

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов специальности
1-53 01 05 «Автоматизированные электроприводы»
очной и заочной форм обучения*



Могилев 2023

УДК 621.81
ББК 34.44
ПЗ8

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «18» ноября 2022 г.,
протокол № 4

Составители: канд. техн. наук А. Е. Наumenко;
М. В. Дроздова

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. Н. Миронова

Методические рекомендации являются практическим руководством в работе студентов специальности 1-53 01 05 «Автоматизированные электроприводы» очной и заочной форм обучения при проведении лабораторных работ по дисциплине «Прикладная механика».

Учебно-методическое издание

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевнича

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, 2023

Содержание

Введение.....	4
Меры безопасности для обучающихся	5
1 Лабораторная работа № 1. Построение эвольвентных колес методом обкатки.....	6
2 Лабораторная работа № 2. Изучение резьбовых соединений	11
3 Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора.....	17
4 Лабораторная работа № 4. Изучение силовых факторов и напряжений в затянутом болте.	22
5 Лабораторная работа № 5. Изучение конструкции и определение параметров передач червячного редуктора	28
6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора.....	32
7 Лабораторная работа № 7. Изучение конструкций подшипников качения.....	37
8 Лабораторная работа № 8. Исследование дисковой фрикционной предохранительной муфты.....	43
Список литературы	47

Введение

Дисциплина «Прикладная механика» является курсом, дающим представление о конструкции, принципах действия и основах инженерных расчетов элементов машин и механизмов.

Целью методических рекомендаций является формирование у студентов практических навыков изучения конструкций, принципа работы, основных геометрических параметров объектов, изучаемых дисциплиной «Прикладная механика», а также порядок их анализа.

Методические рекомендации включают в себя теоретические сведения, порядок выполнения лабораторных работ, требования к отчету и контрольные вопросы для подготовки к защите лабораторных работ.

Каждая лабораторная работа должна быть защищена каждым студентом индивидуально. Защита лабораторных работ проводится путем ответа на вопросы, заданные преподавателем по теме лабораторной работы. В основном вопросы касаются теоретических сведений, порядка выполнения работы, анализа полученных результатов.

Меры безопасности для обучающихся

Меры безопасности:

- при проведении лабораторных работ обучающиеся работают с лабораторным оборудованием, элементы которого имеют сравнительно большую массу; при работе с оборудованием необходимо располагать его на столе в устойчивом положении во избежание падения;
- сборку и разборку механизмов проводить только в присутствии преподавателя в порядке, описанном в разделах «Порядок выполнения работы», и только с помощью специализированного инструмента;
- затягивать болты резьбовых соединения следует плавно, без рывков; при затяжке гайки не допускать перемещения по столу приспособления с испытуемым соединением;
- при установке индикаторов часового типа крепёжные винты сильно не зажимать;
- в лабораториях имеется электропитание от сети 220 В и 380 В; запрещается самовольно включать лабораторное оборудование, установленное в лаборатории, переключать тумблеры на этом оборудовании.

1 Лабораторная работа № 1. Построение эвольвентных колес методом обкатки

Цель работы: изучение геометрии эвольвентных колес, нарезаемых без смещения и с положительным смещением зубчатой рейки.

1.1 Теоретические сведения

Зубчатые колеса, применяемые в машиностроении, имеют эвольвентный профиль зуба.

Эвольвента (развертка) окружности есть кривая, центры кривизны которой лежат на окружности. Эвольвента окружности полностью определяет геометрию зуба.

Основные параметры эвольвентного колеса следующие (рисунок 1.1): число зубьев z ; окружность впадин диаметром d_f ; окружность вершин диаметром d_a ; основная окружность диаметром d_b ; делительная окружность диаметром d (делит зуб на две части: головку и ножку); высота головки зуба h_a ; высота ножки зуба h_f ; высота зуба $h = h_a + h_f$; толщина зуба S ; делительный шаг зубьев p ; модуль зубьев m (отношение делительного шага к числу π).

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (1.1)$$

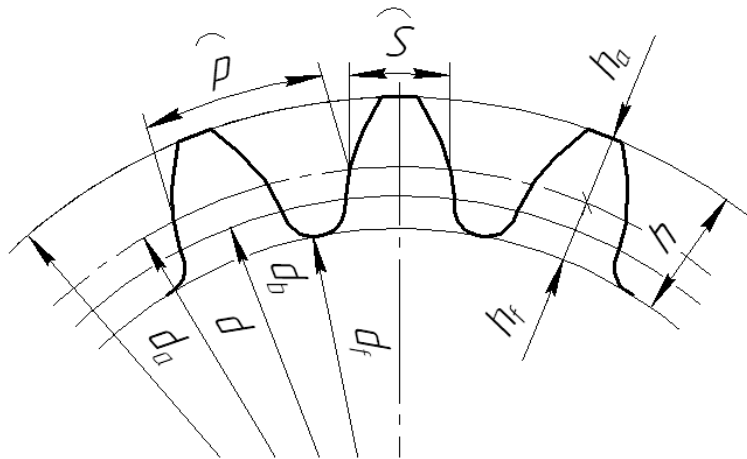


Рисунок 1.1 – Геометрические параметры эвольвентного зубчатого колеса

Модуль измеряется в миллиметрах и регламентирован ГОСТ 9563–74.

Предельной формой зубчатого колеса при числе зубьев $z = \infty$ является зубчатая рейка. Исходный контур рейки и его параметры по ГОСТ 13755–68 изображены на рисунке 1.2. Для рейки все окружности переходят в параллельные прямые, а эвольвентный профиль зуба – в прямую с углом наклона $\alpha = 20^\circ$.

Прямая CC называется *средней линией рейки*.

Основным способом изготовления зубчатых колес является способ обкатки. При этом способом инструментом служит червячная фреза, имеющая в про-

дольном сечении форму зубчатой рейки. Способ обкатки состоит в том, что при обработке инструмент и заготовка получает относительное движение такое же, как при зацеплении рейки (шестерни) с колесом. Способ обкатки позволяет изготовить одним и тем же инструментом колеса с любым числом зубьев, поэтому наиболее распространен.

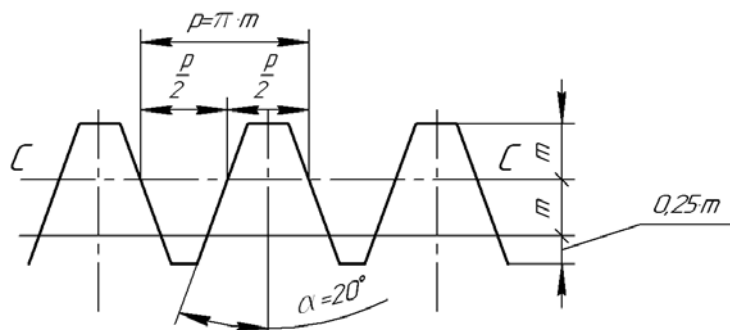


Рисунок 1.2 – Основные параметры профиля зуба зубчатой рейки

Для получения зубчатых передач меньших габаритов колеса должны иметь малые числа зубьев. Вместе с тем, в процессе изготовления колес с числами зубьев $z < 17$ часть зуба у основания срезается режущей кромкой инструмента. Подрез зуба ослабляет его ножку и уменьшает эвольвентную часть профиля. Поэтому для устранения подрезания зубьев выполняют корригирование (смещение).

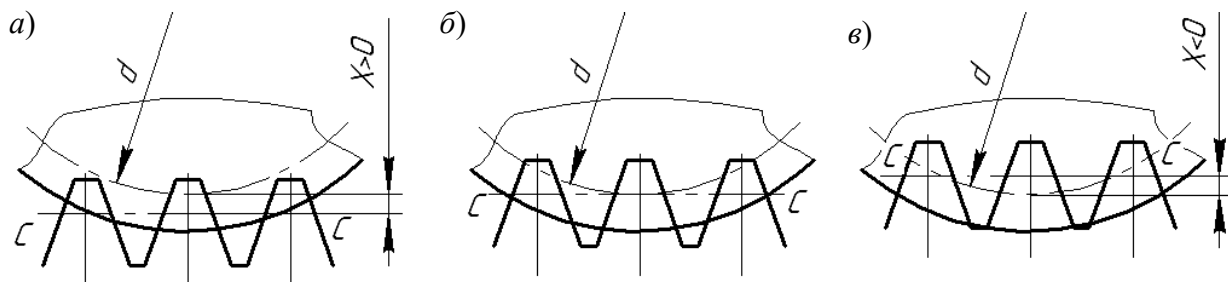
Смещением X (рисунок 1.3) называется расстояние между средней линией рейки CC и делительной окружностью:

$$X = x \cdot m, \quad (1.2)$$

где x – коэффициент смещения.

При нарезании колес средняя линия рейки CC может занимать три различные позиции по отношению к заготовке:

- 1) средняя линия CC катится без скольжения по делительной окружности $x = 0$ (рисунок 1.3, б);
- 2) средняя линия CC смещена от центра колеса $x > 0$ (рисунок 1.3, а);
- 3) средняя линия CC смещена к центру колеса $x < 0$ (рисунок 1.3, в).



а – положительное смещение; б – нулевое колесо; в – отрицательное смещение

Рисунок 1.3 – Схемы колес со смещением

Соответственно различают три вида колес: нулевые, положительные, отрицательные.

Смещение инструмента влияет на толщину зуба S и на соотношение высоты ножки и головки зуба. Поэтому этот прием применяется для усиления отдельных элементов колеса. В частности, при $x > 0$ ножка зуба становится короче и толще, а значит, прочнее.

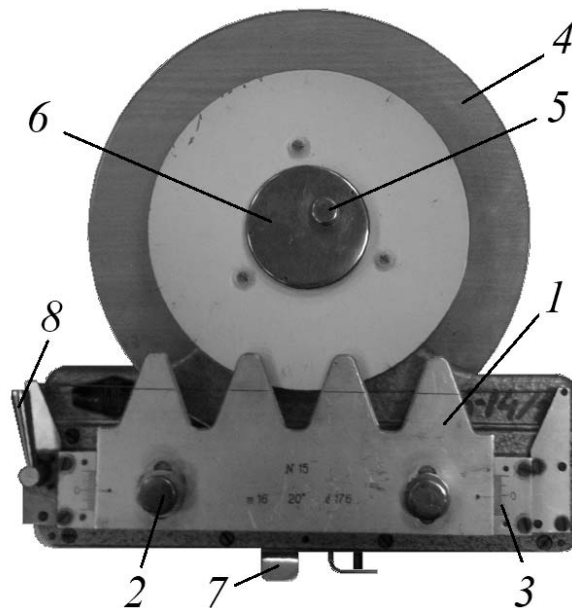
Зубчатые колеса с $z < 17$ проектируют только положительными. Минимальный коэффициент смещения инструмента рассчитывают из условия отсутствия подрезания по формуле

$$x = \frac{17 - z}{17}. \quad (1.3)$$

Максимальное смещение инструмента ограничено условием получения $S_a \geq 0,3 m$. В противном случае зуб может оказаться заостренным.

1.2 Порядок выполнения работы

Работа выполняется с использованием прибора ТММ-42 для вычерчивания профилей зубьев (рисунок 1.4), который имитирует процесс нарезания эвольвентных профилей смещенных и несмещенных колес по методу обкатки.



1 – рейка; 2 – винты; 3 – шкала; 4 – диск; 5 – винт; 6 – фланец прижимной; 7 – рычаг; 8 – рукоятка

Рисунок 1.4 – Прибор ТММ-42

На рейке 1 указаны ее модуль m , угол зацепления $\alpha = 20^\circ$ и делительный диаметр нарезаемого колеса d . Рейка с помощью винтов 2 устанавливается по шкале 3 в нулевое положение. При этом средняя линия CC рейки касается делительной окружности, при нарезании получают нулевое колесо. Освободив

винты 2, рейке можно дать нужный сдвиг относительно отметки «0» шкалы 3 и вычертить зубья смещенного колеса.

Заготовка нарезаемого колеса – бумажный круг крепится на диск 4 винтом 5 прижимного фланца 6.

Совместное движение рейки и диска осуществляется при помощи храповика, приводимого в движение от рычага 7. При нажатии рычага 7 рейка поедет влево на 4...5 мм, одновременно происходит поворот диска 4.

Работа выполняется в следующем порядке.

