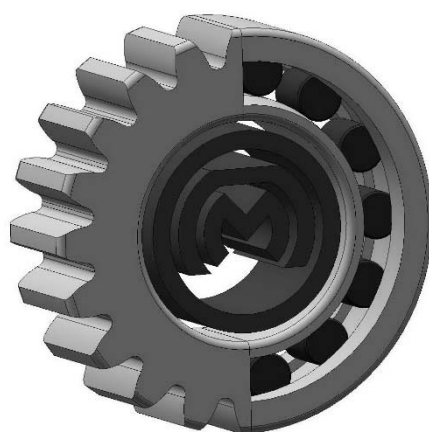


МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ДЕТАЛИ МАШИН

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов направления подготовки
15.03.01 «Машиностроение»
дневной формы обучения*



Могилев 2022

УДК 621.81
ББК 34.44
Д92

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «5» октября 2022 г.,
протокол № 3

Составитель д-р техн. наук, доц. А. М. Даньков

Рецензент М. Н. Миронова

Изложены цель, задачи, содержание и порядок выполнения лабораторных работ.

Учебно-методическое издание

ДЕТАЛИ МАШИН

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	И. В. Голубцова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2022

Содержание

Введение.....	4
1 Лабораторная работа № 1. Изучение конструкций и нагрузочной способности соединений посадкой с гарантированным натягом.....	5
2 Лабораторная работа № 2. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей.....	9
3 Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора.....	16
4 Лабораторная работа № 4. Измерение радиального биения зубчатого колеса.....	21
5 Лабораторная работа № 5. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора.....	25
6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач.....	28
7 Лабораторная работа № 7. Изучение конструкций подшипников качения.....	33
8 Лабораторная работа № 8. Уплотнения подшипниковых узлов.....	42
Список литературы.....	47

Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с учебной программой по курсу «Детали машин» для студентов направления подготовки 15.03.01 «Машиностроение» профиля «Инновационные технологии в сварочном производстве» и содержат указания по выполнению лабораторных работ, охватывающих основные разделы курса, в которых рассматриваются соединения, механические передачи и подшипники.

Курс «Детали машин» – фундаментальная дисциплина в системе подготовки инженеров. Он является завершающим в группе общетехнических курсов (математика, физика, сопротивление материалов и др.) и связующим со специальными дисциплинами. Предметом изучения этого курса служат сборочные единицы и детали общего назначения, используемые в большинстве машин, поэтому в нем раскрываются и объясняются физические процессы и явления, сопутствующие их работе.

Лабораторные работы являются наиболее действенным практическим средством обучения, в процессе которого студенты должны приобретать навыки для выполнения научных исследований. Поэтому основными задачами лабораторных работ являются экспериментальное подтверждение теоретических выводов, полученных при изучении лекционного материала; развитие навыков, привычек и способностей к самостоятельному выполнению необходимых действий с приборами и установками; приобретение навыка практической оценки результатов опытов; глубокое изучение физической сущности функционирования различных деталей и узлов машин.

Материалы, изложенные в рекомендациях, кроме инструкций по выполнению лабораторных работ, содержат сведения теоретического характера и предназначены для студентов дневной формы обучения. Дополнительный теоретический материал, а также более подробное изложение вопросов, касающихся расчетов в конкретно рассматриваемой области знаний, приводятся в литературе, список которой дан в конце методических рекомендаций.

Знания и опыт, приобретенные студентами в процессе выполнения лабораторных работ, являются основой для дальнейшей практической работы.

1 Лабораторная работа № 1. Изучение конструкций и нагрузочной способности соединений посадкой с гарантированным натягом

Цель работы: изучить конструкцию и способы сборки соединений с гарантированным натягом, а также оценить их нагрузочную способность.

Общие сведения о посадках с натягом.

Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения болтов, шпонок и т. д. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую (рисунок 1.1).

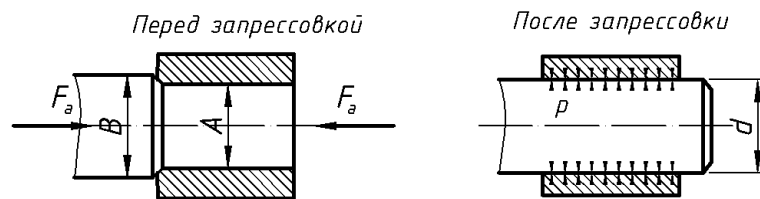


Рисунок 1.1 – Соединение посадкой с гарантированным натягом

Натягом N называют положительную разность диаметров вала B и втулки A : $N = B - A$. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей вала и втулки становится общим. При этом на поверхности посадки возникают удельное давление p и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать как крутящие, так и осевые нагрузки. Защемление вала во втулке позволяет, кроме того, нагружать соединение изгибающим моментом.

Нагрузочная способность соединения прежде всего зависит от натяга, величину которого устанавливают в соответствии с нагрузкой. Практически натяг очень невелик, он измеряется микрометрами и не может быть выполнен точно. Неизбежные погрешности изготовления приводят к рассеиванию натяга, а следовательно, и к рассеиванию нагрузочной способности соединения. Пределы рассеивания натяга регламентируются стандартом допусков и посадок.

Способы сборки.

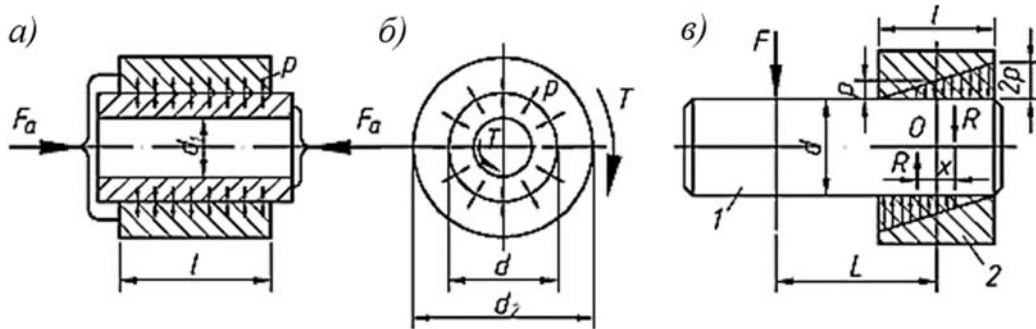
Сборку соединения выполняют одним из трех способов: *прессованием, нагревом втулки, охлаждением вала.*

Прессование – распространенный и несложный способ сборки. Однако этому способу свойственны недостатки: смятие и частичное срезание шероховатостей посадочных поверхностей, возможность неравномерных деформаций деталей и повреждения их торцов. Шабровка и смятие шероховатостей приводят к ослаблению прочности соединения до полутора раз по сравнению со сборкой нагревом или охлаждением.

Срезание шероховатостей посадочных поверхностей устраняется полностью при сборке по методу *нагрева втулки* (до 200 °С...400 °С) или *охлаждения вала* (твердая углекислота – 79 °С, жидкий воздух – 196 °С). Недостатком метода нагрева является возможность изменения структуры металла, появление окалины и коробления. Метод охлаждения свободен от этих недостатков.

Порядок выполнения работы.

Соединение с гарантированным натягом может быть нагружено растягивающей силой, крутящим моментом и изгибающим моментом (рисунок 1.2).



a – нагружение осевой силой; *б* – нагружение крутящим моментом; *в* – нагружение изгибающим моментом

Рисунок 1.2 – Виды нагружения соединений с гарантированным натягом

В лабораторной работе необходимо рассчитать по заданным преподавателем исходным данным (таблица 1.1) необходимую величину гарантированного натяга, обеспечивающего прочность соединения, и из заданных образцов подобрать вал и втулку, обеспечивающие этот натяг.

Таблица 1.1 – Исходные данные

Вариант	Нагрузка	Значение нагрузки
I	Осевая сила, кН	60
II	Осевая сила, кН	70
III	Осевая сила, кН	88
IV	Крутящий момент, кН·м	0,95
V	Крутящий момент, кН·м	1,1
VI	Крутящий момент, кН·м	1,4
VII	Изгибающий момент, кН·м	1,45
VIII	Изгибающий момент, кН·м	1,7
IX	Изгибающий момент, кН·м	2,15

Определение величины гарантированного натяга.

а) измерить штангенциркулем номинальный диаметр соединения образца втулки d , результат (целое число миллиметров по шкале) занести в таблицу 1.2;

б) измерить штангенциркулем длину соединения l (длину образца втулки) с точностью до 0,1 мм, результат занести в таблицу 1.2;

в) рассчитать значение удельного давления в соединении по формулам (1.1), (1.2) или (1.3) в соответствии с заданным видом нагружения:

– при нагружении осевой силой

$$KF_a \leq f p \pi d l, \quad (1.1)$$

где p – давление на поверхность контакта;

K – коэффициент запаса, $K = 1,5$;

f – коэффициент трения в соединении ($f = 0,12$ – при шлифовании; $f = 0,15$ – при чистовом точении; $f = 0,32$ – для оцинкованных и азотированных поверхностей; $f = 0,4$ – для оксидированных поверхностей; $f = 0,48$ – при использовании абразивных микропорошков);

– при нагружении крутящим моментом

$$KT \leq f p \pi d^2 l / 2; \quad (1.2)$$

– при нагружении изгибающим моментом

$$M \leq 0,2 p l^2 d, \quad (1.3)$$

результат занести в таблицу 1.2;

г) измерить штангенциркулем диаметр образца втулки d_2 с точностью до 0,1 мм в соответствии с рисунком 1.2, результат занести в таблицу 1.2;

д) рассчитать коэффициенты C_1 и C_2 :

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (1.4)$$

где μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки (для стали $\mu = 0,3$),

результаты занести в таблицу 1.2;

е) рассчитать требуемый натяг N , используя формулу

$$p = N / \left\{ d \left[(C_1 / E_1) + (C_2 / E_2) \right] \right\}, \quad (1.5)$$

где N – расчетный натяг;

E_1, E_2 – модули упругости материалов вала и втулки (для стали $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па),

результат занести в таблицу 1.2;

ж) измерить микрометром действительные диаметры образцов валов d'_i , результаты занести в таблицу 1.3;

з) измерить нутромером действительный диаметр образца втулки D' , результат занести в таблицу 1.3;

и) определить действительные натяги N' образцов валов и втулки в каждом случае, результаты занести в таблицу 1.3;

к) определить отклонение действительного натяга от расчётного, результат занести в таблицу 1.3 и подобрать для образца втулки образец вала, наиболее соответствующий расчётному натягу (действительный натяг N' должен быть ближайшим большим к расчётному N).

Таблица 1.2 – Определение расчётного натяга

Номинальный диаметр соединения	Длина соединения	Удельное давление в соединении	Диаметр валов и втулки		Коэффициент		Расчётный натяг
			d_1 , мм	d_2 , мм	C_1	C_2	
d , мм	l , мм	p , МПа					N , мкм

Таблица 1.3 – Определение действительного натяга

Номер образцов вала	Действительный диаметр втулки	Действительный диаметр вала	Действительный натяг	Отклонение действительного натяга от расчётного
	D' , мм	d'_i , мм	N' , мкм	ΔN , мкм
I				
II				
III				

Отчет должен включать.

- 1 Титульный лист.
- 2 Цель работы.
- 3 Рисунок 1.2 в соответствии с видом заданной нагрузки.
- 4 Таблицы 1.2 и 1.3 с измеренными и рассчитанными величинами.
- 5 Расчёт посадки с гарантированным натягом в соответствии с заданным вариантом (все расчеты, необходимые для получения данных для таблиц 1.2 и 1.3).
- 6 Обоснование выбора образца вала, который наиболее соответствует расчётному натягу.
- 7 Вывод.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое гарантированный натяг?
- 2 Какими способами собираются посадки с натягом? Преимущества и недостатки способов сборки.
- 3 От чего зависит нагрузочная способность соединения с гарантированным натягом?

4 Какие нагрузки может воспринимать соединение с гарантированным натягом?

5 Чему равна величина допуска размера?

6 Запишите условие прочности соединения при нагружении его осевой силой.

7 Запишите условие прочности соединения при нагружении его крутящим моментом.

8 Запишите условие прочности соединения при нагружении его изгибающим моментом.

9 Какой зависимостью связано удельное давление с натягом?

2 Лабораторная работа № 2. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей

Цель работы: экспериментально определить, какую часть внешней нагрузки, приложенной к затянутому соединению, воспринимает болт.

Теоретические сведения.

Болты крепления кронштейнов (рисунок 2.1) и крышек резервуаров (рисунок 2.2) вначале затягивают с усилием затяжки $F_{ЗАТ}$, что должно обеспечить или нераскрытие стыка под нагрузкой, или герметичность соединения. Затем прикладывают внешнюю нагрузку $F_{ВН}$, благодаря чему болты дополнительно нагружаются. Необходимо выяснить, вся ли внешняя нагрузка воспринимается болтами или только ее часть.

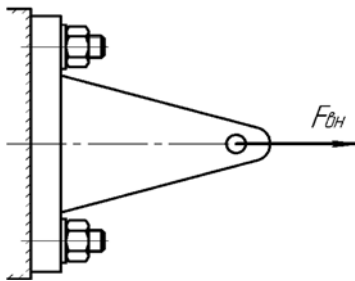


Рисунок 2.1 - Крепление кронштейна к основанию

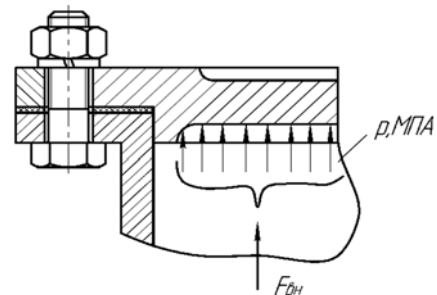
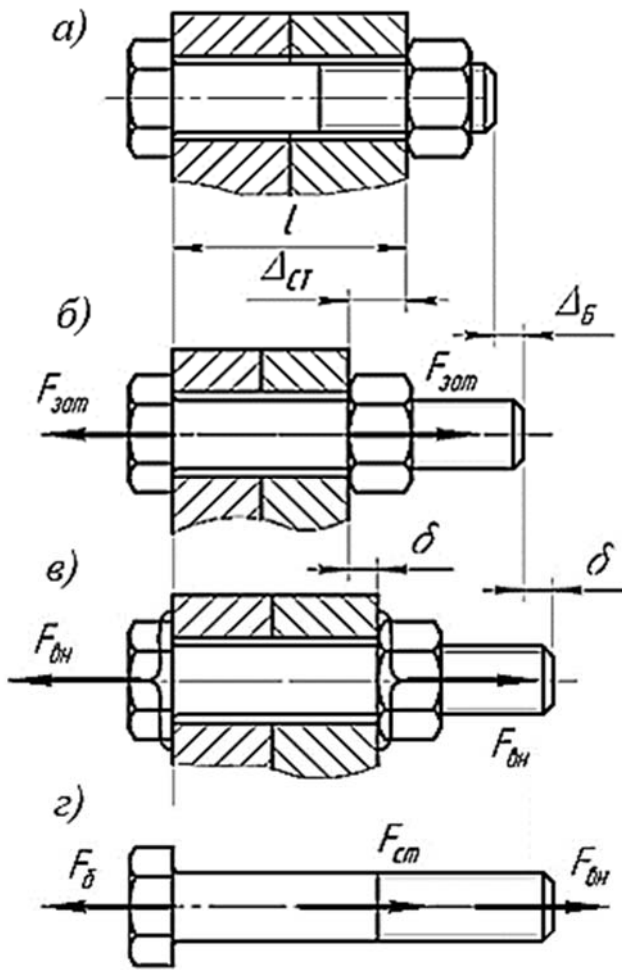


Рисунок 2.2 - Крепление крышки резервуара

Задача об определении нагрузок на болты и стык деталей является статически неопределимой из-за того, что и болты, и стык деталей являются податливыми: при нагружении происходят упругие деформации этих элементов. Подобная задача решается с учетом деформаций болта и стыка скрепляемых деталей.

