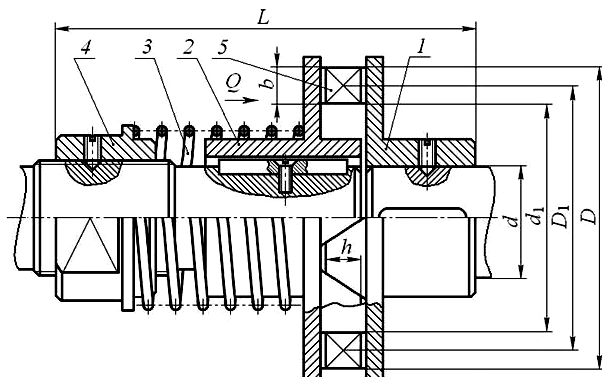


Рис.5. Муфта кулачковая предохранительная

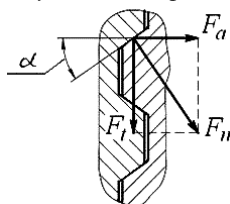


Рис.6. Схема сил действующих в кулачках

Потребная сила сжатия пружины  $Q$  для передачи крутящего момента кулачковой муфтой определяется по следующей зависимости

$$Q = \left( \frac{2 \cdot T \cdot k}{D_1} \right) \cdot \left( \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D_1}{d_1} \cdot f \right),$$

где  $D_1$  – средний диаметр расположения кулачков, мм;

$$D_1 = \frac{(D + d_1)}{2},$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр кулачков, мм;

$D$  – наружный диаметр кулачков, мм;

$\alpha$  – угол наклона рабочих граней кулачка, у трапециевидных кулачков  $\alpha = (3 \dots 10)^\circ$ ;

$\rho$  – угол трения в зацеплении кулачков,  $\rho = (6 \dots 8)^\circ$ ;

$f$  – коэффициент трения скольжения в шпоночном соединении, для стали  $f = (0,12 \dots 0,16)$ .

Рабочая поверхность кулачков проверяется по напряжению смятия. Считают, что нагрузка распределяется равномерно между кулачками

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot k}{z \cdot h \cdot b \cdot D_1} \leq [\sigma_{см}], \text{ МПа,}$$

где  $z$  – число кулачков;

$b$  – ширина кулачка, мм,  $b = 0,5(D - d_1)$ ;

$h$  – рабочая высота кулачка, мм.

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия кулачков, МПа,  
 Рекомендуется  $[\sigma_{см}] = (35 \dots 120)$ , МПа.

### 3.5. Фрикционные управляемые муфты

По форме рабочих поверхностей фрикционные управляемые муфты могут быть дисковые, цилиндрические, конусные (см. рисунок 7). Муфты не допускают несоосности. При включении фрикционных муфт крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия  $Q$  на поверхности трения. В процессе включения муфта пробуксовывает и разгон ведомого вала происходит плавно.

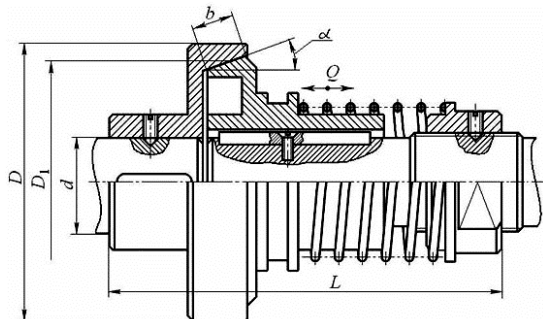


Рис. 7. Фрикционная конусная управляемая муфта

Потребная сила включения муфты

$$Q = \frac{2 \cdot T \cdot \beta \cdot \sin \alpha}{D_1 \cdot f}, \text{ Н,}$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса сцепления,  $\beta = (1,25 \dots 1,5)$

$f$  – коэффициент трения,  $f = (0,06 \dots 0,4)$  зависит от материалов;

$\alpha$  – угол наклона конуса, обычно  $\alpha = (10 \dots 15)^\circ$ ;

$D_1$  – средний диаметр конуса, мм.

Муфту проверяют по удельному давлению

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot b \cdot D_1 \cdot \sin \alpha} \leq [p],$$

где  $b$  – ширина контакта трения, мм;

$[p]$  – допустимое давление на поверхности трения, МПа, для чугуна по стали  $[p] = (1 \dots 3)$  МПа.

