

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

# ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Методические рекомендации к лабораторным работам  
для студентов направления подготовки*

**23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»  
дневной формы обучения**

**Часть 1**



Могилев 2018

УДК 621.8  
ББК 32.816  
Д 38

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «20» июня 2018 г.,  
протокол № 11

Составитель канд. техн. наук О. В. Пузанова

Рецензент канд. техн. наук, доц. Д. М. Свирепа

Методические рекомендации к лабораторным работам для студентов  
направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические  
комплексы» дневной формы обучения. Изложены цель, задачи, содержание и  
порядок выполнения лабораторных работ.

Учебно-методическое издание

## ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

### Часть 1

Ответственный за выпуск А. П. Прудников

Технический редактор С. Н. Красовская

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 36 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:

Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 24.01.2014.

Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский  
университет», 2018



## Содержание

|  |    |
|--|----|
| Введение.....  | 4  |
| 1 Лабораторная работа № 1 (5). Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора..... | 5  |
| 2 Лабораторная работа № 2 (6). Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора.....                                 | 9  |
| 3 Лабораторная работа № 3 (4). Изучение конструкции и определение параметров гипоидной передачи.....                                   | 14 |
| 4 Лабораторная работа № 4 (7). Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач.....                                  | 18 |
| 5 Лабораторная работа № 5 (14). Испытание ременной передачи.....   | 21 |
| 6 Лабораторная работа № 6 (13). Определение критической частоты вращения вала.....   | 26 |
| 7 Лабораторная работа № 7 (8). Изучение конструкций подшипников качения.....   | 29 |
| 8 Лабораторная работа № 8 (9). Экспериментальное исследование свойств подшипников качения (момента трения).....                        | 34 |
| 9 Лабораторная работа № 9 (11). Исследование упругих свойств муфты.....  | 37 |
| 10 Лабораторная работа № 10 (10). Испытание шариковой предохранительной муфты.....   | 40 |
| 11 Лабораторная работа № 11 (1). Изучение резьбовых соединений..   | 43 |
| Список литературы.....   | 48 |



## Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с рабочей программой по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» (профиль – Подъемно-транспортные, строительные дорожные машины и оборудование).

Целью изучения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» является подготовка специалистов, умеющих обоснованно и результативно применять существующие и осваивать новые методики анализа (расчета) и проектирования деталей, типовых элементов приводов для подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин и оборудования, обеспечивающих теоретическую и практическую базу будущего инженера.

Студент, изучивший дисциплину, должен:

– **знать:**

а) назначение, классификацию и требования к конструкции механических передач, соединений и деталей приводов общемашиностроительного применения;

б) цели и принципы инженерных расчетов деталей и узлов приводов общемашиностроительного применения;

в) принципы выбора конструкционных материалов для изготовления деталей приводов общемашиностроительного применения;

– **уметь:**

а) разрабатывать расчетные схемы деталей при расчете на прочность;

б) рассчитывать типовые элементы механизмов транспортно-технологических машин при заданных нагрузках;

в) подбирать, исходя из заданных нагрузок и условий эксплуатации, комплектующие (стандартные) изделия;

– **владеть:**

а) основными методами проектирования механизмов машин;

б) инженерной терминологией в области проектирования и конструирования деталей и узлов наземных транспортно-технологических машин.

Отчет по лабораторной работе должен быть выполнен на отдельном листе, либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст – ручкой. В методических рекомендациях в краткой форме изложены цель, содержание и порядок выполнения лабораторных работ, а также требования к выполнению отчета и вопросы для самоконтроля.

Целью методических рекомендаций является помощь студентам при выполнении и защите лабораторных работ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».



# 1 Лабораторная работа № 1 (5). 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, измерение габаритных, установочных и присоединительных размеров.

## **Описание конструкции редуктора.**

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 [1].

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 момент на быстроходном валу, реактивный момент на тихоходном валу, консольные нагрузки на концах валов, вес 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 предназначены для предотвращения вытекания масла из корпуса, а также для защи-



ты 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 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 ступице зубчатого колеса.

### **Расчет параметров зубчатых колес.**

Числа зубьев зубчатых колес определяют подсчетом.

Модуль определяют в зависимости от нормального основного шага. Нормальный основной шаг  $p_n$  определяют как разность двух длин общей нормали, измеренных на одном зубчатом колесе  $p_n = W_{Z_{n+1}} - W_{Z_n}$ .

Одна длина  $W_{Z_n}$  измеряется согласно рисунку 1.1 при числе зубьев в длине общей нормали  $Z_n$ , а вторая длина  $W_{Z_{n+1}}$  – при числе зубьев в длине общей нормали  $Z_{n+1}$ .

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.

Начальное межосевое расстояние передачи  $a_w$  измеряют с точностью до 0,01 мм, а измеренное расстояние уточняют у преподавателя.

Полагая, что  $a = a_w$ , рассчитывают делительный угол наклона линии зуба с точностью до 1 метрической секунды по формуле

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

В этом случае предполагается зацепление, при котором коэффициенты смещения  $x_1 = x_2$ ,  $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$ .

Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta}.$$

Для зубчатых колес, нарезанных без смещения ( $x_1 = x_2 = 0$ ), диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

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



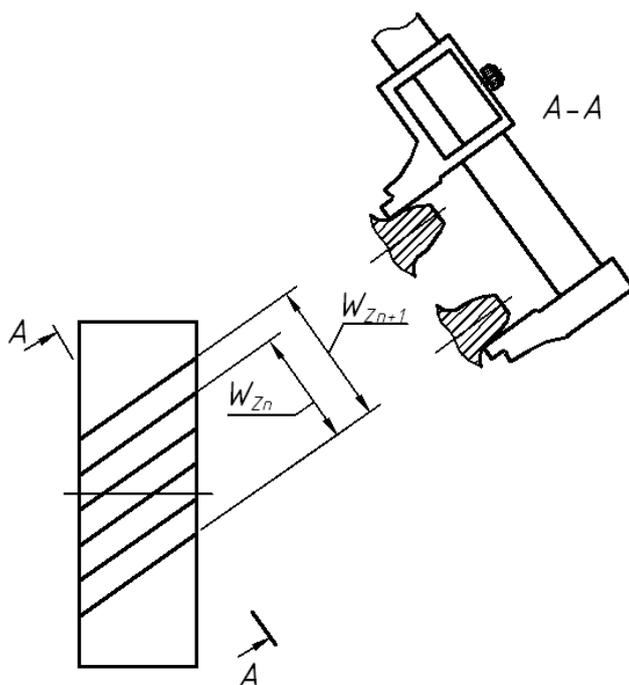


Рисунок 1.1 – Измерение длин общей нормали для определения основного нормального шага

Диаметры впадин шестерни и колеса:

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

Измеряют ширину зубчатых колес в передаче. Определяют коэффициент ширины  $\psi_{bd}$  и коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния  $\psi_{ba}$ :

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}; \quad \psi_{ba} = \frac{b_1}{a}.$$

Определяют направление линии зубьев зубчатых колес. Правым называют такое направление линии зуба, точка на которой движется по часовой стрелке при удалении вдоль зуба, если смотреть на колесо со стороны торца. Левым – против часовой стрелки.

Рассчитывают передаточное число по формуле

$$U = \frac{z_2}{z_1}.$$

Коэффициент перекрытия учитывает непрерывность и плавность зацепления в передаче. Такие качества передачи обеспечиваются перекрытием работы одной пары зубьев работой другой пары. Для этого каждая пара зубьев должна войти в зацепление до того, как предшествующая пара выйдет из зацепления.

О величине перекрытия судят по коэффициенту перекрытия. Для колес с косыми зубьями коэффициент перекрытия  $\varepsilon_\gamma$  определяется суммой коэффици-

ентов торцового  $\varepsilon_\alpha$  и осевого  $\varepsilon_\beta$  перекрытий:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta;$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 0,95 - 1,6 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos\beta) \cos\beta; \quad \varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin\beta}{p_n}.$$

Для прямозубых колес ( $\beta = 0$ ) коэффициента осевого перекрытия не существует.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- эскиз общего вида редуктора с проставленными замеренными размерами;
- расчеты основных параметров зубчатых колес;
- 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 Как определить направление линии зуба?
- 12 Каков физический смысл коэффициента перекрытия?
- 13 Какие размеры называют габаритными и присоединительными?
- 14 Почему входной и выходной валы редуктора имеют разные диаметры?
- 15 Как определяется передаточное отношение редуктора?

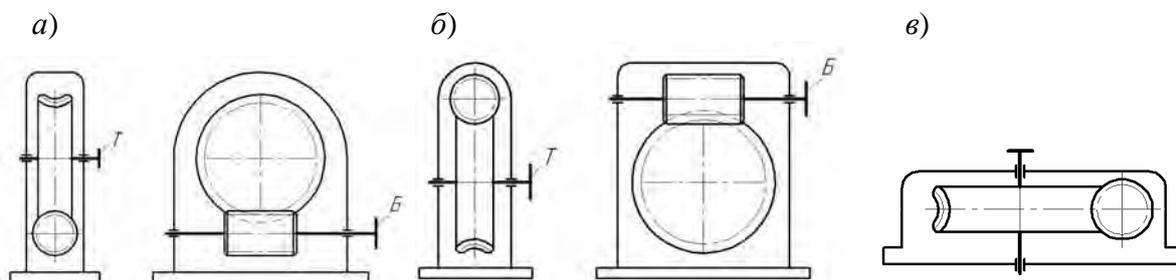
## 2 Лабораторная работа № 2 (6). Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора

**Цель работы:** ознакомление с конструкцией, назначением основных деталей червячного редуктора, способом регулировки подшипников и червячного зацепления. Получение практических навыков в инженерных расчетах червячных передач.

### Общие сведения о червячных редукторах.

Червячные редукторы применяются для передачи вращения между перекрещивающимися валами. Червячные редукторы дают возможность получать 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:  $z_1 = 1 - \eta = 0,7 \dots 0,75$ ;  $z_1 = 2 - \eta = 0,75 \dots 0,82$ ;  $z_1 = 4 - \eta = 0,82 \dots 0,92$ ); меньший ресурс, чем у редукторов других типов, и необходимость применения дорогостоящих бронз для изготовления венцов червячных колес [1].

Компоновочные возможности червячного редуктора сводятся к положению червячной пары в пространстве. Различают червячные редукторы с нижним расположением червяка (рисунок 2.1, а), с верхним расположением червяка (рисунок 2.1, б) и боковым расположением червяка (рисунок 2.1, в).



а – редуктор с нижним расположением червяка; б – редуктор с верхним расположением червяка; в – редуктор с боковым расположением червяка

Рисунок 2.1 – Червячные редукторы

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  $i \approx 4000$ .

В ряде случаев червячные передачи входят в состав червячно-цилиндри-

ческих и цилиндро-червячных редукторов. Оба типа этих редукторов имеют ортогональное расположение быстроходного и тихоходного валов. Червячно-цилиндрические редукторы имеют червячную быстроходную ступень и одну либо две цилиндрические ступени с параметрами цилиндрического редуктора развернутой схемы. Эти редукторы имеют большие передаточные отношения и низкий уровень виброактивности. Червяк обычно располагают внизу, что вызвано условиями смазывания зацепления, расположением подшипников червяка и условиями сборки.