С этой целью выделим элемент болтового соединения и рассмотрим его работу под действием приложенных сил (рисунок 2.3).

В исходном состоянии (при отсутствии нагрузок) деформации болта и стыка равны нулю (см. рисунок 2.3, а). После приложения силы затяжки $F_{ЗАТ}$ стык сжимается на величину $\Delta_{СТ}$, а болт растягивается на величину Δ_B , мм (см. рисунок 2.3, б):



составит

a – отсутствие нагрузок (исходное состояние); *б* – действие силы затяжки; *в* – действие внешней нагрузки; *г* – схема равновесия болта

Рисунок 2.3 – Схема деформаций и сил в затянутом болтовом соединении при действии внешней нагрузки

Подставим значения Δ_B и Δ_{CT} из уравнений (2.1) в уравнения (2.2) и (2.3). Получим

$$F_{\bar{o}} = F_{\text{зат}} + \delta \cdot c_B; \quad (2.4)$$

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}} - \delta \cdot c_{CT}. \quad (2.5)$$

Из условия равновесия болта, нагруженного внешней силой $F_{\text{вн}}$ и усилием в стыке $F_{\text{ст}}$ (см. рисунок 2.3, *г*), имеем

$$F_{\bar{o}} = F_{\text{вн}} + F_{\text{ст}}, \quad (2.6)$$

т. е. можно сказать, что суммарная нагрузка на болт равна сумме внешней

$$\Delta_{CT} = F_{\text{зат}} / c_{CT}; \quad \Delta_B = F_{\text{зат}} / c_B, \quad (2.1)$$

где c_B , c_{CT} – жесткость болта и стыка, Н/мм.

$$c_B = E_B \cdot A_B / l_B; \quad c_{CT} = E_{CT} \cdot A_{CT} / l_{CT},$$

где E_B , E_{CT} – модули упругости материала болта и стыка, Н/мм²;

A_B , A_{CT} – расчетные площади сечения болта и стыка, мм²;

l_B , l_{CT} – расчётные длины болта и стыка (в направлении деформации), мм.

После приложения внешней нагрузки к соединению болт дополнительно удлинится на величину δ , а стык уменьшит сжатие на ту же величину δ (см. рисунок 2.3, *в*). Болт получит суммарное удлинение $\delta_B = \Delta_B + \delta$, а суммарное сжатие стыка составит $\delta_{CT} = \Delta_{CT} - \delta$.

Следовательно, нагрузка на болт

$$F_{\bar{o}} = (\Delta_B + \delta) \cdot c_B, \quad (2.2)$$

а нагрузка в стыке (так называемая остаточная затяжка стыка) станет равной

$$F_{\text{ст}} = (\Delta_{CT} - \delta) \cdot c_{CT}. \quad (2.3)$$

нагрузки и остаточной затяжки стыка.

Подставим значения сил $F_{\text{б}}$ и $F_{\text{ст}}$ в выражения (2.4) и (2.5) в уравнение (2.6) и получим выражение $F_{\text{зат}} + \delta \cdot c_{\text{б}} = F_{\text{вн}} + F_{\text{зат}} - \delta \cdot c_{\text{ст}}$, трансформируемое в выражение $F_{\text{зат}} + \delta \cdot c_{\text{б}} - F_{\text{зат}} + \delta \cdot c_{\text{ст}} = F_{\text{вн}}$. Откуда

$$\delta = F_{\text{вн}} / (c_{\text{б}} + c_{\text{ст}}). \quad (2.7)$$

Подставляя выражение (2.7) в уравнение (2.4), получаем

$$F_{\text{б}} = F_{\text{зат}} + [c_{\text{б}} / (c_{\text{б}} + c_{\text{ст}})] \cdot F_{\text{вн}}. \quad (2.8)$$

Отношение жесткостей в формуле (2.8) называется коэффициентом внешней нагрузки (он в целях удобства расчетов может быть выражен через податливости болта и стыка):

$$\chi = c_{\text{б}} / c_{\text{б}} + c_{\text{ст}}. \quad (2.9)$$

Тогда имеем

$$F_{\text{б}} = F_{\text{зат}} + \chi \cdot F_{\text{вн}}. \quad (2.10)$$

При этом остаточная затяжка стыка

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}} - (1 - \chi) \cdot F_{\text{вн}}. \quad (2.11)$$

Если известна площадь стыка $A_{\text{ст}}$, то среднее давление в стыке $p_{\text{ст}} = F_{\text{ст}} / A_{\text{ст}}$. Для обеспечения герметичности резервуара необходимо, чтобы $p_{\text{ст}} > p$, где p – давление в резервуаре.

Проанализируем работу соединения с учетом жесткостей болта и скрепляемых деталей.

1 *Болт абсолютно жесткий, стык податлив ($c_{\text{б}} = \infty$).* Тогда по уравнению (2.9) $\chi = 1$, следовательно, $F_{\text{б}} = F_{\text{зат}} + F_{\text{вн}}$, т. е. болт воспринимает всю внешнюю нагрузку, а стык только силу затяжки $F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}}$.

2 *Стык абсолютно жесткий, а болт податлив ($c_{\text{ст}} = \infty$).* Тогда $F_{\text{б}} = F_{\text{зат}}$, $F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}} - F_{\text{вн}}$, т. е. болт не воспринимает внешней нагрузки.

Поэтому одной из возможностей уменьшения действия внешней нагрузки на болт является увеличение его податливости (уменьшение жесткости). Конструктивно упругие болты можно выполнить так, как показано на рисунке 2.4. Прочность обычного болта определяется приближенно величиной внутреннего диаметра резьбы d_1 . Учитывая отсутствие концентрации напряжения в ненарезанной части стержня, его диаметр можно брать меньше d_1 или просверлить в стержне отверстие. При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличится.

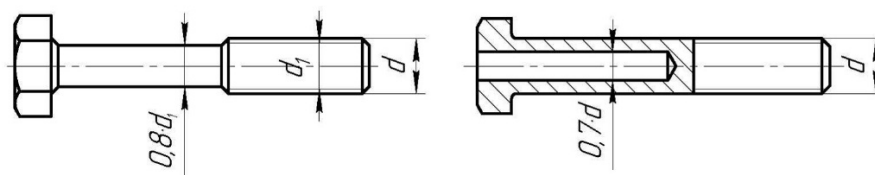
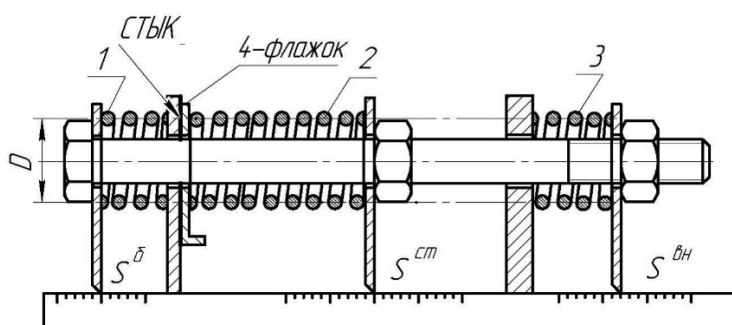


Рисунок 2.4 – Упругие болты

3 Очевидно, что с увеличением податливости соединяемых деталей при постоянной податливости болта коэффициент внешней нагрузки будет увеличиваться. Поэтому при соединении металлических деталей без прокладок принимают $\chi = 0,2...0,3$, а с упругими прокладками – $\chi = 0,4...0,5$.

Установка для испытания.

Лабораторная установка представлена на рисунке 2.5. Установка моделирует работу изучаемого болтового соединения. Жесткости болта и стыка условно заменены жесткостями пружин сжатия, как более простыми для экспериментального определения этих характеристик. Так как внешняя нагрузка на болт передается от соединяемой детали через гайку, то внешнюю нагрузку можно приложить непосредственно к болту, что и используется в установке посредством пружины 3.



1 – пружина болта; 2 – пружина стыка; 3 – пружина внешней нагрузки

Рисунок 2.5 – Лабораторная установка

Порядок выполнения работы.

1 Ознакомиться с устройством лабораторной установки и определить жесткости c пружин 1, 2 и 3 по формуле

$$c = G \cdot d^4 / (8 \cdot D^3 \cdot i), \quad (2.12)$$

где G – модуль сдвига материала пружины, $G = 7,7 \cdot 10^4$ Н/мм²;
 d – диаметр проволоки пружины, мм;
 D – расчетный диаметр пружины, мм (см. рисунок 2.5);

$$D = D_H - d, \quad (2.13)$$

здесь D_H – наружный диаметр пружины;

i – расчетное число витков,

$$i = i_0 - 1,5, \quad (2.14)$$

здесь i_0 – полное число витков пружины.

Результаты расчетов занести в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Параметры пружин лабораторной установки

Пружина	d , мм	D_H , мм	D , мм	i_0	i	c , Н/мм
1 Болта						
2 Стыка						
3 Внешней нагрузки						

2 Установить пружины в исходном состоянии, при котором нагрузки равны нулю. Зафиксировать точки начала отсчета S_0 на линейках болта и стыка (рисунок 2.6).

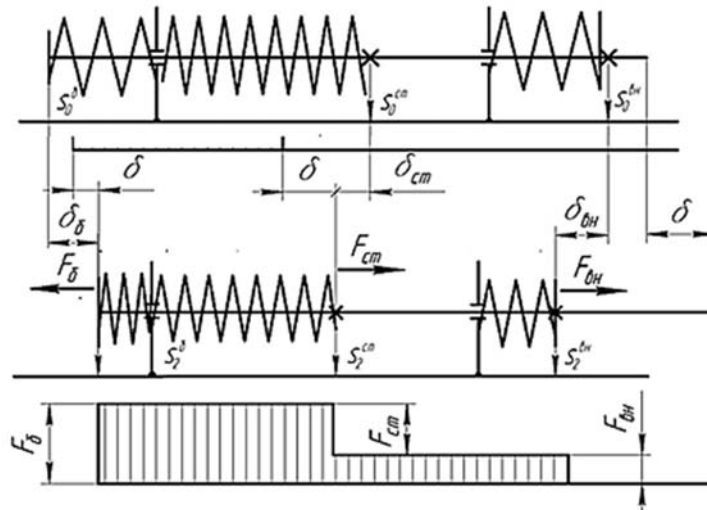


Рисунок 2.6 – Силы и деформации в моделируемом болтовом соединении

3 Затянуть гайку пружины стыка с расчетным усилием, соответствующим деформации пружины 2, равной 8...12 мм, при этом флажок установить в горизонтальном положении, что указывает на то, что стык затянут.

Следовательно, усилие затяжки будет

$$F_{зат} = (8...12) \cdot c_{cm}. \quad (2.15)$$

4 Нагрузить соединение внешней нагрузкой

$$F_{ен} = 0,8 \cdot F_{зат}, \quad (2.16)$$

т. е. пружину 3 внешней нагрузки сжать на величину

$$\delta_{вн} = F_{вн} / c_{вн} . \quad (2.17)$$

5 Зафиксировать новые точки отсчета на всех линейках S_2 (см. рисунок 2.6) и определить деформацию пружин болта δ_{σ} и стыка $\delta_{см}$.

6 Определить нагрузки на болт и стык:

$$F_{\sigma} = \delta_{\sigma} \cdot c_{\sigma} ; \quad (2.18)$$

$$F_{см} = \delta_{см} \cdot c_{см} . \quad (2.19)$$

7 Из формулы (2.10) определить коэффициент внешней нагрузки по полученным экспериментальным значениям сил:

$$\chi_{\Delta} = (F_{\sigma} - F_{зам}) / F_{вн} . \quad (2.20)$$

8 Определить теоретический коэффициент внешней нагрузки по формуле (2.9):

$$\chi_T = c_{\sigma} / (c_{\sigma} + c_{см}) . \quad (2.21)$$

9 Оценить погрешность эксперимента по формуле

$$\Delta_{\chi} = |(\chi_T - \chi_{\Delta}) / \chi_T| \cdot 100 \% . \quad (2.22)$$

10 Определить максимальную внешнюю нагрузку, при которой стык раскроется. Для этого необходимо увеличивать внешнюю нагрузку до тех пор, пока не упадет флажок 4. Зафиксировать после этого максимальные деформации пружин 1 и 3 и определить максимальные нагрузки:

$$F_{вн}^{\max} = \delta_{вн}^{\max} \cdot c_{вн} ; \quad (2.23)$$

$$F_{\sigma}^{\max} = \delta_{\sigma}^{\max} \cdot c_{\sigma} . \quad (2.24)$$

Полученные результаты занести в таблицу 2.2.

11 Разгрузить все пружины и привести установку в исходное состояние.

Таблица 2.2 – Экспериментальные данные

Характеристика пружины	Пружина		
	болта	стыка	внешней нагрузки
Деформация, мм			
Сила, Н			
Максимальная сила, Н			
Коэффициент внешней нагрузки			
Теоретический χ_T			
Экспериментальный $\chi_{\text{Э}}$			
Погрешность эксперимента Δ_{χ} , %			

Отчет должен включать.