1 Вычислить размеры колес по формулам прилагаемой формы отчета (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Расчет размеров колеса

Наименование	Нулевое колесо	Смещенное колесо
	Расчетная формула, исходные значения и результат, мм	Расчетная формула, исходные значения и результат, мм
1 Число зубьев	$z = d / m =$	
2 Коэффициент смещения		$x = (17 - z) / 17 =$
3 Смещение рейки		$X = x \cdot m =$
4 Диаметр основной	$d_b = d \cdot \cos(\alpha) =$	
5 Диаметр вершин	$d_a = m \cdot (z + 2) =$	$d_a^x = m \cdot (z + 2) + 2 \cdot X =$
6 Диаметр впадин	$d_f = m \cdot (z - 2,5) =$	$d_f^x = m \cdot (z - 2,5) + 2 \cdot X =$
7 Шаг делительный	$p = \pi \cdot m =$	
8 Шаг основной	$p = \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha) =$	
9 Делительная окружная толщина зуба	$S = \pi \cdot m / 2 =$	$S^x = \pi \cdot m / 2 + 2 \cdot X \cdot \operatorname{tg}(\alpha) =$
10 Толщина S измеренная	$S =$	$S^x =$
11 Основная окружная толщина зуба	$S_b = d_b \cdot (S / d + \operatorname{inv}(\alpha)) =$	$S_b^x = d_b \cdot (S^x / d + \operatorname{inv}(\alpha)) =$
12 Толщина S _b измеренная	$S_b =$	$S_b^x =$
13 Толщина зуба по окружности вершин		$S_a^x \geq 0,3 \cdot m =$
14 Толщина S _a измеренная		$S_a^x =$

2 Закрепить бумажный круг на диске 4 прибора.

3 Установить рейку в нулевое положение – риска на рейке должна совпадать с нулевой отметкой шкалы. Перевести рейку в исходное крайнее правое положение, освободив рычаг 8.

4 Очертить зубья рейки остро заточенным карандашом.

5 Нажимом на рычаг 7 передвинуть рейку влево на один шаг и вновь очертить зубья рейки. Повторять операции до тех пор, пока рейка не дойдет влево до упора. На половине заготовки получится два-три хорошо очерченных зуба нулевого колеса.

6 Перевести рейку в исходное положение.

7 Освободив винты 2, отодвинуть рейку от оси заготовки на величину рассчитанного смещения (по шкалам) и вновь закрепить.

8 Вращением рукоятки δ влево до отказа освободить диск с бумажным кругом и повернуть его чистым полем к рейке. Рукоятку δ вернуть в правое положение.

9 Выполнить действия, указанные в пп. 4–5. В результате будет получен контур трех зубьев смещенного колеса.

10 Сняв бумажный круг, прочертить циркулем делительную и основную окружности и измерить по ним окружные толщины зубьев для обоих колес. Сравнить полученные величины с расчетными.

11 Провести на чертеже окружности вершин и впадин. Для нулевого и смещенного колес их размеры различны.

12 Проверить зуб колеса со смещением на заострение, замерив S_a^x .

13 Оформить отчет и приложить к нему бумажный круг с вычерченными профилями зубьев (рисунок 1.5).

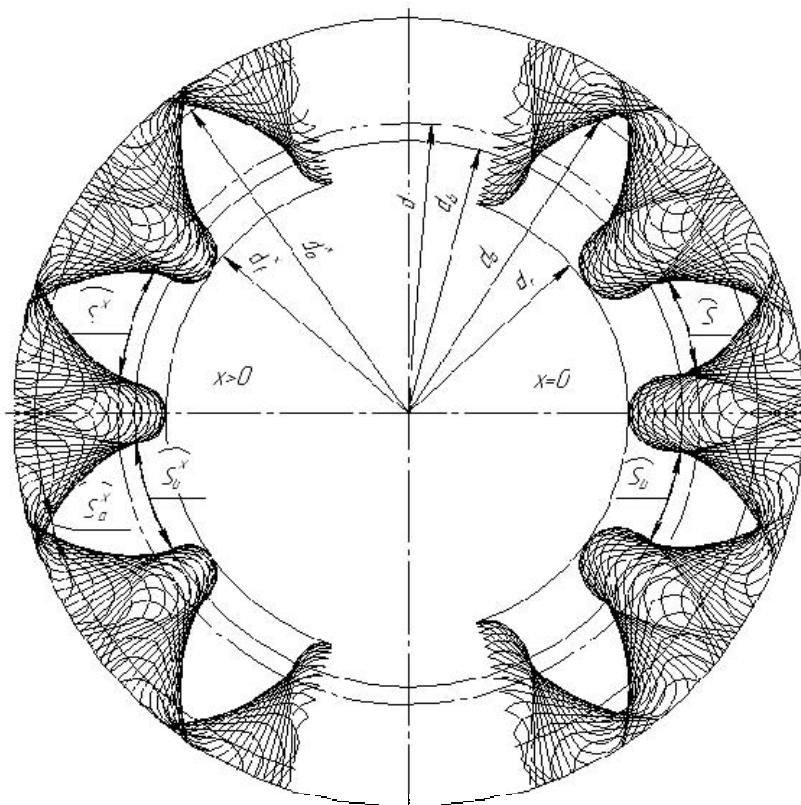


Рисунок 1.5 – Бумажный круг с вычерченными профилями зубьев

1.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Исходные параметры:

- модуль рейки $m =$ мм;
- угол профиля рейки $\alpha = 20^\circ$;
- диаметр делительный $d =$ мм.

- 2 Расчет размеров колес (см. таблицу 1.1).
- 3 Бумажный круг с вычерченными профилями зубьев (см. рисунок 1.5).

Контрольные вопросы

- 1 Что такое эвольвента и как она образуется?
- 2 Какие элементы эвольвентного колеса являются расчетными?
- 3 Что такое модуль?
- 4 Сколько модулей высота зуба исходного контура, шаг?
- 5 Что такое средняя линия рейки?
- 6 Что такое смещение?
- 7 Какое колесо называют нулевым, положительным, отрицательным?
- 8 Как рассчитать размеры нулевого колеса, если известны m и z ?
- 9 Как рассчитать минимальную величину смещения?
- 10 Почему требуется выполнять условие $S_a^x \geq 0,3 \cdot m$?

2 Лабораторная работа № 2. Изучение резьбовых соединений

Цель работы: ознакомление с основными типами резьбовых соединений: с конструктивными формами болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб; с основными способами стопорения резьбовых соединений.

2.1 Теоретические сведения

Резьбовые соединения предназначены для создания разъемного соединения нескольких деталей (соединения, позволяющего производить многократную сборку и разборку без разрушения соединяющих и соединяемых элементов).

Различают три вида резьбовых соединений:

- 1) *болтовое соединение* – соединение болтом или винтом с гайкой (рисунок 2.1, а);
- 2) *винтовое соединение* – соединение болтом или винтом, завернутым в резьбовое отверстие (рисунок 2.1, б);
- 3) *соединение шпилькой* (рисунок 2.1, в).

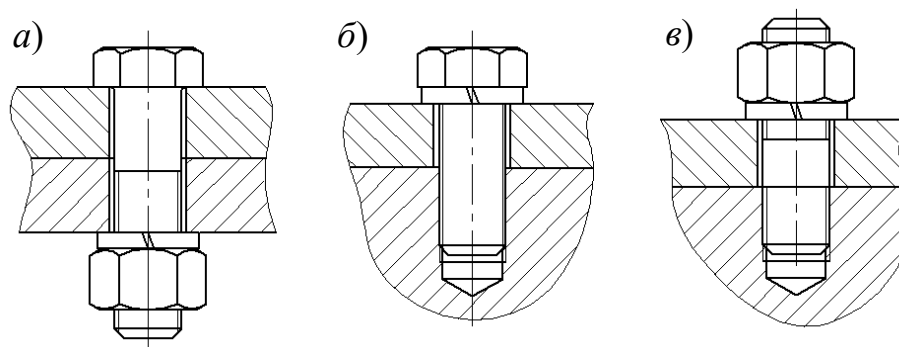
При выборе одного из этих трех вариантов учитывают прочность материала соединяемых деталей, частоту сборки и разборки деталей.

При многократной сборке и разборке во избежание повреждения резьбы в корпусной детали предпочтительно применять болтовое соединение и соединение шпилькой.

Для образования резьбовых соединений используют следующие детали: болты, шпильки, гайки, шайбы.

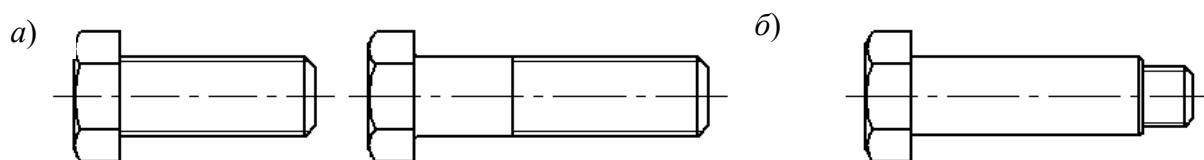
- 1 Конструктивные формы болтов.

По форме стержня болты изготавливают для постановки в отверстие с зазором (рисунок 2.2, *а*) и без зазора (рисунок 2.2, *б*).



а – болтовое соединение; *б* – винтовое соединение; *в* – соединение шпилькой

Рисунок 2.1 – Типы резьбовых соединений



а – болты для постановки в отверстие с зазором; *б* – болт для постановки в отверстие без зазора

Рисунок 2.2 – Конструктивные формы болтов

Болты, предназначенные для постановки в отверстие с зазором, выполняются нормальной или повышенной точности, диаметр стержня которого равен номинальному диаметру резьбы.

Болты нормальной точности широко применяются в общем машиностроении, в основном для скрепления деталей, нагруженных статически. Болты повышенной точности изготавливаются из более качественных сталей и применяются при больших вибрационных нагрузках в двигателестроении, станкостроении.

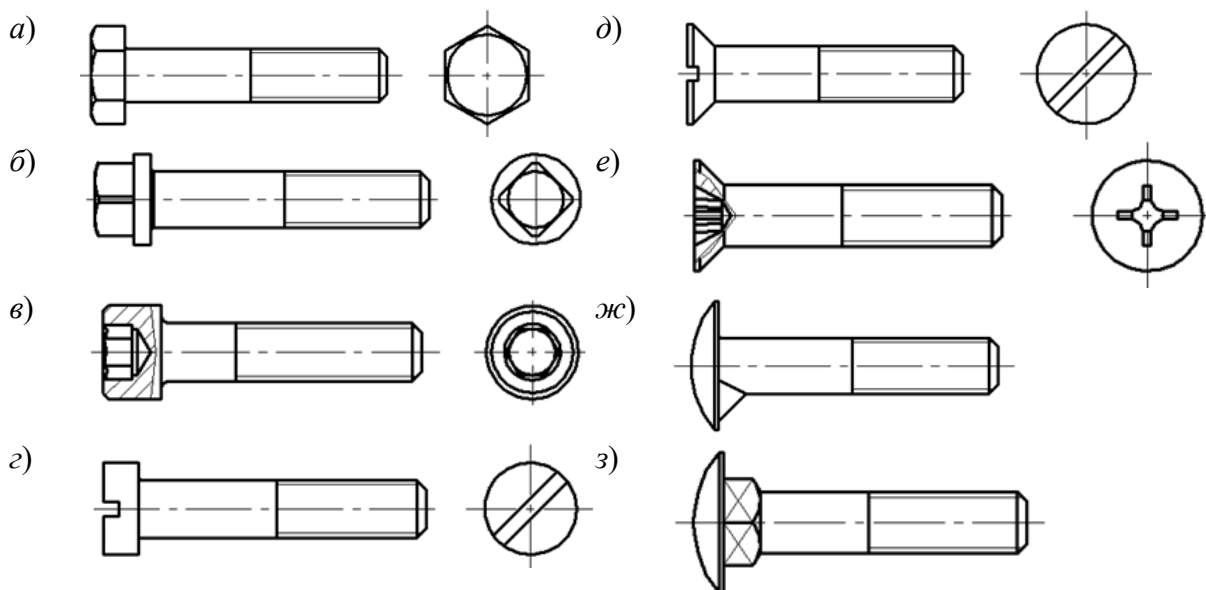
Болты, устанавливаемые в отверстия без зазора, применяются при больших поперечных (сдвигающих) нагрузках в целях уменьшения габаритов соединения. Такие болты одновременно могут выполнять функцию штифтов, фиксирующих относительное положение деталей.

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

- 1) захватываемые инструментом снаружи (рисунок 2.3, *а, б*);
- 2) захватываемые инструментом с торца (рисунок 2.3, *в–е*);
- 3) с головками, препятствующими повороту (рисунок 2.3, *ж–з*).

Наиболее распространены в машиностроении болты с шестигранной головкой (см. рисунок 2.3, *а*) как более надежные (по усилию затяжки) и более удобные в эксплуатации. Головки, захватываемые инструментом с торца (см. рисунок 2.3, *в–е*), можно утапливать в углублениях на деталях, что позволяет уменьшить размеры фланца, удобны с точки зрения внешнего вида и

удобства обтирки машин. Болты с головками, препятствующими повороту (см. рисунок 2.3, *ж-з*), применяют для соединений, где может возникнуть поворот стержня болта относительно соединяемых деталей.



