

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

ДЕТАЛИ МАШИН

**Методические указания
по выполнению лабораторных работ
для студентов технических специальностей**

Библиотека БарГУ



0000 5099

**Барановичи
РИО БарГУ
2009**

УДК 621.0(072)
ББК 65.305.42я73
Д38

Рекомендовано к печати учебно-методической
комиссией инженерного факультета

Составители:

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

Рецензенты:

Ю. К. Калугин, кандидат технических наук, заведующий кафедрой
технологии и оборудования машиностроения УО БарГУ;
Л. И. Летковский, кандидат технических наук, доцент УО БарГУ

Д38 **Детали машины [Текст] : метод. указания по выполнению лаб. работ для студентов технич. специальностей / сост. : В. А. Дремук, В. М. Горелько, А. К. Гавриленя. — Барановичи : РИО БарГУ, 2009. — 76 с. — 85 экз.**

Методические указания включают в себя методiku и порядок выполнения лабораторных работ, устройство необходимых установок и натуральных образцов.

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

УДК 621.0(072)
ББК 65.305.42я73

© УО БарГУ, 2009

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Введение</i>	5
Лабораторная работа 1. Изучение конструкций и параметров резьбовых соединений. Применение, обозначение, контроль	6
1.1 Крепежные резьбы	6
1.1.1 Метрическая резьба	6
1.1.2 Трубная резьба	7
1.1.3 Дюймовая резьба	8
1.2 Специальные резьбы	8
1.2.1 Трапецеидальная резьба	8
1.2.2 Упорная резьба	8
1.2.3 Круглая резьба	9
1.3 Обозначение резьбовых деталей	9
1.4 Способы стопорения резьбовых соединений	11
1.5 Рабочий и контрольный инструмент	11
Лабораторная работа 2. Испытание болтового соединения, работающего на сдвиг	12
2.1 Расчетные зависимости	12
2.2 Порядок выполнения работы	14
2.2.1 Расчет силы трения при сдвиге	14
2.2.2 Проверка силы трения опытным путем	17
Лабораторная работа 3. Изучение конструкции и параметров цилиндрических зубчатых редукторов	18
3.1 Технические характеристики редукторов	18
3.2 Типы редукторов	18
3.3 Конструкция редукторов	21
3.4 Система смазки редуктора	23
3.5 Порядок выполнения работы	24
Лабораторная работа 4. Изучение конструкции и параметров червячного редуктора	26
4.1 Описание конструкции редуктора	26
4.2 Разборка редуктора	28

4.3 Сборка редуктора, регулировка зацепления и подшипников	28
4.4 Порядок выполнения работы	29
Лабораторная работа 5. Изучение конструкции и параметров конических зубчатых редукторов	32
5.1 Описание конструкции редукторов	32
5.2 Разборка редуктора	34
5.3 Порядок сборки редуктора, регулировка подшипников и зазора в зацеплении	34
5.4 Порядок выполнения работы	35
Лабораторная работа 6. Изучение параметров ременных передач	37
6.1 Общие сведения	37
6.2 Конструкции ремней и шкивов	39
6.3 Скольжение ремня. Кинематические и геометрические параметры передачи	42
Лабораторная работа 7. Изучение параметров цепных передач	44
7.1 Общие сведения	44
7.2 Конструкции цепей и звездочек	45
7.3 Силы в ветвях цепи. Кинематические и геометрические параметры передачи	49
Лабораторная работа 8. Изучение конструкции и маркировки подшипников качения	52
8.1 Общая классификация подшипников качения	53
8.2 Маркировка подшипников качения	53
8.3 Поля допусков и посадки	57
8.4 Смазка подшипников	58
8.5 Изображение конструкции подшипников качения на чертежах	59
Лабораторная работа 9. Изучение конструкции подшипниковых узлов	60
9.1 Общие сведения	60
9.2 Выбор типов подшипников и схем их установки	61
9.2.1 Схема 1 («враспор»)	62
9.2.2 Схема 2 («встряжку»)	67
9.2.3 Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая)	68
9.2.4 Схема 4 (плавающий вал)	71
9.2.5 Опоры с предварительным натягом	71
Список источников	73

ВВЕДЕНИЕ

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

Методические указания помогут изучить методику и порядок выполнения лабораторных работ, устройство необходимых установок и натуральных образцов.

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

Лабораторная работа 1

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

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

1.1 Крепежные резьбы

1.1.1 Метрическая резьба

Цилиндрическая метрическая резьба — основная крепежная резьба, которая иногда используется для точных винтовых пар измерительных инструментов. Применяется в диапазоне диаметров $d = 0,25...600$ мм и шагов $p = 0,075...6$ мм.

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

Часовая метрическая резьба применяется для $d = 0,025...0,9$ мм и шагов $p = 0,075...0,225$ мм.

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

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

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

Цилиндрическая метрическая резьба с крупным шагом обозначается М 24, М 64, с мелким шагом — М 24×2, М 64×3, М 10×1, с левой

резьбой — $M 24 \times 2LH$, $M 34 \times 3LH$, $M 12LH$, многозаходная резьба — $M 24 \times 3(P)$ (где 3 — ход резьбы в мм). Полное обозначение резьбы: наружная резьба — $M 12 \times 16-g$, внутренняя резьба — $M 12 \times 1-6H$.

Коническая метрическая резьба по ГОСТ 25229-82 обозначается МК $20 \times 1,5$; МК $20 \times 1,5LH$, сопряжение внутренней цилиндрической и наружной конической — $M/MK 20 \times 1,5$, $M/MK 20 \times 1,5LH$.

На пластмассовых изделиях для соединения с пластмассовыми и металлическими деталями приняты следующие обозначения (ГОСТ 11709-81): наружная резьба с крупным шагом — $M 24-10h8h$, с мелким шагом — $M 24 \times 1-10h8h$, внутренняя резьба с крупным шагом — $M 24-9H8H$, с мелким шагом — $M 24 \times 1-9H8H$, с особо крупным шагом — $M 5 \times 1,5-7H$, $M 5 \times 1,5-8g$.

1.1.2 Трубная резьба

Трубная цилиндрическая. Создана на основе дюймовой системы мер. Иногда называется резьбой Витворта. Применяется для $d = \frac{1}{8}'' \dots 6''$ (9,73...163,83 мм) при 28...11 витках на 1". Угол профиля резьбы $\alpha = 55^\circ$. Резьба не обеспечивает герметичности соединения.

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

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

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

Размер d замеряется в основной плоскости, отстоящей на (0,61...0,7) l от начала резьбы, для $d = \frac{1}{16}'' \dots 6''$ соответственно.

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

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

1.1.3 Дюймовая резьба

Дюймовая цилиндрическая. Применяется для диаметров $d = \frac{3}{16}'' \dots 4''$ ($d = 4,76 \dots 101,6$ мм) при 24...3 витках на 1". Угол профиля $\alpha = 55^\circ$.

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

Дюймовая коническая. Применяется для диаметров $d = \frac{1}{16}'' \dots 2''$ ($d = 1,6 \dots 50,8$ мм) при 27... 11,5 витках на 1". Угол профиля $\alpha = 60^\circ$.

Обозначение дюймовой конической резьбы: $K \frac{3}{4}''$ (ГОСТ 6111-52).

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

1.2 Специальные резьбы

1.2.1 Трапецеидальная резьба

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

Обозначение трапецеидальной резьбы:

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

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

1.2.2 Упорная резьба

Упорные резьбы обычно применяют в тех случаях, когда необходимо обеспечить поступательное перемещение винта и когда большая нагрузка действует всегда в одном направлении, например в винтовых домкратах большой грузоподъемности, гидравлических прессах и т. п.

Применяется для $d = 10 \dots 600$ мм при $p = 2 \dots 48$ мм. Угол профиля $\alpha = 30^\circ$. Допускается применение усиленной упорной резьбы с $\alpha = 45^\circ$.

Обозначение резьбы: однозаходная — $S 80 \times 10 LH - 7h - 120$, $S 80 \times 10 - 7AZ$ (ГОСТ 25096-82), где 120 — длина свинчивания, $7h$ и $7AZ$ — поля допуска среднего диаметра соответственно для наружной и внутренней резьбы; многозаходная — $S 80 \times 20(p10) LH$ (ГОСТ 25096-82), где 20 — ход винта (в мм); упорная усиленная — Уп $80 \times 8 \times 45^\circ$, где 80 — номинальный диаметр, 8 — шаг винта, 45° — угол профиля.

1.2.3 Круглая резьба

Круглая резьба применяется для винтов, несущих большие динамические нагрузки, работающих в загрязненной среде с частыми отвинчиваниями, а также в тонкостенных изделиях, как, например, в цоколях и патронах электрических ламп и т. д. Применяется для $d = 8 \dots 200$ мм, $p = 2,54 \dots 6,35$ мм, угол профиля $\alpha = 30^\circ$. Обозначение — $Rd 16$, $Rd 40 LH$, $Rd 16 - 17e6e$.

1.3 Обозначение резьбовых деталей

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

Болты, винты, шпильки. ГОСТ 1759-70 устанавливает для болтов, винтов и шпилек из углеродистых и легированных сталей 12 классов прочности: 3,6; 4,6; 4,8; 5,6; 5,8; 6,6; 6,8; 6,9; 8,8; 10,9; 12,9; 14,9.

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

Обозначение болтов: болт $A2M12 \times 1,25 - 6g \times 60.58.C.029$ ГОСТ 7805-70 либо болт $A2M12 \times 1,25 - 6g \times 60.88.35X.Ti6$ ГОСТ 7805-70, где болт — наименование детали, А — класс точности, 2 — исполнение (при необходимости), М12 — диаметр резьбы, 1,25 — мелкий шаг резьбы в мм, 6g — поле допуска резьбы, 60 — длина болта в мм, 58 или 88 — класс прочности (точку между цифрами не ставят), С — указание о применении спокойной стали (для класса прочности 3.6...6.9), или 35X — марка стали или сплава (для класса прочности 8.8...14.9), 02 или Ti — обозначение вида покрытия (табл. 2.1), 9 или 6 — толщина покрытия в мкм, ГОСТ 7805-70 — номер размерного стандарта.

Т а б л и ц а 2.1 — Условное цифровое обозначение видов покрытия

Вид покрытия	Условное цифровое обозначение
1. Цинковое, хромированное	01
2. Кадмиевое, хромированное	02
3. Никелевое	03
4. Многослойное: медь — никель	03
5. Многослойное: медь—никель—хром	04
6. Окисное	05
7. Фосфатное с пропиткой маслом	06
8. Оловянное	07
9. Медное	08
10. Цинковое	09
11. Цинковое, горячее	09
12. Окисное, выполненное в растворе бихромата калия	10
13. Окисное из кислых растворов	11
14. Серебряное	12
15. Титановое	Тн

Обозначение винтов: винт А.М8×l_г×50.48.016 ГОСТ 17473-80, где обозначения аналогичны обозначениям болтов.

Обозначение шпилек: шпилька М16—6_г×120.58 ГОСТ 22032-76; шпилька 2 М16×1,5—8_г×120.109.40×0,26 ГОСТ 22032-76, где шпилька — наименование детали, шпилька 2 — то же с диаметром стержня, приблизительно равным среднему диаметру резьбы (остальные обозначения аналогичны обозначениям болтов); шпилька $M16 \times \frac{1,5 - 3n(3)}{2 - 6g} \times 120.66.05$ ГОСТ 22032-76, шпилька с мелким шагом резьбы $p = 1,5$ мм и полем допуска $3n(3)$ на ввинчиваемом конце, с крупным шагом резьбы $p = 2$ мм и полем допуска $6g$ на гаечном конце, класса прочности 66, с покрытием 05.

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

Обозначение гайки: гайка 2М12×1,25 — 6Н.06.40×016 ГОСТ 5915-70; гайка М12—6Н.5 ГОСТ 5915-70, где обозначения аналогичны обозначениям болтов.

1.4 Способы стопорения резьбовых соединений

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

Существует много способов стопорения или предохранения от самоотвинчивания. В этих случаях для стопорения резьбовых соединений обычно пользуются гаечными замками.

Гаечные замки различают двух видов:

- а) увеличивающие трение или сцепление между сопряженными резьбовыми деталями;
- б) запирающие резьбовые детали жестко, т. е. без возможного их поворота.

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

К замкам общего назначения первой группы относятся: контргайка; пружинная шайба; шайбы стопорные с зубьями — внутренними и наружными и под винты с потайной или полупотайной головкой.

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

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

1.5 Рабочий и контрольный инструмент

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

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

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

Лабораторная работа 2

ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СДВИГ

Цель работы: определить экспериментальную зависимость сдвигающей силы F_r , от силы затяжки $F_{зат}$ болта в напряженном болтовом соединении.

2.1 Расчетные зависимости

Пластины сжимаются между гайкой и головкой болта, поставленного в отверстие с зазором. При приложении к пластинам внешних сил последние удерживаются от сдвига силами трения, возникающими на поверхностях стыков. Болт работает только на растяжение от силы $F_{зат}$, так как первоначальный зазор между болтом и пластинами не выбирается. Если пластины сдвинутся и зазор выберется, то соединение считается нарушенным. Сила F_r , при которой пластины сдвигаются, является предельной для данной затяжки $F_{зат}$. Экспериментальную зависимость силы F_r от $F_{зат}$ сопоставляют с зависимостью, полученной расчетным путем.