- 1 Цель работы.
- 2 Рисунок сил и деформаций в моделируемом болтовом соединении (см. рисунок 2.6).
- 3 Таблицы с результатами расчетов и экспериментов (см. таблицы 2.1 и 2.2).
- 4 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Какую нагрузку испытывают болты и скрепляемые детали затянутого болтового соединения до приложения внешней нагрузки?
- 2 Чему равна суммарная нагрузка на болт после приложения внешней нагрузки, если:
 - болт абсолютно жесткий;
 - болт упругий, а стык абсолютно жесткий?
- 3 При каких условиях нарушится герметичность соединения?
- 4 Чему равна нагрузка в стыке после приложения внешней нагрузки?
- 5 Укажите правильное выражение:
 - суммарная нагрузка на болт равна сумме силы предварительной затяжки и части внешней нагрузки;
 - болт воспринимает всю внешнюю нагрузку и дополнительно нагрузку в стыке (остаточную затяжку стыка).
- 6 От каких параметров соединения зависит коэффициент внешней нагрузки?
- 7 Какую нагрузку испытывает болт, когда стык раскрыт?
- 8 Как представляется в лабораторной установке жесткость болта и стыка?
- 9 Если болт абсолютно жесткий, раскроет ли стык внешняя нагрузка, нарушится ли герметичность при этом?

3 Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора

Цель работы: ознакомиться с конструкцией и назначением основных деталей и узлов зубчатого цилиндрического редуктора; определить параметры зубчатого зацепления; измерить габаритные, установочные и присоединительные размеры.

Описание конструкции редуктора.

Редуктор – это механизм, предназначенный для увеличения крутящего момента и снижения частоты вращения при передаче движения ведущего вала к ведомому. Вид редуктора определяется количеством и видом передач, входящих в его состав. Например, если в состав редуктора входят две цилиндрические зубчатые передачи, то такой редуктор называется цилиндрическим двухступенчатым.

Основным параметром редуктора является передаточное отношение, которое показывает, во сколько раз скорость выходного вала редуктора меньше, чем входного. Наиболее распространены зубчатые редукторы, обладающие высоким КПД и достаточной долговечностью.

Ответственным узлом редуктора является его корпус. Он проектируется на основании многих требований, учитывающих технологию изготовления корпуса и монтажа передачи, удобства осмотров и ремонта при эксплуатации. Так как корпус воспринимает реакции зубчатой передачи, возникающие при ее работе, и внешние силовые факторы (активный крутящий момент на быстроходном валу, реактивный крутящий момент на тихоходном валу, консольные нагрузки на концах валов, силы веса и силы инерции вращения деталей в период пуска и остановки), действующие на болты, с помощью которых редуктор присоединен к раме или фундаменту, то он должен быть достаточно жестким. Для увеличения жесткости корпуса редуктора в месте расположения подшипниковых опор в конструкции корпуса предусмотрены специальные элементы – ребра жесткости.

На корпусах редукторов предусматривают элементы для строповки при транспортировке и во время монтажа.

Для снижения потерь на трение, уменьшения износа контактирующих поверхностей и удаления продуктов износа предусмотрена система смазки зубчатых колес и подшипников. Кроме того, с помощью смазки производится охлаждение деталей и предохранение их от коррозии. Емкость масляной ванны должна быть достаточной для обеспечения необходимого отвода тепла к стенкам корпуса и чтобы продукты износа не вовлекались в повторное обращение, а оставались на дне ванны. Для слива масла предусматривают сливное отверстие, закрываемое резьбовой пробкой. Заливка масла производится, как правило, через смотровое окно. Контроль уровня масляной ванны чаще всего производят жезловым маслоуказателем.

Уплотнение быстроходного и тихоходного валов зубчатых передач предназначено для предотвращения вытекания масла из корпуса, а также для защиты от

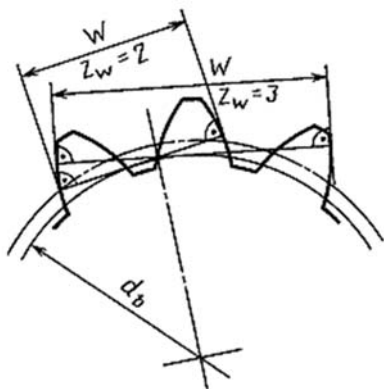


Рисунок 3.1 – Схема расположения общих нормалей на зубчатом колесе

попадания грязи вовнутрь корпуса.

Нагревание воздуха в корпусе работающего редуктора сопровождается повышением давления. Чтобы предотвратить при нагревании протечки масла через разъемы корпуса и уплотнения валов, а при остывании – засасывание загрязненного воздуха внутрь, предусматривают вентиляцию корпуса. При смазке зубчатых колес окунанием для вентиляции достаточно поставить пробку-отдушину.

Зубчатые колеса могут быть насадными или выполненными за одно с валом: вал-шестерни. Если зубчатые колеса изготовлены с применением литых заготовок и вращаются с частотой свыше 500 об/мин, то они должны быть отбалансированы. Балансировка

зубчатых колес производится, как правило, выполнением отверстий в ободу или ступице зубчатого колеса.

Важнейшим геометрическим параметром зубчатого колеса является длина общей нормали – расстояние между разноименными боковыми поверхностями зубьев цилиндрического зубчатого колеса по общей нормали к этим поверхностям, являющейся (по построению эвольвенты) касательной к основной окружности зубчатого венца (рисунок 3.1).

Порядок выполнения работы.

1 Принять для зубчатых зацеплений в каждой ступени нормальный исходный контур по ГОСТ 13755–81 (угол профиля $\alpha = 20^\circ$, коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$, коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$), коэффициенты смещения для обеих ступеней редуктора $x_1 = x_2$, $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$.

2 Подсчетом определить числа зубьев шестерни z_1 , и колеса z_2 в каждой ступени.

3 С помощью таблицы 3.1 назначить числа зубьев z_n и z_{n+1} в длинах общей нормали W_{z_n} и $W_{z_{n+1}}$ (рисунок 3.2) для колес каждой из ступеней.

Таблица 3.1 – Число зубьев в длине общей нормали в зависимости от числа зубьев измеряемого колеса

Число зубьев колеса z_2	12–18	19–27	28–36	37–45	46–54	55–63	64–72	73–81	82–90
Число зубьев в длине общей нормали z_n	1–3	2–4	3–5	4–6	5–7	6–8	7–9	8–10	9–11

4 В соответствии с рисунком 3.2 измерить длину W_{z_n} при числе зубьев z_n в длине общей нормали и длину $W_{z_{n+1}}$ при числе зубьев z_{n+1} в длине общей нормали.

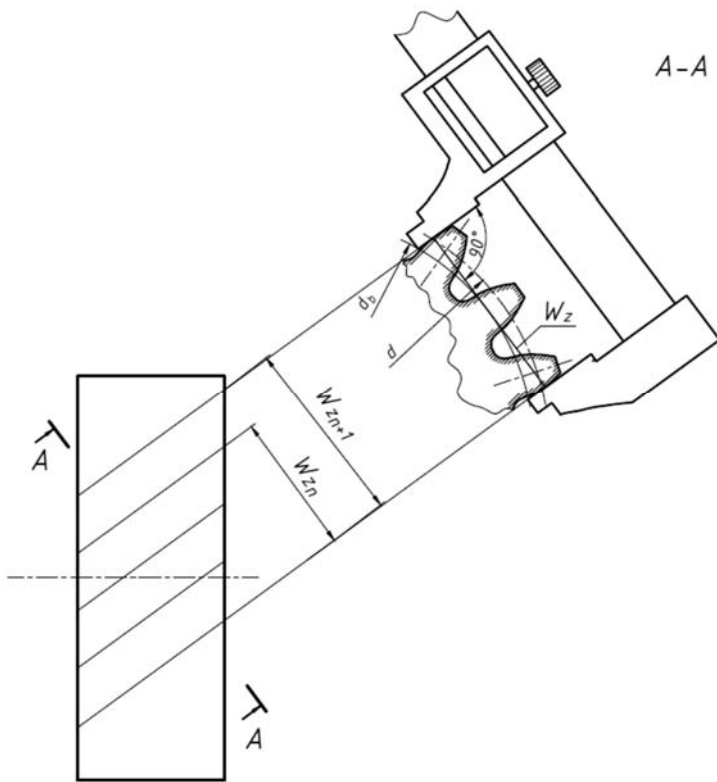


Рисунок 3.2 – Измерение длин общей нормали для определения основного нормального шага

5 По формуле

$$p_{bn} = W_{z_{n+1}} - W_{z_n}$$

определить нормальный основной шаг p_{bn} как разность двух длин общей нормали, измеренных на одном зубчатом колесе. Определение p_{bn} лучше производить на ведомом зубчатом колесе, а не на шестерне, т. к. в этом случае погрешность измерений W_{z_n} , возникающих из-за того, что зубья располагаются по окружности, будет меньше.

6 По таблице 3.2 определить в каждой ступени нормальный модуль m_n зацепления в зависимости от нормального основного шага.

Таблица 3.2 – Основной нормальный шаг и нормальный модуль

Основной нормальный шаг p_{bn} , мм	Модуль m_n , мм	Основной нормальный шаг p_{bn} , мм	Модуль m_n , мм
2,952	1,0	9,594	3,25
3,690	1,25	10,332	3,5
4,428	1,5	11,070	3,75
5,166	1,75	11,808	4,0
5,904	2,0	12,546	4,25
6,642	2,25	13,284	4,5
7,380	2,5	14,761	5,0
8,118	2,75	16,237	5,5
8,856	3,0	17,713	6,0

6 В каждой ступени измерить начальное межосевое a_w расстояние передачи с точностью до 0,01 мм, а измеренное расстояние уточнить у преподавателя.

7 Полагая, что $a = a_w$, рассчитать в каждой ступени:

– делительный угол наклона линии зуба с точностью до 1'' (0,0001⁰) по формуле

$$\beta = \arccos[m_n(z_1 + z_2)/2a]$$

и определить направление линии зубьев зубчатых колес;

– делительные диаметры шестерни и колеса по формулам

$$d_1 = z_1 m_n / \cos \beta; \quad d_2 = z_2 m_n / \cos \beta;$$

– диаметры вершин зубьев шестерни и колеса по формулам

$$d_{a_1} = d_1 + 2 (h_a^* + x_1) m_n; \quad d_{a_2} = d_2 + 2 (h_a^* + x_2) m_n;$$

– диаметры впадин шестерни и колеса

$$d_{f_1} = d_1 - 2 (h_a^* + c^* - x_1) m_n; \quad d_{f_2} = d_2 - 2 (h_a^* + c^* - x_2) m_n.$$

8 Измерить ширину b_2 зубчатых колес в каждой ступени и определить коэффициент ψ_{bd} ширины колеса относительно диаметра и коэффициент ψ_{ba} ширины колеса относительно межосевого расстояния:

$$\psi_{bd} = b_2 / d_1; \quad \psi_{ba} = b_2 / a.$$

9 Рассчитать передаточное число каждой ступени по формуле

$$u = z_2 / z_1.$$

Все полученные результаты занести в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Параметры редуктора и зубчатых колес

Наименование параметра	Обозначение	Численные значения	
		Быстроходная ступень	Тихоходная ступень
1	2	3	4
Число зубьев шестерни	z_1		
Число зубьев колеса	z_2		
Модуль	m_n		
Угол наклона зуба	β		
Направление зуба колеса	–		
Межосевое расстояние	a_w		
Делительный диаметр: шестерни колеса	d_1 d_2		
Диаметр вершин зубьев: шестерни колеса	d_{a_1} d_{a_2}		

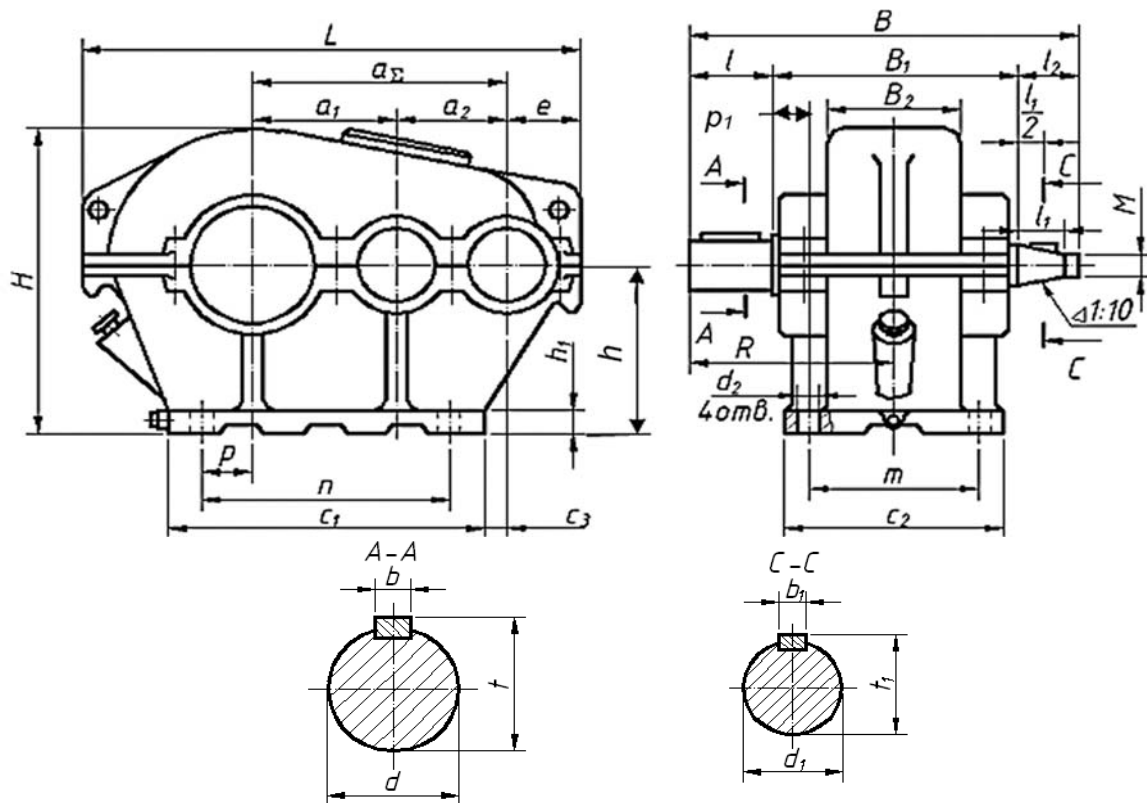
Окончание таблицы 3.3

1	2	3	4
Диаметр впадин зубьев: щестерни колеса	d_{f1} d_{f2}		
Ширина колеса	b_2		
Ширина шестерни	b_1		
Коэффициент ширины колеса	ψ_{bd}		
Коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния	ψ_{ba}		
Передаточное число	u		

Размеры редуктора.

В соответствии с ГОСТ 2.307–68 габаритными называются размеры, определяющие предельные внешние или внутренние очертания изделий; установочными и присоединительными называются размеры, определяющие величины элементов, по которым данное изделие устанавливают на место монтажа или присоединяют к другому изделию.

Изучить пример постановки размеров на чертежах редукторов, показанный на рисунке 3.3, где нанесены габаритные присоединительные и установочные размеры, и усвоить классификацию этих размеров.



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

Рисунок 3.3 – Размеры редуктора

Отчет должен включать.