### 4. Порядок выполнения работы

- 1) Ознакомиться с конструкциями муфт;
- 2) Вычертить эскизы муфт с нанесением основных размеров;
- 3) Замерить основные размеры муфт, данные занести в таблицу, соответствующую рассматриваемой муфте;
- 4) Рассчитать передаваемый муфтой крутящий момент;
- 5) Оформить отчет по лабораторной работе в соответствии с приложением А.

## Приложение А

1. Титульный лист
2. Цель работы.
3. Оборудование и инструменты.
4. Описание и эскизы муфт.
5. Таблицы (А1–А5) с геометрическими параметрами соответствующих муфт.
6. Передаваемый муфтой крутящий момент, если есть, то сила прижима полумуфты.
7. Заключение.
8. Список использованных источников.

Таблица А1 - Измеряемые параметры упругой втулочно-пальцевой муфты

№ п/п	Наименование измеряемого параметра	Обозначение и размерность	Размер
1	Диаметр вала	$d$ , мм	
2	Наружный диаметр полумуфты	$D$ , мм	
3	Длина резиновой втулки	$l$ , мм	
4	Диаметр пальца	$d_1$ , мм	
5	Количество пальцев	$z$ , шт	
6	Диаметр отверстия под втулки	$d_2$ , мм	
7	Диаметр расположения центров пальцев	$D_1$ , мм	

Таблица А2 - Измеряемые параметры муфты с резиновой звездочкой

№ п/п	Наименование измеряемого параметра	Обозначение и размерность	Размер
1	Наружный диаметр муфты	$D$ , мм	
2	Диаметр вала	$d$ , мм	
3	Число зубьев звездочки	$z$ , шт	
4	Высота зуба звездочки	$h$ , мм	
5	Длина муфты	$L$ , мм	

Таблица А3 - Измеряемые параметры кулачково-дисковой муфты

№ п/п	Наименование измеряемого параметра	Обозначение и размерность	Размер
1	Наружный диаметр муфты	$D$ , мм	
2	Диаметр вала	$d$ , мм	
3	Рабочая высота выступов	$h$ , мм	
4	Длина муфты	$L$ , мм	
5	Диаметр отверстия в диске	$d_1$ , мм	
6	Расстояние от центра диска до середины кулачка	$R$ , мм	

Таблица А4 - Измеряемые параметры кулачковой предохранительной муфты

№ п/п	Наименование измеряемого параметра	Обозначение и размерность	Размер
1	Число зубьев полумуфты	$z$ , шт	
2	Длина зуба	$b$ , мм	
3	Рабочая высота зуба	$h$ , мм	
4	Наружный диаметр кулачков	$D$ , мм	
5	Диаметр вала	$d$ , мм	
6	Длина муфты	$L$ , мм	
7	Средний диаметр кулачков	$D_1$ , мм	
8	Внутренний диаметр кулачков	$d_1$ , мм	

Таблица А5 - Измеряемые параметры фрикционной конической муфты

№ п/п	Наименование измеряемого параметра	Обозначение и размерность	Размер
1	Наружный диаметр муфты	$D$ , мм	
2	Диаметр вала	$d$ , мм	
3	Ширина поверхности трения	$b$ , мм	
4	Угол наклона образующей конуса	$\alpha$ , град.	
5	Средний диаметр конуса	$D_1$ , мм	