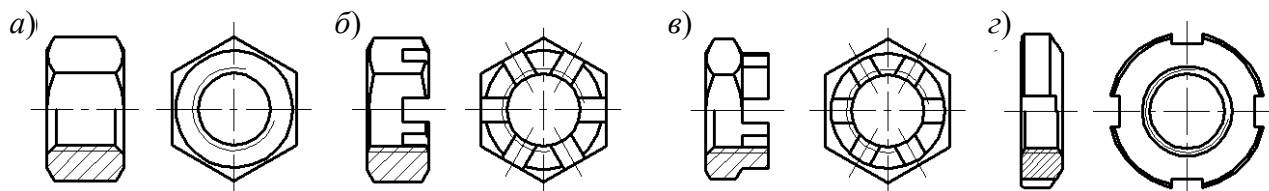
a – болты с шестигранной головкой; *б* – винты с квадратной головкой; *в* – винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ; *г* – винты с цилиндрической головкой со шлицем под обычную отвертку; *д* – винты с потайной головкой со шлицем под обычную отвертку; *е* – винты с потайной головкой с крестообразным шлицем; *ж* – болты с полукруглой головкой и усом; *з* – болты с полукруглой головкой и квадратным подголовком

Рисунок 2.3 – Конструктивные формы головок болтов

2 Конструктивные формы гаек.

Гайки различают по форме и по размерам.

Наиболее часто в машиностроении применяются гайки шестигранные с нормальным и уменьшенным размером под ключ, высокие и низкие (рисунок 2.4, *a*).



a – гайка шестигранная; *б* – гайка шестигранная прорезная; *в* – гайка корончатая; *г* – гайка круглая с прорезями под ключ

Рисунок 2.4 – Конструктивные формы гаек

Гайки прорезные (рисунок 2.4, *б*) и гайки корончатые (рисунок 2.4, *в*) с прорезью под шпильки применяются, когда необходимо обеспечить стопорение резьбового соединения.

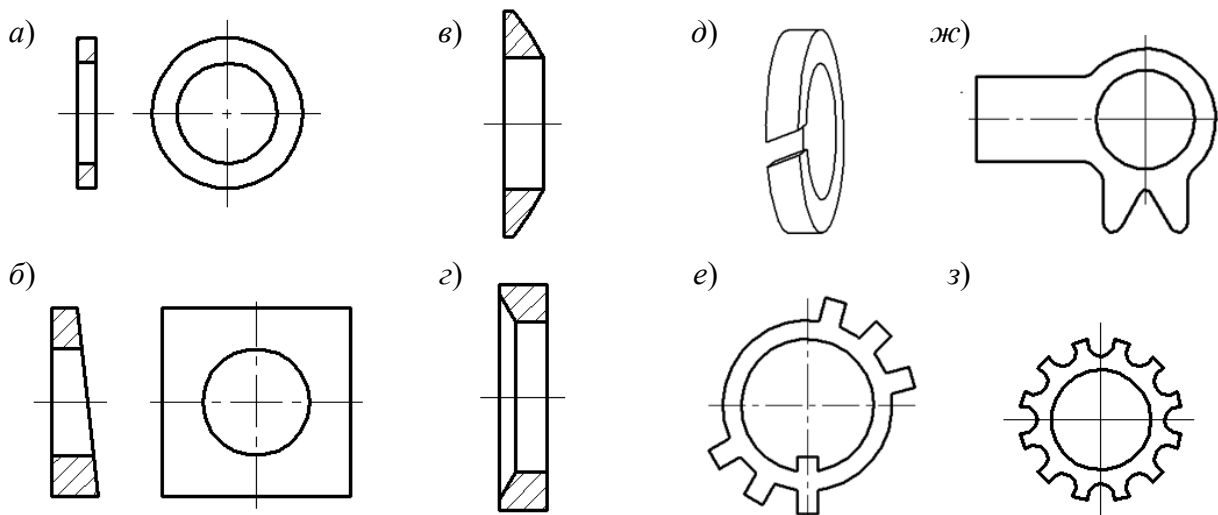
Гайки круглые с прорезями под ключ (рисунок 2.4, з) применяются в основном для закрепления деталей на валах.

3 Конструктивные формы шайб.

Все типы шайб можно разделить на две основные группы:

- 1) шайбы подкладные (рисунок 2.5, а–г);
- 2) шайбы стопорные (рисунок 2.5, д–з).

Шайба простая (рисунок 2.5, а) ставится под гайку или головку винта с целью предохранения чистых поверхностей деталей от повреждения при завинчивании гайки (винта) и уменьшения смятия деталей гайкой. *Шайбы косые* (см. рисунок 2.5, б) используются для устранения изгиба стержня болта при опоре гайки на полки прокатных профилей. *Шайба сферическая* (см. рисунок 2.5, в) в комплекте с *шайбой конической* (см. рисунок 2.5, г) обеспечивают самоустановку гаек (головок болтов), и поэтому осевая нагрузка распределяется строго по оси стержня болта.



а – простая; б – косая; в – сферическая; г – коническая; д – пружинная (шайба Гровера); е – многолапчатая; ж – шайба с лапкой; з – вырубная с наружными зубьями

Рисунок 2.5 – Конструктивные формы шайб

Шайбы пружинные (см. рисунок 2.5, д) и *шайбы стопорные вырубные с внутренними зубьями* (см. рисунок 2.5, з) применяют для стопорения гайки или головки винта относительно корпуса (предохранение резьбовых соединений от самоотвинчивания). *Шайбы стопорные многолапчатые* (см. рисунок 2.5, е) служат для закрепления круглых гаек (см. рисунок 2,4, г) относительно вала. Внутренний выступ входит в паз на валу, один из наружных выступов загибается в шлиц гайки. *Шайбы стопорные с лапкой* (см. рисунок 2.5, ж) применяют для закрепления гайки или головки винта относительно корпуса путем пластических деформаций: шайбу загибают на деталь и на грань гайки или головки винта.

4 Стопорение резьбовых соединений.

Стопорение резьбовых соединений – это предотвращение самоотвинчивания

элементов резьбового соединения, находящегося под действием внешних нагрузок.

В крепежных резьбах обеспечивается самоторможение резьбы (самоотвинчиванию препятствуют силы сцепления между деталями и опорными поверхностями гайки и головки болта). Однако самоторможение надежно реализуется только при статической нагрузке. При действии переменных (вибрационных и ударных) нагрузок, а также в результате температурных воздействий снижается коэффициент трения в резьбе и, следовательно, нарушается условие самоторможения, что приводит к самоотвинчиванию резьбовых соединений, которое может привести к разрушению соединений.

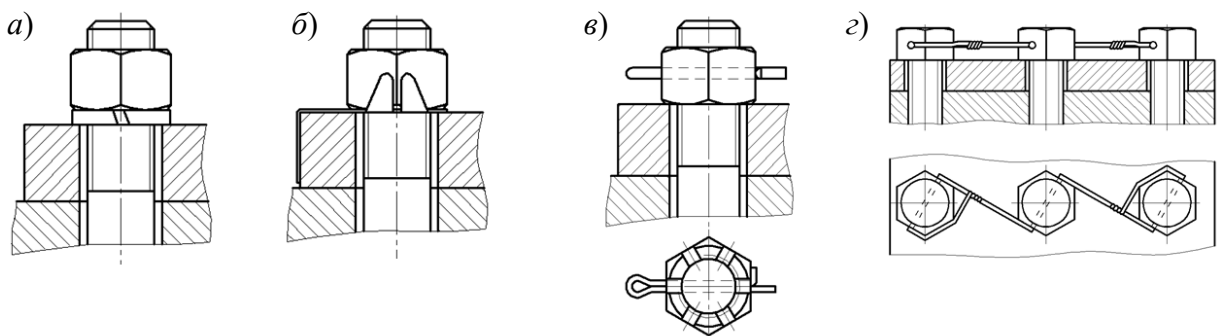
В технике применяют следующие основные способы стопорения резьбовых соединений:

– создание дополнительных сил трения на торце гайки или головке болта. Преимуществом стопорения дополнительными силами трения является возможность фиксировать детали в любом положении;

– стопорение специальными элементами. Такое стопорение обеспечивает жесткое соединение, создает надежность.

При стопорении дополнительными силами трения широко применяются пружинные шайбы (см. рисунки 2.5, *д* и 2.6, *а*), которые благодаря упругости и врезанию острых кромок в гайку и корпусную деталь противодействуют самоотвинчиванию. Аналогичный принцип положен в основу работы вырубных шайб с наружными зубьями (см. рисунок, 2.5, *з*).

Для стопорения специальными элементами применяют шайбы стопорные с лапкой (см. рисунки 2.5, *ж* и 2.6, *б*), шплинты (рисунок 2.6, *в*), проволоку (рисунок 2.6, *г*).



а – стопорение с помощью пружинной шайбы; *б* – стопорение шайбой с лапкой; *в* – стопорение шплинтом; *г* – стопорение проволокой

Рисунок 2.6 – Способы стопорения резьбовых соединений

5 Материалы резьбовых соединений и их обозначение.

Резьбовые детали (болты, винты, шпильки) изготавливаются из углеродистых и легированных сталей.

Выбор материала определяется особенностями работы, способом изготовления, требованиями, предъявляемыми к габаритам и массе.

Для стальных болтов, винтов и шпилек в зависимости от механических свойств материала установлено 12 классов прочности материалов, входящих в условные обозначения резьбовых деталей. Класс прочности обозначается двумя числами. Первое число, умноженное на 100, определяет величину минимального предела прочности σ_B в мегапаскалях, второе, деленное на 10, соответствует примерному значению σ_T / σ_B . Произведение чисел, умноженное на 10, определяет величину предела текучести σ_T в мегапаскалях.

Например, класс прочности 58 расшифровывается так:

$$\sigma_B = 5 \cdot 100 = 500 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{8}{10} = 0,8; \quad \sigma_T = 5 \cdot 8 \cdot 10 = 400 \text{ МПа}.$$

Для предохранения от коррозии поверхности деталей резьбовых соединений имеют антикоррозионные покрытия.

Пример условного обозначения болта представлен на рисунке 2.7.

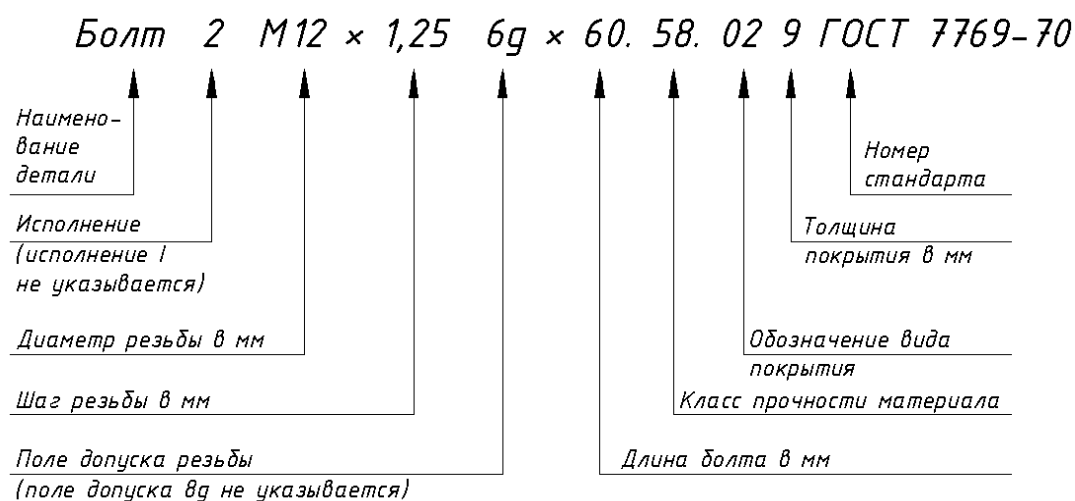


Рисунок 2.7 – Условное обозначение болта

2.2 Порядок выполнения работы

- 1 Изучить теоретические сведения.
- 2 Выполнить эскизы согласно подразд. 2.3.
- 3 Выполнить эскиз болта (винта), выданного преподавателем, определить его основные размеры и обозначить их на эскизе.
- 4 Записать условное обозначение для болта (винта), выданного преподавателем.

2.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее

- 1 Цель работы.
- 2 Эскиз резьбового соединения.

- 3 Эскиз гайки.
- 4 Эскиз шайбы подкладной и шайбы стопорной.
- 5 Эскиз способа стопорения резьбового соединения.
- 6 Эскиз болта (винта), выданного преподавателем.
- 7 Условное обозначение для болта (винта), выданного преподавателем.

Контрольные вопросы

- 1 Назовите виды резьбовых соединений.
- 2 Назовите конструктивные формы болтов и винтов.
- 3 Назовите типы гаек.
- 4 Назовите типы гаек подкладных. Для чего они используются?
- 5 Назовите типы гаек стопорных.
- 6 Что такое стопорение резьбовых соединений? В каких случаях стопорение необходимо обязательно применять?
- 7 Назовите способы стопорения резьбовых соединений.
- 8 Расшифруйте условные обозначения болта.

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

Цель работы: ознакомление с конструкцией биениемера; освоение приемов наладки прибора и отсчета отклонений; вычисление действительной величины радиального биения.