Предельная сдвигающая сила F_r равна силам трения $F_{тр}$, возникающим на поверхностях стыков:

$$F_r = F_{тр} i, \quad (2.1)$$

где i — количество стыков.

Заменив силу трения $F_{тр}$ нормальной силой сжатия $F_{зат}$, умноженной на коэффициент трения на стыках f_0 , получим окончательную зависимость

$$F_r = f_0 F_{зат} i, \quad (2.2)$$

где F_r — предельная сдвигающая сила;

$F_{зат}$ — сила затяжки болта;

f_0 — коэффициент трения на поверхности стыка.

В данной работе сила затяжки измеряется моментом завинчивания (на динамометрическом ключе), который определяется по зависимости

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_r = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho') + F_{\text{зат}} f \frac{D_1 + d_{\text{отв}}}{4}, \quad (2.3)$$

где T_p — момент трения в резьбе;

T_r — момент трения на торце гайки;

d_2 — средний диаметр резьбы;

β — угол подъема резьбы;

ρ' — приведенный угол трения;

f — коэффициент трения на торце гайки;

D_1 — наружный диаметр опорной поверхности гайки (равен зеву ключа);

$d_{\text{отв}}$ — внутренний диаметр опорной поверхности гайки (равен отверстию под болт в шайбе).

Приближенно для нормальной метрической резьбы при $f = 0,15$

$$T_{\text{зав}} \approx 0,2 F_{\text{зат}} d \quad (2.4)$$

Подставляя в уравнение (2.1) значение $F_{\text{зат}}$ найденное по зависимости (2.3), получим:

$$F_r = f_0 i T_{\text{зав}} / \left(\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho') + \frac{D_1 + d_{\text{отв}}}{4} f \right). \quad (2.5)$$

Так как в формуле (2.5) F_r и $T_{\text{зав}}$ определяются по индикаторам довольно точно, то положение кривой на графике во многом будет зависеть от правильного выбора коэффициентов трения в резьбе, на торце гайки f и на поверхности планок f_0 . Если полагать, что значение коэффициентов трения f и f_0 не изменяются при различных затяжках, то зависимость F_r от $T_{\text{зав}}$ по уравнению 2.5 будет линейной.

Винтовой пресс имеет две цилиндрические стойки, жестко закрепленные в основании и в двух траверсах (верхней и нижней). Винт жестко скреплен с маховиком и зафиксирован от осевых перемещений в верхней траверсе упорным шарикоподшипником. При вращении маховика

винт ввертывается (или вывертывается) в ползун. Ползун от поворота зафиксирован кнопкой и может перемещаться в нижней траверсе только вдоль оси отверстия.

Ползун через динамометр соединен с колодкой исследуемого болтового соединения. Пластины, прижимаемые к колодке болтом, скреплены осью с основанием и не перемещаются. Колодка выполняет функцию средней пластины. Расстояние между рисками на колодке и на левой пластине соответствует зазору между болтом и колодкой. При совмещении рисок зазор с одной стороны полностью выбирается.

Динамометрическим ключом определяют момент завинчивания гайки. В динамометрическом ключе упругий стержень с рукояткой и державка индикатора закреплены в колодке. На квадратный выступ колодки надевается сменная головка с зевом, соответствующим завертываемой гайке.

При завертывании гайки к рукоятке прикладывают силу, которая изгибает упругий стержень (как консольную балку). Величина деформации стержня, которая фиксируется индикатором, пропорциональна моменту завертывания. Динамометрический ключ тарируется при закрепленной сменной головке в горизонтальном положении подвешиванием грузов к центру рукоятки. Для обеспечения этого предпочтительнее соединять рукоятку с упругим стержнем шарниром.

2.2 Порядок выполнения работы

Пластинки, болт с шайбой и гайкой выбираются по указанию преподавателя. Все замеренные размеры и рассчитанные величины вносятся в бланк протокола испытаний.

2.2.1 Расчет силы трения при сдвиге

Для построения расчетного графика по зависимости (2.5) определяют входящие в нее величины.

1. Наружный диаметр d и шаг резьбы t измеряют штангенциркулем и округляют до номинальных по ГОСТ (табл. 2.1, 2.2).

Внутренний диаметр d_1 и средний диаметр резьбы d_2 , а также угол подъема резьбы β берут из той же таблицы (все элементы резьбы в ГОСТ даются в зависимости от шага t).

Т а б л и ц а 2.1 — Параметры метрической резьбы с крупным шагом

Параметры	Наружный диаметр резьбы, мм						
	10	12	14	16	18	20	22
Шаг резьбы t , мм	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5
Средний диаметр d_2 , мм	9,026	10,863	12,701	14,701	16,376	18,376	20,376
Внутренний диаметр d_1 , мм	8,376	10,106	11,835	13,835	15,294	17,294	19,294
Угол подъема резьбы, β	3°02'	2°55'	2°52'	2°28'	2°47'	2°29'	2°14'
Площадь $\pi d_1^2 / 4$, мм	5,23	76,2	104,7	144,2	175,1	225,2	181,5

2. Расчетную силу сдвига F_r определяют по формуле (2.2). Нормальная сила сжатия пластин $F_{зат}$ не должна быть выше допустимой силы затяжки болта:

$$[F_{зат}] \leq \frac{\pi d_1^2 [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3};$$

площадь болта по внутреннему диаметру резьбы ($\pi d_1^2 / 4$), мм² берут по таблице 2.1, а допускаемое напряжение подсчитывают по формуле

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [S],$$

где σ_T — предел текучести материала, Н / мм²;

$[S] = 1,5 \dots 1,7$ — коэффициент запаса прочности.

3. Определяют по формуле (2.3) момент завинчивания ($T_{зав}$), соответствующий допустимой силе $F_{зат}$.

Коэффициенты трения на стыке f_0 на торце гайки и в резьбе f зависят от чистоты обработки поверхностей, наличия и вида смазки. Для чисто обработанных поверхностей при наличии смазки коэффициент трения в резьбе f равен 0,15; без смазки — 0,2; для грубо обработанных поверхностей без смазки — 0,3.

Угол трения определяется по зависимости

$$\rho = \arctg f.$$

Т а б л и ц а 2.2 — Параметры метрической резьбы с мелким шагом

Параметры	d Наружный диаметр резьбы, мм						
	10	12	14	16	18	20	22
<i>Шаг резьбы t = 0,5 мм</i>							
Средний диаметр d_2 , мм	9,675	11,675	13,675	15,675	17,675	19,675	21,675
Внутренний диаметр d_1 , мм	9,459	11,459	13,459	15,459	17,459	19,459	21,459
Угол подъема, β°	0°57'	0°47'	0°40'	0°35'	0°34'	0°32'	0°30'
Площадь $\pi d_1^2/4$, мм ²	69,2	101,7	147,7	185,8	237,6	295,2	359,2
<i>Шаг резьбы t = 0,75 мм</i>							
Средний диаметр d_2 , мм	9,513	11,513	13,513	15,513	17,513	19,513	21,513
Внутренний диаметр d_1 , мм	9,188	11,188	13,188	15,188	17,188	19,188	21,188
Угол подъема, β°	1°26'	1°11'	1°01'	0°53'	0°47'	0°43'	0°38'
Площадь $\pi d_1^2/4$, мм ²	64,7	96,4	134,5	178,6	229,2	286,0	349,0
<i>Шаг резьбы t = 1,0 мм</i>							
Средний диаметр d_2 , мм	9,35	11,35	13,35	15,35	17,35	19,35	21,35
Внутренний диаметр d_1 , мм	8,918	10,918	12,918	14,918	16,918	18,918	20,918
Угол подъема, β°	1°57'	1°36'	1°22'	1°11'	1°03'	0°57'	0°51'
Площадь $\pi d_1^2/4$, мм ²	60,4	91,1	128,1	171,4	220,9	276,5	339,0
<i>Шаг резьбы t = 1,5 мм</i>							
Средний диаметр d_2 , мм	—	11,026	13,026	15,026	17,026	19,026	21,026
Внутренний диаметр d_1 , мм	—	10,376	12,376	14,376	16,376	18,376	20,376
Угол подъема, β°	—	2°28'	2°06'	1°49'	1°36'	1°26'	1°18'
Площадь $\pi d_1^2/4$, мм ²	—	81,1	116,2	157,4	205,1	259,0	319,0

Приведенный угол трения в резьбе (на конической поверхности) подсчитывается по приближенной зависимости

$$\rho' = \rho / \cos \frac{\alpha}{2},$$

где $\alpha = 60^\circ$ — угол профиля метрической резьбы.

4. Строят на бланке протокола испытаний график зависимости расчетной силы сдвига от момента завинчивания. Для этого через начало координат и точку, соответствующую подсчитанным значениям F , по формуле (2.2) и $T_{зав}$ по формуле (2.3), проводят прямую линию.

2.2.2 Проверка силы трения опытным путем

1. Поворачивая вокруг нижней оси боковые пластины, совмещают отверстия пластин с отверстием колодки. Вставляют болт, надевают шайбу, заворачивают гайку от руки. Прижимают фиксирующую от поворота планку к грани головки болта и закрепляют ее винтами. Рискю на колодке совмещают с нижней рискю на боковой пластине.

2. Затягивают гайку болта динамометрическим ключом до момента, составляющего примерно $0,25 T_{зав}$ ($T_{зав}$ подсчитан выше). Момент фиксируется по шкале индикатора ключа в Н · м. Ключ следует вращать за рукоятку плавно и непрерывно до нужного показания стрелки.

3. Для данной затяжки болтовое соединение нагружают вращением маховика по стрелке до начала сдвига колодки относительно пластин. Начало сдвига определяется по скачку стрелки динамометрического кольца (прекращается прирост нагрузки). Наибольшее показание силы сдвига (трения) F , соответствует трению покоя. Его заносят в бланк.

4. Так же как в пункте 2 и 3, определяют силу сдвига от затяжки болта моментом примерно равным $0,5T_{зав}$; $0,75T_{зав}$; $T_{зав}$. После сдвига болт затягивают следующим $T_{зав}$ без снятия предыдущей затяжки. Необходимо следить, чтобы белая черта на колодке не выходила за пределы двух черточек на пластинах (иначе выберется зазор и болт будет работать на изгиб).

5. По данным испытаний наносят точки на график и проводят через них (или между ними) плавную линию. Для точек, резко отклоняющихся от проведенной линии, испытание повторяют.

чк Б/Б 48/32

Лабораторная работа 3

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

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

3.1 Технические характеристики редукторов

К техническим характеристикам редуктора относятся:

- а) общее передаточное число ($i = u_{\text{вх}}/u_{\text{Т}}$);
- б) мощность на входном быстроходном или выходном тихоходном валах ($P_{\text{в}}$, кВт или $P_{\text{Т}}$, кВт);
- в) наибольший вращающий момент на выходном валу ($T_{\text{Т}}$, Н · м);
- г) допускаемые поперечные силы, прикладываемые к концам валов $F_{\text{в}}$, Н; $F_{\text{Т}}$, Н;
- д) КПД редуктора.

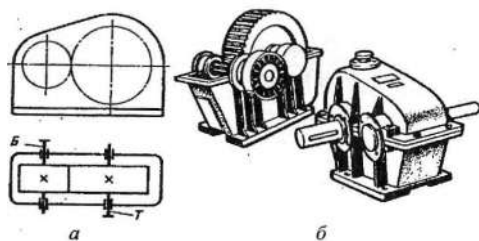
3.2 Типы редукторов

Редукторы выполняют одно-, двух- и трехступенчатыми. Наибольшее распространение имеют двухступенчатые редукторы с двумя последовательно включенными зубчатыми передачами, значительно меньшее — одноступенчатые.

Одноступенчатые цилиндрические редукторы. Из редукторов рассматриваемого типа наиболее распространены горизонтальные (рис. 3.1). Вертикальный одноступенчатый редуктор показан на рисунке 3.2. Как горизонтальные, так и вертикальные редукторы могут иметь колеса с прямыми, косыми или шевронными зубьями.

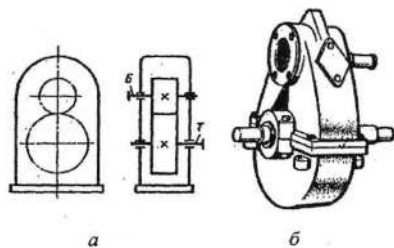
Выбор горизонтальной или вертикальной схемы для редукторов обусловлен удобством общей компоновки привода (относительным расположением двигателя и рабочего вала приводимой в движение машины и т. д.).