Цилиндро-червячные редукторы выполняют двухступенчатыми, их передаточные отношения меньше, а уровень виброактивности выше (т. к. быстроходная ступень – цилиндрическая зубчатая), чем у червячно-цилиндрических редукторов.

### ***Конструкция червячного редуктора.***

В червячном редукторе червячная передача состоит из червяка, расположенного сверху или снизу, и червячного колеса. 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 можно регулировать.

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, не-проточный, 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. 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.

### ***Критерии работоспособности и расчета червячных передач.***

Основными причинами выхода из строя червячных передач являются износ зубьев колеса, заедание и поверхностные разрушения зубьев колеса.

Износ ограничивает срок службы большинства передач. Скорость изнаши-



вания в значительной степени зависит от условий смазки червячного зацепления, качества смазочного материала и, конечно, нагруженности зацепления.

Заедание особо опасно в тех случаях, когда венцы червячных колес изготовлены из твердых материалов: оловянистых бронз и чугуна. При этом заедание происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев червячного колеса.

Пластическое разрушение и усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев червячного колеса наблюдается главным образом при действии высоких нагрузок и повторно-кратковременных перегрузок.

Поломки зубьев червячного колеса встречаются довольно редко и наблюдаются главным образом при значительной степени износа зубьев или вследствие ошибок изготовления.

Таким образом, основными критериями работоспособности червячных передач являются износостойкость, сопротивление заеданию и усталостному выкрашиванию зубьев червячного колеса.

Предотвращение отказов червячных передач на стадии проектирования осуществляется путем учёта этих критериев при расчетах на сопротивление контактной усталости, т. е. по контактным напряжениям. Расчет по напряжениям изгиба является проверочным.

### ***Проектный расчет червячной передачи.***

Проектный расчет служит для определения размеров передачи, при которых не возникает опасность повреждения венца червячного колеса.

При проектировочном расчете определяют межосевое расстояние  $a_w$ :

$$a_w = 0,625 \cdot \left( \frac{q}{z_2} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{ПП} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot \left( \frac{q}{z_2} \right)}}$$

где  $T_2$  – момент на валу червячного колеса, Н·м;

$z_2$  – число зубьев червячного колеса;

$q$  – коэффициент диаметра червяка;

$[\sigma_H]$  – допускаемые контактные напряжения для материала венца червячного колеса, МПа;

$E_{ПП}$  – модуль упругости материалов червяка и колеса (при выполнении венца червячного колеса из бронзы  $E_{ПП} = 1,26 \cdot 10^5$ ), МПа.

Определение параметров архимедова червяка и червячного колеса, изготовленных стандартным режущим инструментом, производят 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.

Измеряют на червяке 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, определяют расчетный шаг  $p$ . Измеряют диаметр вершин витков червяка  $d_{a1}$ , диаметр вершин зубьев червячного колеса  $d_{a2}$ .

Расчетный модуль червяка в осевом сечении

$$m = \frac{p}{\pi}$$

Значение  $m$  округляют до стандартного по ГОСТ 9672–74.

Коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{d_1}{m},$$

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

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

Значение  $q$  округляют до стандартного по ГОСТ 9672–74.

Передачное отношение

$$i = \frac{z_2}{z_1},$$

где  $z_1$  – число заходов червяка;

$z_2$  – число зубьев червячного колеса.

Коэффициент смещения червячного колеса (должен находиться в пределах  $-1 \leq x \leq 1$ ) определяют по формуле

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

### **Проверка правильности зацепления.**

Для правильного червячного зацепления необходимо, чтобы средняя плоскость червячного колеса проходила через ось вращения червяка. Это определяется по пятну контакта. Чтобы получить пятно контакта, на рабочую поверхность витка червяка наносят очень тонкий слой краски. Проворачивают червяк, создавая рукой реактивный момент на валу колеса.

Через люк наблюдают отпечаток краски (пятно контакта) на рабочей поверхности зуба червячного колеса. Пятно контакта должно быть расположено симметрично относительно средней плоскости червячного колеса. Если же пятно контакта смещено вправо или влево, то необходимо вынуть часть прокладок из-под подшипниковой крышки с одной стороны червячного колеса и поставить их под другую крышку. При этом червячное колесо с валом и подшипниками относительно кожуха переместятся в сторону вынутых прокладок.

После этого протирают поверхности от краски, еще раз наносят тонкий слой краски на рабочую поверхность витка червяка. Смотрят положение нового

пятна контакта. Прокладки переставляют до получения симметричного расположения пятна контакта относительно средней плоскости червячного колеса. После юстировки червячного зацепления закрывают все крышки на редукторе, вставляют маслоуказатель и завинчивают сливную пробку.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- эскизы редуктора и деталей с проставленными замеренными размерами;
- измеряемые и рассчитываемые элементы редуктора, червяка и червячного колеса (расстояние от опорной поверхности нижнего фланца редуктора до верхней кромки выходного конца быстроходного вала  $H_1$ ; то же для тихоходного вала  $H_2$ , диаметры выходных концов валов редуктора  $D_1$  и  $D_2$ , число заходов червяка  $z_1$ , диаметр вершин витков червяка  $d_{a1}$ , расчетный шаг червяка  $p$ , длину нарезанной части червяка  $b_1$ , число зубьев червячного колеса  $z_2$ , диаметр вершин зубьев червячного колеса  $d_{a2}$ , наибольший диаметр червячного колеса  $d_{am2}$ , ширина венца червячного колеса  $b_2$ , межосевое расстояние  $a_w$ , модуль  $m$ , делительный диаметр червяка  $d_1$ , коэффициент диаметра червяка  $q$ , передаточное отношение  $i$ , коэффициент смещения червяка  $x$ );
- выводы по результатам работы.

### **Вопросы для самоконтроля**

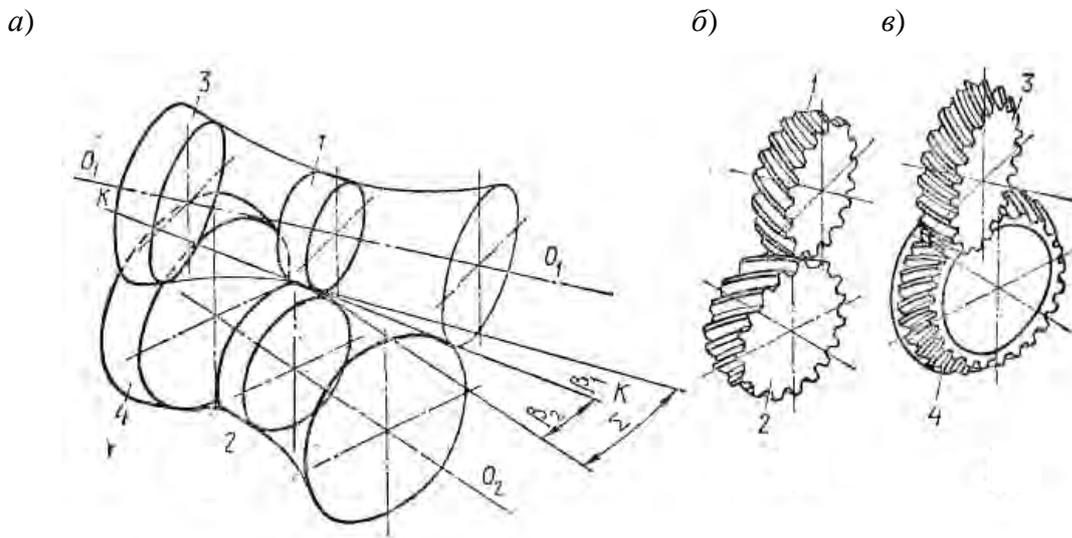
- 1 Где применяются червячные редукторы?
- 2 Что предусмотрено в редукторе для его осмотров?
- 3 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления? Для чего это нужно?
- 4 Для чего служит система смазки? Какие элементы относятся к системе смазки?
- 5 Как в редукторе выполнено уплотнение валов?
- 6 Как определяют модуль?
- 7 Как определяют коэффициент диаметра червяка?
- 8 Как регулируют подшипники?
- 9 Как регулируют червячное зацепление?
- 10 Каковы критерии работоспособности червячных передач?
- 11 Каковы критерии расчета червячных передач?
- 12 Из каких материалов изготавливаются элементы червячных передач?

### 3 Лабораторная работа № 3 (4). Изучение конструкции и определение параметров гипоидной передачи

**Цель работы:** изучение конструкции, ознакомление с назначением основных деталей, способами регулировки подшипников и гипоидного зацепления редуктора.

#### **Гипоидное зацепление.**

Аксоидами в относительном движении звеньев со скрещивающимися под любым углом  $\Sigma$  между осями (рисунок 3.1, а) являются гиперboloиды, контактирующие по образующей – мгновенной оси вращения и скольжения КК, наклоненной к осям гиперboloидов под углами  $\beta_1$  и  $\beta_2$ . Если в качестве начальных поверхностей принять эти гиперboloиды и на звеньях нарезать зубья, то получим гиперboloидный механизм с зубьями, контактирующими по линии.



а – аксоиды зубчатых механизмов со скрещивающимися осями; б – винтовое зацепление; в – гипои́дное зацепление

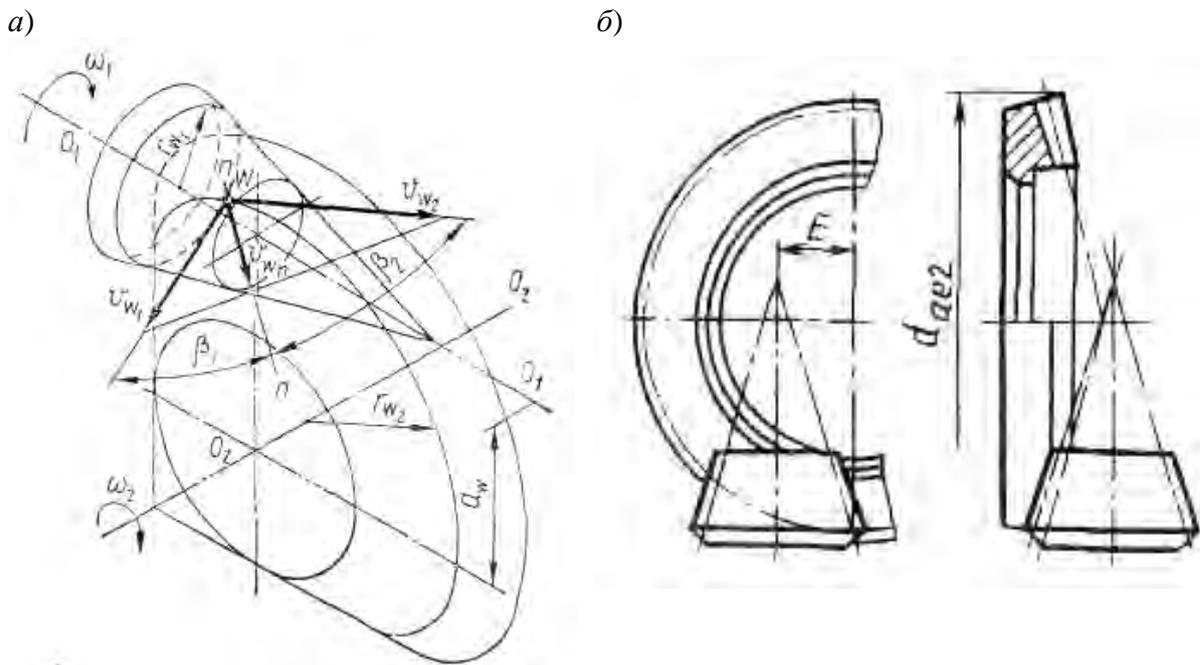
Рисунок 3.1 – Зубчатые механизмы со скрещивающимися осями

В процессе зацепления эти зубья перекатываются и скользят вдоль профиля по высоте зубьев и в направлении линий зубьев.