3.1 Теоретические сведения

Взаимозаменяемость зубчатых передач может быть обеспечена только при условии соблюдения допусков на погрешности зубчатых колес в процессе их изготовления и сборки. В зависимости от характера действия при работе зубчатых колес все погрешности отнесены к четырем группам и регламентированы согласно ГОСТ 1643–81 соответствующими нормами: кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев, бокового зазора между нерабочими поверхностями зубьев. Раздельное нормирование точности зубчатых передач позволяет учитывать различные требования к их точности в зависимости от условий эксплуатации. Так, для обеспечения нормальной работы делительных, планетарных, отсчетных передач наиболее существенное значение имеет соблюдение норм кинематической точности, т. е. ограничение погрешности угла поворота зубчатых колес в пределах одного оборота. Одним из дифференцированных показателей точности цилиндрических зубчатых колес по нормам кинематической точности по ГОСТ 1643–81 является радиальное биение зубчатого венца F_{rr} . Данный показатель нашел широкое применение в практике зубо-

обработки. Радиальное биение зубчатого венца совместно с другими показателями (колебание длины общей нормали и погрешности обката) входит в комплексы контролируемых параметров при оценке кинематической точности цилиндрических зубчатых колес от степени точности 3 до степени точности 8. Оценка же кинематической точности цилиндрических зубчатых колес 7 и 8 степеней точности с делительными диаметрами свыше 1600 до 6300 мм и колес 9...12 степеней точности при делительных диаметрах до 6300 мм проводится только по радиальному биению зубчатого венца.

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 3.1).

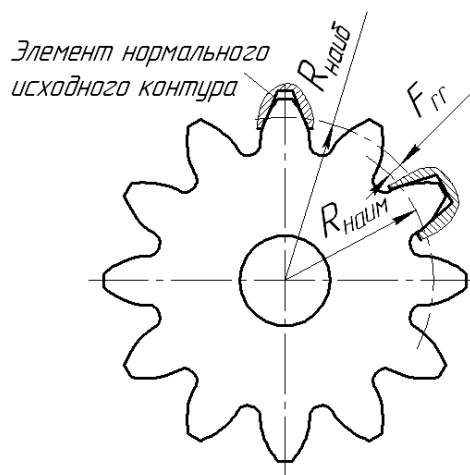
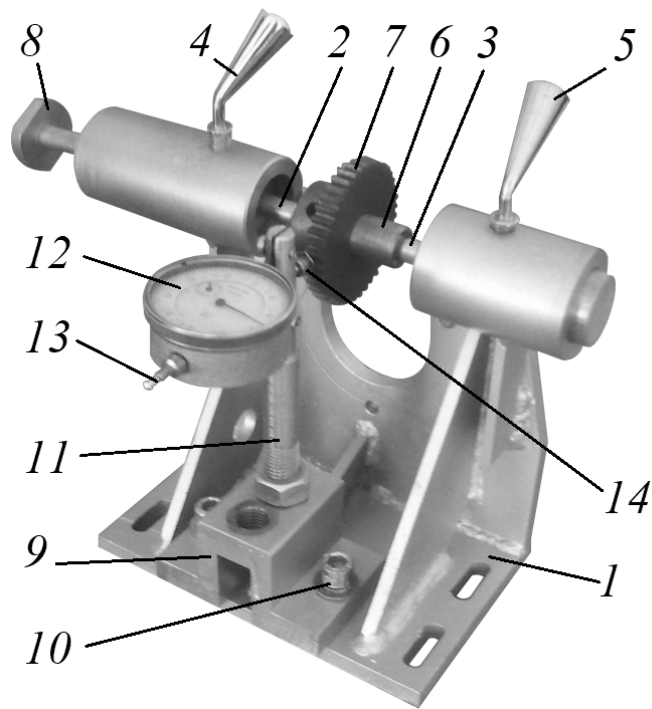


Рисунок 3.1 – Радиальное биение зубчатого венца

Причиной образования радиального биения зубчатого венца колес является несовпадение (эксцентриситет) осей базового отверстия и нарезанного венца, а также погрешность его формы.

3.2 Порядок выполнения работы

Работа выполняется с использованием биенимера (рисунок 3.2), который 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 пружиной центра 2. На основании 1 посредством призмы 9 и винтов 10 установлена измерительная стойка 11, клемма которой удерживает многооборотный индикатор часового типа 12, на торце измерительного стержня 13 которого закреплен измерительный наконечник 14.



1 – основание; 2, 3 – центры; 4, 5 – рукоятки; 6 – оправка; 7 – колесо; 8 – винт; 9 – призма; 10 – винт; 11 – стойка измерительная; 12 – индикатор часового типа; 13 – стержень измерительный; 14 – наконечник измерительный

Рисунок 3.2 – Биениемер

Работа выполняется в следующем порядке.

1 На торце измерительного стержня 13 (см. рисунок 3.2) индикатора часового типа 12 закрепляют измерительный наконечник 14, соответствующий модулю m проверяемого колеса 7.

2 Определяют модуль измеряемого зубчатого колеса по формуле

$$m = \frac{d_a}{z + 2}, \quad (3.1)$$

где d_a – диаметр окружности вершин зубьев проверяемого колеса 7 (измеряют штангенциркулем);

z – число зубьев проверяемого колеса.

Значение модуля m округляют 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 Определяют диаметр измеряемого зубчатого колеса по формуле

$$d = m \cdot z. \quad (3.2)$$

4 В центрах 2 и 3 устанавливают на оправке 6 проверяемое колесо 7.

5 Индикатор часового типа 12 перемещают в клемме измерительной стойки 11 до натяга в 1,5...2 мм, измерительный наконечник 14 стержня 13 устанавли-

ливают во впадины между зубьями колеса 7. Шкалу индикатора 12 устанавливают на «ноль».

6 Посредством стержня 13 измерительный наконечник 14 выводят из впадины между зубьями колеса 7. Колесо поворачивают так, чтобы следующая впадина находилась против измерительного наконечника. Измерительный наконечник 14 вводят в контакт с боковыми поверхностями зубьев колеса 7, снимают показания прибора и заносят таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты измерения радиального биения F_{rr}

В микрометрах

Номер впадины (зуба)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	...	n
F_{rr} , мкм											

7 Пп. 5 и 6 последовательно повторяют для каждой впадины зубчатого колеса. Все снятые показания индикатора заносятся в таблицу 3.1.

8 По результатам измерений в таблице 3.2 строят график изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса.

Таблица 3.2 – Параметры измеряемого колеса и результаты работы

Данные проверяемого зубчатого				
d_a , 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				

9 Определяют действительное значение радиального биения как разность между наибольшим и наименьшим показаниями индикатора. Сравнивая действительное значение радиального биения F_{rr} с допустимым F_r по ГОСТ 1643–81

(таблица 3.3), дают заключение о годности колеса по этому показателю.

Таблица 3.3 – Допуски на радиальное биение зубчатых венцов по ГОСТ 1643–81

В микрометрах

Степень точности	Модуль m , мм	Диаметр делительной окружности d , мм		
		Св. 32 до 50	Св. 50 до 125	Св. 125 до 280
7	Св. 0,5 до 1	26	33	45
	Св. 1 до 2	30	38	48
	Св. 2 до 3,55	32	40	50
8	Св. 0,5 до 1	34	41	52
	Св. 1 до 2	38	48	60
	Св. 2 до 3,55	40	50	63
9	Св. 0,5 до 1	45	52	71
	Св. 1 до 2	48	60	75
	Св. 2 до 3,55	50	63	80
10	Св. 0,5 до 1	55	66	83
	Св. 1 до 2	60	70	85
	Св. 2 до 3,55	63	75	100
11	Св. 0,5 до 1	–	–	–
	Св. 1 до 2	75	90	120
	Св. 2 до 3,55	80	95	125
12	Св. 0,5 до 1	–	–	–
	Св. 1 до 2	90	110	140
	Св. 2 до 3,55	95	120	150

10 Значения параметров z , d_a , m , d , степень точности колеса, допуск на радиальное биение F_r зубчатого венца по ГОСТ 1643–81 и заключение о годности колеса заносят в отчет (см. таблицу 3.2).

3.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

- 1 Цель работы.
- 2 Заполненные таблицы 3.1 и 3.2.

Контрольные вопросы

- 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?

4 Лабораторная работа № 4. Изучение силовых факторов и напряжений в затянутом болте

Цель работы: определение допустимой осевой силы затяжки болта; установление отношения осевой силы затяжки болта к силе, приложенной к стандартному ключу; оценка возрастания напряженного состояния резьбового участка болта от учета момента сил в резьбе.

4.1 Теоретические сведения

Если болт нагружен осевой силой F (рисунок 4.1), то для завинчивания гайки к ключу необходимо приложить момент $T_{зав}$, который уравнивается моментом T_T сил трения на опорном торце гайки и моментом T_P сил в резьбе, т. е.

$$T_{зав} = T_T + T_P. \quad (4.1)$$

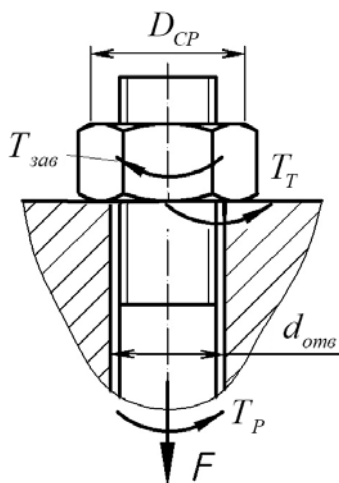


Рисунок 4.1 – Схема нагружения болтового соединения

При этом моменты T_T и T_P выражены следующими зависимостями:

$$T_T = \frac{F \cdot f \cdot D_{CP}}{2}, \quad (4.2)$$

где f – коэффициент трения на опорном торце гайки;
 D_{CP} – средний диаметр опорной поверхности гайки;

$$T_P = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \psi), \quad (4.3)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы;
 ψ – угол подъема винтовой линии резьбы;
 φ – угол трения в резьбе.

Средний диаметр опорной поверхности гайки

$$D_{CP} = \frac{D_1 + d_{ome}}{2}, \quad (4.4)$$

где D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки (размер гайки под ключ);

d_{ome} – диаметр отверстия в детали под болт.

Угол подъема винтовой линии резьбы

$$\psi = \arctg\left(\frac{n \cdot p}{\pi \cdot d_2}\right), \quad (4.5)$$

где n – число заходов резьбы;

p – шаг резьбы.

Угол трения в резьбе (для метрической резьбы)

$$\varphi = \arctg(1,155 \cdot f_p), \quad (4.6)$$

где f_p – коэффициент трения в резьбе.

После подстановки в уравнение (4.1) выражений (4.2), (4.3) и алгебраических преобразований зависимость между моментом, приложенным к гайке и осевой силой болта, имеет вид:

$$T_{зав} = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \left[\frac{D_{cp} \cdot f}{d_2} + \operatorname{tg}(\varphi + \psi) \right]. \quad (4.7)$$

Прочность болта определяют по эквивалентным напряжениям:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma], \quad (4.8)$$

где σ – напряжения растяжения резьбового участка болта от силы F его затяжки;

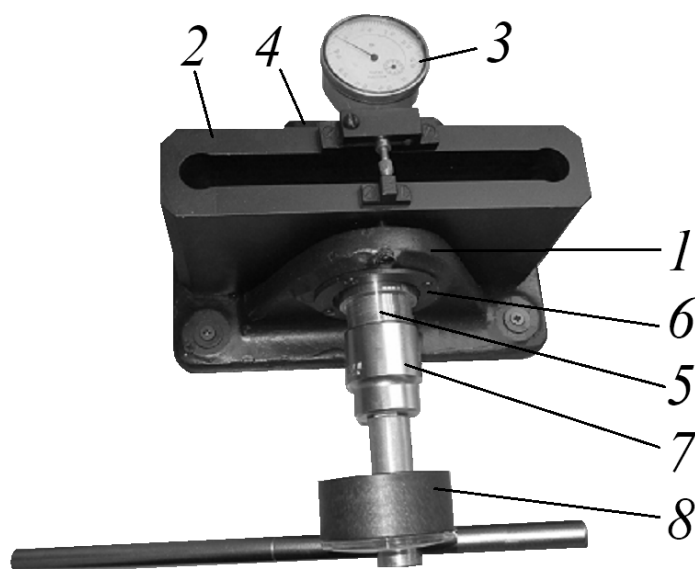
τ – напряжения кручения в стержне болта от момента завинчивания $T_{зав}$;

$[\sigma]$ – допускаемые напряжения.

4.2 Порядок выполнения работы

Работа выполняется с использованием лабораторной установки (рисунок 4.2). В корпусе 1 лабораторной установки закреплена посредством винтов динамометрическая пружина 2, деформация которой отсчитывается по индикатору 3, установленному на торце пружины. В соосных отверстиях корпуса 1 и динамометрической пружины 2 находится исследуемый болт, головка которого удерживается от вращения державкой 4, расположенной в пазу корпуса 1.