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



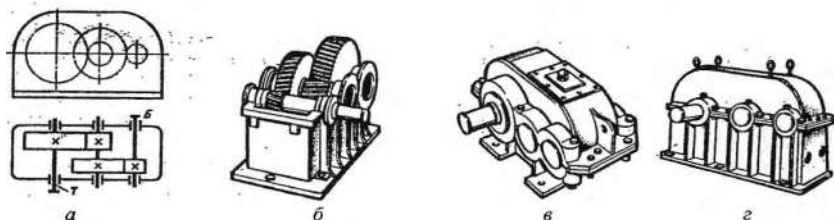
a — кинематическая схема; *б* — общий вид

Рисунок 3.1 — Одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами



a — кинематическая схема; *б* — общий вид

Рисунок 3.2 — Одноступенчатый вертикальный редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами



a — кинематическая схема; *б* — редуктор со снятой крышкой (колеса косозубые); *в* — общий вид редуктора, у которого подшипниковые узлы закрыты врезными крышками; *г* — общий вид редуктора, у которого подшипниковые крышки привернуты винтами

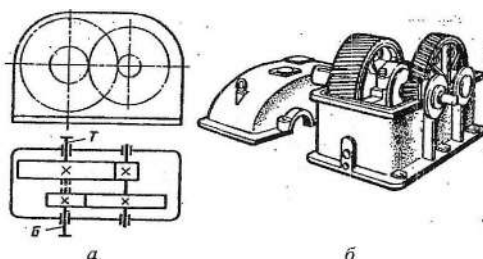
Рисунок 3.3 — Двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами

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

В соосных редукторах быстроходная ступень зачастую недогружена, так как силы, возникающие в зацеплении колес тихоходной ступени, значительно больше, чем в быстроходной, а межосевые расстояния ступеней одинаковы. Указанное обстоятельство является одним из основных недостатков соосных редукторов. Кроме того, к их недостаткам относят также:

а) большие габариты в направлении геометрических осей валов, по сравнению с редукторами, выполненными по развернутой схеме;

б) затруднительность смазывания подшипников, расположенных в средней части корпуса;



а — кинематическая схема, б — общий вид

Рисунок 3.4 — Двухступенчатый горизонтальный соосный редуктор

в) большое расстояние между опорами промежуточного вала, поэтому требуется увеличить его диаметр для обеспечения достаточной прочности и жесткости.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы обычно применяют в широком диапазоне передаточных чисел: $u = 6,3,463$.

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

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

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

3.3 Конструкция редукторов

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

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

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

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

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

Посадки для основных сопряжений представлены в таблице 3.1.

Т а б л и ц а 3.1 — Виды посадок

Сопряжение	Условное обозначение по ГОСТ
Внутреннее кольцо подшипника на вал	<i>j5, k6, m6, n6</i>
Наружное кольцо подшипника в корпус (или в стакан)	<i>H7, N7, K7</i>
Зубчатые колеса на валах	<i>H7/p6, H7/r6, H7/s6, H7/k6, K7/h6</i>
Шкивы и звездочки	<i>H7/js6, H7/h6</i>
Стаканы под подшипник качения в корпус редуктора	<i>H7/h6, H7/k6, H7/js6</i>
Крышки подшипников в корпус (или в стакан)	<i>H7/h8, H7/j9, H7/d11</i>
Распорные втулки на валах	<i>F9/k6, D11/k6, D9/h9, D9/k6, H7/js6</i>
Распорные кольца	<i>H8/h8</i>
Полумуфты на валах	<i>H7/k6, H7/r6, H7/m6, H7/n6</i>
Шпоночная канавка в ступице по ширине	<i>D10, J9, P9</i>
Шпоночная канавка в ступице по глубине	<i>H12</i>
Шпоночная канавка на валу по ширине	<i>P9, N9, H9</i>
Шпоночная канавка на валу по глубине	<i>H12</i>
Шпонка по ширине	<i>h9</i>
Шпонка по длине	<i>h14</i>
Шпонка в сборе в ступице (по ширине)	<i>D10/h9, J9/h9, P9/h9</i>
Шпонка в сборе на валу (по ширине)	<i>H9/h9, N9/h9, P9/h9</i>
Шпонка в сборе на валу (по длине)	<i>H8/h14</i>
Венец червячного колеса на ободке колеса	<i>H7/r6, H7/s6, H9/x8</i>
Шпонка цилиндрическая	<i>H7/x8</i>
Штифт стопорный на валу (неподвижный)	<i>H7/m6</i>
Штифт центровочный (крышка корпуса — основание корпуса)	<i>H7/h6, J5/h6</i>
Отверстие в крышке подшипника под манжету	<i>H8</i>
Участок вала под уплотнение (манжету)	<i>h11</i>
Целевое уплотнение	<i>H11/d11</i>
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по <i>d</i>	<i>d - 8×36 H7/f7×40×7 D9/f8</i>
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по <i>D</i>	<i>D - 8×36×40 H7/js6×7 D9/js7</i>
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по <i>b</i>	<i>b - 8×36×40×7 F8/f8</i>

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

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

3.4 Система смазки редуктора

Назначение смазки следующие:

- предохранение деталей от коррозии;
- получение между трущимися поверхностями жидкостного или хотя бы полужидкостного трения;
- удаление с трущихся поверхностей продуктов износа и отвод выделяемого тепла.

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

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

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

Для заливки масла и промывания редуктора керосином предусмотрены люк и сливная пробка, для контроля за уровнем масла — маслоуказатель. Небольшое количество масла для компенсации его потерь во время работы обычно подливают через отверстие под маслоуказатель.

Для удобства слива масла дно корпуса редуктора выполняют наклонным. Во избежание повышения давления в корпусе от нагрева и выбрасывания масла через неплотности корпуса предусматривают вентиляционное отверстие (сапун).

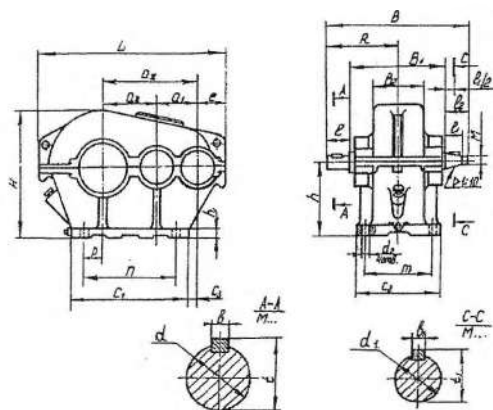
3.5 Порядок выполнения работы

1. Определить основные, габаритные и присоединительные размеры редуктора.

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

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

Присоединительные размеры определяют взаимное расположение поверхностей присоединения редуктора к другим деталям. К ним относятся:



L, B, H — габаритные размеры;
 $b, b_1, d, d_1, h, l, l_1, M, m, n, t, t_1$ — присоединительные размеры;
 $a_2, a_1, a_2, c_1, c_2, c_3, B_1, B_2, p, p_1, R, h_1, e$ — установочные размеры

Рисунок 3.5— Основные, габаритные и присоединительные размеры редуктора

размеры установочной плоскости, которой редуктор ставится на плиту или раму; размеры отверстий под винты для крепления редуктора и размеры, определяющие расположение этих отверстий; размеры выходных концов быстроходного и тихоходного вала и размеры, определяющие их расположение относительно друг друга и относительно установочной плоскости.

2. После выполнения всех замеров необходимо заполнить таблицу 3.2.

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

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

Примечания:
 1. Межосевое расстояние сравнить со стандартным для данного типа редуктора.
 2. Модуль зашеления округлить до ближайшего значения по СТ СЭВ 310-76.
 3. Если редуктор одноступенчатый, то $u_{\text{общ}} = u_1$.

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

4. Составить характеристику редуктора по его параметрам и схеме, дать сравнительную оценку данной конструкции с другими однотипными конструкциями, сравнить параметры данного редуктора с параметрами по ГОСТ 2185-78.

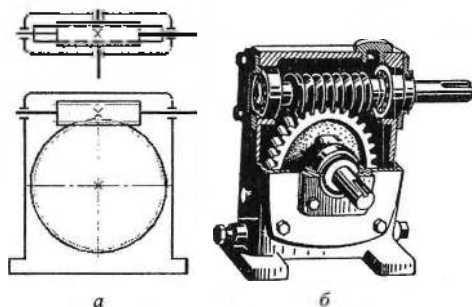
Лабораторная работа 4

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

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

4.1 Описание конструкции редуктора

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



а — кинематическая схема; б — общий вид

Рисунок 4.1 — Червячный редуктор

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

Червячное колесо обычно выполняют с ободом (венцом) из бронзы или латуни и чугуном центром. При работе

с малыми окружными скоростями червячные колеса иногда целиком изготавливают из серого чугуна.

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

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

При работе редуктора в червячном зацеплении возникает сила, которую обычно раскладывают на три составляющие во взаимно перпендикулярных направлениях: окружную, осевую и радиальную. Проследим передачу осевой силы $F_{a2} = F_{t1}$ с колеса на корпус. Центр колеса торцом давит на внутреннее кольцо подшипника, далее сила передается через ролики на наружное кольцо, которое торцом давит на крышку, передающую силу F_{a2} корпусу через винты.

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

Наибольшее применение имеют манжетные уплотнения по ГОСТ 8752-79. В редукторе на плакате уплотнения выполнены в виде колец из технического фетра, пропитанного машинным маслом; фетровые кольца закладывают в кольцевой паз крышек, имеющий в сечении форму трапеции.

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

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

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

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

4.2 Разборка редуктора

Разборку редуктора производят в следующем порядке:

1) отвертывают винты боковых крышек, снимают крышки и вынимают червячное колесо с валом. Внутренние кольца подшипников качения с вала и внутренние, кольца подшипников с вала червяка не снимаются. Наружные кольца подшипников из крышек не выпрессовываются. Если крышки в корпусе поставлены с натягом, то снимаются они путем завинчивания двух отжимных винтов в резьбовые отверстия этих крышек;

2) отвертывают винты крышек, снимают крышки и вынимают червяк с подшипниками;

3) отвертывают винты и снимают крышки;

4) отвертывают пробку для слива масла, вынимают маслоуказатель.

4.3 Сборка редуктора, регулировка зацепления и подшипников

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

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

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

2) измеряют шупом зазор δ , после чего подбирают двойной комплект металлических прокладок, суммарную толщину которых с целью обеспечения свободного вращения подшипников принимают равной $\delta + \Delta_{ос}$, где $\Delta_{ос}$ — допускаемая осевая игра вала, смонтированного на двух конических роликоподшипниках.

Величину $\Delta_{ос}$ назначают в зависимости от серии и размера конических роликоподшипников и от того, какие в них могут быть допущены радиальный и осевой зазоры по условию удовлетворительной работы передачи.

Для диаметра шейки вала червячного колеса 30...50 мм $\Delta_{ос} \approx 0,05...0,1$ мм;

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

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

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

4.4 Порядок выполнения работы

1. Определяют основные габаритные и присоединительные размеры редуктора.

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

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

2. Замеряемые размеры приведены в таблице 4.1.

3. По результатам расчетов и замеров заполняют таблицу 4.2.

Таблица 4.1 — Замеряемые габаритные и присоединительные размеры редуктора

Замеряемые величины	Обозначения	Мерительный инструмент	Результаты измерений
<i>Габаритные размеры</i>			
1. Длина	L	Угольник, линейка, штангенрейсмас	
2. Ширина	B		
3. Высота	H		
<i>Присоединительные размеры</i>			
4. Быстроходный вал: диаметр длина вылет	d_b l_b l_1	Штангенциркуль Линейка Линейка, угольник	
5. Тихоходный вал: диаметр длина вылет	d_T l_T l_2	Штангенциркуль Линейка Линейка, угольник	
6. Вспомогательный размер	h_1	Штангенрейсмас	
7. Вспомогательный размер	h_2	Штангенрейсмас	
8. Расстояние от опорной поверхности нижнего фланца редуктора до оси червяка и колеса	h_b h_T		
9. Межосевое расстояние	a_w	Линейка	
10. Толщина нижнего фланца	h		
11. Размеры опорной поверхности нижнего фланца	E_1, B_1, E		
12. Расстояние между осями отверстий под фундаментные болты	C_1, C_2		
13. Диаметр отверстия под фундаментный болт	d_0	Штангенциркуль	

Таблица 4.2 — Основные геометрические и кинематические параметры червячного редуктора

Наименование параметра и его единица	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений
Число зубьев колеса	z_2	Сосчитать	
Число витков червяка	z_1	—	
Передаточное число	u	$u = z_2 / z_1$	
Осевой шаг червяка, мм	p'	Измерить	

Окончание табл. 4.2

Наименование параметра и его единица	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений
Расчетный модуль	m'	$m' = p / \pi$	
Диаметр вершин зубьев, мм: червяка колеса	d_{a1} d_{a2}	Измерить —	
Делительные диаметры, мм: червяка колеса	d_1 d_2	$d_1 = d_{a1} - 2m$ $d_2 = z_2 m$	
Межосевое расстояние, мм	a_w	$a_w = 0,5(d_1 + d_2)$ a_w измерить	
Коэффициент диаметра червяка	q'	$q' = d_1 / m$	
Угол подъема витка винтовой линии, град	γ	$\text{tg} \gamma = z_1 q$	
Диаметры впадин зубьев, мм: червяка колеса	d_{f1} d_{f2}	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$ $d_{f2} = d_2 - 2,4m$	
Длина нарезанной части червяка, мм	b_1	Измерить	
Ширина венца колес, мм	b_2	—	
Расчетное значение КПД	η	$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$	
Примечания:			
1. Значения модуля m' и коэффициента диаметра червяка q' принять по ГОСТ 2144-76 и уточнить все расчеты, связанные с этими параметрами.			
2. Значения угла трения ρ' приведены в книгах по деталям машин. Параметры червячной пары, регламентируемые стандартом, сверить с ГОСТ 2144-76.			