- 1 Титульный лист.
- 2 Цель работы.
- 3 Все необходимые расчеты.
- 4 Таблицу 3.3 параметров редуктора и зубчатых колес.
- 5 Выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего нужны редукторы?
- 2 Что предусмотрено, чтобы увеличить жесткость корпуса редуктора?
- 3 Что предусмотрено для осмотров редуктора?
- 4 Какие силовые факторы действуют на корпус редуктора?
- 5 Что предусмотрено в редукторе для его строповки?
- 6 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления?

Для чего это нужно?

- 7 Для чего служит система смазки?
- 8 Для чего делают уплотнение валов?
- 9 Для чего зубчатые колеса балансируют?
- 10 Как определяется нормальный модуль зубьев?
- 11 Какие параметры зубчатой передачи можно измерить, чтобы расшифровать зубчатое зацепление?
- 12 Как определить направление линии зуба?
- 13 Каков физический смысл коэффициента перекрытия?
- 14 Какие размеры называют габаритными?
- 15 Какие размеры называют присоединительными?
- 16 Как устроен корпус редуктора?
- 17 Почему входной и выходной валы редуктора имеют разные диаметры?
- 18 Чему равно передаточное отношение рассмотренного редуктора?

4 Лабораторная работа № 4. Измерение радиального биения цилиндрического зубчатого венца

Цель работы: ознакомиться с конструкцией биениемера; освоить приемы наладки прибора и отсчета отклонений; вычислить действительную величину радиального биения зубчатого венца; проанализировать график изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса.

Конструкция биенимера и понятие о радиальном биении цилиндрического зубчатого венца.

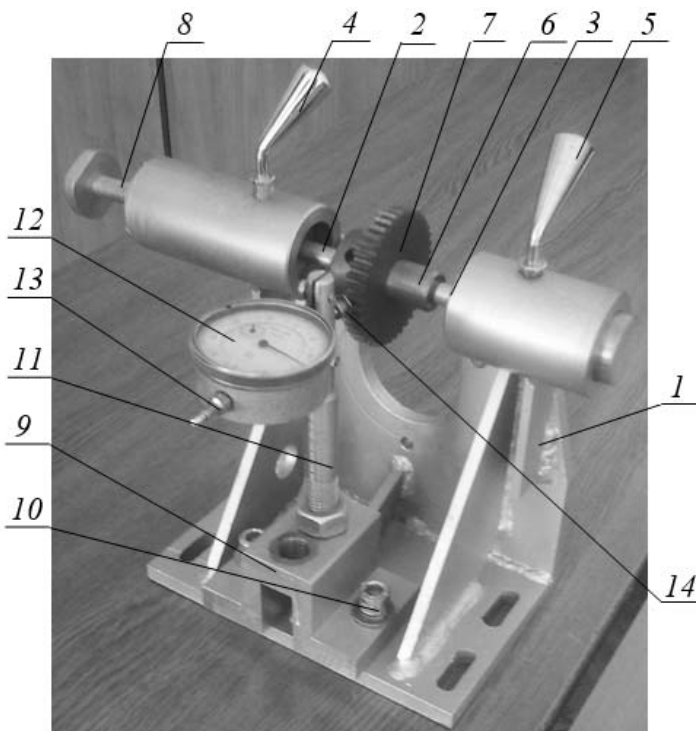


Рисунок 4.1 – Биенимер

Биенимер (рисунок 4.1) состоит из основания *1*, во втулках которого находятся с возможностью осевого перемещения центры *2* и *3*, фиксируемые резьбовыми рукоятками *4* и *5*. Осевой натяг конусов центров и конических центровых отверстий оправки *6* контролируемого колеса *7* создается вращением винта *8* и прижимной пружины центра *2*. На основании *1* посредством призмы *9* и винтов *10* установлена измерительная стойка *11*, клемма которой удерживает многооборотный индикатор часового типа *12* с ценой деления 0,002 мм, на торце измерительного стержня *13* которого закреплен измерительный наконечник *14*.

Радиальным биением F_{rr} зубчатого венца называется наибольшая в пределах зубчатого колеса разность расстояний $R_{наиб}$ и $R_{наим}$ от его рабочей оси до делительной прямой элемента нормального исходного контура зуба или впадины, условно наложенного на профили зубьев колеса (рисунок 4.2).

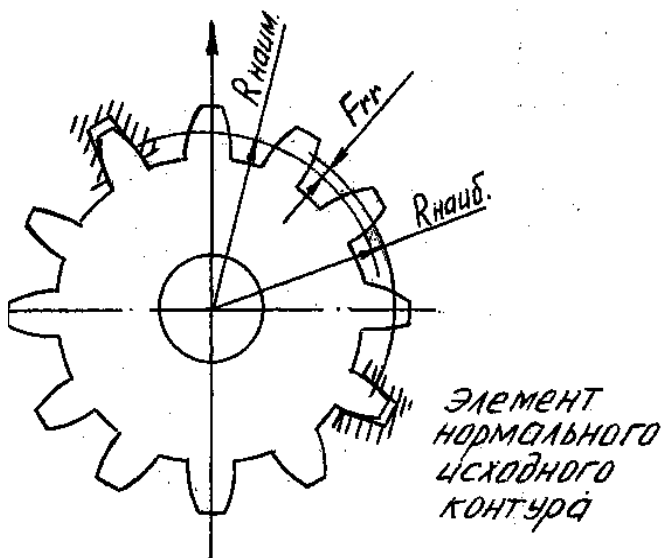


Рисунок 4.2 – Радиальное биение зубчатого венца

Порядок выполнения работы.

1 Тщательно протереть зубья проверяемого колеса, центры биенимера, центровые отверстия оправки и измерительный наконечник.

2 Определить модуль m зацепления проверяемого зубчатого колеса по формуле

$$m = d_a / (z + 2),$$

где d_a – диаметр окружности вершин зубьев колеса *7* (измеряют микрометром или штангенциркулем);

z – число зубьев проверяемого колеса (определяют подсчетом),

и округлить полученное значение m до ближайшей величины из стандартного ряда, мм: 0,5; 0,55; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2; 2,25;

2,5; 2,75; 3; 3,5.

3 Определить диаметр делительной окружности проверяемого колеса по формуле

$$d = m \cdot z.$$

4 На торце измерительного стержня *13* (здесь и далее номера позиций – по рисунку 4.1) индикатора *12* закрепляют измерительный наконечник *14*, соответствующий модулю *m* проверяемого колеса *7*.

5 В центрах *2* и *3* биенимера установить на оправке *6* проверяемое колесо *7*.

6 Индикатор часового типа *12* перемещать в клемме измерительной стойки *11* до натяга в 1,5...2 мм (определяется по вспомогательной шкале индикатора) измерительного наконечника *14* стержня *13* с впадиной между зубьями колеса *7*. Основную шкалу индикатора установить на «ноль».

7 Посредством стержня *13* измерительный наконечник *14* вывести из впадины между зубьями колеса *7*.

8 Зубчатое колесо повернуть так, чтобы следующая впадина находилась против измерительного наконечника.

9 Измерительный наконечник *14* ввести в контакт с боковыми поверхностями зубьев колеса *7*, снять показание прибора и занести его в отчетный бланк в виде точки на графике.

Пункты 7–9 последовательно повторять для каждой впадины зубчатого колеса. Все снятые показания индикатора занести в отчетный бланк и построить график изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса (таблица 4.1). Определить действительное значение радиального биения как разность между наибольшим и наименьшим показаниями индикатора.

Сравнить действительное значение радиального биения F_{rr} с допустимым F_r по ГОСТ 1643–81, сделать заключение о годности колеса по этому показателю.

Отчет должен включать.

1 Титульный лист.

2 Цель работы.

3 Все необходимые расчеты и результаты измерений (см. таблицу 4.1).

4 График изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса (см. таблицу 4.1).

5 Заключение (см. таблицу 4.1).

Таблица 4.1 – Бланк отчета

Данные проверяемого зубчатого колеса						
$z =$	$d_d =$ мм	$m =$ мм	$d =$ мм	Степень точности по ГОСТ 1643-81	Допуск на радиальное биение	$F_r =$ мкм
Результаты измерения радиального биения		Действительное значение F_{rr} , мкм $F_{rr} = F_{rr\max} - F_{rr\min}$			Заключение о годности	
График изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса						

Вопросы для самоконтроля

- 1 По эксплуатационному назначению на какие основные группы делятся цилиндрические зубчатые передачи?
- 2 Назовите степени точности цилиндрических зубчатых колес и передач.
- 3 Назовите три группы показателей точности, называемые нормами точности.
- 4 Что такое исходный контур зубчатого колеса?
- 5 Что называется радиальным биением зубчатого колеса?
- 6 Какую норму точности зубчатого колеса определяет радиальное биение венца?

5 Лабораторная работа № 5. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора

Цель работы: ознакомиться с конструкцией, назначением основных деталей, способом регулировки подшипников и червячного зацепления.

Общие сведения о червячных редукторах.

Червячные редукторы применяются для передачи вращения между перекрещивающимися валами. Червячные редукторы дают возможность осуществлять в одной ступени большие передаточные отношения ($u = 8 \dots 80$), обладают низкой виброакустической активностью и шумностью, высокой плавностью работы. К недостаткам червячных редукторов относятся низкие значения КПД (при числе z_1 заходов червяка $z_1 = 1 - \eta = 0,7 \dots 0,75$; $z_1 = 2 - \eta = 0,75 \dots 0,82$; $z_1 = 4 - \eta = 0,82 \dots 0,92$), меньший ресурс, чем у редукторов других типов, и необходимость применения дорогостоящих бронз для изготовления венцов червячных колес.

Червяк представляет из себя винт. Винтовой выступ червяка называется витком. Опоры червяка и вала колеса состоят из роликовых (реже – шариковых) радиально-упорных подшипников, зазоры в которых необходимо регулировать.

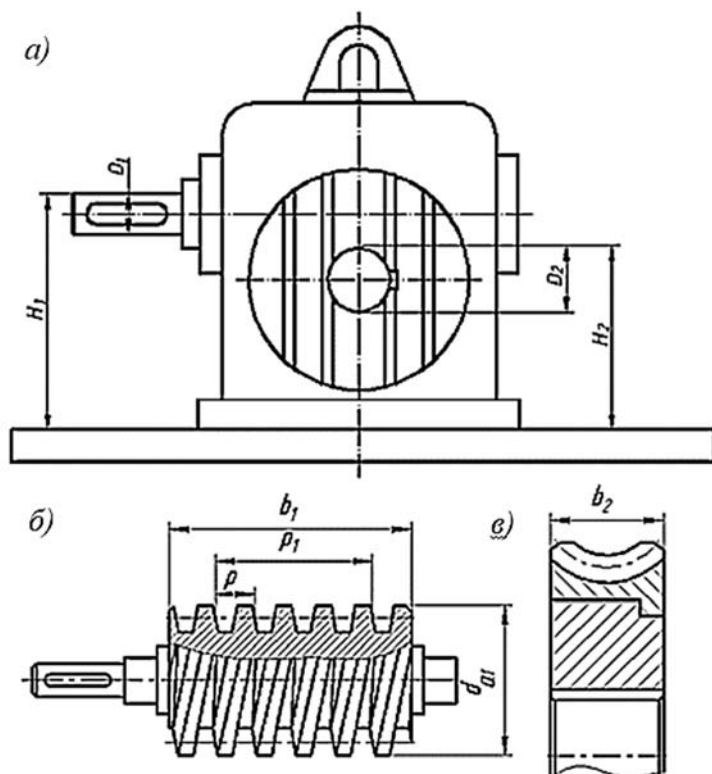
Смазка осуществляется жидким маслом. Способ смазки – картерный, непроточный, общий для червячного зацепления и подшипников. Заливка масла в редуктор производится через верхний смотровой люк, слив масла – через отверстие в нижней части корпуса редуктора, закрываемое резьбовой пробкой. Контроль уровня масла в картере редуктора производится щупом.

В крышках, через которые выходят концы валов, ставят уплотнения. Назначение уплотнений – предотвратить попадание механических частиц в подшипники и зацепления через зазор между крышками и валом и вытекание смазки из редуктора.

В крышке, закрывающей верхний смотровой люк, сделано отверстие или установлена пробка-отдушина для выравнивания давления воздуха в редукторе с атмосферным. В противном случае при нагревании во время работы воздух выдавливал бы через уплотнения масло, создавая подтеки, а при остывании после

работы засасывал бы эти масляные подтеки обратно, но уже загрязненные.

Порядок выполнения работы.



a – редуктор на плите; *b* – червяк, *в* – червячное колесо

Рисунок 5.1 – Измеряемые параметры редуктора и основных деталей

изучить конструкцию его деталей и подсчитать число витков z_1 червяка и число зубьев z_2 червячного колеса.

3 Измерить на червяке (рисунок 5.1, *б*) расстояние p_1 между двумя одноименными точками в начале витка и в конце по делительному диаметру и, поделив на число шагов в этом расстоянии, определить расчетный шаг p .

4 Измерить диаметр вершин витков червяка d_{a1} .

5 Определить расчетный модуль m зацепления в осевом сечении:

$$m = p/\pi.$$

Значение m округлить до стандартного по ГОСТ 9672–74 (таблица 5.1).

Таблица 5.1 – Ряды модулей червячных передач

Модуль m , мм	1-й ряд	1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16
	2-й ряд	1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0
	3-й ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 4,5; 9,0; 11; 14; 18; 22

1 Редуктор установить на плиту (рисунок 5.1, *a*) и с помощью штангенрейсмуса измерить расстояния H_1 и H_2 от опорной поверхности нижнего фланца редуктора (от плиты) до верхней кромки выходного конца быстроходного вала и верхней кромки выходного конца тихоходного вала. Штангенциркулем измерить диаметры выходных концов быстроходного и тихоходного валов D_1 и D_2 . Вычислить межосевое расстояние червячной передачи по формуле

$$a_w = H_1 - H_2 -$$

$$-(D_1/2) + (D_2/2).$$

Полученное значение a_w уточнить у преподавателя.

2 Разобрать редуктор,

6 Определить коэффициент q диаметра червяка по формуле

$$q = d_1/m,$$

где d_1 – делительный диаметр червяка, $d_1 = d_{a1} - 2 \cdot h_a^* \cdot m$;

h_a^* – коэффициент высоты головки витка ($h_a^* = 1$ по ГОСТ 19036–81).

Значение q округлить до стандартного по ГОСТ 9672–74 (таблица 5.2).

Таблица 5.2 – Ряды коэффициентов диаметра червяка

Коэффициент q диаметра червяка	1-й ряд	6,3; 7,5; 8,0; 10; 12,0; 12,5; 16; 20; 25
	2-й ряд	7,1; 9,0; 11,2; 14; 18; 22,4

7 Определить передаточное отношение редуктора:

$$i = z_2/z_1,$$

где z_1 – число витков (заходов) червяка;

z_2 – число зубьев червячного колеса.