Такие зацепления не нашли применения ввиду сложности изготовления их элементов. При постоянном числе зубьев и переменном по длине звеньев диаметре начальных окружностей шаг, а значит, и модуль зацепления должны увеличиваться от горловины гиперboloида в обе стороны по оси. Вместо них применяют зацепления, у которых начальные поверхности представляют собой цилиндры 1, 2, вписанные в горловины гиперboloидов, или конусы 3, 4, расположенные на удаленных от горловины участках гиперboloидов. Касание таких начальных поверхностей, не совпадающих с аксоидными, – точечное, поэтому и контакт зубьев в зацеплениях тоже переходит в точечный. Такие механизмы с

цилиндрическими начальными поверхностями (рисунок 3.1, б) называются винтовыми, а с коническими поверхностями (рисунок 3.1, в) – гипоидными.

Схема зацепления гипоидных колес представлена на рисунке 3.2, а, на котором показаны начальные конусы, оси которых скрещиваются под некоторым углом с кратчайшим расстоянием между ними  $a_w$ , а образующие касаются в точке  $W$ . Абсолютные скорости  $v_{w1} = \omega_1 r_{w1}$  и  $v_{w2} = \omega_2 r_{w2}$  точек  $W_1$  и  $W_2$ , принадлежащих гипоидным зубчатым колесам, будут лежать в плоскости, касательной к обоим начальным конусам. Проекции этих скоростей на направление нормали  $n-n$  к линиям зубьев в этой касательной плоскости должны быть равны  $v_{wn} = v_{w1} = v_{w2} = v_{w1} \cos \beta_1 = v_{w2} \cos \beta_2$ , где  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы наклона зубьев шестерни и колеса, причем  $\beta_1 + \beta_2 \neq 90^\circ$ .



а – основные параметры зацепления; б – относительное расположение зубчатых колес

Рисунок 3.2 – Гипоидное зацепление

В качестве сопряженных профилей в гипоидном зацеплении применяются любые, в том числе и эвольвентные, криволинейные поверхности конических зубчатых колес. Касание гипоидных колес в точке и большое скольжение в процессе зацепления вызывают необходимость применения в силовых механизмах специальных смазочных материалов.

Для улучшения характеристик зацеплений зубьев колес с перекрещивающимися осями применяют различные способы замены точечного контакта линейчатым. Так, используя специальные методы нарезания зубьев и инструменты, получают гипоидные зацепления с линейчатым локализованным контактом.

### **Гипоидные передачи.**

Гипоидные (конические винтовые) передачи осуществляются коническими колесами с перекрещивающимися осями (рисунок 3.2, б). Гипоидные колеса, как

правило, выполняют с круговыми зубьями. Передаточные числа обычно выбирают в диапазоне от 1 до 10, иногда до 60. Дополнительно к известным достоинствам передач зацеплением с перекрещивающимися осями (плавность работы, возможность выводить валы за пределы передачи в обе стороны) гипоидные передачи обладают повышенной несущей способностью. Это прежде всего связано с тем, что в гипоидных передачах в отличие от винтовых обеспечивается контакт, близкий к линейному, с оптимальными формой и размерами пятна контакта. В этом отношении они аналогичны коническим передачам с криволинейными зубьями. Скорости скольжения в гипоидных передачах значительно меньше, чем в винтовых. При том же диаметре колеса и передаточном числе диаметр шестерни в гипоидных передачах получается больше, чем в конических.

Кроме того, зубья в гипоидных передачах хорошо притираются и не подвержены существенным искажениям вследствие достаточно равномерного скольжения по рабочей поверхности зубьев. Благодаря тому, что в зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, гипоидные передачи могут применяться в механизмах высокой точности, в частности в качестве делительных передач прецизионных зуборезных станков.

Значительное распространение гипоидные передачи получили в автомобилях, тракторах и других транспортных средствах, в бумагоделательных, в текстильных и других машинах. В текстильных машинах гипоидные передачи делают возможным привод от одного вала до 200 веретен.

Недостатком гипоидных передач является повышенная опасность заеданий, связанная с наличием скольжения вдоль контактных линий. Средством повышения сопротивления заеданию гипоидных передач служит применение противозадирных смазочных материалов.

Опасность заеданий тем меньше, чем меньше гипоидное смещение, т. е. межосевое расстояние  $E = a_w$  (см. рисунок 3.2, б). При проектировании гипоидных передач обычно выбирают гипоидное смещение  $E = (0,2...0,3)d_{ae2}$ , где  $d_{ae2}$  – диаметр внешний вершин гипоидного колеса. В передачах легковых автомобилей и легких грузовиков  $E \leq 0,2m_{te}z_c$ , а в передачах тяжелых транспортных машин  $E \leq 0,1m_{te}z_c$ , где  $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ ,  $m_{te}$  – модуль зубьев во внешнем торцовом сечении,  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев соответственно вал-шестерни и колеса.

Углы наклона зубьев шестерни с ее осью обычно выбирают  $\beta_1 = 50^\circ$  или несколько уменьшают с увеличением числа зубьев: при  $z_1 = 6...13$   $\beta_1 = 50^\circ$ , при  $z_1 = 14...15$  –  $\beta_1 = 45^\circ$ ; при  $z_1 = 16$  –  $\beta_1 = 40^\circ$ . При этом углы наклона зубьев колеса  $\beta_2 = 30...35^\circ$  (сдвиг торцов зубьев колеса должен быть близким к 1,3 торцового шага). Углы зацепления  $\alpha$  для противоположных сторон зубьев различные. Они меньше для вогнутой стороны зубьев шестерни и сопряженной выпуклой стороны зубьев колеса и соответственно больше для противоположных сторон. На чертежах достаточно указывать средний угол  $\alpha_1 = 45^\circ = \alpha_{cp}$ , который для передач машин общего машиностроения и легковых автомобилей



$z_1 < 6 \dots 13$  обычно принимают равным  $21^\circ 15'$ , а для передач тяжелых транспортных машин  $22^\circ 30'$ .

Выбор направления зубьев шестерни (правое или левое) не является произвольным, а зависит от направления гипоидного смещения.

Геометрический расчет гипоидных передач аналогичен расчету конических с круговыми зубьями, но несколько сложнее. При расчете пользуются расчетными таблицами и графиками. Некоторые из параметров приходится определять предварительно, а потом уточнять, т. е. пользоваться методом последовательных приближений. Передаточное число гипоидных передач определяют по аналогии с винтовыми цилиндрическими передачами по формуле

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta_2}{d_1 \cdot \cos \beta_1}.$$

Так как  $\beta_1$  выбирают большим, чем  $\beta_2$ , то при одинаковых диаметрах колес  $d_2$  и передаточном числе  $u$  диаметр шестерни  $d_1$  гипоидной передачи получается в  $k = \cos \beta_2 / \cos \beta_1$  раз больше, чем в конической. Расчет гипоидных передач по контактным напряжениям и на изгиб можно производить так же, как конических, при одинаковых диаметрах, ширинах и торцовых модулях. При этом по контактной прочности получается дополнительный ресурс, т. к. приведенный радиус кривизны в гипоидных передачах получается в  $k^3$  раз больше, чем в аналогичных конических. Полный геометрический и прочностной расчет гипоидных передач приведен в [1].

### ***Порядок выполнения работы.***

Для удобства работы с редуктором корпус его смонтирован на устойчивой рычажной подставке. С целью тщательного изучения элементов кинематической пары к лабораторному редуктору приложены сопрягаемые гипоидные вал-шестерня и колесо.

Проверить основные геометрические параметры гипоидных вала-шестерни и колеса. Посчитать числа зубьев  $z_1$  вала-шестерни и  $z_2$  колеса. Измерить диаметры внешние вершин  $d_{ae1}$  вала-шестерни и  $d_{ae2}$  колеса, ширины зубчатых венцов  $b_1$  вала-шестерни и  $b_2$  колеса, углы наклона зубьев  $\beta_1$  вала-шестерни и  $\beta_2$  колеса, гипоидное смещение  $E$ , внешнюю высоту зуба  $h_{e2}$  колеса, руководствуясь рисунками 3.1 и 3.2. Определить, используя зависимости, передаточное число  $u$ , число зубьев плоского колеса  $z_c$ , модуль зубьев во внешнем торцовом сечении  $m_{te}$  из формулы  $h_{e2} = 2,25m_{te}$ , гипоидное смещение  $E$ .

Величины измеренных и вычисленных параметров сравнить с рекомендованными, сделать вывод.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- схему передачи;
- проверку основных геометрических параметров гипоидных вала-



шестерни и колеса.

– ВЫВОДЫ.

### ***Вопросы для самоконтроля***

- 1 Для чего нужны редукторы?
- 2 Что такое гиперболоидный механизм?
- 3 Преимущества и недостатки гипоидных передач?
- 4 Что называется гипоидным смещением?
- 5 Как определяется передаточное отношение гипоидных передач?
- 6 Как выбирают углы наклона зубьев шестерни?

## **4 Лабораторная работа № 4 (7). Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач**

***Цель работы:*** изучение назначения и областей применения планетарных передач, их конструкции и назначения элементов. Закрепление навыков практического определения характеристик, размеров и параметров планетарных передач.

### ***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.

Преимуществами планетарных передач являются [1]:

- малые габариты и масса (вследствие распределения нагрузки между сателлитами), благодаря чему нагрузка на зубьях 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 передач на корпус меньших сил;
- более высокие компоновочные возможности, что облегчает встраивание их в электродвигатели, ходовые колеса, барабаны, шкивы.



Недостатки планерных передач:

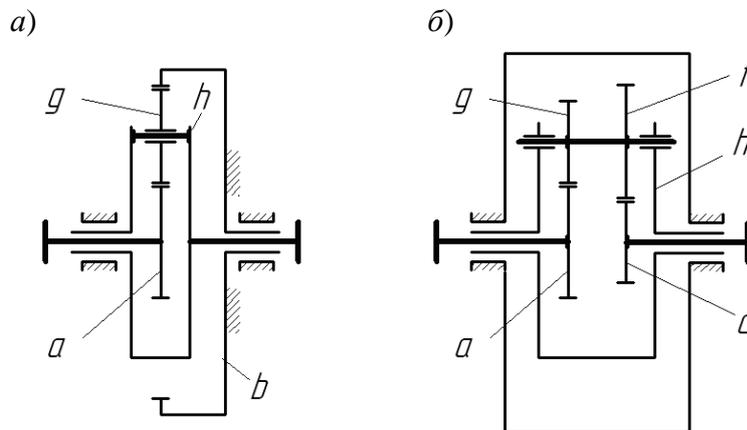
- необходимость более высокой точности изготовления;
- большое число деталей и сложность сборки.