4. Выполнить кинематическую схему редуктора и эскизы элементов зацепления (червяка и колеса) в соответствии со СТ СЭВ 859-78.

Лабораторная работа 5

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

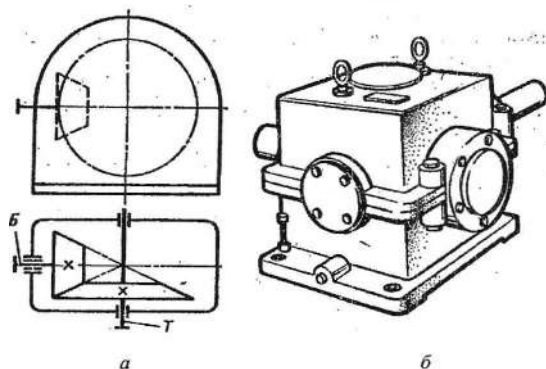
Цель работы: изучить конструкции редуктора; определить основные параметры редуктора и конического зацепления; отрегулировать зазоры в подшипниках качения; отрегулировать зазора в зацеплении конической пары.

5.1 Описание конструкции редукторов

Конические редукторы применяют для передачи движения между валами, оси которых пересекаются обычно под углом 90° . Передачи с углами, отличными от 90° , встречаются редко.

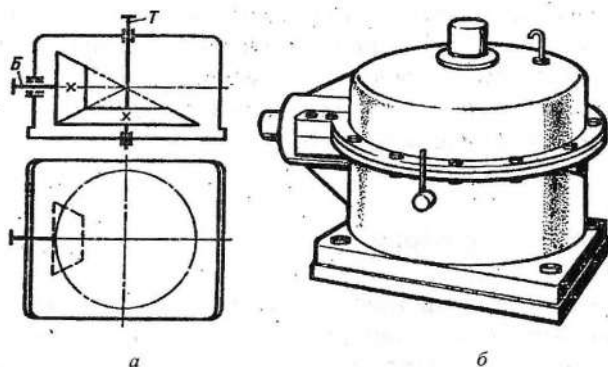
Наиболее распространенный тип конического редуктора показан на рисунке 5.1; редуктор с вертикально расположенным тихоходным валом изображен на рисунке 5.2. Возможно исполнение редуктора с вертикально расположенным быстроходным валом; в этом случае привод осуществляется от фланцевого электродвигателя.

Передаточное число u одноступенчатых конических редукторов с прямозубыми колесами, как правило, не выше трех; в редких случаях $u = 4$. При косых или криволинейных зубьях $u = 5$ (в виде исключения $u = 6,3$).



а — кинематическая схема, б — общий вид

Рисунок 5.1 — Одноступенчатый редуктор с коническими зубчатыми колесами



а — кинематическая схема; б — общий вид

Рисунок 5.2 — Одноступенчатый конический редуктор с вертикальным ведомым валом

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

Конический редуктор в отличие от цилиндрического обладает некоторыми конструктивными особенностями.

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

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

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

Маслоспускное отверстие закрывают пробкой и уплотняют прокладкой из маслостойкой резины. Уровень масла проверяется жезловым маслоуказателем. Относительное положение корпуса и крышки редуктора фиксируется двумя коническими штифтами. Редуктор крепят к фундаменту четырьмя болтами.

5.2 Разборка редуктора

Разборку редуктора производят в следующем порядке:

- 1) отвертывают винты корпуса конической шестерни и вынимают ведущий вал в сборе с пакетом регулировочных прокладок;
- 2) отвертывают винты боковых крышек, снимают их и выдвигают ведомый вал в сборе с подшипниками. С помощью съемника демонтируют внутренние кольца подшипников с вала, а затем, установив специальные упоры и применяя оправку, распрессовывают коническое колесо с вала;
- 3) отвертывают винты крышки подшипников на корпусе хвостовика (ведущей шестерни) и снимают крышку;
- 4) выпрессовывают стакан с ведущим валом и подшипниками из корпуса. Во время разборки следят за сохранностью регулировочных прокладок.

5.3 Порядок сборки редуктора, регулировка подшипников и зазора в зацеплении

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

Подшипники шестерни и колеса собирают с предварительным натягом, чтобы обеспечить длительную их работу без зазора. Наличие зазора в подшипниках является причиной радиального и осевого биения и вибрации валов. Предварительный натяг подшипников ведущей шестерни значительно меньше, чем ведомой, в связи с более высокой частотой вращения ведущей шестерни. Излишний натяг ведет к перегреву редуктора, затвердению кромок сальников и их растрескиванию. Для

устранения этих явлений подбирают подшипники повышенной жесткости и регулируют натяг в следующем порядке:

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

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

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

5.4 Порядок выполнения работы

1. Определяют основные габаритные и присоединительные размеры редуктора (см. п. 4.4).
2. Замеренные размеры приведены в таблице 5.1.
3. Замеренные и рассчитанные параметры представлены в таблице 5.2.

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

Замеряемые величины	Обозначения	Мерительный инструмент	Результаты измерений
<i>Габаритные размеры</i>			
1. Длина	L	Угольник, линейка штангенрейсмас	
2. Ширина	B		
3. Высота	H		
<i>Присоединительные размеры</i>			
4. Быстроходный вал: диаметр основания длина участка под посадку общая длина диаметр резьбовой части	d_1	Штангенциркуль Линейка	
	l_{12}		
	l_1		
	d_{11}		
5. Тихоходный вал: диаметр основания длина участка под посадку общая длина диаметр резьбовой части	d_2	Штангенциркуль Линейка	
	l_{21}		
	l_2		
	d_{21}		
6. Расстояние от опорной поверхности редуктора до оси	H_1	Штангенрейсмас	
7. Толщина нижнего фланца	h	Линейка	
8. Размеры опорной поверхности нижнего фланца	L_1, L_2, B_2		
9. Расстояние между осями отверстий под фундаментные болты	A_1, A_2		
10. Диаметр отверстия под фундаментный болт	d	Штангенциркуль	

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

Наименование параметра и его единица	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений
Число зубьев: шестерни колеса	z_1 z_2	Сосчитать —	
Передаточное число редуктора	u	$u = z_2 / z_1$	
Углы делительных конусов, град: шестерни колеса	δ_1 δ_2	$\operatorname{tg} \delta_1 = 1 / u$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	

Окончание табл. 5.2

Наименование параметра и его единица	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений
Внешний окружной модуль, мм	m_e	$m_e = d_e / z$	
Число зубьев плоского колеса	z_c	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
Ширина зубчатого венца, мм: шестерни колеса	b_1 b_2	Замерить —	
Внешнее конусное расстояние, мм	R_e	$R_e = 0,5d_e / \sin\delta$	
Среднее конусное расстояние, мм	R	$R = R_e - 0,5b$	
Средний окружной модуль, мм	m	$m = m_e \frac{R}{R_e}$	
Средний делительный диаметр, мм: шестерни колеса	d_1 d_2	$d_1 = mz_1$ $d_2 = mz_2$	
Внешний делительный диаметр, мм: шестерни колеса	d_{e1} d_{e2}	$d_{e1} = m_e z_1$ $d_{e2} = m_e z_2$	
Внешний диаметр вершин зубьев, мм: шестерни колеса	d_{a1} d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2m_e \cos\delta_1$ $d_{a2} = d_2 + 2m_e \cos\delta_2$	

4. Составить и вычертить в масштабе кинематическую схему редуктора.

Лабораторная работа 6

ИЗУЧЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: изучить конструкции ремней и шкивов; определить важнейшие кинематические и геометрические параметры ременной передачи.

6.1 Общие сведения

Ременная передача — передача трением с гибкой связью. Она состоит из двух шкивов 1 и 2, соединенных между собой ремнем 3 (рис. 6.1, д). Нагрузку передают силы трения между шкивами и ремнем.

После зубчатой передачи ременная — наиболее распространенная из механических передач.

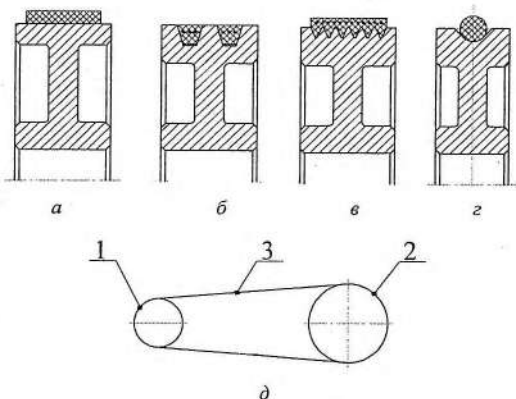


Рисунок 6.1 — Ременная передача

В зависимости от формы поперечного сечения ремня бывают передачи: плоским ремнем (рис. 6.1, а), клиновым ремнем (рис. 6.1, б), поликлиновым ремнем (рис. 6.1, в), круглым ремнем (рис. 6.1, з). Наибольшее применение в машиностроении имеют клиновые и поликлиновые ремни.

Достоинства ременных передач:

- 1) простота конструкции, эксплуатации и малая стоимость;
- 2) возможность передачи движения на значительные расстояния (до 15 м);
- 3) возможность работы с высокими частотами вращения;
- 4) плавность и бесшумность работы вследствие эластичности ремня;
- 5) смягчение вибрации и толчков вследствие упругости ремня;
- 6) предохранение механизмов от перегрузок вследствие возможного проскальзывания ремня (к передачам зубчатым ремнем это свойство не относится).

Недостатки ременных передач:

- 1) большие радиальные размеры, в особенности при передаче значительных мощностей;
- 2) малая долговечность ремня в быстроходных передачах;
- 3) большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня, необходимость устройств для натяжения ремня;
- 4) непостоянное передаточное число вследствие неизбежного упругого скольжения ремня;
- 5) чувствительность нагрузочной способности к наличию паров влаги и нефтепродуктов.

Передача используется как понижающая частоту вращения. Передаваемая мощность может достигать до 50 кВт, хотя может достигать 2 000 кВт и больше. Скорость ремня $v = 5...50$ м / с, а при высокоскоростных передачах — до 100 м / с и выше. Максимальное передаточное отношение b — для передач без натяжного ролика и 10 — для передач с натяжным роликом; допускают кратковременную перегрузку до 300%.

Ременные передачи применяют в качестве быстроходной ступени привода, устанавливая ведущий шкив на вал электродвигателя. В этом случае ее габариты и масса оказываются сравнительно небольшими.

6.2 Конструкции ремней и шкивов

Ремни должны обладать достаточно высокой прочностью при действии переменных нагрузок, иметь большой коэффициент трения в контакте со шкивом и высокую износостойкость.

Плоские ремни имеют прямоугольное сечение (рис. 6.1, а, 6.2) и малую толщину. Их получают путем соединения (склеиванием, сшиванием) концов полос ткани (прорезиненной, хлопчатобумажной, шерстяной, капроновой и др.), кожи и синтетических материалов.

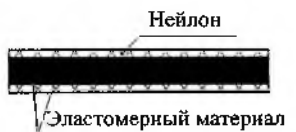


Рисунок 6.2 — Плоский ремень

Ремни *тканые* толщиной 0,5 и 0,7 мм изготовляют из мешковых капроновых тканей просвечивающего переплетения. Их пропитывают раствором полиамида С-6 и покрывают пленкой на основе этого же полиамида, совмещенного с нитрильным каучуком. Растягивающую нагрузку в таких ремнях передают уточные нити ткани. Модуль упругости ремней $E = 1\ 200...1\ 370$ МПа, напряжение начального натяжения ветвей $\sigma_0 = 5...10$ МПа.

Ремни *кордшнуровые прорезиненные* выполняют с анидным кордшнуром диаметром 1,1 мм, который располагают в слое резины по винтовой линии. Для обеспечения прочности конструкции на наружной и внутренней поверхностях ремня имеется ткань ОТ-40. Ремни применяют при окружной скорости до 35 м / с.

В промышленности применяют *синтетические* ремни фирмы «Хабасит» (Швейцария) толщиной 0,7...2,8 мм со склеенным стыком. По сравнению с ткаными эти ремни имеют большую (в три раза) прочность и допускают скорость до 100 м / с.

Плоские ремни из синтетических материалов получили преимущественное распространение в высокоскоростных приводах благодаря высокой прочности и большой долговечности (напряжения изгиба в тонких ремнях невелики), хорошему сцеплению ремня со шкивом (коэффициент трения $f = 0,5-0,6$) и высокой тяговой способности, высокой точности вращения.

Круглые ремни (кожаные, капроновые и др.) применяют в машинах малой мощности (швейных и бытовых машинах, настольных станках и др.) (рис. 6.1, б).

Клиновые ремни используются в настоящее время наиболее широко. Они обеспечивают передачам большую тяговую способность и меньшие габариты по сравнению с плоскоремennыми передачами, могут передавать вращение на несколько валов одновременно, допускают передаточное число $u = 6...8$ без натяжного ролика. Однако они менее быстроходны (скорость до 30 м/с), имеют более низкий (на 1-2%) КПД и могут применяться лишь как открытые.