8 Определить коэффициент x смещения червяка:

$$x = (a_w/m) - 0,5 \cdot (q + z_2).$$

Отчет должен включать.

1 Титульный лист.

2 Цель работы.

3 Результаты замеров и расчетов.

4 Эскизы основных деталей с проставленными замеренными размерами (см. рисунок 5.1, б, в).

5 Выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

1 Где применяются червячные редукторы?

2 Что предусмотрено в редукторе для его осмотров?

3 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления?

Для чего это нужно?

4 Для чего служит система смазки? Какие элементы относятся к системе смазки?

5 Как в редукторе выполнено уплотнение валов?

6 Как определяют модуль?

7 Как определяют коэффициент диаметра червяка?

8 Как регулируют подшипники?

9 Как регулируют червячное зацепление?

10 Что регулируют в первую очередь: подшипники или червячное зацепление? Почему?

6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач

Цель работы: изучить назначение и области применения планетарных передач; изучить конструкцию планетарного редуктора и назначение его элементов; закрепить навыки практического определения характеристик, размеров и параметров планетарных передач.

Конструкция планетарных передач.

Механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного из зубчатых колес подвижна, называется планетарным механизмом.

Звено планетарного механизма, в котором установлены зубчатые колеса с подвижными геометрическими осями, называется водилом и обозначается буквой h .

Зубчатые колеса, имеющие подвижные геометрические оси, называются сателлитами и обозначается буквой g . Сателлит с одним зубчатым венцом называется одновенцовым сателлитом (рисунок 6.1), с двумя – двухвенцовым сателлитом (рисунок 6.2).

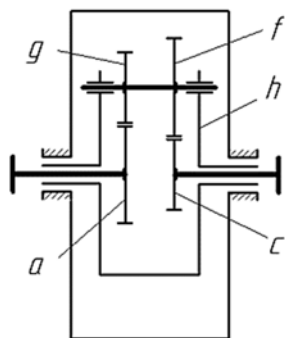


Рисунок 6.2 – Планетарный редуктор с двухвенцовым сателлитом

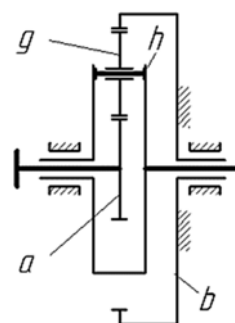


Рисунок 6.1 – Планетарный редуктор с одновенцовым сателлитом

Планетарный механизм может иметь один или несколько сателлитов одинакового размера. Число сателлитов определяет число полюсов зацепления центральных зубчатых колес. Ось, вокруг которой в абсолютном или относительном движении вращается водило, называется основной осью.

Планетарные механизмы, в которых подвижны все три основных звена, называются дифференциальными передачами или дифференциалами.

Назначение и применение планетарных передач.

Планетарные передачи используются для:

- редуцирования скорости вращательного движения в качестве силовых передач с малыми удельными габаритами и массой, а также кинематических передач с большими передаточными отношениями;
- сложения и разложения движений, в том числе в качестве передаточных механизмов с автоматическим изменением скорости в станках, автомобилях и других машинах, а также многоступенчатых планетарных коробок скоростей, управляемых поочередным торможением звеньев.

Преимущества и недостатки планетарных передач.

Преимущества планетарных передач:

- малые габариты и масса (вследствие распределения нагрузки между сателлитами), благодаря чему нагрузка на зубья зубчатых колес уменьшается в несколько раз; большое передаточное число в одной ступени;
- использование передач с внутренним зацеплением, обладающих повышенной несущей способностью;
- возможность получения в результате термообработки более высокой твердости рабочих поверхностей зубьев, т. к. вследствие небольших размеров зубчатых колес риск коробления уменьшается;
- меньший шум, возникающий при работе, что объясняется плавностью внутреннего зацепления, меньшими размерами зубчатых колес, замыканием сил и передачей на корпус меньших сил;
- более высокие компоновочные возможности, что облегчает встраивание их в электродвигатели, ходовые колеса, барабаны, шкивы.

Недостатки планетарных передач:

- необходимость более высокой точности изготовления;
- большое число деталей и сложность сборки.

Конструкция и описание редуктора.

Редуктор имеет две ступени и собран в корпусе, состоящем из основания 1, промежуточной диафрагмы 2 и крышки 3 (рисунок 6.3). Ведущим элементом в каждой ступени является солнечное колесо, а ведомым – водило. Солнечное колесо 4 первой ступени устанавливается непосредственно на валу электродвигателя и зацепляется с сателлитом 5 первой ступени, установленным на водиле 6 консольно. С целью обеспечения равномерности распределения нагрузки между сателлитами водило 6 выполнено плавающим (с возможностью самоустановки) и фиксируется в осевом направлении с помощью запрессованных в его торцах шариков 7, один из которых взаимодействует со вставкой 8, а другой – с торцем ведущего колеса 4. Сателлиты 5, кроме ведущего колеса 4, зацепляются с коронным колесом 9 внутреннего зацепления. На водиле 6 закреплено солнечное колесо 10 второй ступени, зацепляющееся с сателлитом 11, смонтированными на водиле 12. Водило 12 смонтировано в корпусе на двух подшипниках 13 и 14 качения, один из которых (14) установлен в основании 1 корпуса, а другой (13) в промежуточной диафрагме 2. Сателлиты 11 зацепляются с коронным коле-

сом 15 внутреннего зацепления. Коронные колеса 9 и 15 зафиксированы от вращения с помощью шлицевых пластин 16 и 17, закрепленных на диафрагме 2 и зацепляющихся с зубьями неподвижных колес 9 и 15. Места выхода из корпуса редуктора ведущего колеса 4 и водила 12 уплотнены манжетами 18 и 19.

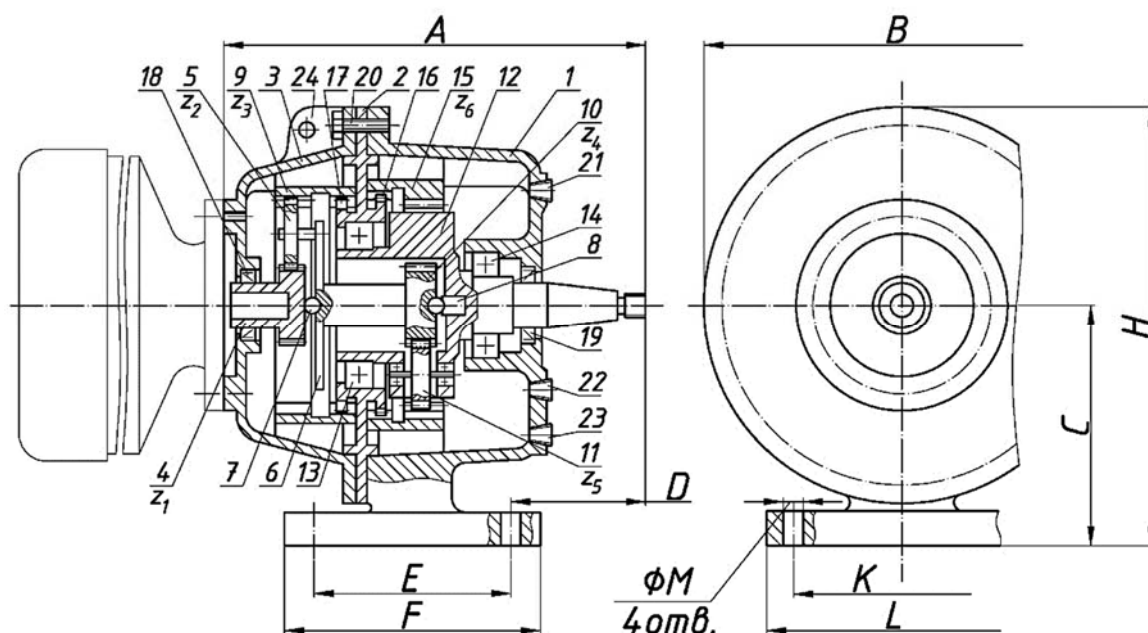


Рисунок 6.3 – Планетарный двухступенчатый редуктор

Сборка и разборка редуктора осуществляются в осевом направлении, при этом диафрагма и крышка крепятся к основанию корпуса болтами 20.

Масло заливается в корпус редуктора через отверстие, закрытое пробкой 21, а сливается через отверстие, закрытое пробкой 23. Уровень масла контролируется с помощью пробки 22.

Для строповки редуктора при его перемещениях служит проушина 24.

Порядок выполнения работы.

1 Разобрать редуктор.

Отвернуть болты 20 и снять крышку 3 корпуса редуктора. Вынуть зубчатое колесо 4, водило 6 с сателлитом 5, зубчатым колесом 10 и зубчатое колесо 9. Отсоединить диафрагму 2 и вынуть водило 12 с сателлитом 11, а также зубчатое колесо 15. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

Примечание – Подшипники и зубчатые колеса с валов и осей не снимать.

2 Подсчитать числа зубьев зубчатых колес $z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6$.

3 Определить передаточные отношения i_{ah}^b ступеней редуктора по формуле $i_{ah}^b = 1 + (z_b/z_a)$. Числа зубьев z_a и z_b идентифицировать в соответствии с рисунками 6.1 и 6.3.

4 Определить основной нормальный шаг как разность значений двух длин общих нормалей, охватывающих числа зубьев зубчатого колеса, отличающиеся

на единицу (рисунок 6.4). Длину общей нормали измерять штангенциркулем с точностью 0,1 мм.

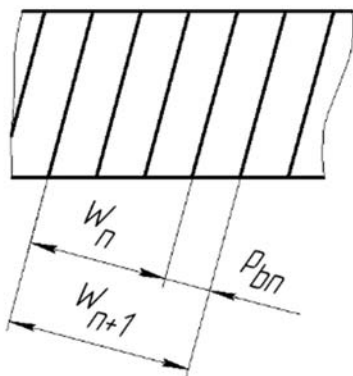


Рисунок 6.4 – Схема измерения длин общих нормалей

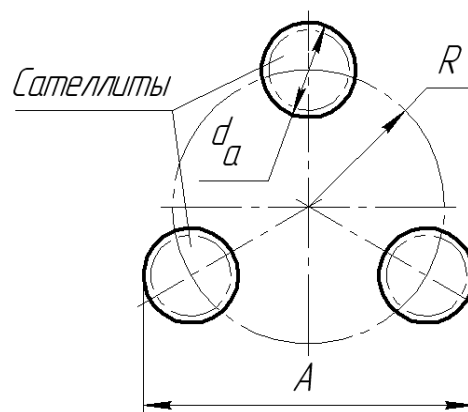


Рисунок 6.5 – Определение радиуса водила

Число зубьев n , охватываемых общей нормалью, зависит от числа зубьев зубчатого колеса и при числе зубьев $z = 26 \dots 36$ зубчатого колеса оно составляет $n = 3 \dots 5$. В зависимости от полученного значения основного нормального шага выбрать модуль m_n зацепления из таблицы 6.1.

Таблица 6.1 – Модули зацепления, соответствующие основному нормальному шагу

Окружный нормальный шаг p_{bn} , мм	3,5...3,8	3,9...4,2	4,3...4,7	5,0...5,4
Модуль зацепления m_n , мм	1,25	1,375	1,5	1,75

5 Замерить диаметры d_a вершин зубьев зубчатых колес.

6 Замерить размеры A и определить радиусы водила (рисунок 6.5) обеих ступеней редуктора по формуле

$$R = \frac{A - d_a}{2 \cdot \cos 30^\circ}.$$

7 Определить угол β наклона зубьев зубчатых колес:

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2R}.$$

8 Определить коэффициенты смещения инструмента для зубчатых колес по формуле

$$x = \frac{d_a}{2m_n} - \frac{z}{2 \cos \beta} - 1.$$

9 Определить делительные диаметры зубчатых колес по формуле

$$d = d_a \pm 2m_n.$$

10 Определить начальные диаметры зубчатых колес по формуле

$$d = m_n \left(\frac{z}{\cos\beta} + 2x \right).$$

11 Результаты замеров и подсчетов занести в таблицу 6.2.

Таблица 6.2 – Размеры зубчатых колес и параметры зубчатых передач редуктора

Размеры и параметры зубчатых колес и передач	Значение величин	
	Быстроходная передача	Тихоходная передача
Числа зубьев зубчатых колёс: солнечных сателлитов коронных		
Модуль зацепления m_n		
Передаточное отношение		
Диаметры выступов зубчатых колес: солнечных сателлитов коронных		
Делительные диаметры зубчатых колес: солнечных сателлитов коронных		
Радиус водила R		
Угол наклона линии зуба β		
Ширина зубчатых колес b_w		
Коэффициент ширины колеса Ψ_{bd}		
Коэффициент смещения инстру- мента x зубчатых колес: солнечных сателлитов коронных		

Отчет должен включать.

- 1 Титульный лист.
- 2 Кинематическую, схему редуктора с обозначениями зубчатых колес.
- 3 Таблицу размеров зубчатых колес и параметров зубчатых передач.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Назовите основные элементы планетарного редуктора и их назначение.
- 2 Из каких элементов состоят планетарные передачи, входящие в редуктор?
- 3 Как определить передаточное отношение редуктора?
- 4 Как определить модуль зацепления в I и II ступенях редуктора?
- 5 Как определить угол наклона зубьев зубчатых колес?
- 6 Как определить радиус водила?
- 7 Как осуществляется контроль наличия и смена масла в редукторе?
- 8 Укажите на редукторе присоединительные элементы и поверхности.
- 9 Как осуществляется строповка при транспортировке редуктора?

7 Лабораторная работа № 7. Изучение конструкций подшипников качения

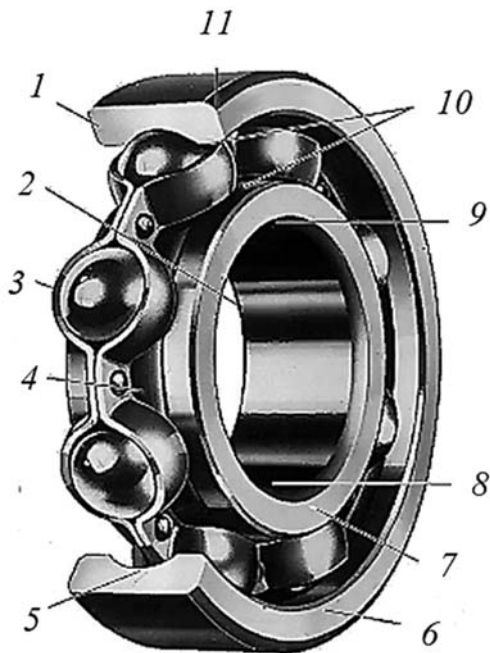


Рисунок 7.1 – Подшипник качения

Цель работы: изучить классификацию, конструкции и условные обозначения основных типов подшипников качения.