### **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 4.1, *a*), с двумя – двухвенцовым сателлитом (рисунок 4.1, *б*).



*a* – с одновенцовым сателлитом; *б* – с двухвенцовым сателлитом

Рисунок 4.1 – Кинематическая схема планетарного редуктора

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

Зубчатые колеса, зацепляющиеся с сателлитами и имеющие оси, совпадающие с осью водила, называются центральными колесами. Центральные колёса могут быть внешнего и внутреннего зацепления. Центральное колесо внешнего зацепления называется солнечным и обозначается буквой *a*. Центральное колесо внутреннего зацепления называется коронным и обозначается буквой *b*.

Если одно из центральных колес планетарной передачи установлено неподвижно, то оно называется опорным.

Чаще всего ведущим (или ведомым) валом передачи служит вал солнечного колеса, а ведомым (или ведущим) – вал водила.

Передача, получаемая из планетарного механизма остановкой водила, называется передачей с невращающимся водилом или обращённым механизмом.

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

### **Кинематика планетарных передач.**

При определении передаточного отношения планетарных передач используется метод Виллиса (метод остановки водила) [2].

Он заключается в сообщении всему механизму угловой скорости, равной угловой скорости водила, но направленной в противоположном направлении. Рассмотрим данный метод, применительно к планетарной передаче, показанной на рисунке 4.1, *a*.

Передаточное отношение для данной передачи при передаче движения от солнечного колеса *a* к водилу *h* при остановленном коронном колесе *b* определяется по выражению

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h}.$$

Согласно методу Виллиса сообщаем всему механизму угловую скорость, равную угловой скорости водила, но направленную в противоположном направлении. При этом получаем обращённый механизм, в котором движение передаётся от солнечного колеса *a* к коронному колесу *b* при остановленном водиле *h*. Передаточное отношение обращённого механизма определяется по выражению

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h}.$$

В рассматриваемом механизме угловая скорость коронного колеса *b*  $\omega_b = 0$ , следовательно

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{-\omega_h} \quad \text{или} \quad i_{ab}^h = 1 - \frac{\omega_a}{\omega_h}.$$

Соответственно,

$$i_{ab}^h = 1 - i_{ah}^b \quad \text{или} \quad i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h.$$

Обращённый механизм представляет собой обычную зубчатую передачу, в которой движение передаётся от солнечного колеса *a* к коронному колесу *b* через паразитную шестерню *g*. Следовательно передаточное отношение обращённого механизма  $i_{ab}^h$  при известных числах зубьев всех звеньев планетарной передачи будет определяться выражением

$$i_{ab}^h = -\frac{z_b}{z_a}.$$



Окончательно получим передаточное отношение

$$i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 + \frac{z_b}{z_a}.$$

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- схему планетарного редуктора с указанием габаритных и присоединительных размеров;
- кинематическую схему редуктора;
- таблицу размеров зубчатых колес и параметров зубчатых передач;
- выводы.

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1 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 осуществляются контроль наличия и смена масла в редукторе?
- 8 Как осуществляется смазка колес в планетарном редукторе?
- 9 Как осуществляется строповка при транспортировке редуктора?

## **5 Лабораторная работа № 5 (14). Испытание ременной передачи**

**Цель работы:** изучение работы ременной передачи, построение кривых скольжения и КПД и определение оптимальной загрузки передачи.

### **Теоретические основы ременной передачи.**

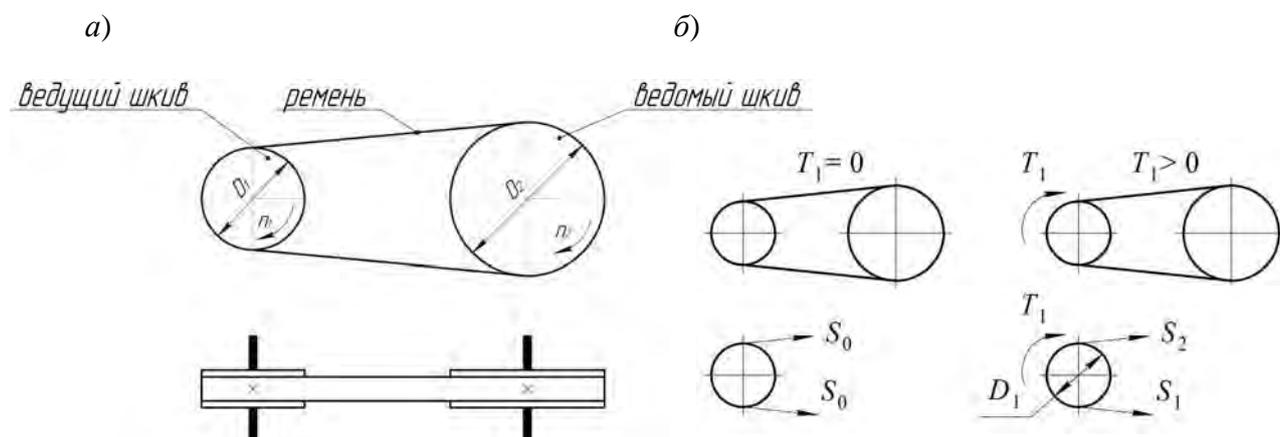
Схема ременной передачи изображена на рисунке 5.1, а. Передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы [1]. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.

Достоинства ременных передач, определяющие область их применения: возможность передачи движения на средние расстояния; плавность работы (смягчение толчков, бесшумность); возможность работы с высокими частотами вращения; малая стоимость.

Недостатки ременных передач: значительные габариты (обычно в несколько раз больше, чем зубчатых); неизбежность некоторого упругого скольжения ремня; повышенные силы на валы и опоры, т. к. суммарное напряжение обеих ветвей ремня существенно больше передаваемой окружной силы; необходи-



мость устройств для натяжения ремня; необходимость предохранения ремня от попадания масла; малая долговечность ремней в быстроходных передачах.



*a* – схема ременной передачи; *б* – силы, действующие в ветвях ремня

Рисунок 5.1 – Ременная передача

Ременные передачи классифицируют по следующим основным признакам:

- по взаимному расположению звеньев передачи (открытые, перекрестные, угловые и т. д.);
- по виду поперечного сечения ремней (плоскоременные, клиноременные и круглоременные);
- по способу натяжения ремней (натяжение грузовое, винтовое или натяжными роликами).

При передаче крутящего момента  $T_1$  усилия в ветвях ременной передачи изменяются. На рисунке 5.1, б показаны усилия в ветвях ремня в двух случаях: без нагрузки  $T_1 = 0$  и под нагрузкой  $T_1 > 0$ .

Окружная сила на шкивах

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_1}.$$

Условие равновесия шкива

$$T_1 = \frac{D_1}{2} \cdot (S_1 - S_2),$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – натяжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче, Н.

Откуда  $S_1 - S_2 = F_t$ .

Связь между  $S_0$ ,  $S_1$ , и  $S_2$  устанавливают, исходя из того, что геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной как и в ненагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Поэтому можно записать, что  $S_1 + S_2 = 2 \cdot S_0$ . Отсюда следует

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2} \text{ и } S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}.$$

### Скольжение в передаче.

Под действием окружной силы  $F_t$  ведущая ветвь ремня получает дополнительное удлинение. Величина относительного удлинения постоянно уменьшается на дуге обхвата, определяемой углом обхвата  $\alpha$ , и станет равной нулю в некоторой точке  $C$  (рисунок 5.2). Дополнительное удлинение ремня сопровождается скольжением по шкиву. Это скольжение принято называть упругим скольжением, а дугу  $AC$  – дугой упругого скольжения. На дуге  $BC$  ремень остается в покое. Эту дугу называют дугой покоя. Чем больше  $F_t$ , тем больше дуга упругого скольжения и меньше дуга покоя, т. к.  $AC + BC = AB = \text{const}$ .

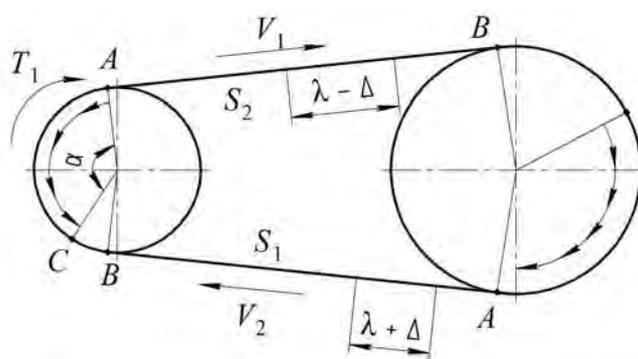


Рисунок 5.2 – Схема скольжения в ременной передаче

При увеличении  $F_t$  до значения, равного запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространится на весь угол обхвата – наступит буксование.

Дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегаящих ветвей.

Отметим некоторый участок ремня длиной  $\lambda$  в ненагруженной передаче, а затем нагрузим ее. На ведущей ветви отмеченный участок удлиняется до  $\lambda + \Delta$ , а на ведомой – сокращается до  $\lambda - \Delta$ .

Определяя окружные скорости шкивов (для ведущего  $V_1$  и для ведомого  $V_2$ ) по совместному перемещению с ремнем на участках дуг покоя, получим:

$$V_1 = \frac{\lambda + \Delta}{\Delta t} < V_2 = \frac{\lambda - \Delta}{\Delta t},$$

где  $\Delta t$  – время набегания отмеченного участка ремня на шкивы.

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; \quad V_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000},$$

где  $D_1$  и  $D_2$  – диаметры ведущего и ведомого шкивов соответственно, мм;

$n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов соответ-

венно,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$V_1$  и  $V_2$  – окружные скорости ведущего и ведомого шкивов соответственно, м/с.

Скольжение в ременной передаче характеризуется коэффициентом упругого скольжения

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot 100 \text{ \%}.$$

Для случая  $D_1 \neq D_2$

$$\varepsilon = \frac{n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot D_2}{n_1 \cdot D_1} \cdot 100 \text{ \%}.$$

Для случая  $D_1 = D_2$

$$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n_1}.$$

Передаточное число (как видно из формулы, не является постоянным):

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 \cdot D_2}{V_2 \cdot D_1} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}.$$

КПД в ременной передаче:

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} \cdot 100 \text{ \%}.$$

### ***Кривые скольжения и КПД.***

Работоспособность ременной передачи характеризуют кривыми скольжения и КПД (рисунок 5.3). По оси ординат отсчитывается коэффициент упругого скольжения  $\varepsilon$  и КПД  $\eta$  в процентах, а по оси абсцисс – нагрузка передачи, которая выражается через коэффициент тяги, который позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня  $S_0$  используется полезно для передачи нагрузки  $F_t$ , т. е. характеризует загруженность передачи.

$$\varphi = \frac{F_t}{2 \cdot S_0} = \frac{2 \cdot T_1}{D_1 \cdot 2 \cdot S_0} = \frac{T_1}{D_1 \cdot S_0},$$

где  $S_0$  – предварительное натяжение ремня (без учета центробежных сил).