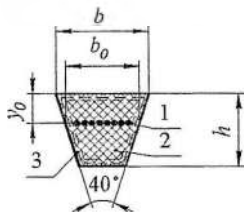


Рисунок 6.3 — Клиновой ремень

Клиновые ремни изготовляют бесконечными, слойной конструкции (рис. 6.3), имеющей несущий кордовый слой 1 (работает на растяжение), резиновый или резинотканевый слой 2 и обертку из прорезиненной ткани 3. Несущий слой на основе материалов

из химических волокон (капрона, лавсана, вискозы, анида) располагают в продольном направлении ремня на нейтральной поверхности для разгрузки его от напряжений изгиба.

Модуль упругости прочных химических волокон и несущего слоя существенно выше модуля упругости резины, поэтому этот слой воспринимает основную часть нагрузки.

Резиновые слои (подушки), расположенные над несущим слоем (в зоне растяжения) и под ним (в зоне сжатия), обеспечивают ремню требуемую форму и демпфирующие свойства. Обертка из прорезиненной ткани придает ремню каркасность, предохраняет внутренние элементы от внешних воздействий и повышает износостойкость.

Клиновые ремни выполняют с углом клина $\varphi = 40^\circ$. Основные размеры клиновых ремней: расчетная ширина b_0 и расчетная длина l_0 по нейтральному слою, расположенному на расстоянии y_0 от большого основания трапеции. В зависимости от отношения b_0 к высоте h (рис. 6.3)

стандартные клиновые ремни изготовляют нормального ($b_0 / h = 1,4$), узкого ($b_0 / h = 1,06 \dots 1,10$) и широкого ($b_0 / h = 2,0 \dots 4,5$) сечений.

Поликлиновые ремни — бесконечно плоские ремни с продольными ребрами — клиньями, входящими в кольцевые клиновые канавки на шкивах (рис. 6.4). В поликлиновых ремнях корд 1 из высокопрочного полиэфирного шнура расположен в тонкой плоской части. Резина 2 над кордом и по ребрам ремня защищена оберткой 3. Выпускают также ремни без обертки, обеспечивающие коэффициент трения в 2 раза выше, чем при наличии обертки, что увеличивает тяговую способность, позволяет снижать предварительное натяжение.

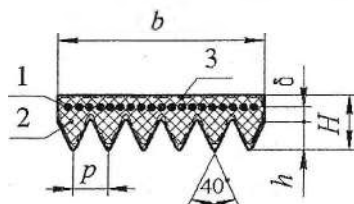


Рисунок 6.4 — Поликлиновой ремень

Поликлиновые ремни сочетают достоинства ремней плоских (гибкость) и клиновых (высокая тяговая способность). Благодаря высокой гибкости допускают применение шкивов малых диаметров. Поликлиновые ремни могут работать при скоростях до 65 м / с. Поликлиновую передачу применяют при мощностях до 1 000 кВт.

Малая масса ремня способствует снижению уровня его колебаний. Однако передачи поликлиновыми ремнями чувствительны к относительному осевому смещению шкивов и отклонению от параллельности осей валов.

Конструктивные формы шкивов определяются преимущественно их размерами (обычно наружным диаметром), типом передачи, видом производства (единичное, серийное, массовое), возможностями предприятия-изготовителя.

Шкивы большого диаметра выполняют для облегчения с углублениями и отверстиями, а также с четырьмя — шестью спицами. Такие шкивы состоят из трех частей (рис. 6.5): обода 1 — части шкива, несущей ремень, ступицы 2 — части шкива, с помощью которой его соединяют с валом, спиц 3 (или диска), связывающих обод со ступицей.

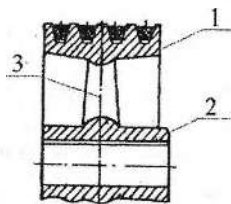


Рисунок 6.5 — Шкив

Шкивы изготавливают из чугуна марок СЧ10 и СЧ15, легких сплавов и пластмасс при работе передачи с небольшими скоростями и из сталей (25Л, 15 и др.) при окружных скоростях свыше 30 м / с.

У шкивов передач клиновым и поликлиновым ремнем рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновых канавок. Для уменьшения износа ремней рабочую поверхность канавок полируют. Конструкция шкива должна обеспечивать хороший теплоотвод. Шкивы должны быть балансированы.

6.3 Скольжение ремня. Кинематические и геометрические параметры передачи

В ременной передаче разделяют два вида скольжения ремня: упругое и буксование.

Упругое скольжение. В процессе обегания ремнем ведущего шкива сила его натяжения уменьшается от F_1 до F_2 (рис. 6.6). А так как деформация ремня пропорциональна силе натяжения, то при уменьшении силы натяжения ремень под действием силы упругости укорачивается, преодолевая сопротивление силы трения в контакте ремня со шкивом.

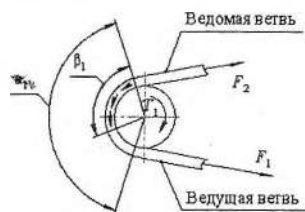


Рисунок 6.6 — Скольжение ремня

При этом ремень отстает от шкива — возникает упругое скольжение ремня по шкиву. На ведомом шкиве также происходит скольжение, но здесь сила натяжения возрастает от F_2 до F_1 , ремень удлиняется и опережает шкив. Упругое скольжение происходит не на всей дуге обхвата α , а лишь на части ее — дуге скольжения β , которая всегда расположена со стороны сбегания ремня со шкива. Длину дуги скольжения определяет условие равновесия сил трения на этой дуге и разности сил натяжения ветвей, т. е. окружной силы: $F_t = F_1 - F_2$.

При нормальной работе: $\beta_1 = (0,5 \dots 0,7)\alpha_1$.

Со стороны набегания ремня на шкив имеется дуга покоя ($\alpha - \beta$), на которой сила в ремне не меняется, оставаясь равной силе натяжения набегающей ветви, а сам ремень движется вместе со шкивом без скольжения.

Скорости v_1 и v_2 прямолинейных ветвей равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потерю скорости $v_1 - v_2$ определяет скольжение на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (см. стрелки на дуге β_1 рис. 6.6).

Упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче, оно возникает в результате разности сил F_1 и F_2 , нагружающих ведущую и

ведомую ветви ремня. Упругое скольжение приводит к снижению скорости, и, следовательно, к потере мощности, а также вызывает электризацию, нагревание и изнашивание ремня, сокращая его ресурс.

Упругое скольжение ремня характеризуют коэффициентом скольжения ξ :

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \quad \text{или} \quad v_2 = v_1(1 - \xi),$$

где v_1 и v_2 — окружные скорости ведущего и ведомого шкивов.

При нормальном режиме работы обычно $\xi = 0,01 \dots 0,02$.

Буксование. По мере роста окружной силы F_t уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения β_1 достигает значения дуги обхвата α_1 и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т. е. буксует. При буксовании ремня на ведущем шкиве ведомый шкив останавливается — передача неработоспособна.

Полезная нагрузка (окружная сила) F_t передачи, развиваемая в основном за счет сил трения на дуге скольжения, определяется по формуле

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{d_1},$$

где d_1 — диаметр ведущего шкива;

T_1 — вращающий момент;

F_1 — сила натяжения ведущей ветви, набегающей на ведущий шкив;

F_2 — сила натяжения ведомой ветви, сбегаяющей с ведущего шкива.

Передаточное число. Окружные скорости шкивов передачи определяются следующим образом:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000},$$

где n_1 и n_2 — частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин^{-1} ;

d_1 и d_2 — диаметры этих шкивов, мм.

Передаточное число ременной передачи определяется по формуле

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}.$$

Упругое скольжение, зависящее от значения окружной силы F_t , является причиной некоторого непостоянства передаточного числа ременных передач.

Рекомендуют для передач плоским ремнем $u \leq 5$, клиновых ремней $u \leq 7$, поликлиновых — $u \leq 8$, зубчатым — $u \leq 12$.

Минимальное межосевое расстояние a_{\min} в плоскоремённых передачах равно

$$a_{\min} = (d_1 + d_2).$$

В клиноремённых передачах (на основании практики) минимальное межосевое расстояние a_{\min} равно

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h,$$

а максимальное межосевое расстояние a_{\max} —

$$a_{\max} = (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2).$$

Требуемая длина ремня l для передачи при заданном (или желательном) межосевом расстоянии a и угле обхвата α определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$l \approx 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Угол обхвата шкива α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(d_2 - d_1)^2}{a} 57^\circ.$$

Лабораторная работа 7

ИЗУЧЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: изучить конструкцию цепей и звездочек; определить важнейшие кинематические и геометрические параметры цепной передачи.

7.1 Общие сведения

Цепная передача — это передача зацеплением с гибкой связью. Движение передает шарнирная цепь I , охватывающая ведущую 2 и ведомую 3 звездочки и зацепляющаяся за их зубья (рис. 7.1).

Достоинства цепных передач:

1) по сравнению с зубчатыми цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м);

2) по сравнению с ременными передачами: более компактны, передают большие мощности, требуют значительно меньшей силы предварительного натяжения, обеспечивают постоянство передаточного числа (отсутствует скольжение и буксование);

3) могут передавать движение одной цепью несколько ведущим звездочкам.

Недостатки цепных передач:

1) значительный шум при работе вследствие удара звена цепи о зуб звездочки при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев и большом шаге (этот недостаток ограничивает применение цепных передач при больших скоростях);

2) сравнительно быстрое изнашивание шарниров цепи, необходимость применения системы смазывания и установки в закрытых корпусах;

3) удлинение цепи вследствие износа шарниров и сход ее со звездочек, что требует применения натяжных устройств.

Цепные передачи применяют в станках, мотоциклах, велосипедах, промышленных роботах, буровом оборудовании, строительно-дорожных, сельскохозяйственных, полиграфических и других машинах для передачи движения между параллельными валами на значительные расстояния, когда применение зубчатых передач нецелесообразно, а ременных невозможно. Цепные передачи наибольшее применение получили для передачи мощностей до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

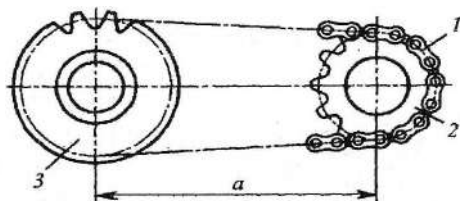


Рисунок 7.1 — Цепная передача

7.2 Конструкции цепей и звездочек

Приводная цепь — главный элемент цепной передачи — состоит из соединенных шарнирами отдельных звеньев. Помимо приводных бывают тяговые и грузовые цепи.

Основные типы стандартизованных приводных цепей: роликовые, втулочные и зубчатые.

Роликовые приводные цепи состоят из двух рядов наружных 1 и внутренних 2 пластин (рис. 7.2). В наружные пластины запрессованы оси 3, пропущенные через втулки 4, запрессованные во внутренние пластины. На втулки предварительно надеты свободно вращающиеся закаленные ролики 5. На втулки предварительно надеты свободно вращающиеся закаленные ролики 5. Концы осей после сборки расклепывают с образованием головок, препятствующих спаданию пластин. При относительном повороте звеньев ось проворачивается во втулке, образуя шарнир скольжения. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который проворачивается на втулке, перекачивается по зубу звездочки. Такая конструкция позволяет выровнять давление зуба на втулку и уменьшить изнашивание как втулки, так и зуба. Пластины очерчены контуром, напоминающим цифру 8 и обеспечивающим равную прочность пластины во всех сечениях.

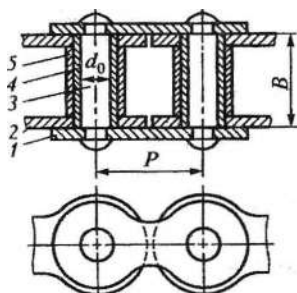


Рисунок 7.2 — Роликовая приводная цепь

Роликовые цепи имеют широко распространение. Их применяют при скоростях $v \leq 15$ м/с.

Пример условного обозначения цепи:

ПР-12,7-18,2-1 ГОСТ 13568-97

- ПР — приводная роликовая;
- 12,7 — шаг цепи, мм;
- 18,2 — разрушающая нагрузка, кН;
- 1 — исполнение цепи.

Втулочные приводные цепи по конструкции подобны роликовым, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но существенно увеличивает износ втулок цепи и зубьев звездочек. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при $v < 1$ м/с.

Втулочные и роликовые цепи изготавливают однорядными (см. рис. 7.2) и многорядными с числом рядов 2, 3, 4 и более. Многорядная цепь с меньшим шагом P позволяет заменить однорядную с большим шагом и тем самым уменьшить диаметры звездочек, снизить динамические нагрузки в передаче. Многорядные цепи могут работать при существенно

больших скоростях движения цепи. Нагрузочная способность цепи возрастает почти прямо пропорционально числу рядов.

Пример условного обозначения цепи:

ПВ-9,525-11,5 ГОСТ 13568-97

ПВ — приводная втулочная;
9,525 — шаг цепи, мм;
11,5 — разрушающая нагрузка, кН.

Зубчатые приводные цепи состоят из звеньев, составленных из набора пластин 1, шарнирно соединенных между собой (рис. 7.3).