Классификация подшипников качения.

Подшипники качения (рисунок 7.1) представляют собой готовый узел, основными структурными и конструктивными элементами которого являются: 1 – наружное кольцо (применяется также термин обойма); 2 – внутреннее кольцо; 3 – сепаратор (стальной или латунный), разделяющий и направляющий тела качения; 4 – дорожка качения на внутреннем кольце; 5 – дорожка качения на наружном кольце; 6 – лицевая сторона наружного кольца; 7 – лицевая сторона внутреннего кольца; 8, 9 – посадочная поверхность внутреннего кольца; 10 – тела качения (шарики); 11 – фаска на наружном кольце.

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам: направлению действия воспринимаемых нагрузок, форме тел качения, конструктивным особенностям и числу рядов тел качения.

По направлению действия воспринимаемой нагрузки различают:

- радиальные подшипники, воспринимающие только радиальную нагрузку (роlikоподшипники с цилиндрическими роликами) или предназначенные для радиальной, но способные воспринимать и осевую нагрузку (шарикоподшипники однорядные, шарико- и роlikоподшипники двухрядные сферические);
- упорные подшипники, предназначенные для восприятия только осевых

нагрузок;

– радиально-упорные подшипники, предназначенные для восприятия комбинированных, т. е. радиальных и осевых нагрузок, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка.

По форме тел качения подшипники делятся на шариковые (тела качения – шарики) и роликовые (тела качения – ролики).

По способности самоустанавливаться подшипники делятся на самоустанавливающиеся (сферические) и несамоустанавливающиеся (все остальные).

По числу рядов тел качения подшипники подразделяются на однорядные и многорядные (двух-, трех-, четырехрядные и т. д.).

Краткая характеристика основных типов подшипников качения.

На рисунке 7.2 приведены основные типы шариковых подшипников.

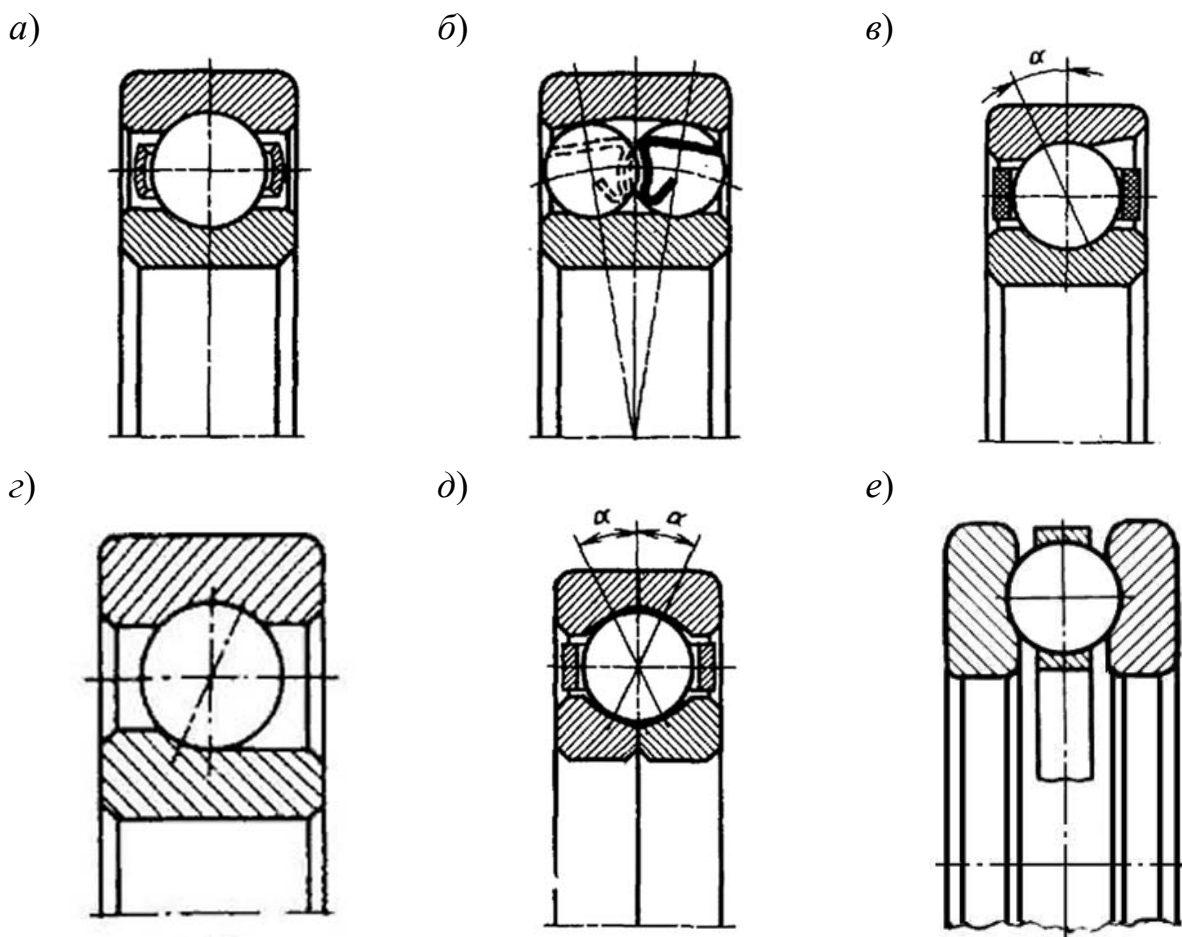


Рисунок 7.2 – Основные типы шарикоподшипников

Шарикоподшипник радиальный однорядный (см. рисунок 7.2, а) воспринимает радиальную нагрузку и осевую в обе стороны, не превышающую 70 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки (т. е. разности между допустимой в данных условиях и действующей радиальными нагрузками). Является одним из наиболее распространенных и дешевых подшипников качения. Эти подшипники, по сравнению с другими подшипниками качения, работают с минимальными потерями на трение и, следовательно, допускают наибольшие частоты

вращения. Соосность посадочных мест под шарикоподшипники должна быть выдержана в таких пределах, чтобы перекос наружных колец относительно внутренних не превышал $10' \dots 15'$ даже при увеличенном радиальном зазоре в подшипнике. Характеризуется сравнительно малой радиальной и осевой жесткостью, поэтому не рекомендуется для применения в узлах, требующих точной фиксации валов.

Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферический (самоустанавливающийся) (см. рисунок 7.2, б) воспринимает радиальную нагрузку, одновременно может воспринимать двустороннюю осевую нагрузку, которая не должна превышать 20 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Дорожка качения на наружном кольце обработана по сфере, что обеспечивает нормальную работу подшипника даже при значительном ($2^\circ \dots 3^\circ$) перекосе внутреннего кольца относительно наружного. Допустимый угол перекоса, образовавшийся в результате прогиба вала под действием нагрузки или вследствие технологических неточностей обработки и монтажа, ограничивается условием сохранения контакта всех шариков с рабочей поверхностью дорожки качения наружного кольца. Применяется в узлах, в которых не может быть обеспечена надлежащая соосность отверстий корпусов.

Шарикоподшипники радиально-упорные (см. рисунок 7.2, в) предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок. Способность воспринимать осевую нагрузку определяется величиной угла контакта α , представляющего собой угол между плоскостью центров шариков и прямой, проходящей через центр шарика и точку касания шарика с дорожкой качения. С увеличением угла контакта осевая грузоподъемность возрастает за счет уменьшения радиальной. Скос на одном кольце позволяет разместить в подшипнике большее число шариков.

В подшипниках со скосом на наружном кольце сепаратор центрируется по двухбортовому внутреннему кольцу, а со скосом на внутреннем кольце – по двухбортовому наружному кольцу. В последнем случае достигаются более высокие скоростные характеристики. Эти подшипники устанавливают на жестких двухопорных валах с небольшим расстоянием между опорами, а также в узлах, где требуется регулирование зазора в подшипниках при монтаже или в процессе эксплуатации. По скоростным характеристикам радиально-упорные подшипники не уступают радиальным однорядным. Увеличение угла контакта несколько снижает допускаемые пределы скоростей вращения.

Модификацией однорядных радиально-упорных шарикоподшипников являются *подшипники с 4-точечным контактом* (см. рисунок 7.2, д), имеющие угол контакта 35° . Профили дорожек качения образованы двумя дугами со смещенными центрами. Шарик касается колец в четырех точках. Подшипники могут воспринимать радиальную, а также двустороннюю осевую нагрузку, которая не должна превышать 150 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Внутреннее кольцо – разъемное, в связи с чем монтаж деталей можно осуществлять раздельно. У подшипников серии Q разъемным является наружное кольцо. Подшипники данной серии очень чувствительны к перекосу, приводящему к возникновению шума и снижению срока службы. Подшипники применяют в опорах с жесткой двусторонней осевой фиксацией, а также для восприятия чисто осевой

нагрузки, когда подшипники других типов не подходят по скоростным или нагрузочным характеристикам и нежелательно регулирование зазора в подшипнике в процессе эксплуатации.

Шарикоподшипники упорные (см. рисунок 7.2, д) предназначены для восприятия осевых нагрузок. Допускают значительно меньшие окружные скорости по сравнению с другими типами шарикоподшипников, т.к. дорожки качения могут воспринимать лишь ограниченные центробежные нагрузки, возникающие при движении шариков. Подшипники имеют два кольца: одно – «тугое» – устанавливают на валу, а другое – «свободное» – в корпусе.

На рисунке 7.3 приведены основные типы роликовых подшипников.

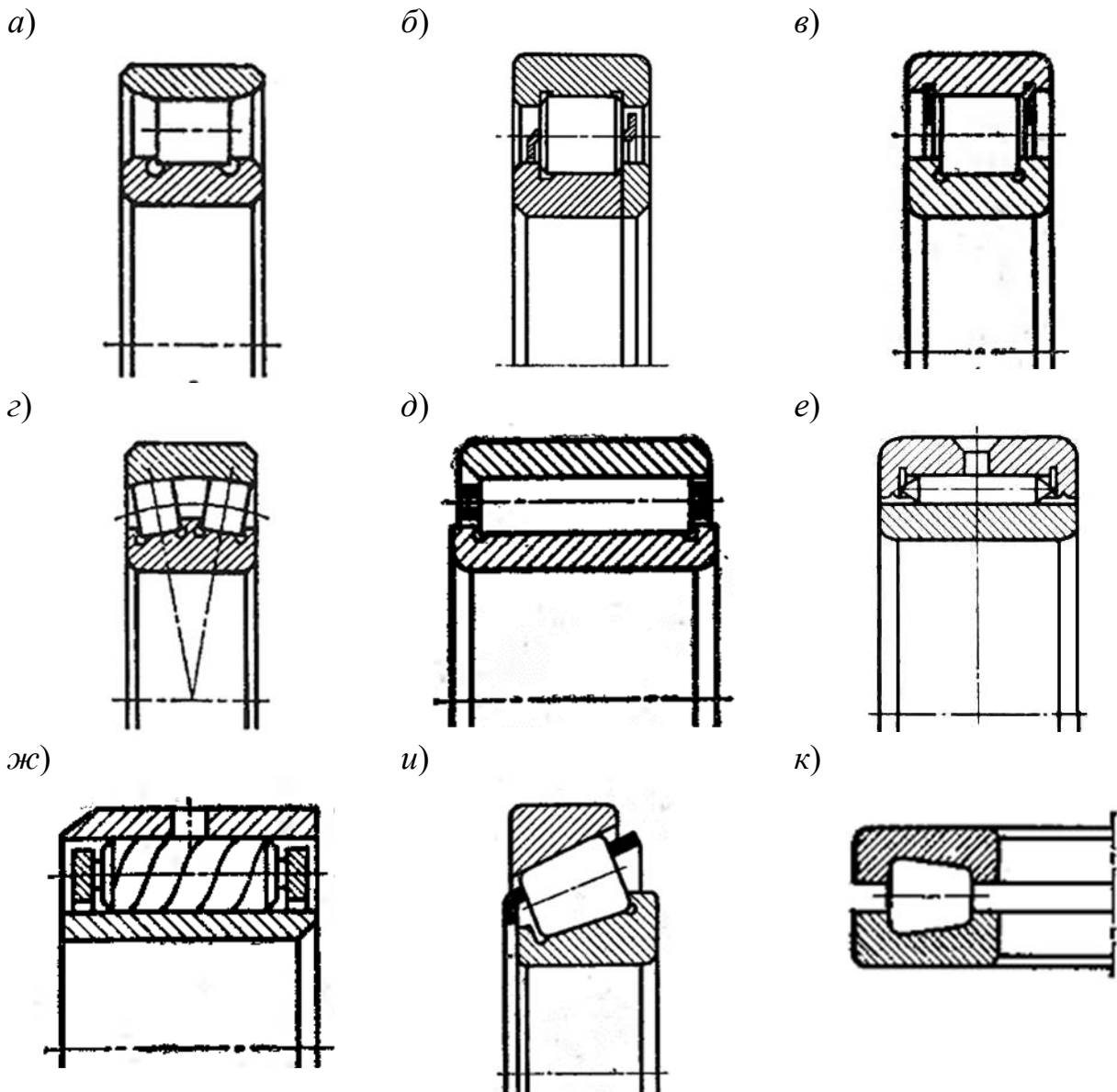


Рисунок 7.3 – Основные типы роликоподшипников

Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (см. рисунок 7.3, а) предназначены для восприятия радиальных нагрузок. Обла-

дают значительно большей радиальной грузоподъемностью по сравнению с равногабаритными радиальными однорядными шарикоподшипниками, но по скоростным характеристикам несколько уступают им. Подшипники с цилиндрическими роликами очень чувствительны к перекосам внутренних колец относительно наружных, т.к. при этом возникает концентрация напряжений у краев ролика. Для снижения этих напряжений подшипники некоторых типоразмеров имеют специальные модификации с выпуклыми (бомбинированными) роликами или дорожками качения. Подшипники разъемной конструкции основного типа (см. рисунок 7.3, а) могут воспринимать только радиальную нагрузку. легко разбираются в осевом направлении и допускают в процессе монтажа и эксплуатации двустороннее осевое перемещение внутреннего кольца относительно наружного, а потому удобны в случае больших температурных деформаций валов и при необходимости осевой самоустановки валов, например, валов, несущих шевронные зубчатые колеса. Выполняются со штампованным (см. рисунок 7.3, б) или, при повышенных частотах вращения, с массивным (латунным) сепаратором. Кроме подшипников основного типа с бортами на внутреннем кольце, применяют подшипники с бортами на наружном кольце.

Подшипники разъемной конструкции по рисунку 7.3, б допускают одностороннее осевое перемещение внутреннего кольца относительно наружного только в процессе монтажа, до установки упорных колец (деталь справа). При этом можно осуществлять двустороннюю осевую фиксацию вала при незначительных осевых усилиях.