Навернутая на исследуемый болт гайка опирается на ступенчатую втулку 5, выполняющую роль плоской шайбы. При этом расположение ступенчатой втулки 5 на исследуемом болте может быть двояким. Она может располагаться в отверстии упорного подшипника 6, упираясь торцом тонкой ступени в стенку корпуса 1, или за пределами отверстия упорного подшипника 6, опираясь на торец его кольца торцом толстой ступени. На навинченную на исследуемый болт гайку надета накидная головка 7, соединенная четырехгранником с динамометрическим ключом 8, позволяющим производить затяжку гайки с определенной величиной момента, указанного стрелкой на циферблате его измерительной головки.



1 – корпус; 2 – пружина динамометрическая; 3 – индикатор часового типа; 4 – державка; 5 – втулка ступенчатая; 6 – подшипник упорный; 7 – головка накидная; 8 – ключ динамометрический

Рисунок 4.2 – Лабораторная установка

1 Получить у преподавателя исследуемый болт с гайкой, динамометрический ключ с накидными головками, измерительный инструмент.

2 Измерить наружный диаметр d и шаг p резьбы болта. Результаты измерений уточнить у преподавателя или по таблице 4.1, после чего занести их в таблицу 4.2. В эту же таблицу необходимо записать значения внутреннего d_1 и среднего d_2 диаметров резьбы, взяв их из таблицы 4.1.

Таблица 4.1 – Величины параметров резьбы болта

Тип резьбы болта	Шаг резьбы p , мм	Диаметр резьбы		
		наружный d , мм	внутренний d_1 , мм	средний d_2 , мм
M16	2	16	13,546	14,701
M20	2,5	20	16,933	18,376

Таблица 4.2 – Размеры и расчетные параметры болта

Параметр резьбы болта	Наружный диаметр d , мм	
	Шаг p , мм	
	Внутренний диаметр d_1 , мм	
	Средний диаметр d_2 , мм	
Вычисленная величина резьбового участка болта	Расчетный диаметр $d_p = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$, мм	
	Расчетная площадь сечения $A_p = \pi \cdot d_p^2 / 4$, мм ²	
	Расчетный момент сопротивления кручению $W_p = 0,2 \cdot d_p^3$, мм ³	

3 Вычислить по формулам таблицы 4.2 расчетные диаметр d_p , площадь сечения A_p , момент сопротивления кручению W_p резьбового участка болта.

4 Определить допускаемую осевую силу $[F]$ затяжки болта:

$$[F] = A_p \cdot [\sigma]_p, \quad (4.9)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения в стержне болта (при контролируемой затяжке для болтов из стали 20 при контролируемой затяжке $[\sigma]_p = 120$ МПа).

5 Разбить величину $[F]$ на шесть равных частей, значения занести в таблицы 4.3 и 4.4, в эти же таблицы записать числа m делений индикатора 3 динамометрической пружины 2 (см. рисунок 4.2), соответствующие каждому из указанных шести значений F . При этом m вычислить по формуле

$$m = \frac{F}{\mu}, \quad (4.10)$$

где μ – тарировочный коэффициент динамометрической пружины, $\mu = 448$ Н/деление.

Таблица 4.3 – Экспериментальные данные для определения момента $T_{зав}$ завинчивания гайки болта

Осевая сила затяжки болта F , Н	$\frac{[F]}{6} =$	$\frac{[F]}{3} =$	$\frac{[F]}{2} =$	$\frac{2 \cdot [F]}{3} =$	$\frac{5 \cdot [F]}{6} =$	$[F] =$
Показание индикатора динамометрической пружины m , делений						
Показание динамометрического ключа при измерении $T_{зав}$, Н						
Среднее значение момента завинчивания $T_{зав}$, Н						

Таблица 4.4 – Экспериментальные данные для определения момента T_P в резьбе

Осевая сила затяжки болта F , Н	$\frac{[F]}{6} =$	$\frac{[F]}{3} =$	$\frac{[F]}{2} =$	$\frac{2 \cdot [F]}{3} =$	$\frac{5 \cdot [F]}{6} =$	$[F] =$
Показание индикатора динамометрической пружины m , делений						
Показание динамометрического ключа при измерении T_P , Н						
Среднее значение момента трения в резьбе T_P , Н						

6 Вставить исследуемый болт в соосные отверстия корпуса 1 (см. рисунок 4.2) и динамометрической пружины 2 , головку болта зафиксировать от вращения державкой 4 , расположенной в пазу корпуса 1 . Одеть на резьбовой участок болта ступенчатую втулку 5 , располагая ее по первому варианту (в отверстии упорного подшипника 6 , упирая торцом тонкой ступени в стенку корпуса 1). Навернуть пальцами гайку на исследуемый болт. Затем на гайку надеть накидную головку 7 , соединенную четырехгранником с динамометрическим ключом 8 .

7 Динамометрическим ключом 8 затянуть болт до показания m (взятого из таблицы 4.3) делений индикатора 3 динамометрической пружины 2 , соответствующего $[F]/6$ затяжки болта. Показания динамометрического ключа записать в таблицу 4.3. Затяжку болта и снятие показаний динамометрического ключа выполнить 3 раза, после чего вычислить среднее значение $T_{зав}$.

8 Повторить действия, изложенные в п. 7, для других пяти значений m таблицы 4.3.

9 По данным таблицы 4.3 построить график зависимости момента $T_{зав}$ завинчивания гайки от осевой силы F затяжки болта.

10 Отвернуть гайку, снять ступенчатую втулку 5 , установить ее на резьбовой стержень болта по второму варианту (за пределами отверстия упорного подшипника 6 , опирая на торец его кольца торцом толстой ступени). Навернуть пальцами гайку на исследуемый болт. Затем на гайку надеть накидную головку 7 , соединенную четырехгранником с динамометрическим ключом 8 .

11 Динамометрическим ключом 8 затянуть болт до показания m (взятого из таблицы 4.4) делений индикатора 3 динамометрической пружины 2 , соответствующего $[F]/6$ затяжки болта. Показания динамометрического ключа записать в таблицу 4.4. Затяжку болта и снятие показаний динамометрического ключа выполнить три раза, после чего вычислить среднее значение T_P .

12 Повторить действия, изложенные в п. 11, для других пяти значений m таблицы 4.4.

13 По данным таблицы 4.4 построить график зависимости момента T_P в резьбе от осевой силы F затяжки болта. График выполнить в тех же координатах, что и зависимость, построенная по п. 9.

14 Подсчитать отношение осевой силы F затяжки болта к силе F_K , приложенной к ручке ключа стандартной длины $15 \cdot d$ (выигрыш в силе) для обоих

случаев расположения ступенчатой втулки 5 на исследуемом болте, т. е. при наличии и без трения на торце гайки, по формулам

$$\frac{F}{F_K} = \frac{15 \cdot F \cdot d}{1000 \cdot T_{зав}}; \quad (4.11)$$

$$\frac{F}{F_K} = \frac{15 \cdot F \cdot d}{1000 \cdot T_P}. \quad (4.12)$$

Значения параметров $T_{зав}$ и T_P взять из последних строк соответственно таблиц 4.3 и 4.4. Сравнить результаты (выигрыши в силе).

15 Вычислить:

– напряжения σ растяжения резьбового участка болта от осевой силы его затяжки $F = [F]$:

$$\sigma = \frac{F}{A_p}; \quad (4.13)$$

– напряжения τ кручения от момента T_P в резьбе, взятого из таблицы 4.4 при $F = [F]$:

$$\tau = \frac{T_P \cdot 10^3}{W_P}; \quad (4.14)$$

– эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{э}}$ от растяжения и кручения резьбового участка болта по формуле (4.8);

– отношение эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{э}}$ к напряжениям σ растяжения резьбового участка болта (возрастание напряженного состояния резьбового участка болта от учета момента T_P в резьбе).

4.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

- 1 Цель работы.
- 2 Таблицы 4.2, 4.3 и 4.4.
- 3 График зависимостей момента $T_{зав}$ закручивания гайки и момента T_P в резьбе от осевой силы F затяжки болта.
- 4 Расчеты по п. 15.

Контрольные вопросы

- 1 Для чего применяют болты?
- 2 Какие основные виды резьбовых соединений Вы знаете?

- 3 Как проводится силовой анализ болтового соединения?
- 4 Каковы параметры, влияющие на момент сил трения на опорном торце гайки?
- 5 Каковы параметры, влияющие на момент сил в резьбе?
- 6 Как определить допускаемую осевую силу затяжки болта?
- 7 Что означает понятие «выигрыш в силе» при затяжке болта?
- 8 Как снизить напряженное состояние болта?
- 9 Из какой стали чаще всего изготавливают болты общего назначения?

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

Цель работы: ознакомление с конструкцией, назначением основных деталей червячного редуктора, геометрическими параметрами элементов червячной передачи и способом регулировки подшипников и червячного зацепления.

5.1 Теоретические сведения

Червячные редукторы включают в себя червячную передачу, которая состоит из червяка (представляющего собой цилиндр с выполненными на нем выступами, расположенными по винтовой линии) и червячного колеса (с выполненными на нем зубьями).

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

Основные недостатки червячного редуктора связаны с повышенным трением (скольжением) в червячном зацеплении. Для того чтобы уменьшить негативное влияние трения, элементы червячной передачи выполняют из пар антифрикционных материалов (обычно червяки изготавливаются из стали, а червячные колеса – из оловянистых и безоловянистых бронз, реже – из серого чугуна).

Выбор схемы червячного редуктора обусловлен удобством компоновки привода. При окружных скоростях червяка до 6 м/с предпочтительнее нижнее расположение червяка. При больших скоростях возрастают потери на перемешивание масла, и в этом случае рекомендуется располагать червяк над колесом.

Практически червячные редукторы применяются для передачи мощности, как правило, до 45 кВт и в виде исключения до 150 кВт. Иногда для привода тихоходных машин требуются особо большие передаточные отношения. Это

может быть обеспечено двухступенчатыми червячными редукторами, в которых передаточное отношение может достигать $i \approx 4000$.

Корпус редуктора изготавливается из чугуна. Его конструкция должна обеспечивать легкую постановку в него узлов червяка и червячного колеса, а также возможность регулировки зацепления. Корпус одновременно служит и резервуаром для масла. Корпус червячных редукторов (реже – крышки подшипников), как правило, изготавливается ребристым. При этом искусственный обдув ребристых корпусов обеспечивает более благоприятный тепловой режим работы редуктора.

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 кратере редуктора производится щупом.

В крышках, через которые выходят концы валов, ставят уплотнения (чаще всего резиновые армированные манжеты). 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.

5.2 Порядок выполнения работы

1 Редуктор установить на плиту (рисунок 5.1) и с помощью штангенрейсмуса измерить расстояния H_1 и H_2 от опорной поверхности нижнего фланца редуктора (от плиты) до верхней кромки выходного конца верхнего вала и верхней кромки выходного конца нижнего вала. Штангенциркулем измерить диаметры выходных концов верхнего и нижнего валов D_1 и D_2 .

2 Вычислить межосевое расстояние по формуле

$$a_w = H_1 - H_2 - \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2}. \quad (5.1)$$

Полученное значение a_w уточняют у преподавателя. Затем редуктор разбирают и изучают конструкцию его деталей.

3 Выполнить разборку редуктора. Для этого необходимо отвинтить винты боковых крышек и болты, крепящие крышку редуктора к корпусу (если корпус редуктора монолитный). Если расположение червяка верхнее, то вынуть сначала червяк, а затем червячное колесо с валом. Если расположение червяка нижнее, то вынуть сначала червячное колесо с валом, а затем червяк (при этом

колесо с вала не спрессовывать). Аккуратно снять регулировочные прокладки, если они имеются.

4 Определить параметры архимедова червяка и червячного колеса.

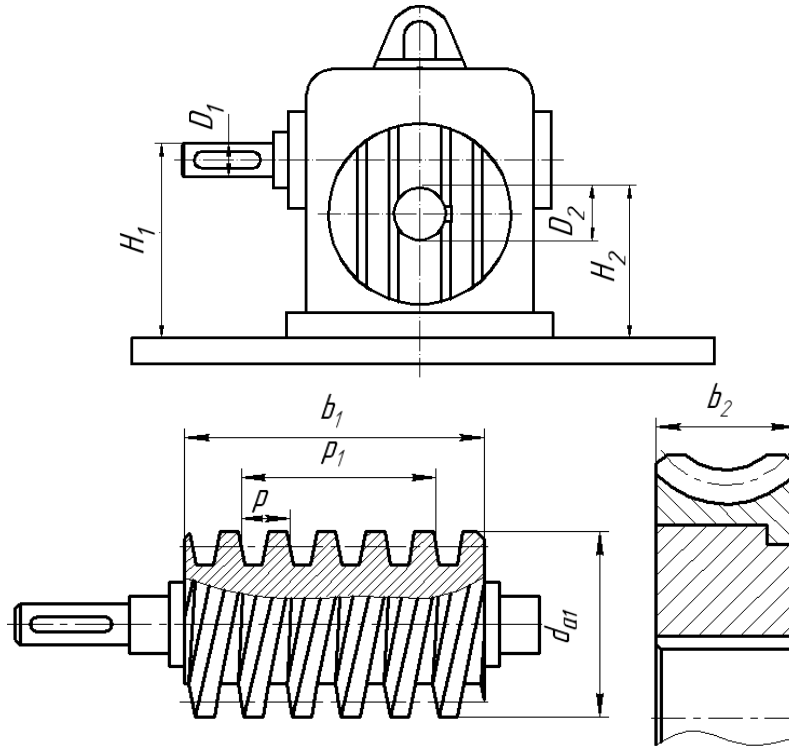


Рисунок 5.1 – Измеряемые параметры редуктора

Определение параметров архимедова червяка и червячного колеса, изготовленных стандартным режущим инструментом, определяют посредством замеров отдельных элементов червяка и червячного колеса штангенциркулем. Измерение каждого элемента нужно производить не менее трех раз. Разность между максимальным и минимальным значениями будет указывать на возможную ошибку при замерах. Параметры рекомендуется определять в следующей последовательности.