Каждая пластина имеет по два зуба и впадину между ними для размещения зуба звездочки. Пластины в звеньях раздвинуты на ширину одной или двух пластин сопряженных звеньев.

Число пластин определяет ширина цепи B (рис. 7.3, б), которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими являются грани пластины, наклоненные одна к другой под углом 60° . Этими гранями

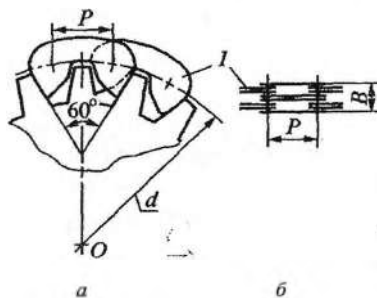


Рисунок 7.3 — Зубчатая приводная цепь

каждое звено цепи вклинивается между двумя зубьями звездочки, имеющими трапецевидный профиль. Благодаря этому зубчатые цепи работают плавно, с малым шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку и допускают высокие скорости.

По сравнению с роликowymi зубчатые цепи тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже.

Пример условного обозначения цепи:

ПЗ-1-12,7-26-22,5 ГОСТ 13552-81

ПЗ — цепь приводная зубчатая;
1 — тип (с односторонним зацеплением)
12,7 — шаг цепи, мм;
26 — разрушающая нагрузка, кН;
22,5 — рабочая ширина, мм.

Преимущественное применение в настоящее время имеют передачи роликowymi и втулочными цепями.

Материал цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из сталей марок 50, 40X и других с закалкой до твердости 40...50 HRC. Оси, втулки, ролики и призмы — из цементуемых сталей марок 20, 25X и других с закалкой до твердости 52...65 HRC. Повышением твердости деталей можно повысить износостойкость цепей.

Звездочки цепных передач в соответствии со стандартом выполняют с износоустойчивым профилем зубьев.

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки.

Число z_1 зубьев малой звездочки для роликовых и втулочных цепей определяется следующим образом:

$$z_1 = 29 - 2u \text{ при условии } z_1 \geq 13,$$

где u — передаточное отношение.

Минимально допустимое число зубьев малой звездочки принимают: при высоких частотах вращения $z_{1\min} = 19...23$; средних — $z_{1\min} = 17...19$; низких — $z_{1\min} = 13...15$.

При износе шарниров и увеличении в связи с этим шага цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем выше, чем больше число зубьев звездочки. При большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев цепь соскакивает с ведомой звездочки.

Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки ограничивают: $z_2 \leq 90$ (для втулочной цепи); $z_2 \leq 120$ (для роликовой).

Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться действию ударных нагрузок. Звездочки изготавливают из стали марок 45, 40X и других с закалкой до твердости 45...55 HRC или из цементуемой стали марок 15, 20X с закалкой до 55...60 HRC. С целью снижения шума и динамических нагрузок в передачах с легкими условиями работы ($P \leq 5$ кВт, $v \leq 8$ м/с) изготавливают зубчатый венец звездочек из полимерных материалов: стеклопластиков и полиамидов.

7.3 Силы в ветвях цепи. Кинематические и геометрические параметры передачи

Ведущая ветвь цепи при работе передачи нагружена силой F_1 , состоящей из полезной (окружной) силы F_t , F_0 натяжения от силы тяжести ведомой ветви цепи и силы F_u натяжения от действия центробежных сил определяется следующим образом:

$$F_1 = F_t + F_0 + F_u.$$

Окружная сила F_t (Н), передаваемая цепью, рассчитывается по формуле

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d},$$

где d — делительный диаметр звездочки, мм;

T — в Н · м.

Натяжение F_0 , Н, от силы тяжести при горизонтальном или близком к нему положении линии, соединяющей оси звездочек определяется по формуле

$$F_0 = \frac{qga^2}{8f} = \frac{1,2qa^2}{f},$$

где q — масса 1 м цепи, кг / м;

$g = 9,81 \text{ м / с}^2$ — ускорение свободного падения;

a — межосевое расстояние, м;

f — стрела провисания ведомой ветви, м (рис. 7.4).

При вертикальном или близком к нему положении линии центров звездочек натяжение F_0 , Н, определяется по формуле

$$F_0 = qga.$$

Натяжение цепи от центробежных сил F_u , Н, равно

$$F_u = qv^2,$$

где v — скорость движения цепи, м / с.

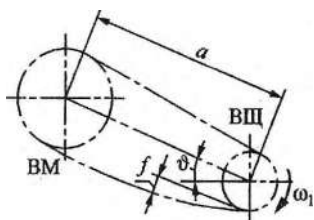


Рисунок 7.4 — Стрела провисания ведомой ветви

Сила $F_{\text{ц}}$ действует на звенья цепи по всему ее контуру и вызывает дополнительное изнашивание шарниров.

Цель передачи проверяют на прочность, сопоставляя значения разрушающей силы, приводимой в стандарте, и силы натяжения ведущей ветви, которую при этом вычисляют с учетом дополнительного динамического нагружения от неравномерного движения цепи, ведомой звездочки и приведенных к ней масс.

Нагрузка на валы звездочек. Центробежная сила валы и опоры не нагружает. Расчетная нагрузка силы $F_{\text{в}}$ на валы цепной передачи несколько больше полезной окружной силы вследствие натяжения цепи от собственной силы тяжести. Условно принимают

$$F_{\text{в}} = k_{\text{в}} F_t,$$

где $k_{\text{в}}$ — коэффициент нагрузки вала ($k_{\text{в}} = 1,15$ — для горизонтальных передач; $k_{\text{в}} = 1,05$ — для вертикальных).

Направление силы $F_{\text{в}}$ — по линии центров звездочек.

Среднее передаточное отношение. Цепь за один оборот звездочки проходит путь $s = Pz$. Время одного оборота звездочки составляет $t = 2\pi/\omega = 60/n$, с. Следовательно, скорость v , м/с, цепи равна

$$v = s/t = Pz_1 10^{-3} / (60/n_1) = Pz_2 10^{-3} / (60/n_2),$$

где P — шаг цепи, мм;

z_1, n_1 и z_2, n_2 — соответственно число зубьев и частоты вращения ведущей и ведомой звездочек, мин^{-1} .

Из равенства скоростей цепи на звездочках следует

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{R_2}{R_1}.$$

Среднее передаточное отношение u за оборот постоянно.

Максимально допустимое значение передаточного отношения цепной передачи ограничено дугой обхвата цепью малой звездочки и числом шарниров, находящихся на этой дуге. Рекомендуют угол обхвата принимать не менее 120° , а число шарниров на дуге обхвата — не менее пяти. Это условие может быть выполнено при любых межосевых расстояниях, если $u < 3,5$. При $u > 7$ межосевое расстояние выходит за пределы оптимальных. Поэтому обычно $u \leq 6$.

Шаг P цепи является основным параметром передачи. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи.

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из треугольника OAB (рис. 7.5), следует, что

$$d = \frac{P}{\sin(180^\circ/z)},$$

где z — число зубьев звездочки.

Шаг P у звездочек измеряют по хорде делительной окружности.

Оптимальное межосевое расстояние передачи принимают из условия долговечности цепи:

$$a = (30 \dots 50)P,$$

где P — шаг цепи.

Предварительное определение шага роликовой (втулочной) цепи (мм) определяется по формуле

$$P \geq 28z \sqrt{\frac{K_z T_1}{v z_1 [P]}},$$

где v — коэффициент числа рядов, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи: для однорядной цепи $v = 1$, для двухрядной — $v = 1,8$, трехрядной — $v = 2,5$;

T_1 — в Н·м;

$[P]$ — допускаемое давление в шарнирах цепи (МПа) принимают по опытным данным в зависимости от предполагаемого шага P' цепи и частоты вращения малой звездочки.

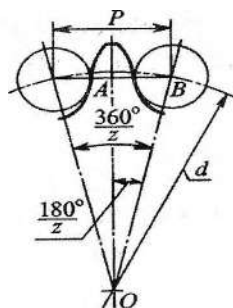


Рисунок 7.5 — Зацепление цепи со звездочкой

Коэффициент эксплуатации K_3 (при оптимальном межосевом расстоянии $a = (30...50)P$) равен

$$K_3 = K_d K_{cm} K_n K_{per} K_p,$$

- где K_d — коэффициент динамической нагрузки: при равномерной нагрузке $K_d = 1$ (ленточные цепные конвейеры), при работе с толчками $K_d = 1,2...1,5$ (металлорежущие станки, компрессоры);
- K_{cm} — коэффициент способа смазывания: при непрерывном смазывании $K_{cm} = 0,8$; при регулярном капельном $K_{cm} = 1$; при периодическом $K_{cm} = 1,5$;
- K_n — коэффициент наклона передачи к горизонту: $K_n = 1$ при $\vartheta \leq 45^\circ$, $K_n = 0,15\sqrt{\vartheta}$ при $\vartheta > 45^\circ$. Угол ϑ получают из компоновки привода (см. рис. 7.4). Чем больше наклон передачи к горизонту, тем меньше допустимый суммарный износ цепи;
- K_{per} — коэффициент способа регулирования натяжения цепи: при регулировании положения оси одной из звездочек $K_{per} = 1$; при регулировании оттяжными звездочками или нажимными роликами $K_{per} = 1,1$; для нерегулируемой передачи $K_{per} = 1,25$;
- K_p — коэффициент режима работы: при односменной работе $K_p = 1$; при двухсменной, учитывая удвоенный путь трения, $K_p = \sqrt[3]{2} = 1,25$; при трехсменной $K_p = \sqrt[3]{3} = 1,45$.

Лабораторная работа

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И МАРКИРОВКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

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

8.1 Общая классификация подшипников качения

Подшипники качения разделяют по следующим признакам:

1) по *форме тел качения*:

- шариковые;
- роликовые (с короткими цилиндрическими и с длинными цилиндрическими роликами; с игольчатыми, с витыми, с коническими, со сферическими бочкообразными роликами);

2) по *направлению воспринимаемой нагрузки (тип подшипника)*:

- радиальные подшипники (для восприятия, в основном, радиальной нагрузки);
- радиально-упорные (воспринимают радиальные и осевые нагрузки одновременно);
- упорные подшипники (для восприятия только осевых нагрузок);

3) по *числу рядов тел качения в одном подшипнике*: однорядные, двухрядные, трехрядные, четырехрядные и многорядные;

4) по *конструктивным особенностям*:

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

5) по *габаритным размерам подшипники разделяют на размерные серии*:

- по радиальным габаритам (сверхлегкие (две серии), особо легкие, легкие, средние, тяжелые (всего семь серий));
- по ширине (узкие, нормальные, широкие и особо широкие).

8.2 Маркировка подшипников качения

Система основных условных обозначений подшипников предусмотрена ГОСТ 3189-75, ГОСТ 3478-79. Основное обозначение подшипника состоит из цифр, значения которых определяются занимаемыми ими местами в соответствии с таблицей 8.1.

Внутренний диаметр подшипника обозначают в соответствии с таблицей 8.2.

Обозначения серий подшипников приведены в таблице 8.3. Кроме указанных в таблице 8.3 серий применяют сверхлегкие подшипники серий 8; 9 (третья цифра справа) с характеристиками по ширине 7; 1; 2; 3; 4; 5; 6 (седьмая цифра справа), а также особо легкие серии 1 (третья цифра справа) с характеристиками 7; 1; 2; 3; 4 (7-я цифра).

Т а б л и ц а 8.1 — Основное обозначение подшипников качения

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

Т а б л и ц а 8.2 — Обозначение внутреннего диаметра подшипника (ГОСТ 3189-75)

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

Т а б л и ц а 8.3 — Обозначение серии подшипников качения (ГОСТ 3189-75)

Серия подшипника		Характеристика по наружному диаметру (3-я цифра)						
		Особо легкая						
		Характеристика по ширине (7-я цифра)						
		узкая	нормальная	широкая	особо широкая			
1		2	3	4	5	6	7	8
Обозначение	3-я цифра справа	1	1	1	1	1	1	1
	7-я цифра справа	7	0	2	3	4	5	6
Примерные обозначения серий		7000100	100	2002100	3003100	4024100	5004100	6002100

Продолжение табл. 8.3

Серия подшипника		Характеристика по наружному диаметру (3-я цифра)					
		Легкая					
		Характеристика по ширине (7-я цифра)					
		особо узкая	узкая	нормальная	широкая	особо широкая	
1		9	10	11	12	13	14
Обозначение	3-я цифра справа	2	2	2	5	2	2
	7-я цифра справа	8	0	1	0	3	4
Примерные обозначения серий		8000200	200	100200	2500	3003200	4004200

Окончание табл. 8.3

Серия подшипника		Характеристика по наружному диаметру (3-я цифра)							
		Средняя				Тяжелая			
		Характеристика по ширине (7-я цифра)							
		Характеристика по ширине	особо узкая	узкая	нормальная	широкая	особо широкая	узкая	неопределенная
1		15	16	17	18	19	20	21	22
Обозначение	3-я цифра справа	3	3	3	6	3	4	9	9
	7-я цифра справа	8	0	1	0	3	0	0	2
Примерные обозначения серий		800300	300	1002300	3600	3056300	400	900	2086400

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

Обозначения типов подшипников (четвертая цифра справа) приведены в таблице 8.4.