На начальном участке кривой скольжения от 0 до  $\varphi_0$  наблюдается только упругое скольжение. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и к полному буксованию. В зоне от  $\varphi_0$  до  $\varphi_{\max}$  наблюдается как упругое



скольжение, так и буксование, которое равно разности между ординатами кривой коэффициента упругого скольжения и пунктирной линией (продолжением  $OA$ ).

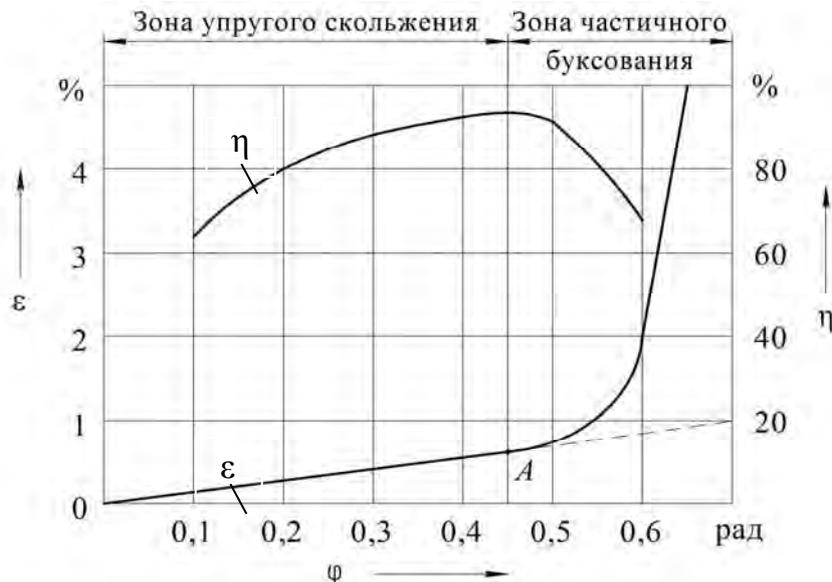


Рисунок 5.3 – Типовые кривые коэффициента упругого скольжения  $\varepsilon$  и КПД в зависимости от коэффициента тяги  $\varphi$

Рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения  $\varphi_0$  и слева от него. Этому значению соответствует максимальное значение КПД.

Работа в зоне частичного буксования допускается только при кратковременных перегрузках, например, при пуске. В этой зоне КПД резко снижается за счет увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Величина зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Потери мощности собственно в ременных передачах складываются из: потерь от скольжения ремня по шкивам, потерь на внутреннее трение в ремне, потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Максимальное значение КПД передачи зависит, в основном, от потерь на внутреннее трение в ремне и поэтому уменьшается с уменьшением диаметра шкива.

При загрузке передачи, близкой в  $\varphi_0$ , среднее значение КПД обычно находится в интервале 0,95...0,97.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- расчетные формулы;
- таблицу с результатами экспериментов;
- графики  $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$ ;  $\eta = \eta(\varphi)$ ;
- рекомендации по оптимальной загрузке передачи;
- выводы.

### Вопросы для самоконтроля

- 1 Где применяются ременные передачи?
- 2 Каковы преимущества и недостатки ременных передач?
- 3 Чему равно передаточное число ременной передачи с учетом скольжения?
- 4 Назовите способы натяжения ремней.
- 5 Какие силы действуют на валы от ременной передачи?
- 6 Как определить КПД и коэффициент тяги ременной передачи и что они показывают?
- 7 Какие виды потерь существуют в ременной передаче?
- 8 Как определяется работоспособность ременной передачи?

## 6 Лабораторная работа № 6 (13). Определение критической частоты вращения вала

**Цель работы:** экспериментальное определение критической частоты вращения вала и изучение влияния массы диска, жесткости вала и дисбаланса на его критическую частоту.

### Установка для испытаний.

Общий вид установки показан на рисунке 6.1.

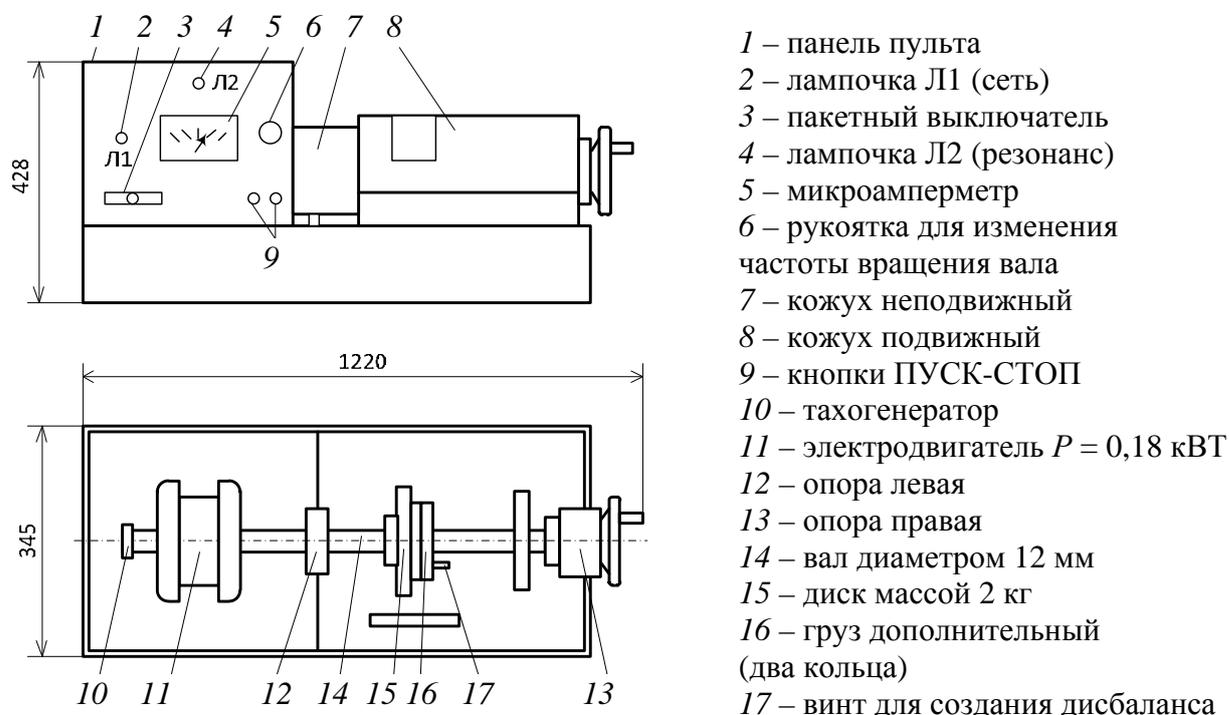


Рисунок 6.1 – Общий вид установки

Установка состоит из станины, правой 13 и левой 12 опор электродвигателя 11 и пульта управления. На пульте смонтированы кнопки пуск-стоп 9, па-

кетный выключатель 3, микроамперметр 5, рукоятка 6 для изменения частоты вращения вала.

Дополнительная нагрузка на вал создается двумя кольцами 16 массой 0,35 кг каждый. Для создания дисбаланса к одному из колец крепится винт 17.

Изменение длины вала осуществляется с помощью подвижной правой опоры 13, в которой находится разжимная цанга.

Вся установка закрыта двумя кожухами: подвижным 8 и неподвижным 7. Перед пуском двигателя установку необходимо закрыть подвижным кожухом 8, в противном случае установка не включится.

### **Порядок выполнения работы.**

В лабораторной работе необходимо установить: влияние массы диска на критическую частоту вращения вала; влияние изменения жесткости вала на его критическую частоту; влияние дисбаланса на критическую частоту вращения вала, т.е. частоту, при которой наступает резонанс – явление резкого возрастания амплитуды колебаний при приближении частоты вынужденных колебаний к собственной частоте.

Для определения влияния массы на критическую частоту вращения вала необходимо определить два расчетных значения величины прогиба вала  $f$ , мм, когда масса диска  $m$  равна 2 кг и масса диска с двумя кольцами равна 2,7 кг, при расстоянии между опорами  $L = 500$  мм или  $L = 550$  мм.

$$f = \frac{gl^2(m + m_g)(L - l)^2}{3EJL},$$

где  $m$  – масса диска, кг;

$m_g$  – масса вала,  $m_g = 0,485$  кг;

$L$  – расстояние между опорами вала, мм;

$l$  – расстояние от средней линии диска до оси правой опоры, мм,  
 $l = L - 275$ ;

$J$  – осевой момент инерции сечения вала, мм<sup>4</sup>,  $J = \frac{\pi d^4}{64}$ ;

$E = 2,15 \cdot 10^5$  – модуль упругости,  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$d$  – диаметр вала,  $d = 12$  мм;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Определить расчетное значение критической частоты вращения вала в оборотах в минуту по формуле

$$n_{кр} = 300 \cdot \sqrt{\frac{10}{f}}.$$

Найти экспериментальное значение критической частоты вращения вала.

Для этого необходимо произвести следующую последовательность действий:

- закрыть установку подвижным кожухом 8, следя за тем, чтобы край кожуха совпадал с риской, нанесенной на неподвижный кожух, и включить электродвигатель (пакетный выключатель 3 и кнопки 9);

- регулируя рукояткой 6 частоту вращения вала электродвигателя, довести вал до состояния резонанса (зажигается лампочка Л2) и, не задерживая работу вала в этом положении, увеличить частоту вращения вала, выходя из зоны резонанса в закритическую область;

- затем вал из критической области через состояние резонанса ввести в докритическую область (опыт повторить 3 раза, фиксируя частоту вращения вала перед выходом в резонанс и после выхода из состояния резонанса);

- выключить электродвигатель, подсчитать среднее арифметическое значение критической частоты и сравнить с расчетным значением;

- увеличить массу вала, навинчивая на диск одно, а затем второе кольца 16 и опыты повторить;

Результаты занести в таблицу и построить теоретический и экспериментальный графики зависимости критической частоты вращения вала от массы.

Для определения влияния жесткости вала на его критическую частоту вращения необходимо определить расчетные значения величин прогиба вала при его постоянной массе, когда расстояние  $L$  между опорами равно 500, 525 и 550 мм. Определить соответствующие расчетные значения критической частоты вращения вала.

Найти экспериментально значения критической частоты вращения вала. Для этого перемещением подвижной опоры вала 13 изменить расстояние между опорами вала в заданных пределах, тем самым изменяя жесткость вала. Далее опыт повторить в той же последовательности. Результаты занести в таблицу и построить теоретический и экспериментальный графики зависимости критической частоты вращения вала от расстояния между опорами.