Измерить на червяке (см. рисунок 5.1) расстояние p_1 (расстояние 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 . Измерить диаметр вершин витков червяка d_{a1} .

Определить расчетный модуль червяка в осевом сечении:

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (5.2)$$

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

Определить делительный диаметр червяка:

$$d_1 = d_{a1} - 2 \cdot h_a^* \cdot m, \quad (5.3)$$

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

Таблица 5.1 – Ряд модулей червячных передач по ГОСТ 9672–74

m	Первый 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
	Второй ряд	..., 1,5 3,0 3,5 6,0 7,0 12,0
	Третий ряд	..., 1,125 1,375 1,75 2,25 2,75 4,5 9,0 11 14 18 22

Определить коэффициент диаметра червяка:

$$q = \frac{d_1}{m}. \quad (5.4)$$

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

Таблица 5.2 – Ряд коэффициентов диаметра червяка по ГОСТ 9672–74

q	Первый ряд	6,3 7,5 8,0 10 12,0 12,5 16 20 25
	Второй ряд	7,1 9,0 11,2 14 18 22,4

Определить передаточное отношение:

$$i = \frac{z_2}{z_1}, \quad (5.5)$$

где z_1 – число заходов червяка;

z_2 – число зубьев червячного колеса.

Определить коэффициент смещения червяка:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2). \quad (5.6)$$

Коэффициент смещения червяка должен находиться в пределах $-1 \leq x \leq 1$.

5 Выполнить сборку редуктора. Сборка редуктора осуществляется в обратной последовательности его разборке.

5.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

- 1 Цель работы.
- 2 Рисунок 5.1 с обозначенными численными значениями измеренных геометрических параметров.
- 3 Расчеты по пп. 2 и 4.

Контрольные вопросы

- 1 Назовите преимущества и недостатки червячных редукторов.
- 2 Из каких материалов изготавливаются элементы червячной передачи?
- 3 Приведите классификацию червячных редукторов по расположению червяка.
- 4 Что предусмотрено в редукторе для его осмотров?
- 5 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления? Для чего это нужно?
- 6 Для чего служит система смазки? Какие элементы относятся к системе смазки?
- 7 Как определяют модуль?
- 8 Как определяют коэффициент диаметра червяка?
- 9 Как регулируют червячное зацепление?

6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора

Цель работы: ознакомление с конструкцией и назначением основных деталей и узлов зубчатого цилиндрического редуктора; определение параметров зубчатого зацепления.

6.1 Теоретические сведения

Редуктор – это механизм, предназначенный для увеличения 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, представляющие собой проушины и отливывы.

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, чтобы обеспечивался необходимый отвод 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 масла чаще всего производят жезловым маслоуказателем (щупом). Уплотнение быстроходного и тихоходного валов редуктора осуществляется резиновыми армированными манжетами, предназначенными для предотвращения вытекания масла из корпуса, а также для защиты от 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 обычно ставят пробку-отдушину.

Зубчатые колеса могут быть насадными или выполненными заодно 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 ступице зубчатого колеса.

6.2 Порядок выполнения работы

1 Подготовить шаблон таблицы с параметрами зубчатых передач редуктора (таблица 6.1).

2 Определить для указанного преподавателем редуктора расположение шестерен и колес быстроходной и тихоходной ступеней (передач) редуктора.

3 Подсчитать числа зубьев шестерен z_1 и колес z_2 для быстроходной и тихоходной ступеней редуктора.

4 Определить нормальный модуль зубьев для быстроходной и тихоходной ступеней редуктора.

Таблица 6.1 – Параметры зубчатых колес

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и расчет	Численное значение	
			Быстроходная ступень	Тихоходная ступень
Число зубьев шестерни	z_1	Подсчет		
Число зубьев колеса	z_2	Подсчет		
Модуль	m_n	Таблица 1		
Угол наклона зуба	β			
Направление зуба	–			
Межосевое расстояние	a_w			
Делительный диаметр: шестерни колеса	d_1 d_2			
Диаметр вершин зубьев: шестерни колеса	d_{a1} d_{a2}			
Диаметр впадин: шестерни колеса	d_{f1} d_{f2}			
Ширина колеса	b_2	Измерение		
Ширина шестерни	b_1	Измерение		
Коэффициент ширины колеса	ψ_{bd}			
Коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния	ψ_{ba}			
Передаточное число	u			

Модуль определяют по таблице 6.2 в зависимости от нормального основного шага.

Таблица 6.2 – Основной нормальный шаг и нормальный модуль

Основной нормальный шаг p_n , мм	Модуль m_n , мм	Основной нормальный шаг p_n , 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

Нормальный основной шаг определяют как разность двух длин общей нормали, измеренных на одном зубчатом колесе:

$$p_n = W_{z_{n+1}} - W_{z_n} \quad (6.1)$$

Одна длина общей нормали W_{z_n} измеряется штангенциркулем (с точностью до 0,1 мм) согласно рисунку 6.1 при числе зубьев в длине общей нормали z_n , а вторая длина $W_{z_{n+1}}$ измеряется при числе зубьев в длине общей нормали z_{n+1} .

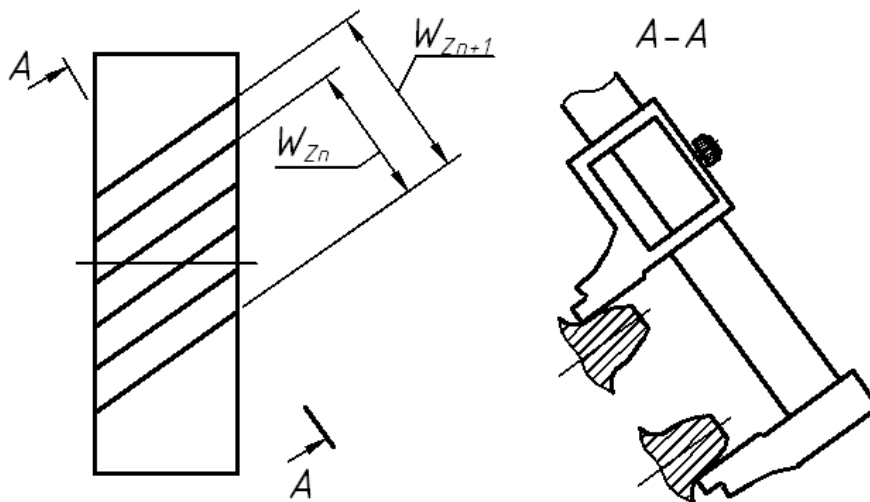


Рисунок 6.1 – Измерение длин общей нормали для определения основного нормального шага

Определение p_n 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. Число зубьев в длине общей нормали выбирают в зависимости от числа зубьев измеряемого зубчатого колеса z_2 , используя таблицу 6.3.

Таблица 6.3 – 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

5 Измерить линейкой или штангенциркулем межосевое расстояние быстроходной и тихоходной передач a_w с точностью до 1 мм (измеренные расстояния уточнить у преподавателя).

6 Рассчитать делительные углы наклона линии зуба β для колес быстроходной и тихоходной передач с точностью до $0,01^\circ$ по формуле

$$\beta = \arccos \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}. \quad (6.2)$$

7 Определить делительные диаметры d_i шестерен и колес по формуле

$$d_i = \frac{z_i \cdot m_n}{\cos \beta}. \quad (6.3)$$

8 Определить диаметры вершин зубьев d_{ai} шестерен и колес по формуле

$$d_{ai} = d_i + 2 \cdot h_a^* \cdot m_n, \quad (6.4)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба, $h_a^* = 1$ по ГОСТ 13755–81.

9 Определить диаметры впадин зубьев d_{fi} шестерен и колес по формуле

$$d_{fi} = d_i - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_n, \quad (6.5)$$

где c^* – коэффициент радиального зазора, $c^* = 0,25$ по ГОСТ 13755–81.

10 Измерить ширину зубчатых шестерен и колес b_i линейкой или штангенциркулем с точностью до 1 мм.

11 Определить коэффициент ширины венца относительно делительного диаметра Ψ_{bd} и коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния Ψ_{ba} для шестерен передач редуктора по формулам

$$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}; \quad \Psi_{ba} = \frac{b_1}{a_w}. \quad (6.6)$$

12 Рассчитать передаточное число быстроходной и тихоходной передач:

$$U = \frac{z_2}{z_1}. \quad (6.7)$$

6.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

- 1 Цель работы.
- 2 Заполненная таблица параметров зубчатых колес (см. таблицу 6.1).

Контрольные вопросы

- 1 Для чего нужны редукторы?
- 2 Что предусмотрено, чтобы увеличить жесткость корпуса редуктора?

- 3 Что предусмотрено для осмотров редуктора?
- 4 Что предусмотрено в редукторе для его строповки?
- 5 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления? Для чего это нужно?
- 6 Для чего служит система смазки?
- 7 Как определяется нормальный модуль зубьев?
- 8 Как устроен корпус редуктора?
- 9 Как определить передаточное отношение рассмотренного редуктора?

7 Лабораторная работа № 7. Изучение конструкций подшипников качения

Цель работы: ознакомление с типами и конструкциями наиболее распространенных подшипников качения и их условными обозначениями.

7.1 Теоретические сведения

1 Типы и конструкции подшипников качения.

Подшипник качения, как правило, состоит из двух колец (наружного и внутреннего), тел качения и сепаратора.

Подшипники качения классифицируют по направлению воспринимаемых нагрузок относительно оси вала (радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные, упорные), по форме тел качения (шариковые, роликовые), числу тел качения (однорядные, двухрядные, четырехрядные, многорядные), способности самоустановки (самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся) и другим признакам.

Подробная классификация содержится в действующих стандартах. Однако эта классификация в определенной мере носит условный характер, т. к. многие типы подшипников могут удовлетворять различным целям. Например, шариковый радиальный однорядный подшипник способен воспринимать, кроме радиальной, и умеренную осевую нагрузку, в связи с чем при большой частоте вращения его применение предпочтительнее упорного.

Величина и направление нагрузки – решающий фактор при выборе типоразмера подшипника. При небольших нагрузках и малых диаметрах валов чаще применяют шариковые подшипники, а для больших нагрузок и больших валов – роликоподшипники, т. к. они способны воспринимать большую нагрузку при равных габаритах с шариковыми подшипниками, а также обладают большей жесткостью. Только осевую нагрузку воспринимают упорные подшипники. Подшипники шариковые упорные одинарные воспринимают осевую нагрузку одностороннего направления, а двойные – осевую нагрузку, действующую в обоих направлениях. При действии радиальной и осевой нагрузок одновременно выбирают в первую очередь радиально-упорные шариковые и роликовые подшипники с коническими роликами.

Если осевая нагрузка больше радиальной, целесообразно применять радиально-упорные шариковые подшипники с четырехточечным контактом или упорно-радиальные роликовые сферические подшипники.

При наличии несоосности вала и корпуса применяют самоустанавливающиеся двухрядные сферические шариковые и роликовые подшипники или упорно-радиальные сферические подшипники.

2 Краткая характеристика основных типов подшипников качения.

Эскизы основных типов подшипников качения приведены на рисунке 7.1.

Подшипники шариковые радиальные однорядные предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать незначительные осевые нагрузки в двух направлениях.