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

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

Таблица 8.4 — Типы подшипников качения (ГОСТ 3189-75)

Тип подшипника	Цифра
Радиальный шариковый одворядный	0
Радиальный шариковый двухрядный сферический	1
Радиальный роликовый с короткими цилиндрическими роликами	2
Радиальный роликовый двухрядный сферический	3
Радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами (иглочатый)	4
Радиальный роликовый с витыми роликами	5
Радиально-упорный шариковый	6
Радиально-упорный роликовый	7
Упорный шариковый	8
Упорный роликовый	9

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

Дополнительные условные обозначения справа от основного содержат буквы и цифры, характеризующие конструктивные отличия, материалы, специальные требования, смазку и др. Некоторые из них приведены в таблице 8.5.

Таблица 8.5 — Дополнительные условные обозначения подшипников (справа от основного)

Дополнительные условные обозначения	Отличительные признаки подшипников
	<i>Сепаратор</i>
Б	Из безоловянистой бронзы
Г	Массивный из черных металлов
Д	Из алюминиевых сплавов
Е	Из пластических материалов
Л	Из латуни
К	Железный штампованный сепаратор для подшипников с короткими цилиндрическими роликами
Р	Детали из теплостойкой стали
C ₁ ...C ₉ , C ₁₇	Подшипники с двумя защитными шайбами типа 80 000, заполненные специальной смазкой, обозначенной цифрой при букве С

Окончание табл. 8.5

Дополнительные условные обозначения	Отличительные признаки подшипников
<i>Специальные требования</i>	
Т, Т ₁ , Т ₂ и т. д. У	К температуре отпуска деталей К параметрам шероховатости, радиальному зазору и осевой игре, к технологии изготовления (свинцевание, анодирование колец и др.)
Ш	По шуму <i>Детали</i>
Х	Из цементуемой стали
Э	Из стали со специальными присадками (ванадий, кобальт)
Ю	Из коррозионно-стойкой стали
Я	Из редкоприменяемых материалов (стекло, керамика и др.)

8.3 Поля допусков и посадки

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

1) для среднего диаметра отверстия подшипников равны

$$L0; L6; L5; L4; L2,$$

где L — обозначение основного отклонения для среднего диаметра отверстия подшипника;

0, 6, 5, 4, 2 — классы точности подшипников по ГОСТ 520-89;

2) для среднего наружного диаметра подшипника

$$l_0; l_6; l_5; l_4; l_2;$$

где l — обозначение основного отклонения для среднего наружного диаметра подшипника;

0, 6, 5, 4, 2 — классы точности.

Примеры обозначений посадок подшипников качения. Подшипник класса точности 0 на вал с номинальным диаметром 50 мм с симметричным расположением поля допуска j_6 ГОСТ 25347-82: посадка —

$\varnothing 50 L0 / j_6$ (или $\varnothing 50 L0 — j_6$, или $\varnothing 50 \frac{L0}{j_6}$). Подшипник класса точно-

сти 0 в отверстие корпуса с номинальным диаметром 90 мм с полем допуска $H7$: посадка — $\varnothing 90H7/10$ (или $\varnothing 90 H7 - 10$, или $\varnothing 90 \frac{H7}{10}$).

8.4 Смазка подшипников

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

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

В редукторах подшипники качения обычно смазываются из картера в результате разбрызгивания масла зубчатыми колесами, образования масляного тумана и растекания масла по валам. Надежная смазка разбрызгиванием возможна при окружных скоростях зубчатых колес свыше 3 м / с. При малых скоростях и в случае, когда опоры удалены от нагревания потоками смазки, предусматривают специальные смазочные устройства.

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

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

8.5 Изображение конструкции подшипников качения на чертежах

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

- 1) выписать из справочника основные размеры подшипника: d , D , B , α ;
- 2) нанести тонкими линиями контур подшипника;
- 3) определить и нанести размер D_{pw} — диаметр окружности расположения тел качения; $D_{pw} = 0,5(D + d)$;
- 4) по соотношениям, указанным на схемах (рис. 8.1), вычертить тела качения и кольца:

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

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

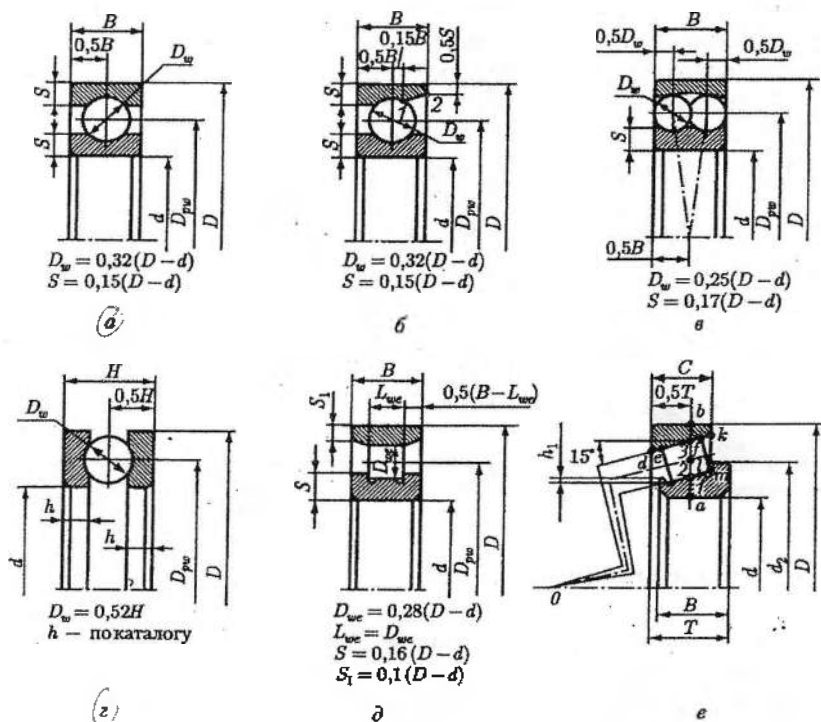


Рисунок 8.1 — Схемы к вычерчиванию подшипников

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

Вычерчивание конструкции роликового конического радиально-упорного подшипника (рис. 8.1, *e*) производится в следующем порядке:

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

2) нанести тонкими линиями контур подшипника;

3) вертикальную линию ab , делящую монтажную ширину подшипника T пополам (см. 8.1, *e*), разделить на четыре равные части, получив точки 1, 2, 3;

4) через точку 3 провести прямую под углом α до пересечения ее с осью вращения подшипника в точке 0;

5) из точки 0 провести прямые 01 и 02, а из точки m , полученной пересечением прямой 01 с торцом наружного кольца подшипника km , провести прямую, перпендикулярную прямой 02. Полученный отрезок fm соответствует большому торцу ролика подшипника;

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

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

Лабораторная работа 9

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

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

9.1 Общие сведения

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

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

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

9.2 Выбор типов подшипников и схем их установки

На выбор типа подшипника качения влияют следующие факторы:

- а) нагрузка (ее величина и направление);
- б) способ осевого фиксирования вала;
- в) расположение подшипников в одном или разных корпусах;
- г) упрощение конструкции и унификация опор.

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

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

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

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

подшипника в данном случае определяется конструктивной схемой установки плавающего вала.

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

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

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

Что касается схем установки подшипников, то следует отметить, что в конструкциях различных узлов можно выделить две группы валов:

- 1) фиксированные в осевом направлении (рис.9.1, схемы 1...3);
- 2) самоустанавливающиеся в осевом направлении (рис. 9.1, схема 4).

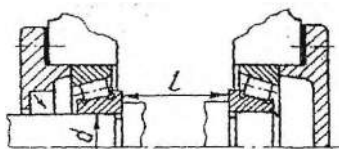
Каждая из четырех схем установки подшипников имеет определенные конструктивные варианты. Например, при установке подшипников по схеме 1 («враспор»), в опорах могут быть установлены радиально-упорные подшипники (вариант 1.1) или радиальные подшипники (вариант 1.2). Аналогично для схемы 2 («врастяжку»),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

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

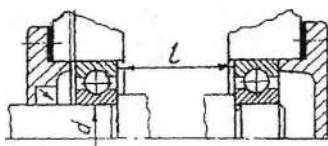
9.2.1 Схема 1 («враспор»)

Схема 1 установки подшипников («враспор») получила широкое распространение в различных конструкциях узлов. В данной схеме на каждой опоре размещают по одному подшипнику. Типы применяемых в одной опоре подшипников показаны на рисунке 9.2.

Схема 1 («враспор»)

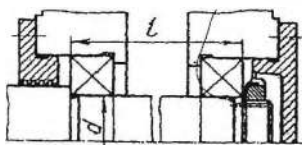


Вариант 1.1

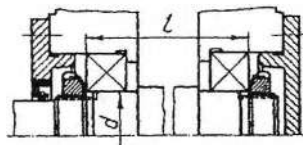


Вариант 1.2

Схема 2 («врастяжку»)

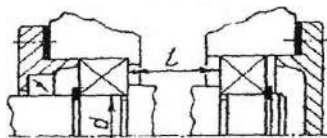


Вариант 2.1

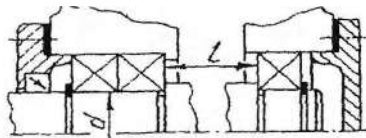


Вариант 2.2

Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая)

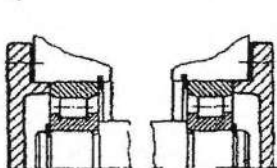


Вариант 3.1

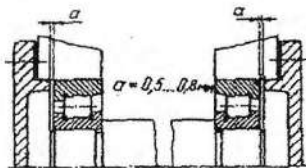


Вариант 3.2

Схема 4 (плавающий вал)



Вариант 4.1



Вариант 4.2

Рисунок 9.1— Схемы установки подшипников

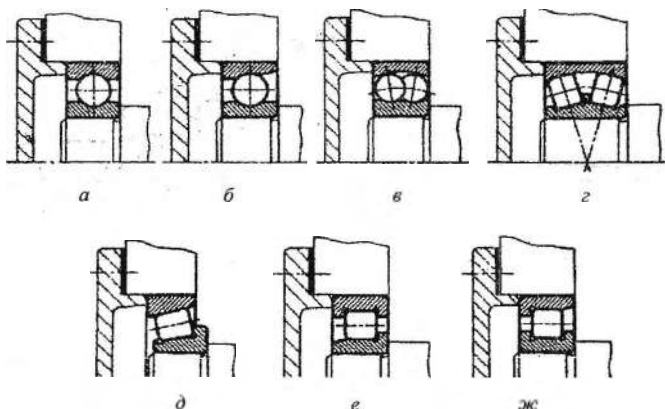


Рисунок 9.2 — Типы подшипников

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

Внутренние кольца подшипников упирают в буртики вала (в ряде конструкций в ступицы деталей или втулки) и дополнительно к валу не крепят. Осевое перемещение наружных колец подшипников ограничено привертными (рис. 9.3, а) или закладными (рис. 9.3, б, в) крышками. Для того, чтобы исключить защемление вала в опорах вследствие тепловой деформации подшипников и вала, при сборке предусматривают осевой зазор *a*, называемый в ряде литературных источников осевой игрой.

Следует отметить, что точность осевого фиксирования вала зависит от зазоров в подшипниках и зазоров между кольцами подшипника и фиксирующими элементами. В радиальных и радиально-упорных шариковых однорядных подшипниках, а также в радиальных сферических (шариковых и роликовых) зазоры между телами качения и кольцами имеются в готовых подшипниках. В конических роликоподшипниках зазоры образуются при сборке подшипникового узла. Зазоры в подшипниках обеспечивают легкость вращения вала, но ухудшают распределение нагрузки между телами качения, что приводит к снижению долговечности опор. Отсутствие зазоров в подшипниках увеличивает сопротивление вращению, но повышает точность вращения вала, жесткость опор, улучшает распределение нагрузки между телами качения,

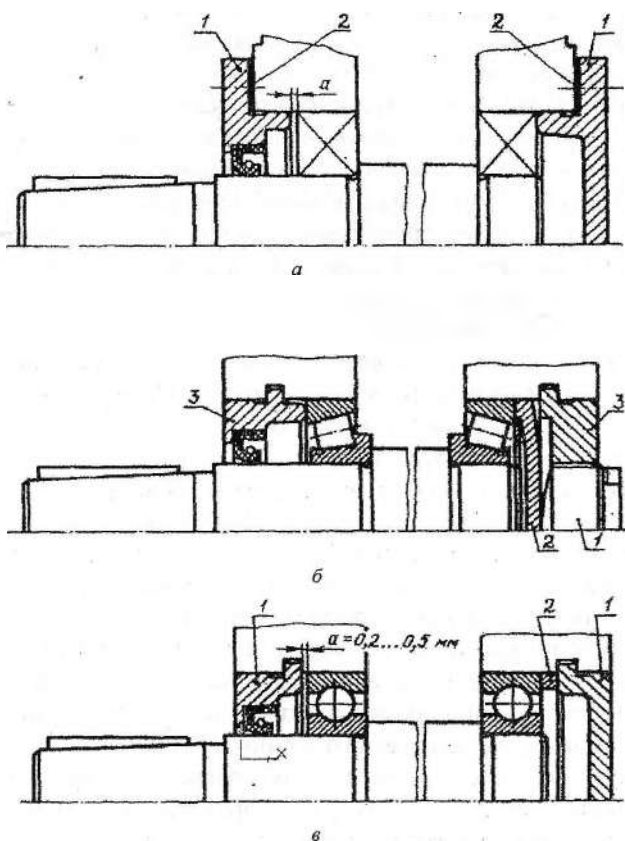


Рисунок 9.3 — Схема установки подшипников «враспор»

что увеличивает долговечность опор. По этой причине при конструировании опор валов в обязательном порядке следует предусмотреть способы создания в подшипниках зазоров оптимальной величины. Следует также отметить, что в ряде конструкций (например, шпиндели металлорежущих станков) с целью обеспечения высокой точности вращения зазоры в подшипниках исключают полностью, создавая при этом предварительный натяг.