Бессепараторные подшипники неразъемной конструкции (с безбортовым наружным кольцом и двумя запорными шайбами) (см. рисунок 7.3, в) применяют в опорах с повышенной радиальной нагрузкой, т. е. там, где подшипники с сепараторами, имеющие меньшее число роликов, недостаточно грузоподъемны. По сравнению с подшипниками, имеющими сепараторы, допускают значительно меньшие частоты вращения вследствие трения между соприкасающимися роликами.

Роликоподшипники радиальные двухрядные сферические предназначены в основном для работы под радиальными нагрузками, но могут одновременно воспринимать и осевую нагрузку, действующую в обоих направлениях и не превышающую 25 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Могут работать и при чисто осевом усилии, однако в этом случае воспринимать нагрузку будет лишь один ряд роликов. Обладают значительно более высокой грузоподъемностью, чем равногабаритные сферические шарикоподшипники. Допустимые частоты вращения значительно ниже, чем у подшипников с короткими цилиндрическими роликами. Подшипники имеют два ряда бочкообразных роликов. Дорожка качения на наружном кольце отработана по сфере. Могут работать при значительном (порядка $2^\circ \dots 3^\circ$) перекоме оси внутреннего кольца относительно оси наружного. Угол перекоса, образовавшийся в результате прогиба вала под действием нагрузки или вследствие технологических неточностей обработки и сборки деталей узла, ограничивается условием сохранения контакта всех роликов обоих рядов со сферической поверхностью дорожки качения наружного

кольца. Область применения: тяжелонагруженные многоопорные валы; двухопорные валы, подверженные значительным прогибам под действием внешних нагрузок (в частности, валы с нагрузкой на консоли).

Роликоподшипники радиальные с длинными цилиндрическими роликами (см. рисунок 7.3, д) предназначены для восприятия радиальных нагрузок. Их выпускают как с бортами на кольцах, так и без бортов. В последних осевое перемещение сепаратора с роликами обычно ограничивается торцовыми поверхностями сопрягаемых с подшипником элементов вала и корпуса. Осевое перемещение вала подшипниками не ограничивается. Перекос внутреннего кольца относительно наружного кольца недопустим, т. к. при этом нарушается линейный контакт роликов с дорожками качения. Могут не иметь одного или двух колец.

Роликоподшипники радиальные игольчатые (см. рисунок 7.3, е) предназначены для восприятия только радиальных нагрузок. Они обладают относительно меньшими габаритными размерами в радиальном направлении по сравнению с подшипниками других типов при одинаковых с ними диаметрах отверстия и грузоподъемности. Монтаж внутреннего и наружного колец с комплектом роликов (игл) обычно производят раздельно. На наружном кольце предусмотрены отверстия для подачи смазки к иглам. Осевое перемещение вала игольчатыми подшипниками не ограничивается. Перекос внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца недопустим, т. к. это ведет к нарушению линейного контакта игл с дорожками качения.

Роликоподшипники радиальные с витыми роликами (см. рисунок 7.3, ж) предназначены для восприятия радиальных нагрузок; лучше, чем подшипники других типов, воспринимают радиальные нагрузки ударного характера. Подшипники разборного типа: каждое из колец, а также комплект роликов с сепаратором можно монтировать раздельно. По сравнению с подшипниками со сплошными длинными цилиндрическими роликами обладают пониженной жесткостью и увеличенным радиальным зазором; менее чувствительны к загрязнению узла; в наружных кольцах обычно предусмотрены отверстия для подачи смазки к роликам; не ограничивают осевые перемещения вала. Осевое перемещение сепараторов с роликами относительно колец обычно ограничивается торцовыми поверхностями сопрягаемых с подшипником элементов вала или корпуса. Перекос внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса) за счет упругой деформации витых роликов ведет к некоторому снижению долговечности подшипника. Область применения – опоры со средними по величине радиальными нагрузками ударного характера, с пониженной точностью вращения (вследствие упругой деформации роликов). В ответственных узлах не применяются.

Роликоподшипники радиально-упорные конические (см. рисунок 7.3, и) предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых нагрузок. Допустимые окружные скорости значительно ниже, чем у подшипников с короткими цилиндрическими роликами. Способность к восприятию осевой нагрузки определяется углом конусности наружного кольца (углом контакта). С увеличением угла конусности осевая грузоподъемность возрастает за счет уменьшения радиальной. Перекос вала относительно оси корпуса недопустим.

Допускают отдельный монтаж колец, а также регулирование осевой игры и радиального зазора как при установке, так и в процессе эксплуатации. Можно устанавливать с предварительным натягом, который создается при монтаже пары подшипников в одной опоре.

Роликоподшипники упорные (см. рисунок 7.3, к) предназначены для восприятия осевых нагрузок. Эти подшипники обладают более высокой грузоподъемностью по сравнению с аналогичными подшипниками, но имеют значительно меньшую допустимую частоту вращения. Вершины конусов роликов сходятся в одной точке на оси подшипника. Борты с внешней стороны колец служат для восприятия центробежных сил, возникающих при движении роликов, и радиальных составляющих от осевой нагрузки на подшипник.

Практический расчет (подбор) подшипников качения.

При выборе подшипника учитывают величину и направление действующей нагрузки; характер нагрузки (постоянная, переменная, ударная); частоту вращения подшипника; требуемый срок службы (долговечность); требования к подшипнику, определяемые конструктивными особенностями механизма (самоустанавливание при перекосах опор или прогибах вала, посадка, способ монтажа, регулирования радиального зазора и осевой игры, необходимость обеспечения осевого смещения при температурных колебаниях и т. д.).

Обычно при выборе подшипника сначала устанавливают его тип, а затем требуемую динамическую грузоподъемность при действующих нагрузках и заданной долговечности. Однако часто по конструктивным соображениям определяют типоразмер подшипника, а затем его номинальную долговечность в данных условиях эксплуатации.

Различают подбор подшипников по динамической грузоподъемности для предупреждения усталостного разрушения (выкрашивание), по статической грузоподъемности для предупреждения остаточных деформаций.

Динамическая грузоподъемность: для радиального или радиально-упорного подшипника – постоянная радиальная нагрузка, которую группа идентичных подшипников (с неподвижным наружным кольцом) сможет выдержать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн оборотов внутреннего кольца; для упорно-радиального или упорного подшипника – постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников сможет выдержать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн оборотов одного из колец.

Статическая грузоподъемность – радиальная статическая нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников (или центральная осевая статическая нагрузка для упорных и упорно-радиальных подшипников), вызывающая в наиболее нагруженной точке контакта тела качения с дорожкой качения общую остаточную деформацию, равную 0,0001 диаметра тела качения.

Условные обозначения подшипников качения (маркировка).

Маркировка подшипников состоит из их условного обозначения в соответствии с ГОСТ 3189–89 и условного обозначения предприятия-изготовителя.

Маркировку в зависимости от применяемого технологического процесса наносят на любые поверхности подшипника, кроме поверхностей качения.

Маркирование проводят любым способом, не вызывающим коррозии подшипников. При маркировании собранных подшипников электрографическим способом ток не должен проходить через тела качения.

ГОСТ 3189–89 устанавливает систему условных обозначений подшипников (рисунок 7.4) и распространяется на шариковые и роликовые подшипники (кроме подшипников по ГОСТ 4060 и ГОСТ 24310).



Рисунок 7.4 – Условные обозначения подшипников качения

В соответствии со стандартом подшипники имеют цифровое условное обозначение. Две первые цифры, считая справа налево, обозначают диаметр отверстия подшипника. Для диаметров от 20 до 495 мм эти цифры соответствуют внутреннему диаметру, деленному на 5.

Третья и седьмая цифры справа обозначают серию подшипника. Седьмая цифра – серия по ширине, третья цифра – серия наружных диаметров: особо легкая – 1, легкая – 2, средняя – 3, тяжелая – 4 и т. д.

Четвертая цифра справа – тип подшипника, например, шариковый радиальный однорядный – 0 (не указывается), радиальный сферический – 1, с короткими роликами – 2, роликовый сферический – 3, радиальный с длинными роликами – 4, радиально-упорный шариковый – 6, роликовый конический – 7 и т. д.

Пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные особенности подшипника. Цифры 6, 5, 4 и 2, стоящие через тире перед условным обозначением, определяют его класс точности.

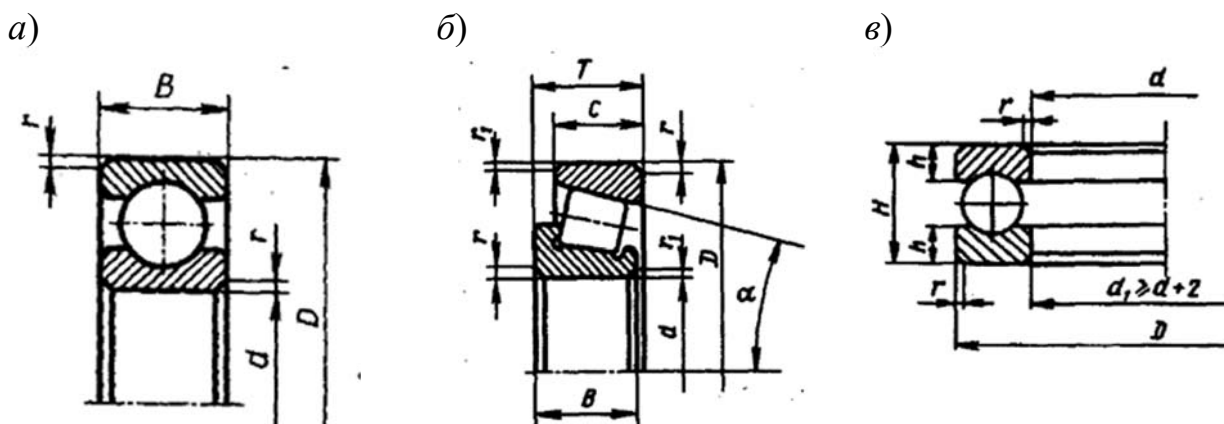
Порядок выполнения работы.

1 Изучить конструкцию и условные обозначения основных типов подшипников качения.

2 На выданных преподавателем образцах подшипников выполнить необходимые замеры габаритных размеров в соответствии с рисунком 7.5.

3 Выполнить эскизы подшипников с простановкой габаритных и установочных размеров.

4 Записать условное обозначение каждого подшипника, произвести его расшифровку.



a – шариковый радиальный однорядный; *б* – роликовый радиально-упорный конический; *в* – шариковый упорный

Рисунок 7.5 – Подшипники качения (эскизы) с необходимыми размерами

Отчет должен включать.

- 1 Цель работы.
- 2 Эскизы выданных преподавателем подшипников с указанием габаритных размеров.
- 3 Расшифровку записанных обозначения подшипника;
- 4 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Из каких основных деталей состоит подшипник качения?
- 2 Какие типы подшипников воспринимают радиальную нагрузку?
- 3 Какие типы подшипников воспринимают осевую нагрузку?
- 4 Какие подшипники воспринимают радиальную и осевую нагрузку?
- 5 Какие подшипники относятся к самоустанавливающимся?
- 6 Какие подшипники относятся к несамоустанавливающимся?
- 7 Какова структура условного обозначения подшипников качения?
- 8 Какие бывают серии подшипников качения?
- 9 Какие бывают классы точности подшипников качения?

8 Лабораторная работа № 8. Уплотнения подшипниковых узлов

Цель работы: изучить виды, конструкции и систему условных обозначений наиболее распространенных уплотнений.

Виды и конструкции уплотнений.

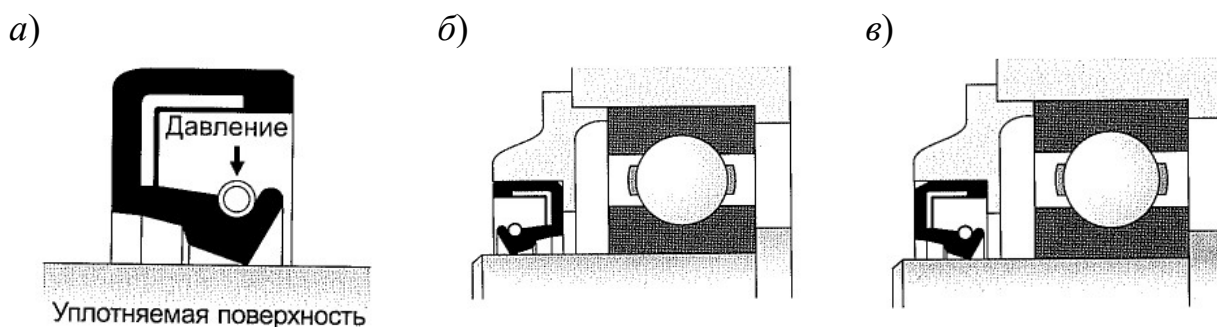
Уплотнения предназначены для защиты подшипников от загрязнения и влаги. Кроме того, они предотвращают утечку смазочного материала. Правильный выбор уплотнения определяет работоспособность подшипникового узла в целом. При выборе уплотнения учитываются:

- вид применяемого смазочного материала (жидкий или пластичный) и его физико-химические свойства;
- окружная скорость кромки уплотнения относительно сопряжённой поверхности, свойства сопряженной поверхности (твёрдость, шероховатость);
- рабочая температура подшипникового узла;
- расположение вала (горизонтальное или вертикальное);
- возможные перекосы и биение вала;
- состояние окружающей среды;
- конструктивные особенности подшипникового узла и установленных в нём подшипников;
- особенности обслуживания подшипникового узла и др.

Условно уплотнения разделяются на два вида: бесконтактные и контактные уплотнения. Действие контактных уплотнений основано на непосредственном давлении кромки уплотнения на уплотняемую поверхность. Уплотнительный эффект бесконтактных уплотнений определяется действием узких зазоров между вращающейся и неподвижной частью подшипникового узла и достигается с помощью центробежных сил, гидродинамических явлений и т. д.

Контактные уплотнения (сальники, V-образные кольца, резинометаллические манжеты, разрезные пружинные кольца, торцовые уплотнения и др.) требуют соответствующей обработки уплотняемой поверхности, смазывания кромки уплотнения; регулирования нагрузки на поверхностях контакта; рационального подбора материала поверхностей трения; правильного монтажа. Бесконтактные уплотнения (щелевые уплотнения, отгонные резьбы, гребешковые уплотнения, отражательные диски, ловушки разнообразных типов, лабиринтные уплотнения) практически не изнашиваются и срок их службы неограничен. Они особенно пригодны для работы при высоких скоростях и температурах.