Для определения влияния дисбаланса на критическую частоту вращения вала необходимо завинчиванием винта 17 в одно из колец диска создать дисбаланс. Экспериментально определить значение критической частоты вращения вала. После окончания опытов выключить установку.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- расчеты критической частоты;
- графики влияния массы и жесткости на критическую частоту вращения вала, построенные по результатам опытов и по расчетам;
- выводы по результатам работы.

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1 Что такое критическая частота вращения вала и как ее определить?
- 2 Что такое резонанс?
- 3 В каких режимах может работать вал данной установки?



- 4 Как изменяется критическая частота с изменением жесткости вала?  
 5 Как изменяется критическая частота вращения с изменением массы вала?  
 6 Как изменяется критическая частота вращения при создании дисбаланса?

## 7 Лабораторная работа № 7 (8). Изучение конструкций подшипников качения

**Цель работы:** ознакомление с классификацией и конструкциями основных типов подшипников качения.

### Классификация подшипников качения.

Подшипники качения (рисунок 7.1, а) состоят из следующих деталей: наружного 1 и внутреннего 2 колец с дорожками качения 3; тел качения 4; сепараторов 5, разделяющих и направляющих тела качения [1].

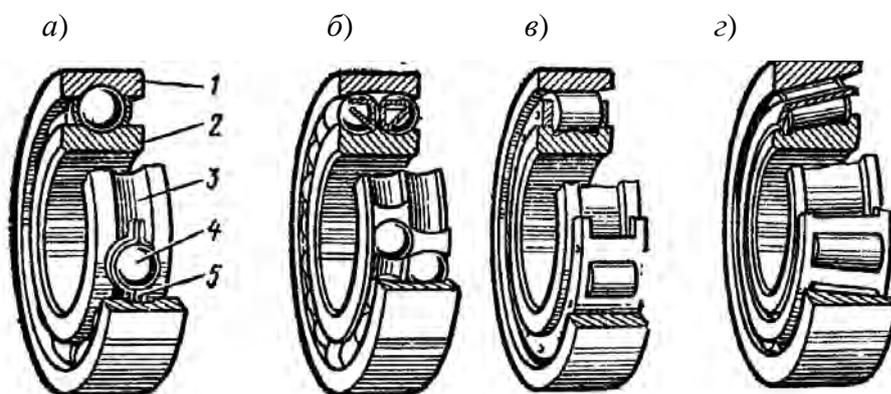


Рисунок 7.1 – Виды подшипников качения

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:

- радиальные подшипники воспринимают только радиальную нагрузку (роlikоподшипники с цилиндрическими роликами), или предназначены для радиальной, но могут воспринимать и осевую нагрузку (шарикоподшипники однорядные, шарико- и роlikоподшипники двухрядные сферические);

- упорные подшипники предназначены для восприятия только осевых нагрузок;

- радиально-упорные подшипники предназначены 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 роlikовые (тела качения – ролики).

Роlikовые подшипники выполняют:

- с короткими цилиндрическими роликами;

- с длинными цилиндрическими роликами;
- с витыми роликами;
- с коническими роликами;
- с игольчатыми роликами;
- со сферическими и сфероконическими роликами.

По способности самоустанавливаться подшипники делятся на несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся. По числу рядов тел качения подшипники подразделяются на однорядные и многорядные.

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

Шарикоподшипник радиальный однорядный (см. рисунок 7.1, а) воспринимает радиальную нагрузку, а также осевую нагрузку, не превышающую 70 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки (т. е. разности между допустимой в данных условиях и действующей радиальными нагрузками). Допускает перекос осей колец до 15 метрических минут. Является одним из наиболее распространенных и дешевых подшипников качения. 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 7.1, б) воспринимает радиальную нагрузку, может воспринимать небольшую осевую в обе стороны. Допускает значительные (до 2...3°) перекосы внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса). Применяется в узлах с нежесткими валами и в конструкциях, в которых не может быть обеспечена надлежащая соосность отверстий корпусов.

Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами (см. рисунок 7.1, в) воспринимает радиальную нагрузку, осевую не воспринимает. Допускает отдельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов) и наружного колец подшипника. Обладает большей радиальной грузоподъемностью, чем радиальный шарикоподшипник. Чувствителен к перекосам осей колец. Требуется жестких валов и высокой соосности посадочных мест.

Роликоподшипник радиально-упорный однорядный с коническими роликами (см. рисунок 7.1, г) воспринимает радиальную нагрузку и осевую только в одну сторону. Очень чувствителен к перекосам. Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок применяется в паре. Отличается от шарикоподшипника радиально-упорного большей грузоподъемностью, меньшей стоимостью. Допускается отдельный монтаж наружного и внутреннего колец с комплектом роликов.

Роликоподшипник радиальный с длинными цилиндрическими роликами (рисунок 7.2, а) предназначен для восприятия радиальных нагрузок. Их выпускают как с бортами на кольцах, так и без бортов. Они воспринимают большие радиальные нагрузки при невысоких частотах вращения. Чувствительны к перекосам осей валов. Требуют высокой соосности посадочных мест и жестких валов.

Роликоподшипник игольчатый (рисунок 7.2, б) воспринимает радиальную нагрузку, осевую не воспринимает и осевое положение вала не фиксирует. Может применяться без внутреннего кольца. Рекомендуется для использования в узлах,

работающих при колебательном движении вала или при малых частотах вращения. Игольчатые подшипники высокой точности с сепаратором могут работать при сравнительно высоких скоростях (окружная скорость вала до 10...12 м/с).

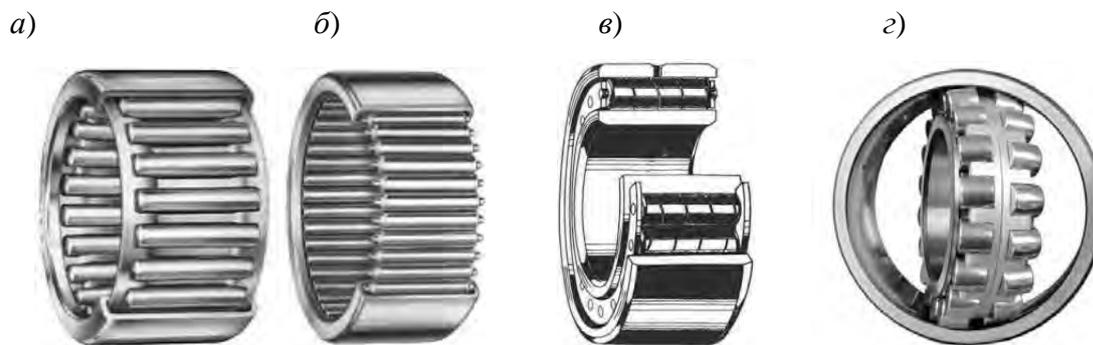


Рисунок 7.2 – Виды подшипников качения

Роликоподшипник радиальный с витыми роликами (рисунок 7.2, в) предназначен для восприятия радиальных нагрузок. Лучше, чем подшипники других типов, воспринимает радиальные нагрузки ударного характера. По сравнению с подшипниками со сплошными длинными цилиндрическими роликами обладает пониженной жесткостью и увеличенным радиальным зазором, менее чувствителен к загрязнению узла, не ограничивает осевое перемещение вала. Подшипник в ответственных узлах не применяется. Он имеет небольшие радиальные габариты. Ролики изготавливаются навивкой из ленты прямоугольного сечения. Соседние ролики обычно имеют противоположную навивку для лучшего распределения смазки и во избежание стремления к осевому смещению.

Роликоподшипник радиальный двухрядный (самоустанавливающийся) со сферическими роликами (несимметричными) (рисунок 7.2, г) воспринимает радиальную нагрузку и небольшую осевую в обе стороны. Допускает значительный (до 2...3°) перекос внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса). Отличается от шарикоподшипника радиального двухрядного сферического большей грузоподъемностью, но сложнее в изготовлении и дороже.

Шарикоподшипник радиально-упорный воспринимает радиальную нагрузку и осевую только в одну сторону. Допустимая осевая нагрузка для подшипников зависит от угла контакта шариков с кольцами. Подшипники с большим углом контакта ( $\alpha = 36^\circ$ ) предназначены для восприятия больших осевых нагрузок, величина которых может превышать величину действующих радиальных нагрузок. Подшипники чувствительны к перекосам. Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок применяют подшипники в паре.

Шарикоподшипник упорный одинарный (рисунок 7.3, а) воспринимает осевую нагрузку в одну сторону. Подшипник может выполняться двухсторонним, со средним закрепляемым на валу кольцом, имеющим два желоба. На горизонтальных валах работает хуже, чем на вертикальных. Применяется при сравнительно малых частотах вращения.

Роликоподшипник упорный предназначен для восприятия осевых нагрузок. Он обладает более высокой грузоподъемностью по сравнению с упорным шарикоподшипником.

ковым подшипником, но менее быстроходен. Они используются применительно к вертикальным расположениям вала. Подшипники изготавливаются с цилиндрическими (рисунок 7.3, б), коническими и сфероконическими роликами.

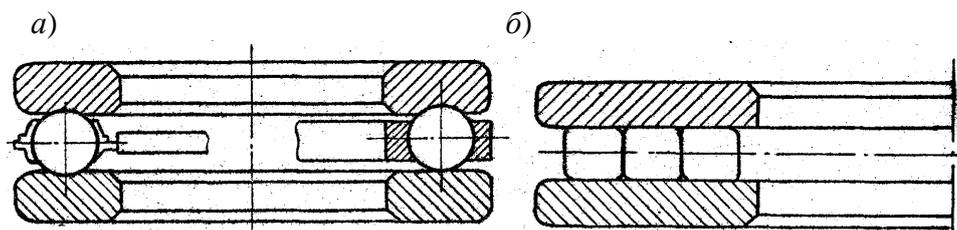


Рисунок 7.3 – Виды подшипников качения

Базовая динамическая радиальная грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников – постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник качения может воспринимать при базовой долговечности, составляющей один миллион оборотов. Для однорядных радиально-упорных подшипников радиальная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузке, которая вызывает чисто радиальное относительное смещение колец.

Базовая статическая радиальная грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников – статическая радиальная нагрузка, которая соответствует общей остаточной деформации тела качения и дорожки качения, равной 0,0001 диаметра тела качения в наиболее нагруженной зоне контакта. Для однорядного радиально-упорного подшипника радиальная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузки, вызывающей чисто радиальное смещение подшипниковых колец относительно друг друга.

#### **Обозначения подшипников качения.**

Подшипники имеют цифровое условное обозначение (рисунок 7.4).



Рисунок 7.4 – Обозначение подшипника

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.

Для подшипников с внутренними диаметрами до 9 мм включительно первая цифра указывает фактический размер внутреннего диаметра, при этом на третьем месте ставится цифра 0. Вторая цифра обозначает серию. Для подшипников с номинальным диаметром отверстия 10, 12, 15 и 17 мм соответствующее обозначение диаметра – 00, 01, 02 и 03.

Третья и седьмая цифры справа обозначают серию подшипника: особо

легкая – 1; легкая – 2; средняя – 3; тяжелая – 4; легкая широкая – 5; средняя широкая – 6 и т. д.