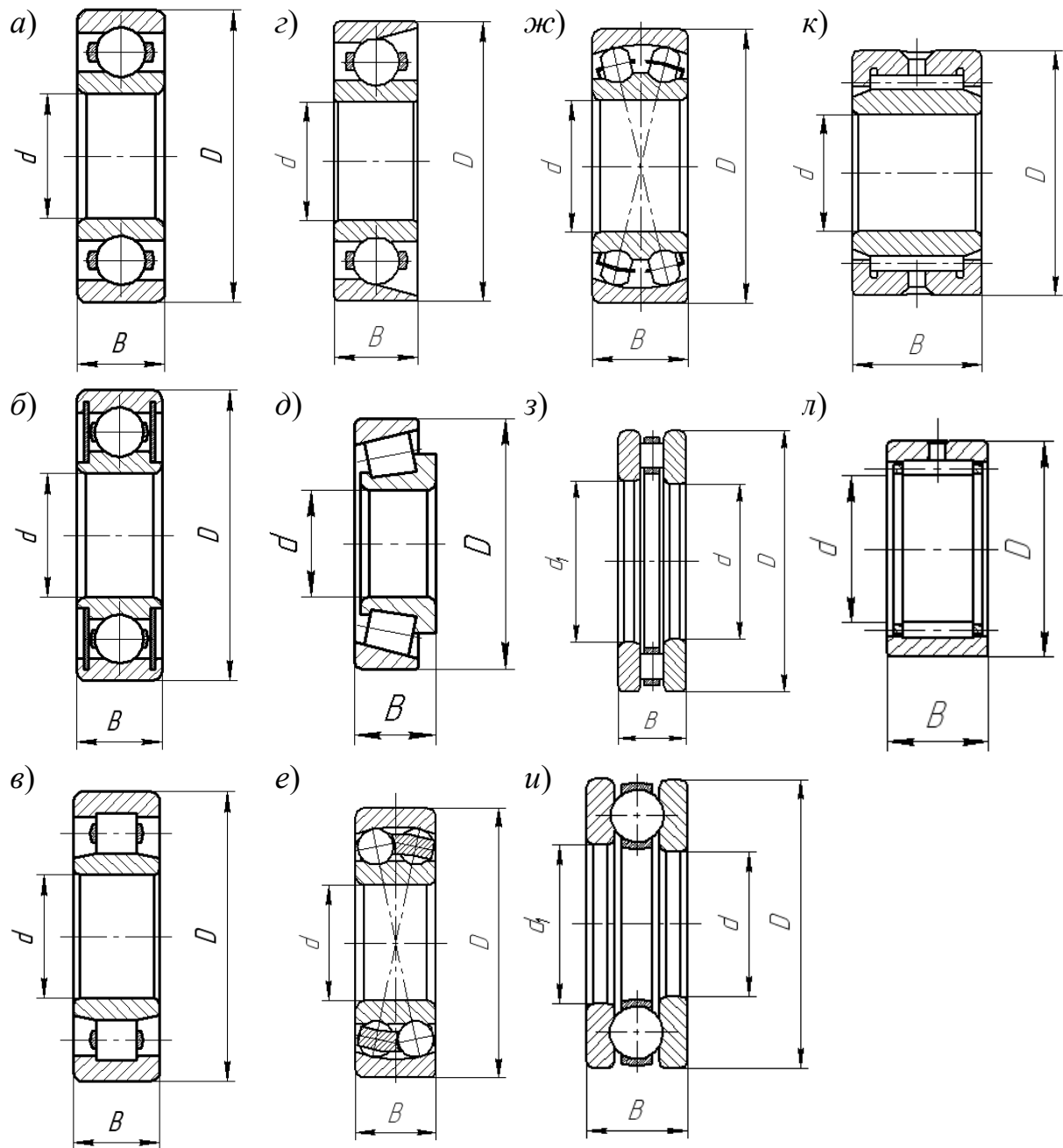
Перекося колец подшипника может вызвать местную перегрузку шариков, а также увеличить шум и вибрацию. Поэтому следует стремиться, чтобы величина перекося была сведена к минимуму (от 6' до 10').

Подшипники могут выпускаться заполненными смазкой с двумя защитными металлическими шайбами, образующими с бортиком внутреннего кольца уплотнение лабиринтного типа, или с двумя уплотнительными резинометаллическими шайбами, которые контактируют с внутренним кольцом, препятствуя попаданию инородных частиц в подшипник.

Подшипники шариковые радиально-упорные и роликовые радиально-упорные (конические) воспринимают радиальную и осевую нагрузки. При этом они способны воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении, поэтому для фиксации вала в обе стороны их, как правило, устанавливают по два на вал или в опору. Беговые дорожки в обоих кольцах этого подшипника выполнены так, что образуется угол контакта, который имеет разные значения в зависимости от конструкции. Чем больше угол контакта, тем больше возможная осевая нагрузка на подшипник. Радиально-упорные подшипники чувствительны к перекося (предельная величина перекося 3' ... 3'30"). За счет разъемного внутреннего кольца в подшипники помещается большее количество шариков, в связи с чем они имеют высокую грузоподъемность и занимают мало места при малых габаритах.

Роликовые радиально-сферические подшипники воспринимают, главным образом, радиальную, но могут воспринимать и небольшую осевую нагрузку. Подшипники фиксируют вал в осевом направлении в обе стороны в пределах имеющихся осевых зазоров. Они могут работать при угле перекося оси внутреннего кольца до 2' относительно оси наружного, образующегося в результате прогиба вала под действием нагрузки или вследствие технологических неточностей обработки и сборки узла. При установке в опоре комплекта из двух подшипников свойство самоустанавливания теряется.

Роликовые игольчатые подшипники обладают высокой грузоподъемностью при значительно меньшем «живом» сечении подшипника сравнительно с другими подшипниками.



а – подшипник шариковый радиальный однорядный ГОСТ 8338–75 (пример обозначения – 204); б – подшипник шариковый радиальный с двумя защитными шайбами ГОСТ 7242–81 (пример обозначения – 80204); в – подшипник роликовый радиальный без бортов на внутреннем кольце ГОСТ 8328–75 (пример обозначения – 32204); г – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный ГОСТ 831–75 (пример обозначения – 6204); д – подшипник роликовый радиально-упорный ГОСТ 27365–87 (пример обозначения – 7204 А); е – подшипник шариковый радиальный сферический ГОСТ 28428–90 (пример обозначения – 1204); ж – подшипник роликовый радиальный сферический ГОСТ 24696–81 (пример обозначения – 53505); з – подшипник роликовый упорный ГОСТ 23526–79 (пример обозначения – 9105); и – подшипник шариковый упорный ГОСТ 7872–89 (пример обозначения – 8204Н); к – подшипник игольчатый ГОСТ 4657–82 (пример обозначения – 4074104); л – подшипник игольчатый без внутреннего кольца ГОСТ 4657–82 (пример обозначения – 4254902)

Рисунок 7.1 – Эскизы подшипников качения

Изготавливаются игольчатые роликоподшипники с двумя точеными кольцами и сепаратором; с одним наружным кольцом; комплект сепаратора и игольчатых роликов без колец; с полным заполнением двухколенные и одноколенные; в том числе глухие с одной стороны; для линейного перемещения; упорные. Игольчатые роликоподшипники чувствительны к перекосу осей, угол перекоса не должен превышать более одной угловой минуты.

Шариковые упорно-радиальные многорядные подшипники воспринимают большие осевые нагрузки.

3 Система условных обозначений подшипников качения.

Основное условное обозначение подшипников состоит из семи знаков (при нулевых значениях соответствующих знаков оно сокращается до двух знаков). Дополнительные обозначения, расположенные слева от основного обозначения, отделяются знаком тире, дополнительные обозначения справа начинаются с прописной буквы. Порядковый номер знака в основном и дополнительном обозначении подшипника определяют цифрой справа налево по следующей схеме (рисунок 7.2).

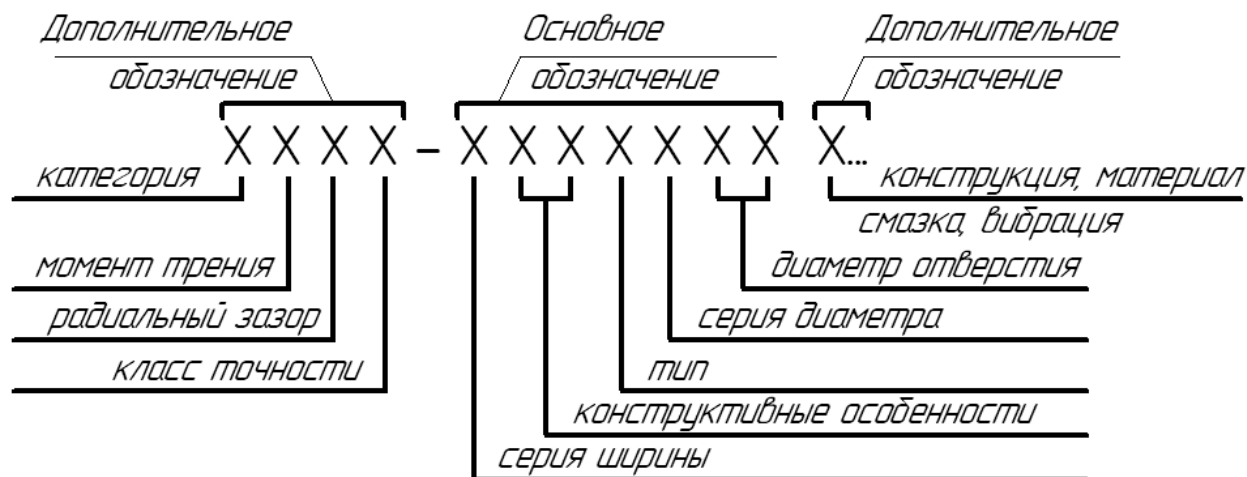


Рисунок 7.2 – Структура условного обозначения подшипников качения

Дополнительное обозначение перед основным обозначением подшипника.

6 – первая цифра слева от обозначения подшипника, отделенная знаком тире, обозначает класс точности подшипника. Например, 6-206 обозначает подшипник 206 класса точности 6. Установлены следующие классы точности подшипников в порядке повышения точности: 0, 6х, 6, 5, 4, 2, Т.

76 – вторая цифра справа налево в приставке, отделенной знаком тире перед цифрой класса точности, обозначает группу (ряд) радиального зазора. Например, 76-206 обозначает подшипник 206 класса точности 6 имеет 7 группу зазора, т. е. 0,013...0,028 мм.

1М76 – цифра с буквой М перед цифрой группы радиального зазора обозначает ряд момента трения. Например, 576-206 с регламентированным моментом трения по первому ряду обозначается 1М 76-206.

V1M76 – в случае отнесения подшипников в категорию (А, В, С), регламентирующей нормы вибрации, отклонения от круглости и т. д. перед обозначением проставляется литера А, В или С, например, V1M 76-206.

Основные обозначения подшипников.

Первые два знака справа обозначают диаметр отверстия подшипника. Диаметры отверстия, кратные 5, обозначают частным от деления этого диаметра на 5 (кроме диаметров подшипников до 10 мм, а также диаметров 22, 28, 32, 500 мм и более).

Третий знак означает серию диаметра подшипника, четвертый – тип подшипника, пятый и шестой – конструктивные особенности подшипника, седьмой – серию ширины подшипника.

Типы подшипников обозначаются (четвертый знак):

0 – шариковый радиальный;

1 – шариковый радиальный сферический;

2 – роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;

3 – роликовый радиальный сферический;

4 – роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;

5 – радиальный роликовый с витыми роликами;

6 – радиально-упорный шариковый;

7 – роликовый конический;

8 – упорный или упорно-радиальный шариковый;

9 – упорный или упорно-радиальный роликовый.

Конструктивные особенности для некоторых типов подшипников обозначаются следующим образом.

Шариковые радиальные подшипники:

50000 – стопорная канавка на наружном кольце, например, 50206;

60000 – одна защитная стальная шайба, например, 60206;

150000 – стопорная канавка на наружном кольце и одна защитная стальная шайба, например, 150206;

80000 – две защитные стальные шайбы, например, 80206;

160000 – одно резино-металлическое уплотнение контактного типа, например, 16030УС9.

Шариковые радиально-упорные подшипники:

46000 – с углом контакта 26° , например, 46312; 66000 – с углом контакта 36° , например, 66312;

176000 – с разъемным внутренним кольцом с четырехточечным контактом, например, 176222 Л;

256000 – двухрядные с двухсторонним уплотнением, например, 256907ЕС17.

Роликовые радиальные сферические подшипники:

03000 – двухрядные с одним средним и двумя крайними бортиками на внутреннем кольце, например, 3528Н;

13000 – двухрядные с одним средним и двумя крайними бортиками на внутреннем кольце с закрепленной втулкой, гайкой и шайбой, например, 13525Н;

23000 – однорядные, например, 23217Л;

53000 – двухрядные с безбортовым внутренним кольцом и симметричными роликами, например, 53618 Н;

73000 – двухрядный с бортиками на внутреннем кольце и со стяжной втулкой, например, 73638.

Роликовые радиальные игольчатые подшипники:

24000 – без внутреннего кольца и сепаратора, например, 4024903;

74000 – с наружным и внутренним кольцами и с сепаратором, например, 4074106;

244000 – с наружным и внутренним кольцами и с сепаратором, например, 6244704;

254000 – без внутреннего кольца и с сепаратором, например, 254703.