Резинометаллические радиальные манжетные уплотнения (манжеты) с нажимной пружиной (рисунок 8.1, а) получили наибольшее распространение при уплотнении подшипниковых узлов, смазываемых жидким маслом, и перепадах давления 0,05...0,15 МПа. Для обеспечения постоянного контакта кромки манжеты с уплотняемой поверхностью браслетная пружина создает дополнительную радиальную нагрузку при установке манжеты на вал.



а – принцип действия; *б* – установка манжеты для защиты подшипника от попадания частиц грязи извне; *в* – монтаж уплотнения для предотвращения вытекания смазки из корпуса

Рисунок 8.1 – Резинометаллическая манжета

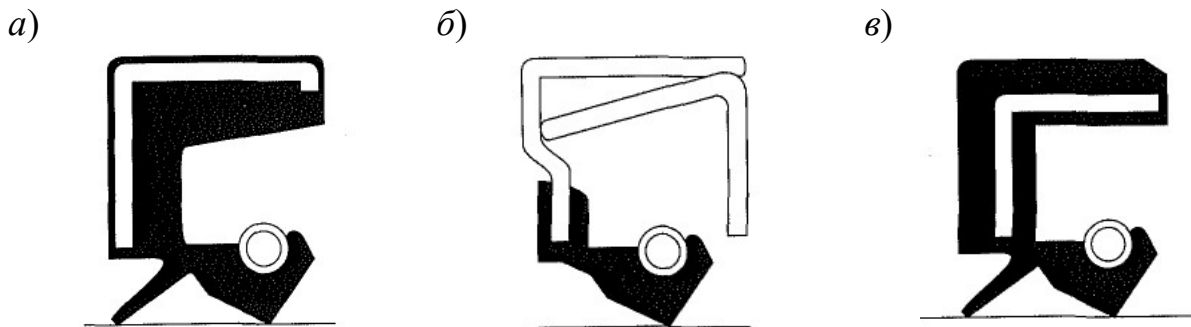
Манжеты являются самостоятельной конструкцией, пригодной для непосредственной установки в корпус. Если основным назначением уплотнения является защита подшипника от попадания частиц грязи извне, то уплотнение устанавливается в корпус кромкой наружу (рисунок 8.2, *б*).

Если же основным назначением является предотвращение вытекания смазки из корпуса, то уплотнение монтируется кромкой вовнутрь (рисунок 8.2, *в*).

Возможности манжетных уплотнений ограничены свойствами эластичных материалов, определяемых температурным диапазоном применения; устойчивостью к старению; износостойкостью; совместимостью со средами; а также конструкцией кромок уплотнения, условиями кромоочного смазывания, состоянием сопряжённых поверхностей и другими специфическими факторами эксплуатации. В настоящее время получили наибольшее распространение манжеты на основе бутадиен-нитрильного каучука; силиконового каучука; фторкаучука; фторопласта. Бутадиен-нитрильный каучук в силу относительной дешевизны и приемлемого комплекса технических свойств является наиболее применяемым и универсальным материалом для уплотнений. Допускает кратковременную работу кромок всухую. Диапазон рабочих температур от $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$; при кратковременном повышении температуры – до $+120\text{ }^{\circ}\text{C}$. Силиконовый каучук имеет расширенный диапазон рабочих температур (от $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+160\text{ }^{\circ}\text{C}$) и отличается способностью адсорбировать смазку, уменьшая трение. Он малоустойчив к окисляемым маслам и воздействию некоторых антизадирных присадок. Уплотнения из этого материала не могут работать без смазки и в условиях абразивного загрязнения. Фторкаучук характеризуется высокой температурной и химической стойкостью. Устойчив к старению и воздействию озона, малогазопроницаем. Рабочий диапазон температур от $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Фторкаучук устойчив к воздействию минеральных кислот, но несовместим с эфирами. Благодаря высокому уровню основных эксплуатационных свойств имеет широкое применение. Недостатком фторкаучука является выделение токсичных газов при нагреве до температуры свыше $+300\text{ }^{\circ}\text{C}$. Фторопласт – термопластичный полимер, химическая и температурная устойчивость которого значительно превосходит описанные выше материалы уплотнений. Диапазон рабочих температур

от $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+260\text{ }^{\circ}\text{C}$. Особым свойством фторопласта является его высокое электрическое сопротивление, что позволяет ему обеспечивать электроизоляцию. Фторопласт имеет скользкую, устойчивую к загрязнениям поверхность и обеспечивает низкий (0,05) коэффициент трения. Уплотнения из этого материала могут работать всухую. Перегрев фторопласта приводит к тем же последствиям, что и перегрев фторкаучуков. Имеет ограниченное применение в качестве материала уплотнений для экстремальных условий эксплуатации подшипниковых узлов.

Манжетные уплотнения могут иметь дополнительные кромки, так называемые «пыльники», предохраняющие от проникновения твёрдых абразивных частиц (рисунок 8.2, *а*).



а – манжета с пыльником; *б* – манжета с наружной металлической поверхностью; *в* – манжета с посадочной поверхностью из эластичного материала

Рисунок 8.2 – Модификации резинометаллических манжет

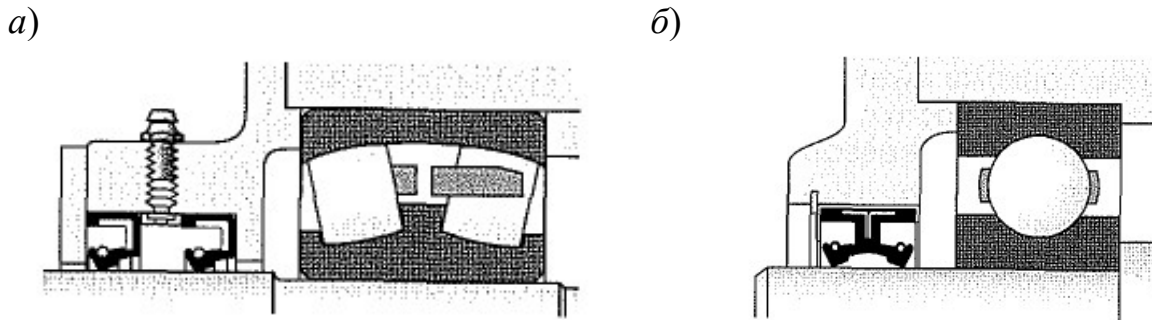
Для тяжёлых условий работы применяются манжеты с более высокой радиальной жёсткостью за счёт дополнительного опорного кольца (см. рисунок 8.2, *б*).

Достоинством манжетных уплотнений с наружной металлической поверхностью является простота монтажа и хорошее центрирование. Недостаток – сложность обеспечения герметичной посадки в корпус. Герметичность посадки в корпус обеспечивает применение манжеты с посадочной поверхностью из эластичного материала (см. рисунок 8.2, *в*).

Повышение эффективности уплотнений достигается установкой уплотнений по схеме «тандем» (рисунок 8.3, *а*).

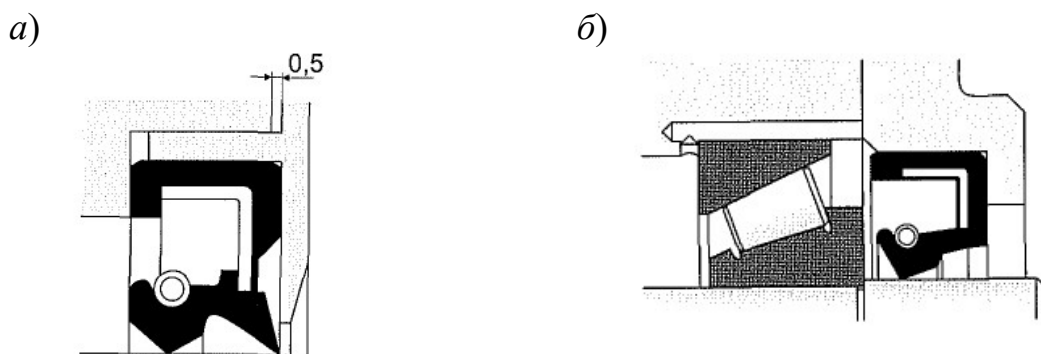
Для одновременной защиты от попадания частиц грязи извне и удержания смазочного материала, либо в случае разделения двух сред устанавливают направленные в разные стороны уплотнения или, в целях экономии пространства, сдвоенные манжеты с противоположно направленными кромками (рисунок 8.3, *б*).

Чтобы манжета не впрессовывалась из корпуса от воздействия различных вибрационных нагрузок, её фиксируют в осевом направлении (рисунок 8.4, *а*).



a – схема установки манжет «тандем»; *б* – установка сдвоенной манжеты с разнонаправленными кромками

Рисунок 8.3 – Парная установка манжет



a – фиксация манжеты в осевом направлении; *б* – маслоотводящий канал в конструкции подшипниковой опоры

Рисунок 8.4 – Конструктивные особенности уплотнительных узлов

Некоторые типы подшипников качения, например, радиально-упорные шарикоподшипники, конические роликоподшипники, упорные сферические роликоподшипники, а также зубчатые колёса реализуют насосный эффект, который в зависимости от конструкции узла приводит либо к недостатку, либо к избытку смазочного материала на кромке манжеты. В таких случаях на стадии конструирования принимают меры по подводу либо отводу от уплотнения смазочного материала путём выполнения маслоотводящих каналов (рисунок 8.4, *б*), маслоотражательных колец и др.

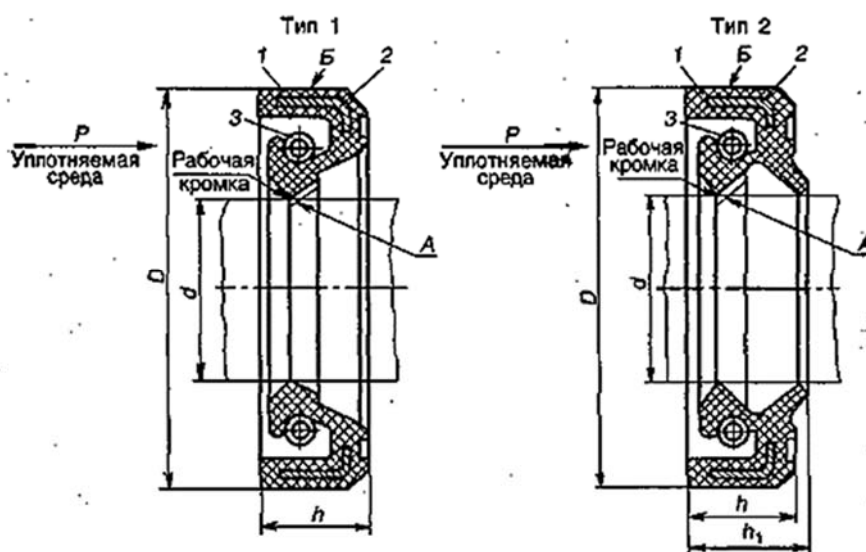
Для сохранения работоспособности манжетных уплотнений всех типов существуют общие требования. Если окружная скорость на уплотняемой поверхности превышает 4 м/с, то поверхность должна быть шлифованной, при скоростях больше 8 м/с – упрочнённой (HRC 45, не менее), при скоростях более 15 м/с твёрдость поверхности должна быть не менее 55 HRC и шероховатость не более Ra 0,63. Чтобы избежать насосного действия от шлифовальных рисок, рекомендуется шлифовка поверхности с поперечной подачей (врезанием). Следует отметить, что слишком малая шероховатость (менее Ra 0,2) может привести к масляному голоданию и перегреву уплотняющей кромки. Поверхность вала не должна

иметь повреждений любого вида: вмятин, царапин, трещин, ржавчины или наволакивания. Заплечики валов должны иметь фаски, галтели, отверстия корпусов – пологие фаски.

Несоосность вала и корпуса приводит к неравномерному распределению нагрузки на кромках, что снижает эффективность уплотнений. Опасность большого биения, в особенности при высоких частотах вращения, заключается в том, что кромки манжетного уплотнения, вследствие собственной инерции и демпфирования, становятся неспособными следовать за сопряжённой поверхностью вала, что приводит к утечке смазочного материала.

Порядок выполнения работы.

1 На выданных преподавателем образцах манжет выполнить необходимые замеры размеров в соответствии с рисунком 8.5.



1 – резина; 2 – каркас; 3 – пружина; А и Б – рабочая и установочная поверхности

Рисунок 8.5 – Резиновые армированные манжеты для валов (по ГОСТ 8752–79 в ред. 1991 г.)

2 Выполнить эскизы уплотнений с простановкой габаритных и установочных размеров.

3 Записать условное обозначение каждой манжеты, произвести его расшифровку.

Отчет должен включать.

1 Титульный лист.

2 Эскизы манжет с проставленными габаритными и установочными размерами и краткой характеристикой каждой манжеты.

3 Условное обозначение каждой манжеты и его расшифровку.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего предназначены уплотнения?
- 2 Какие факторы учитываются при выборе уплотнений?
- 3 Назовите виды уплотнений.
- 4 Объясните действие контактных уплотнений.
- 5 Назовите основные контактные уплотнения.
- 6 Какие требования предъявляются при установке контактных уплотнений?
- 7 Когда применяют резинометаллические манжеты?
- 8 Из каких элементов состоит резинометаллическая манжета? Назначение этих элементов.
- 9 Какие материалы применяют для выполнения упругих элементов манжет?
- 10 Назовите схемы установки резинометаллических манжет в зависимости от их назначения.
- 11 Назовите основные конструкции резинометаллических манжет.
- 12 Объясните причины парной (сдвоенной) установки манжет.
- 13 Какие факторы влияют на сохранение работоспособности манжетных уплотнений?

Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для академического бакалавриата / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 15-е изд., перераб. – Москва: Юрайт, 2018. – 408 с.
- 2 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для студентов вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 12-е изд., стер. – Москва: Академия, 2009. – 496 с.: ил.
- 3 Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления: справочное пособие / И. А. Болотовский [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1974. – 160 с. : ил.
- 4 Метрология, стандартизация, сертификация / А. И. Аристов [и др.]. – Москва: Академия, 2008. – 384 с.
- 5 **Тайц, Б. А.** Точность и контроль зубчатых колес / Б. А. Тайц. – Москва: Машиностроение, 1975. – 396 с.
- 6 Планетарные передачи: справочник / Под ред. В. А. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. – Ленинград: Машиностроение, 1977. – 536 с.
- 7 **Решетов, Д. Н.** Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1989. – 496 с.
- 8 **Бейзельман, Р. Д.** Подшипники качения: справочник / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва, Машиностроение, 1975. – 572 с.

9 **Комиссар, А. Г.** Уплотнительные устройства опор качения: справочник / А. Г. Комиссар. – Москва : Машиностроение, 1980. – 192 с.: ил.

10 **Голубев, Г. А.** Контактные уплотнения вращающихся валов / Г. А. Голубев, Г. М. Кукин, Г. Е. Лазарев. – Москва: Машиностроение, 1976. – 264 с.: ил.