### Рекомендуемая литература

1. Механика: Учебное пособие для вузов / В.Т. Батиенков, В.А. Волосухин, С.И. Евтушенко, В.А. Лепихова. - М.: ИЦ РИОР: ИНФРА-М, 2011. - 512 с.: 60x90 1/16. - (Высшее образование). (переплет) ISBN 978-5-369-00757-0 (*ЭБС ИНФРА-М*)
2. Прикладная механика: учеб. пособие / В.Т. Батиенков, В.А. Волосухин, С.И. Евтушенко [и др.]. - М.: РИОР: ИНФРА-М, 2017. - 2-е изд., доп. и перераб. - 339 с. + Доп. материалы [Электронный ресурс; Режим доступа <http://www.znaniium.com>]. - (Высшее образование). (*ЭБС ИНФРА-М*)
3. Прикладная механика: в 2 ч. Часть 1. Основы расчета, проектирования и моделирования механизмов: учебник / А.Н. Соболев, А.Я. Некрасов, А.Г. Схиртладзе, Ю.И. Бровкина. - М.: КУРС: ИНФРА-М, 2017. - 224 с. (*ЭБС ИНФРА-М*)
4. Прикладная механика: в 2 ч. Часть 2. Основы структурного, кинематического и динамического анализа механизмов: учебник / А. Н. Соболев, А. Я. Некрасов, А.Г. Схиртладзе, Ю.И. Бровкина. - М. : КУРС : ИНФРА-М, 2017. - 160 с. (*ЭБС ИНФРА-М*)
5. Олофинская В.П. Детали машин. Основы теории, расчета и конструирования: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - М.: Форум: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 72 с. (*ЭБС ИНФРА-М*).
6. Жуков В.А. Механика. Основы расчёта и проектирования деталей машин: Учебное пособие / В.А. Жуков, Ю.К. Михайлов. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. - 349 с. (*ЭБС ИНФРА-М*).

7. Гулия, Н.В. Детали машин. [Электронный ресурс] / Н.В. Гулия, В.Г. Клоков, С.А. Юрков. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 416 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/5705> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)

8. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков и др. – 3 изд., перераб. и доп. – М.: НИЦ Инфра-М, 2013. – 414 с. (ЭБС ИНФРА-М)

9. Механика. Основы расчёта и проектирования деталей машин: Учебное пособие / В.А. Жуков, Ю.К. Михайлов. – М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. – 349 с.: 60x90 1/16 + (Доп. мат. znanium.com). – (Высшее образование: Бакалавриат). (ЭБС ИНФРА-М)

10. Проектирование механических передач: Учебное пособие / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов. – 7 изд., перераб. и доп. – М.: НИЦ Инфра-М, 2013. – 536 с. (ЭБС ИНФРА-М)

11. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование. [Электронный ресурс] / В.И. Андреев, И.В. Павлова. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 352 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/12953> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)

12. Детали машин и основы конструирования [текст]: учебник и практикум для академического бакалавриата / Моск. авиационный ин-т, Нац. исслед. ун-т; под ред.: Е.А. Самойлова, В.В. Джамая. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Юрайт, 2015. – 423 с. – (Бакалавр. Академический курс).

13. Детали машин и основы конструирования [текст]: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – Москва: Юрайт, 2013. – 415 с. – (Бакалавр. Базовый курс). – Библиогр.: с. 401. – Прил.: с. 403. – ISBN 978-5-9916-2532-6.

14. Тюняев, А.В. Детали машин. [Электронный ресурс] / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 736 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/5109> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)

15. Тюняев, А.В. Основы конструирования деталей машин. Валы и оси. [Электронный ресурс] – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2017. – 316 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/92648> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)

16. Тюняев, А.В. Основы конструирования деталей машин. Литые детали. [Электронный ресурс] – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 192 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/30429> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)

17. Остяков, Ю.А. Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин. [Электронный ресурс] / Ю.А. Остяков, И.В. Шевченко. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 336 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/30428> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)

18. Механика: Учебное пособие / В.Л. Николаенко. – М.: ИНФРА-М; Мн.: Нов. знание, 2011. – 636 с.: ил.; 60x90 1/16. – (Высшее образование). (переплет) ISBN 978-5-16-004865-9.

19. Пирогов С.П. Прикладная механика [текст]: учебное пособие / М-во сел. хоз-ва; гос. аграр. ун-т Северного Зауралья". – Тюмень: Изд-во ГАУСЗ, 2013. – 192 с. – Библиогр.: с. 187.

20. Прикладная механика: Учебное пособие для вузов / В.Т. Батиенков, В.А. Волосухин, С.И. Евтушенко, В.А. Лепихова. – М.: ИЦ РИОР: ИНФРА-М, 2011. – 288 с.: (Высшее образование) (ЭБС ИНФРА-М)

Составитель:

*Пшенов Евгений Александрович*

## **ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

лабораторный практикум

Ч.2 Детали машин и основы конструирования

Печатается в авторской редакции  
Компьютерная вёрстка Е.А. Пшенов

Подписано в печать 29 сентября 2021 г.  
Формат 84×108/32. Объем 4,4 уч.-изд. л  
Тираж 100 экз. Изд. № . Заказ №

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института  
630039, Новосибирск, ул. Никитина 147