Четвертая цифра справа – тип подшипника, например, шариковый радиальный однорядный – 0 (отбрасывается), радиальный сферический – 1, с короткими роликами – 2, роликовый сферический – 3, радиальный с длинными роликами – 4, радиально-упорный шариковый – 6, роликовый конический – 7, упорный шариковый – 8 и т. д.

Пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные особенности подшипника, например, наличие уплотнений, стопорной канавки на наружном кольце и т. д. Цифры 6, 5, 4 и 2, стоящие через тире перед условным обозначением, определяют его класс точности. Нормальный класс точности (0) не указывается.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- эскизы выданных подшипников с указанием габаритных размеров;
- расшифровку обозначения подшипников;
- базовую радиальную динамическую и статическую грузоподъемность;
- 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 типы подшипников воспринимают радиальную и осевую нагрузку?
- 5 Какие типы подшипников относятся к самоустанавливающимся?
- 6 Какие типы подшипников относятся к несамоустанавливающимся?
- 7 Какая структура условного обозначения подшипников качения?
- 8 Какие бывают серии подшипников качения?
- 9 Какие бывают классы точности подшипников качения?
- 10 Каким подшипникам следует отдавать предпочтение по скорости?
- 11 Какие подшипники предпочтительнее выбирать по грузоподъемности?
- 12 Как определить базовую динамическую радиальную грузоподъемность подшипника?
- 13 Что такое статическая радиальная грузоподъемность подшипника?



## 8 Лабораторная работа № 8 (9). Экспериментальное исследование свойств подшипников качения (момента трения)

**Цель работы:** используя методы планирования эксперимента, поставить двухфакторный эксперимент по определению условного момента трения в подшипниках качения в зависимости от радиальной нагрузки и частоты вращения внутреннего кольца.

### Основные расчетные зависимости.

Момент трения при качении зависит от ряда факторов, в частности, от нагрузки, воспринимаемой подшипником, частоты вращения одного из колец и количества смазки. При определенных условиях эксплуатации, когда подшипник воспринимает нагрузку, составляющую 10 % величины его динамической грузоподъемности, и правильно выбранной смазке можно с достаточной степенью точности (при других условиях точность снижается) определить величину момента трения, используя постоянные коэффициенты трения  $\mu_m$ , по формуле

$$T = \mu_m P_r \frac{d}{2}, \quad (8.1)$$

где  $P_r$  – динамическая эквивалентная нагрузка на подшипник, Н;

$d$  – внутренний диаметр подшипника, мм.

При отсутствии осевых нагрузок для радиальных и радиально-упорных подшипников  $P_r = F_r$  (где  $F_r$  – радиальная нагрузка, Н).

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентная динамическая нагрузка – это такая постоянная радиальная нагрузка, при которой долговечность подшипника будет такая же, как и при фактических условиях нагружения и вращения.

Между эквивалентной динамической нагрузкой  $P_r$  и базовой долговечностью подшипника  $L_{10}$ , в млн оборотов внутреннего кольца существует эмпирическая зависимость:

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^p, \quad (8.2)$$

где  $C_r$  – базовая динамическая грузоподъемность подшипника, Н;

$p$  – показатель степени ( $p = 3$  для шарикоподшипников,  $p = 10/3$  для роликоподшипников).

При  $L_{10} = 1$  млн оборотов  $C_r = P_r$ .

Таким образом, базовая динамическая грузоподъемность – это такая постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник с неподвижным наружным



кольцом сможет выдержать в течение 1 млн оборотов внутреннего кольца. Считается при этом, что вероятность безотказной работы подшипника до начала появления первых признаков усталости металла равна 90 %.

При известных частоте вращения подшипника  $n$ , об/мин и сроке службы в часах  $L_h$  число его оборотов  $L = 6 \cdot 10^{-5} n L_h$  млн оборотов. Следовательно, зная тип подшипника, условия его работы, срок службы и частоту вращения, можно с учетом выражений определить допускаемую радиальную нагрузку  $[F_r]$  на подшипник, что необходимо для подготовки лабораторной установки к работе.

$$[F_r] = \frac{C_r}{\sqrt[3]{L}}. \quad (8.3)$$

Планирование эксперимента применяется для повышения эффективности экспериментальных исследований, сокращения сроков эксперимента, повышения достоверности выводов по результатам исследований.

Линейная математическая модель двухфакторного эксперимента имеет вид:

$$Y_0 = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2, \quad (8.4)$$

где  $Y_0$  – результаты опытов;

$b_0, b_1, b_2$  – значения неизвестных коэффициентов;

$X_1, X_2$  – значения факторов.

По результатам эксперимента необходимо найти значения неизвестных коэффициентов модели. Эксперимент, содержащий конечное число опытов, позволяет получить не истинные значения неизвестных коэффициентов, а лишь выборочные их оценки. Точность этих оценок нуждается в статистической проверке. Оценки коэффициентов могут быть вычислены по формулам:

$$b_0 = \bar{Y}; \quad (8.5)$$

$$b_i = \sum_{i=1}^N (X_{ij} Y_{ij}) / N, \quad (8.6)$$

где  $i$  – номер опыта;

$j$  – индекс коэффициента;

$X_{ij}$  – уровень  $j$ -го фактора в  $i$ -м опыте.

Кинематическая схема установки представлена на рисунке 8.1.

Радиальная нагрузка на подшипники испытательной головки создается винтом  $b$  через динамометрическую пружину и фиксируется по индикатору часового типа.

Изменение частоты вращения вала достигается перестановкой ремня клиноременной передачи  $I$  на ступенчатых шкивах, при этом можно получить частоты вращения 970, 1880 и 2860 об/мин.



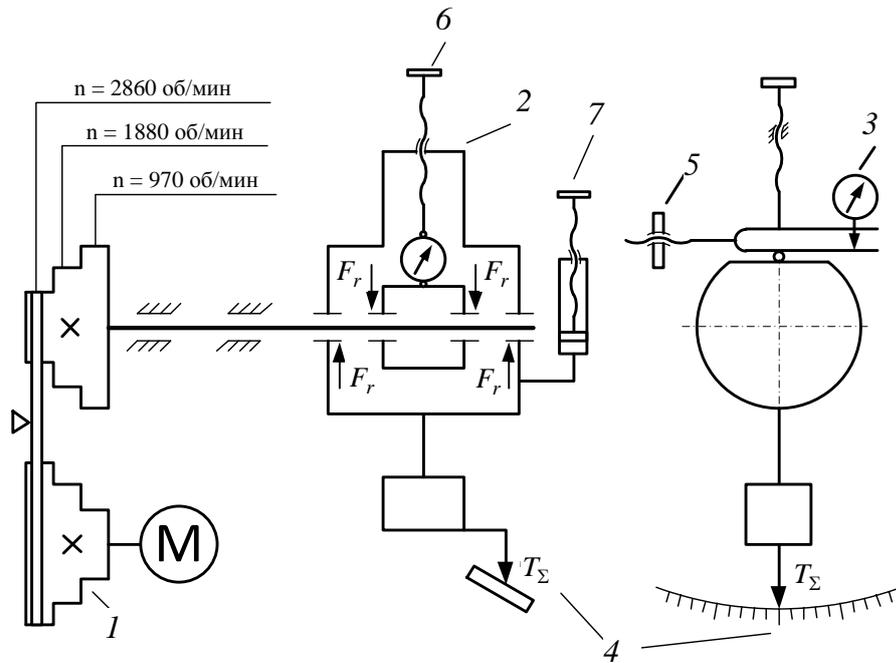


Рисунок 8.1 – Кинематическая схема установки

Для установки стрелки указателя момента трения на шкале 4 в нулевое положение служит уравнивающий груз 5.

В комплект установки входят четыре испытательные головки с подшипниками № 208, 308, 1208, 7208.

### **Порядок выполнения работы.**

Проводим двухфакторный эксперимент. Первый фактор – частота вращения внутреннего кольца подшипника, второй фактор – радиальная нагрузка на подшипник. Смонтировать на валу установки одну из четырех испытательных головок, которыми укомплектована установка. Для подшипников, с которыми будет выполняться работа, выписать технические характеристики (размеры, динамометрическую и статическую грузоподъемности).

Задаться желаемым сроком службы подшипника в пределах от 5000 до 15000 ч и, используя зависимость (3), определить радиальную нагрузку на подшипник, усилие затяжки нагруженного винта (в соответствии со схемой на рисунке 8.1)

Определить значение факторов на верхнем и нижнем уровнях. Значение первого фактора, на нижнем уровне составляет 1/4 от усилия затяжки винта, а на верхнем уровне – равно этому усилию, значение второго фактора на верхнем и нижнем уровнях принимаются в соответствии с данными, приведенными на рисунке 8.1.

Используя рассчитанные значения верхнего и нижнего уровней факторов, составить матрицу планирования эксперимента в форме:

|               |      |      |
|---------------|------|------|
| 1-е испытание | 1) + | 2) – |
| 2-е испытание | 3) – | 4) – |
| 3-е испытание | 5) + | 6) + |
| 4-е испытание | 7) – | 8) + |

Провести четыре испытания подшипника в соответствии с принятым планом эксперимента. Для этого необходимо:

- используя зависимости (5) и (6), рассчитать коэффициенты уравнения регрессии; провести контрольный эксперимент, установив среднее значение частоты вращения вала и радиальной нагрузки на подшипники; зафиксировать среднее арифметическое значение суммарного момента трения;

- по полученному ранее уравнению регрессии рассчитать значение суммарного момента трения и сравнить его с полученным в контрольном эксперименте; рассчитать погрешность определения момента трения;

- используя зависимость (1), рассчитать значение коэффициента трения и сравнить полученное значение с табличным; рассчитать погрешность определения коэффициента трения.

*Отчет должен содержать:*

- номер подшипника;
- техническую характеристику подшипника; значения факторов на всех уровнях;
- матрицу планирования эксперимента;
- результаты экспериментов; уравнения регрессии;
- расчет коэффициента трения; расчет погрешностей.

### ***Вопросы для самоконтроля***

- 1 От чего зависит момент трения при качении?
- 2 Что такое эквивалентная динамическая нагрузка?
- 3 Что такое динамическая грузоподъемность?
- 4 Каковы этапы планирования эксперимента?
- 5 Как устроен испытательный стенд?

## **9 Лабораторная работа № 9 (11). Исследование упругих свойств муфты**

***Цель работы:*** исследование упругих свойств муфты.

### ***Основные сведения о муфтах.***

Муфты – это устройства, которые служат для соединения концов валов.

Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин komponуют из ряда отдельных частей с входными и выходными валами, которые соединяют с помощью муфт. Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт.

Упруго-компенсирующие муфты предназначены для компенсации вредного влияния толчков и ударов, передаваемых в момент пуска двигателя, защиты от резонансных крутильных колебаний и компенсации несоосности



соединяемых валов.

Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов [2]. Различают три вида несоосности валов (рисунок 9.1): продольное смещение  $\Delta a$  (может быть вызвано также температурным удлинением валов); радиальное смещение  $\Delta r$  или эксцентриситет; угловое смещение  $\Delta \alpha$  или перекос.