В любой конструкции подшипника существует радиальный и осевой зазоры. Изменяя зазор в осевом направлении, изменяется и зазор в

радиальном направлении. Зазоры в подшипниках создают и изменяют при сборке подшипникового узла путем осевого смещения одного из колец. Этот прием называют регулированием подшипников.

Рассмотрим регулирование подшипников для схемы 1 «враспор».

Если в качестве опор вала, устанавливаемого по схеме 1 вариант 1.1, используют радиально-упорные подшипники (шариковые или конические роликовые), то регулирование их производят осевым смещением наружных колец. При использовании в конструкции подшипникового узла привертных крышек 1 (рис. 9.3, а) регулирование подшипников производят с помощью набора тонких металлических прокладок 2 общей толщиной 1...2 мм. В комплект входят прокладки толщиной 0,05; 0,1; 0,2; 0,4; и 0,8 мм, что дает возможность выполнить регулировку подшипников с высокой степенью точности. Набор прокладок устанавливается под фланцы привертных крышек.

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

При использовании в конструкции подшипникового узла с радиально-упорными подшипниками закладных крышек 3 (рис. 9.3, б) регулирование данных подшипников производят посредством регулировочного винта 1, вворачиваемого в одну из закладных крышек. При наличии глухой и сквозной закладных крышек (быстроходный и тихоходный валы цилиндрического редуктора) винт вворачивают в глухую крышку. Для промежуточных пяти валов с двумя глухими закладными крышками винт вворачивают в любую из них. При этом винт 1 воздействует на самоустанавливающуюся шайбу 2, контактируемую с торном наружного кольца подшипника.

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

Если в опорах подшипникового узла схемы 1 «враспор» (вариант 1.2) используют радиальные подшипники, то регулирование зазора непо-

средственно в подшипниках не проводят. При сборке подшипникового узла в данном случае устанавливают осевой зазор $a = 0,2...0,5$ мм между наружным кольцом подшипника и фиксирующим элементом. При использовании привертных крышек (рис. 9.3, а) такой зазор предусматривают между торцами крышки и наружного кольца подшипника с помощью набора тонких металлических прокладок 2. В случае применения закладных крышек 1 (рис. 9.3, в) осевой зазор $a = 0,2...0,5$ мм устанавливают с помощью компенсаторного кольца 2, закладываемого между торцами наружного кольца подшипника и закладной крышки. С целью удобства сборки компенсаторное кольцо рекомендуется устанавливать со стороны глухой крышки, а не сквозной. Взамен компенсаторного кольца возможно использование наборов прокладок или колец. Для схемы 1 варианта 1.2 расстояние l между подшипниками не должно быть более $10d$.

9.2.2 Схема 2 («вращажку»)

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

При данной схеме установки подшипников обе опоры вала имеют одинаковую конструкцию (примеры конструкций одной опоры приведены на рис. 9.4). Осевое фиксирование вала обеспечивается упором торцов наружных колец подшипников в заплечики, выполняемые по одному из вариантов, представленных на рисунке 9.5. Наиболее технологичной является конструкция, изображенная на рисунке 9.5, д.

Регулирование подшипников при схеме 2 в «вращажку» для варианта 2.1 (рис. 9.1) производят смещением внутреннего кольца одного подшипника с помощью круглой шлицевой гайки. Гайка от самопроизвольного отвинчивания стопорится многолапчатой шайбой.

Следует отметить, что при данном способе регулирования подшипников посадку под смещаемым внутренним кольцом подшипника не ослабляют, однако посадочная поверхность на валу в обязательном порядке должна быть закалена. Если, кроме регулирования подшипников, требуется регулирование осевого положения вала, то предусматривают установку круглой шлицевой гайки с многолапчатой стопорной шайбой у каждой опоры (рис. 9.1, вариант 2.2).

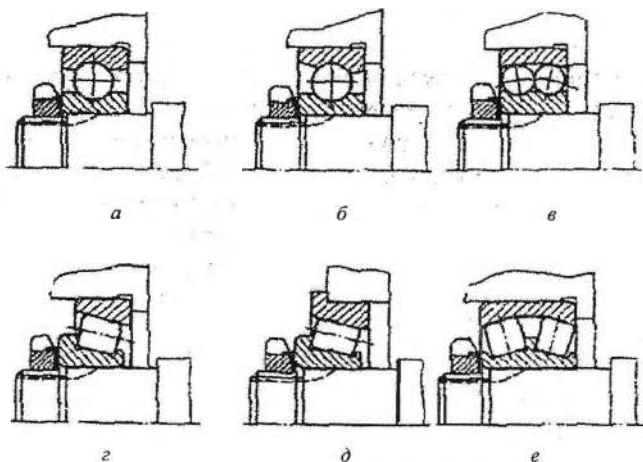


Рисунок 9.4 — Конструкция опоры

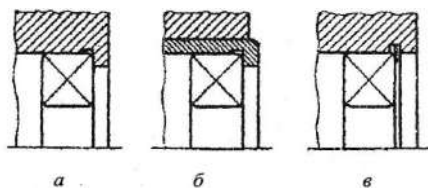


Рисунок 9.5 — Осевое фиксирование вала

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

9.2.3 Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая)

В схеме 3 (рис. 9.1) вал фиксируется от осевого перемещения только в одной опоре:

- а) одним подшипником (вариант 3.1);
- б) двумя подшипниками (вариант 3.2).

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

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

Конструктивное исполнение фиксирующей опоры с одним подшипником представлено на рисунке 9.6, с двумя подшипниками — на рисунке 9.7 и плавающей опоры — на рисунке 9.8. При данной схеме установки вала фиксирующая опора воспринимает радиальную и в любом направлении осевую нагрузки. В то же время плавающая опора воспринимает только радиальную нагрузку. Схему 3 применяют при любом расстоянии l между опорами (коробки передач, приводные валы конвейеров и др.).

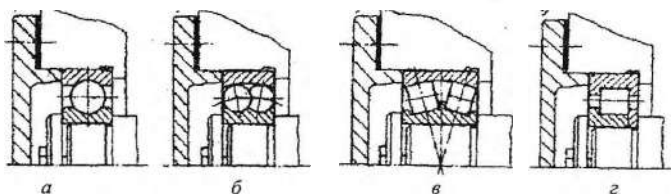


Рисунок 9.6 — Фиксирующая опора с одним подшипником

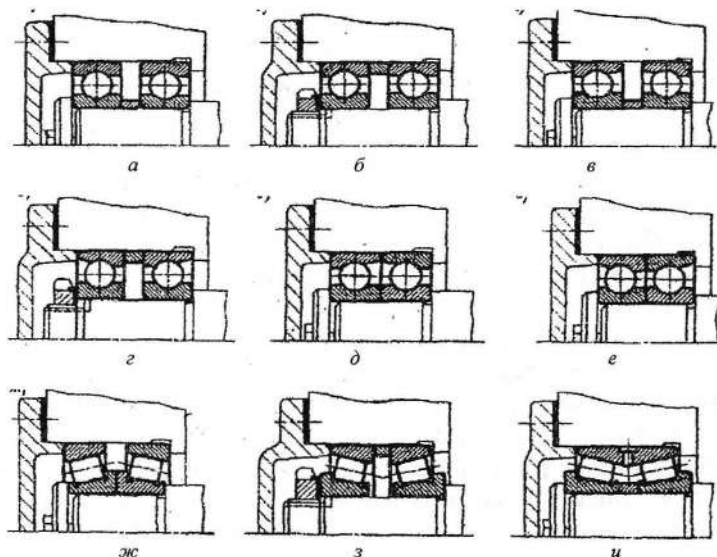


Рисунок 9.7 — Фиксирующая опора с двумя подшипниками

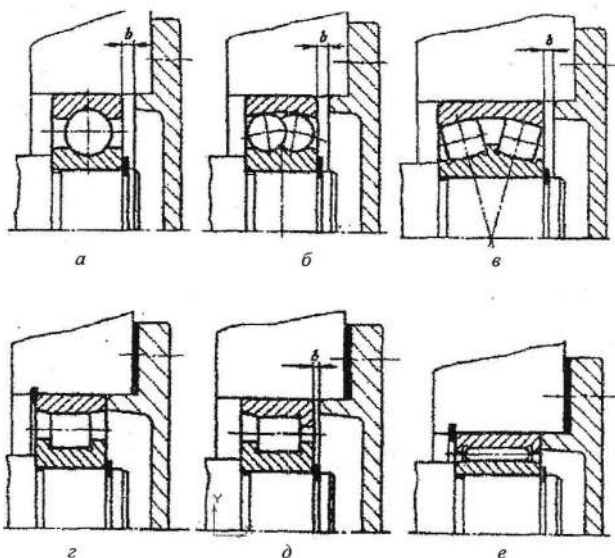


Рисунок 9.8 — Плавающая опора

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

Что касается зазора в плавающей опоре между торцами крышки и наружного кольца подшипника, то для опор, изображенных на рисунке 9.8, *a, б, в* можно принимать $b \geq 0,01l$, где l (мм) — расстояние между торцами колец подшипников, указанное для вариантов 3.1 и 3.2 на рисунке 9.1. Для опоры, изображенной на рисунке 9.8, *д* — $b = 0,5 \dots 0,8$ мм.

Регулирование радиальных и радиально-упорных подшипников фиксирующей опоры по варианту 3.2 может производиться перемещением наружных (рис. 9.7, *а, в, д—ж*) или внутренних (рис. 9.7, *б, г, з, и*) колец.

При регулировании радиальных шарикоподшипников (рис. 9.7, *а*) между торцом крышки и торцом наружного кольца левого подшипника

оставляют зазор для компенсации тепловых деформаций $a = 0,2...0,5$ мм (на рисунке не показан). Такой же зазор предусматривают и при регулировании гайкой (рис. 9.7, б).

9.2.4 Схема 4 (плавающий вал)

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

Вариант 4.1. В качестве опор при варианте 4.1 применяют роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 2 000 (ГОСТ 8328-75) без бортов на наружном кольце. С помощью пружинных колец внутренние кольца подшипников закрепляют на валу, а наружные — в корпусе. Отсутствие бортов на наружном кольце подшипника обеспечивает осевое плавание вала вместе с внутренними кольцами и комплектами роликов относительно неподвижных наружных колец.

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

9.2.5 Опоры с предварительным натягом

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

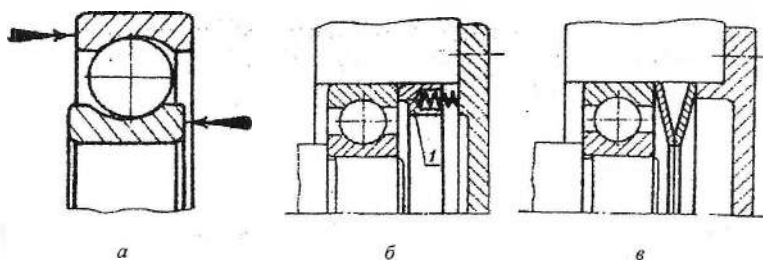


Рисунок 9.9 — Способы создания предварительного натяга

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

Наиболее распространенный способ создания предварительного натяга — взаимное осевое смещение колец подшипников (рис. 9.9, а), что и обеспечивает предварительное создание в них осевой силы.

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

На рисунке 9.9, б предварительный натяг плавающей опоры с одним радиальным подшипником обеспечивается установкой колец 1 с большим числом цилиндрических пружин, расположенных по окружности в его торцовых отверстиях. Кроме цилиндрических используют тарельчатые пружины (рисунке 9.9, в).

Список источников

1. Кузьмин, А. В. Расчеты деталей машин : справ. пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. — 3-е изд., и доп. — Мн. : Выш. шк., 1986. — 400 с.
2. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов. — М. : Высш. шк., 1986.
3. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие для техникумов / А. Е. Шейнблит. — М. : Высшая школа, 1991.
4. Иосилевич, Г. Б. Прикладная механика / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов. — М. : Высш. шк., 1989.
5. Перель, Л. Я. Подшипники качения: Расчет проектирование и обслуживание опор : справочник / Л. Я. Перель. — М. : Машиностроение, 1983. — 543 с.
6. Детали машин и основы конструирования : метод. указания / БГСХА ; сост : А. В. Кузьминский, В. М. Горелько. — Горки, 2001. — 48 с.

ук Б15 48/32