Дополнительное обозначение после основного обозначения подшипника:

А – подшипник повышенной грузоподъемности;

Г – сепаратор выполнен из черных металлов (Г, Г1, Г2, ...);

Д – сепаратор выполнен из алюминиевого сплава (Д, Д1, Д2, ...);

Е – сепаратор выполнен из пластичного материала (Е, Е1, Е2);

К – конструктивные изменения (К, К1, К2, ...);

Л – сепаратор выполнен из латуни. Литера Л чаще не проставляется;

Н – кольцевая проточка с отверстиями для смазки на наружном кольце роликового радиального сферического двухрядного подшипника;

С1 – обозначение видов смазочных материалов подшипников закрытого типа (С1, С2, С3, ...);

Т – подшипники для работы при повышенных температурах (Т, Т1, Т2);

У – специальные требования по параметрам: шероховатости, точности вращения и т. д. (У, У1, У2, ...);

Ш – ограничения величины уровня вибрации (Ш, Ш1, Ш2, ...).

7.2 Порядок выполнения работы

1 Изучить структуру условного обозначения подшипников.

2 На подшипниках, выданных преподавателем, найти условное обозначение и по нему определить тип подшипника.

3 Начертить эскизы подшипников (рисунок 7.1).

4 Измерить и поставить размеры подшипников (диаметр внутреннего и наружного колец, ширину подшипника).

5 Расшифровать условное обозначение подшипников.

7.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Цель работы.

2 Эскизы подшипников.

3 Условное обозначение подшипников с его расшифровкой.

Контрольные вопросы

- 1 Из каких элементов состоит подшипник качения?
- 2 На какие типы делятся подшипники качения в зависимости от направления воспринимаемой нагрузки и формы тел качения?
- 3 Как расшифровывается основное условное обозначение?
- 4 Что записывается в дополнительное условное обозначение, находящееся справа от основного?
- 5 Когда применяют самоустанавливающиеся подшипники?

8 Лабораторная работа № 8. Исследование дисковой фрикционной предохранительной муфты

Цель работы: изучение конструкции и принципа работы дисковой фрикционной предохранительной муфты.

8.1 Теоретические сведения

Предохранительные муфты служат для защиты элементов машин от воздействия перегрузок, они разъединяют валы при возрастании крутящего момента выше допустимого значения. Наличие предохранительной муфты в кинематической цепи позволяет более строго определить расчетные параметры при проектировании машин, что приводит к снижению запасов прочности и веса машин.

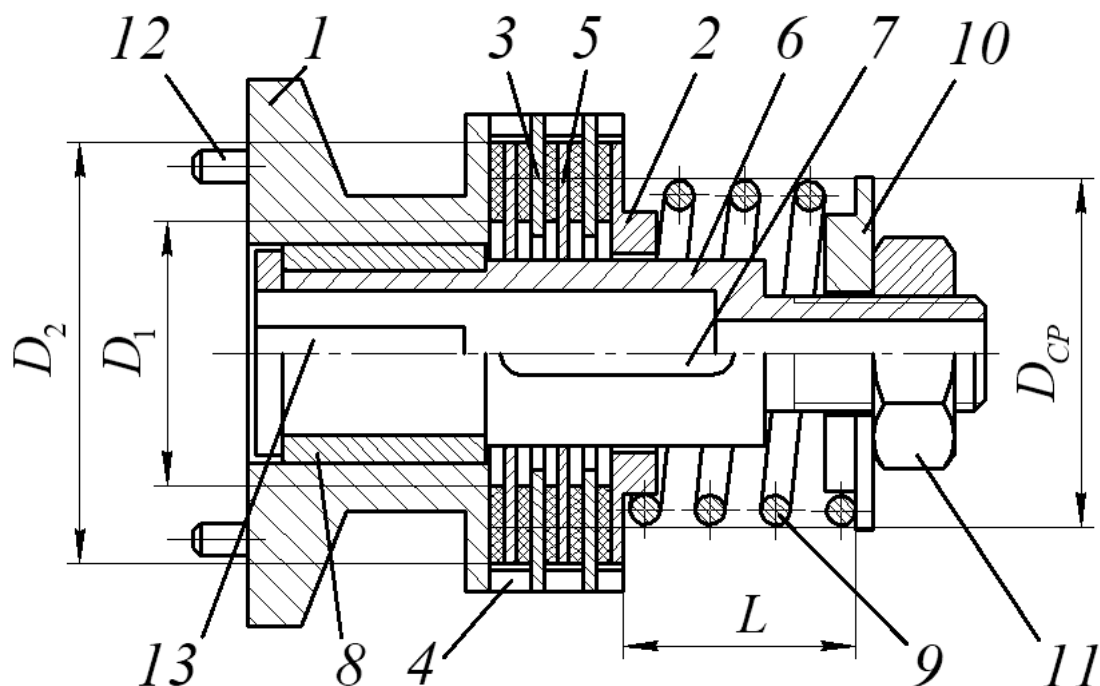
Одной из разновидностей предохранительных муфт являются фрикционные. Они передают крутящий момент за счет сил трения, возникающих между фрикционными поверхностями ведущей и ведомой полумуфт при их сжатии. К ним относятся конусная и дисковая фрикционные муфты. Вторая из них является наиболее распространенной.

Муфта фрикционная дисковая (рисунок 8.1) состоит из ведущей 1 и нажимной 2 полумуфт, между которыми расположены ведущие диски 3, входящие радиальными выступами 4 в пазы ведущей полумуфты 1, и ведомые диски 5 с фрикционными накладками, установленные на втулке 6 посредством шпонок 7, допускающих свободное их перемещение в осевом направлении. Нажимная полумуфта 2 выполнена с фрикционной накладкой и установлена так же, как ведомые диски 5.

Втулка 6 смонтирована на подшипниках скольжения 8 в ведущей полумуфте 1. Необходимое усилие сжатия дисков обеспечивается пружиной сжатия 9, расположенной между нажимной полумуфтой 2 и опорной шайбой 10, закрепленной на втулке 6 гайкой 11.

Крутящий момент на ведущую полумуфту 1 передается посредством штифтов 12, консольно закрепленных на ведущей полумуфте 1 и входящих в отверстия зубчатого колеса привода. С ведущей полумуфты 1 и ведущих дис-

ков 3 момент передается на ведомые диски 5 и нажимную полумуфту 2 силами трения. С ведомых дисков 5 и полумуфты 2 на втулку 6 момент передается шпонками 7, а со втулки 6 на ведомый вал привода – шпонкой 13.



1 – полумуфта ведущая; 2 – полумуфта нажимная; 3 – диски ведущие; 4 – пазы радиальные; 5 – диски ведомые; 6 – втулка; 7, 13 – шпонки; 8 – подшипник скольжения; 9 – пружина; 10 – шайба опорная; 11 – гайка; 12 – штифты

Рисунок 8.1 – Шариковая предохранительная муфта

Для передачи крутящего момента T_{CP} (начала срабатывания муфты) необходимо сжать пружину усилием F_a :

$$T_{CP} = \frac{F_a \cdot D_{CP} \cdot z \cdot f}{2}, \quad (8.1)$$

где D_{CP} – средний диаметр контакта дисков;

z – количество поверхностей трения;

f – коэффициент трения.

Расчетное усилие пружины F_a обеспечивается ее сжатием до определенного размера.

8.2 Порядок выполнения работы

Лабораторная работа выполняется на испытательном стенде ДМ40, который состоит из электродвигателя и редуктора, на выходном (тихоходном) валу которого закрепляется исследуемая муфта – ее ведущая часть. Вал, соединен-

ный с ведомой частью муфты, установлен на подшипниках внутри тихоходного вала редуктора. На другом конце вала закреплен барабан тормоза. Прижимая с помощью маховика тормозные колодки к барабану, создают момент трения, который и преодолевается муфтой.

Рычаг тормоза вместе с тормозными колодками свободно поворачивается на подшипниках вокруг оси вала (балансирный тормоз). При прижатии колодок тормоза к барабану последний увлекает их совместно с рычагом тормоза силами трения, но от проворачивания они удерживаются динамометрической (индикаторной) пружиной, степень деформации которой пропорциональна величине момента на тормозе. Деформация фиксируется индикатором, по показаниям которого определяют тормозной момент по зависимости

$$T = \mu \cdot m, \quad (8.2)$$

где μ – тарировочный коэффициент индикатора, полученный нагружением тормоза моментами при помощи рычага и грузов, $\mu = 0,157 \text{ Н}\cdot\text{мм} / \text{деление}$;

m – число делений индикатора.

Работу необходимо выполнять в следующей последовательности.

1 Разобрать предохранительную муфту, отвернув сжимающую пружину гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

2 Измерить внешний D_1 и внутренний D_2 диаметры фрикционных асбестовых накладок диска 5 (см. рисунок 8.1).

Определить по формуле (8.1) расчетные моменты «срабатывания» T_{CP1} , T_{CP2} и T_{CP3} при $F_{a1} = 120 \text{ Н}$, $F_{a2} = 150 \text{ Н}$, $F_{a3} = 180 \text{ Н}$, приняв $z = 5$, $f = 0,35$. Записать в таблицу 8.1 измеренные размеры и рассчитанные моменты срабатывания.

Таблица 8.1 – Характеристика муфты

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Внешний диаметр фрикционных накладок, мм	D_1	
Внутренний диаметр фрикционных накладок, мм	D_2	
Средний диаметр контакта дисков (накладок), мм	$D_{CP} = (D_1 + D_2) / 2$	
Расчетные моменты «срабатывания» муфты, Н·м	T_{CP1}	
	T_{CP2}	
	T_{CP3}	

3 Собрать муфту. Затянуть пружину до усилия $F_a = 120 \text{ Н}$, контролируя при этом ее необходимую длину L , вычисленную по формуле

$$L = 50 - 0,05 \cdot F_a. \quad (8.3)$$

4 Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и плавно зажимая тормоз, заметить и записать в таблице 8.2 максимальное (предельное) пока-

зание m стрелки индикатора в момент «срабатывания» муфты. Повторить опыт пять раз.

5 Исходя из показаний m индикатора определить по формуле значения предельных моментов $T_{ПР}$ по формуле (8.2). Результаты занести в таблицу 8.2.

Таблица 8.2 – Результаты испытаний муфты

Номер опыта	$F_{a1} = 120 \text{ Н}$		$F_{a2} = 150 \text{ Н}$		$F_{a3} = 180 \text{ Н}$	
	m , деление	$T_{ПР}$, Н·м	m , деление	$T_{ПР}$, Н·м	m , деление	$T_{ПР}$, Н·м
1						
...						
5						
$T_{ПР}$						

5 Определить коэффициент точности «срабатывания» муфты:

$$K_T = \frac{T_{ПР \min}}{T_{ПР \max}}, \quad (8.4)$$

где $T_{ПР \min}$, $T_{ПР \max}$ – минимальное и максимальное значения предельного момента по данным пяти опытов. Величину коэффициента K_T записать в таблицу 8.3.

Таблица 8.3 – Коэффициенты, характеризующие работу муфты

Расчетный коэффициент	Сила сжатия пружины		
	$F_{a1} = 120 \text{ Н}$	$F_{a2} = 150 \text{ Н}$	$F_{a3} = 180 \text{ Н}$
Коэффициент точности «срабатывания» муфты K_T			
Коэффициент «срабатывания» муфты K			

6 Вычислить и занести в таблицу 8.3 отчета значение коэффициента «срабатывания» муфты:

$$K_T = \frac{T_{ПР}}{T_{СР}}, \quad (8.5)$$

где $T_{ПР}$ – среднее (за пять опытов) значение предельного момента;

$T_{СР}$ – расчетный момент «срабатывания» муфты.

По данным ГОСТ 15621–77 *Муфты предохранительные фрикционные общего назначения* должно выполняться условие $K < 1,2$.

7 Затянуть пружину до усилия $F_a = 150 \text{ Н}$, а затем – до усилия $F_a = 180 \text{ Н}$ и повторить испытания и расчеты согласно пп. 3–6.

8.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

- 1 Таблицы 8.1–8.3 с результатами измерений и расчетов.
- 2 Вывод о соответствии испытываемой муфты ГОСТ 15621–77.

Контрольные вопросы

- 1 Для чего применяют в приводах предохранительные муфты?
- 2 Какие основные элементы конструкции дисковой предохранительной муфты Вы знаете?
- 3 Изложите принцип работы дисковой предохранительной муфты.
- 4 Каковы основные геометрические параметры муфты, влияющие на момент «срабатывания»?
- 5 Как отрегулировать муфту на предельный момент $T_{np} = 10 \text{ Н}\cdot\text{м}$?
- 6 Что определяет коэффициент точности «срабатывания» муфты?
- 7 Что характеризует коэффициент «срабатывания» муфты?

Список литературы

- 1 **Жуков, В. А.** Детали машин и основы конструирования. Основы расчета и проектирования соединений и передач : учебное пособие / В. А. Жуков. – 2-е изд. – Москва: ИНФРА-М, 2021. – 416 с.
- 2 **Лустенков, М. Е.** Детали машин: учебное пособие / М. Е. Лустенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – 258 с. : ил.
- 3 **Скойбеда, А. Т.** Детали машин. Курсовое проектирование и атлас конструкций: учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда. – Минск: ИВЦ Минфина, 2020. – 384 с.