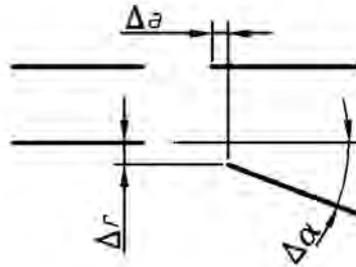
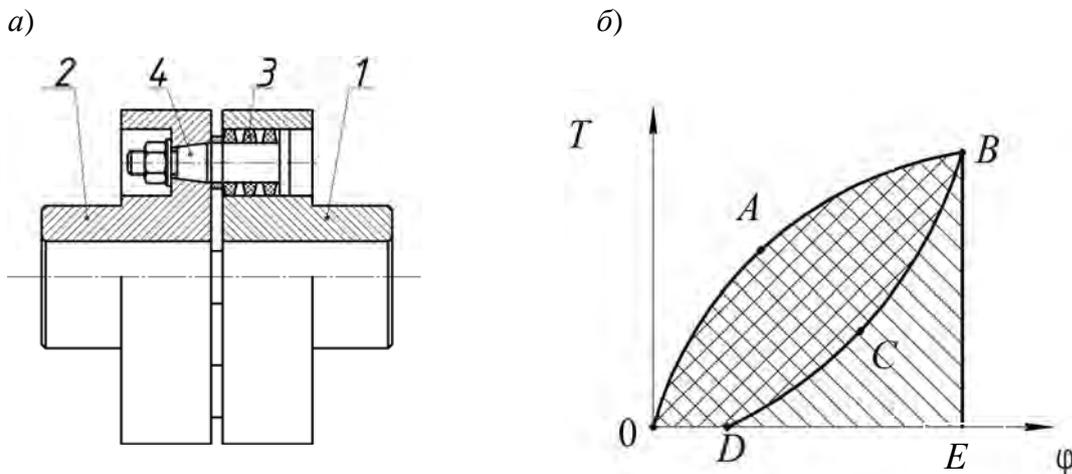


Рисунок 9.1 – Виды несоосности валов

Характерным элементом упругих муфт является звено или ряд звеньев, способных деформироваться в процессе работы, причем способность к упругой деформации является главной особенностью упругой муфты.

Благодаря этой способности упругие муфты допускают угловой относительный поворот ведущей и ведомой полумуфт. Устройство упругой муфты рассмотрим на примере устройства упругой втулочно-пальцевой муфты – МУВП (рисунок 9.2, а).



1, 2 – полумуфты (ведущая и ведомая); 3 – упругое звено; 4 – палец

Рисунок 9.2 – Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) и ее характеристика

Конструкция и принцип работы муфты ясны из рисунка. В качестве упругого звена здесь применяются резиновые втулки: сплошные и составные из колец трапециевидального сечения.

Жесткость муфты определяет ее упругие свойства. Если закрепить одну полумуфту, а к другой приложить крутящий момент  $T$ , то вторая полумуфта повернется относительно первой на некоторый угол  $\varphi$ . В простейшем случае

связь между  $T$  и  $\varphi$  линейная:  $T = C \cdot \varphi$ .

График зависимости  $T(\varphi)$  называется характеристикой муфты, а коэффициент  $C$  – жесткостью муфты. Величина, обратная жесткости, называется податливостью:  $e = \frac{1}{C}$ .

Способность муфты необратимо поглощать энергию при деформировании упругого элемента называется демпфирующей способностью. Она характеризуется коэффициентом демпфирования  $\psi$ . Он представляет собой отношение энергии, потерянной за один цикл колебаний муфты, к полной энергии, затраченной на её деформацию за этот же период (рисунок 9.2, б):

$$\psi = \frac{\text{Площадь } OABCD}{\text{Площадь } OABE}.$$

Потерянная энергия необратимо поглощается муфтой и в конечном счете переходит в тепло. Петля  $OABCD$  (см. рисунок 9.2, б) называется петлей гистерезиса.

Следовательно, по виду характеристической кривой упругие муфты можно разделить на линейные и нелинейные, с демпфированием и без демпфирования.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- расчетные формулы;
- таблицу с результатами экспериментов;
- построенную характеристику муфты;
- расчёт коэффициента демпфирования;
- выводы.

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1 Что такое упругая муфта и как она устроена?
- 2 Что такое характеристика муфты?
- 3 Какие бывают упругие муфты?
- 4 Что такое жесткость муфты?
- 5 Что такое демпфирующая способность муфты?
- 6 Как рассчитывают коэффициент демпфирования?
- 7 Что такое петля гистерезиса?
- 8 Как устроен испытательный стенд?

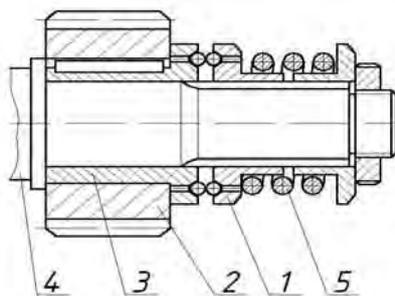


## 10 Лабораторная работа № 10 (10). Испытание шариковой предохранительной муфты

**Цель работы:** изучение конструкции и принципа работы шариковой предохранительной муфты; настройка муфты и проверка моментов, передаваемых муфтой; определение коэффициентов «срабатывания» и точности «срабатывания» муфты.

### Основные сведения.

Предохранительные муфты служат для защиты элементов машин от воздействия перегрузок, они разъединяют валы при возрастании крутящего момента выше допустимого значения. Одной из разновидностей предохранительных муфт являются шариковые. Выполняются они главным образом в виде конструкций, представляющих собой сочетание деталей привода, с элементами, несущими шариковые предохранительные устройства. На рисунке 10.1 показана муфта в момент «срабатывания» (выключения). Рабочими поверхностями в ней являются поверхности шариков. Шарики вставлены в гнезда ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт и выступают на определенную высоту. Деталь привода (зубчатое колесо) 3 закреплена на ступице полумуфты 2, свободно сидящей на валу 4. Полумуфта 1 связана со шлицевым участком вала. При вращении полумуфты 1 шарики увлекают полумуфту 2 и приводят в движение зубчатое колесо. Возникающая на шариках осевая сила уравнивается силой сжатия пружины 5. При перегрузке равновесие нарушается, пружина под действием возросших осевых сил сжимается, вследствие чего шарики ведущей полумуфты начинают проскальзывать по поверхностям шариков ведомой полумуфты – муфта «срабатывает».



1 – ведущая полумуфта; 2 – ведомая полумуфта; 3 – деталь привода; 4 – вал; 5 – пружина

Рисунок 10.1 – Шариковая предохранительная муфта

Процесс выключения муфт протекает различно в зависимости от вида сопряжения поверхностей. Условие равновесия при «срабатывании» чисто шариковых муфт, т.е. таких, у которых рабочими поверхностями контакта являются только поверхности шариков, определяется уравнением

$$T_{cp} = \frac{FD}{2000} = \frac{0,0005F_a D}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D}{d} f},$$

где  $T_{cp}$  – расчетный момент «срабатывания» муфты, Н·м;

$F$  – окружная сила, действующая на шарики, Н;

$D$  – диаметр окружности, на которой расположены центры шариков, мм;

$d$  – диаметр вала, направляющего подвижную полумуфту, мм;

$f$  – коэффициент трения между подвижной полумуфтой и направляющим валом;

$F_a$  – сила сжатия пружины, Н;

$\varphi$  – угол трения между шариками, рад,  $\varphi = \operatorname{arctg}(f_{ш})$ ;

$f_{ш}$  – коэффициент трения между шариками;

$\alpha$  – угол наклона касательной в точке соприкосновения шариков к оси муфты, рад,

$$\alpha = \operatorname{arcsin} \frac{(d_{ш} - h)}{d_{ш}};$$

где  $d_{ш}$  – диаметр шарика, мм;

$h$  – расстояние, на которое выступает шарик из полумуфты, мм;

### **Порядок работы.**

Разобрать шариковую предохранительную муфту, отвернув сжимающие пружину контргайку и гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей. Измерить диаметр шарика  $d_{ш}$  и диаметр вала  $d$ , направляющего подвижную полумуфту. Определить по формуле расчетные моменты «срабатывания»  $T_{cp1}$ ,  $T_{cp2}$  и  $T_{cp2}$  при  $F_{a1} = 150$  Н,  $F_{a2} = 250$  Н,  $F_{a3} = 350$  Н, приняв  $D = 60$  мм,  $h = 2,5$  мм,  $f_{ш} = 0,1$ ,  $f = 0,2$ . Собрать муфту. Затянуть пружину до усилия  $F_{a1} = 150$  Н, контролируя при этом ее необходимую длину  $L = 50 - 0,05F_a$ , где 50 мм – длина пружины в свободном состоянии; 0,05 мм/Н – коэффициент осадки пружины, полученный нагружением пружины на силовой измерительной установке.

Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и плавно зажимая тормоз, заметить и записать в отчет максимальное (предельное) показание  $m$  стрелки индикатора в момент «срабатывания» муфты. Повторить опыт пять раз. Исходя из показаний индикатора, определить значения предельных моментов

$$T_{np} = \mu m,$$

где  $\mu$  – тарировочный коэффициент индикатора,  $\mu = 0,157$  Н·мм / деление ;  
 $m$  – число делений индикатора.

Определить коэффициент точности «срабатывания» муфты:



$$K_T = T_{np \min} / T_{np \max},$$

где  $T_{np \min}$  и  $T_{np \max}$  – минимальное и максимальное значения предельного момента по данным пяти опытов.

Вычислить значение коэффициента «срабатывания» муфты:

$$K = T_{np} / T_{cp},$$

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

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

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

Затем затянуть пружину до усилия  $F_{a2} = 250$  Н, а затем – до усилия  $F_{a2} = 350$  Н, и повторить испытания и расчеты. Освободить пружину от затяжки.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- расчет  $T_{cp1}$ ,  $T_{cp2}$  и  $T_{cp3}$ ;
- результаты опытов;
- расчет коэффициентов  $K_T$  и  $K$ ;
- выводы.

### ***Вопросы для самоконтроля***

- 1 Для чего применяют в приводах предохранительные муфты?
- 2 Дайте оценку шариковым предохранительным муфтам.
- 3 Перечислите основные элементы конструкции шариковой муфты?
- 4 Изложите принцип работы шариковой муфты.
- 5 Какие основные геометрические параметры муфты влияют на момент «срабатывания»?
- 6 Как отрегулировать муфту на предельный момент  $T_{np} = 15$  Н·м?
- 7 Что определяет коэффициент точности «срабатывания» муфты?
- 8 Что характеризует коэффициент «срабатывания» муфты?



## 11 Лабораторная работа № 11 (1). Изучение резьбовых соединений

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

### Типы соединений.

Различают три основных типа резьбовых соединений. Соединение болтом или винтом с гайкой – болтовое соединение (рисунок 11.1, а). Соединение болтом или винтом, завернутым в резьбовое отверстие, – винтовое соединение (рисунок 11.1, б). Соединение шпилькой с гайкой и с резьбовым отверстием – соединение шпилькой (рисунок 11.1, 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 предпочтительны варианты по рисунку 11.1, а, в.

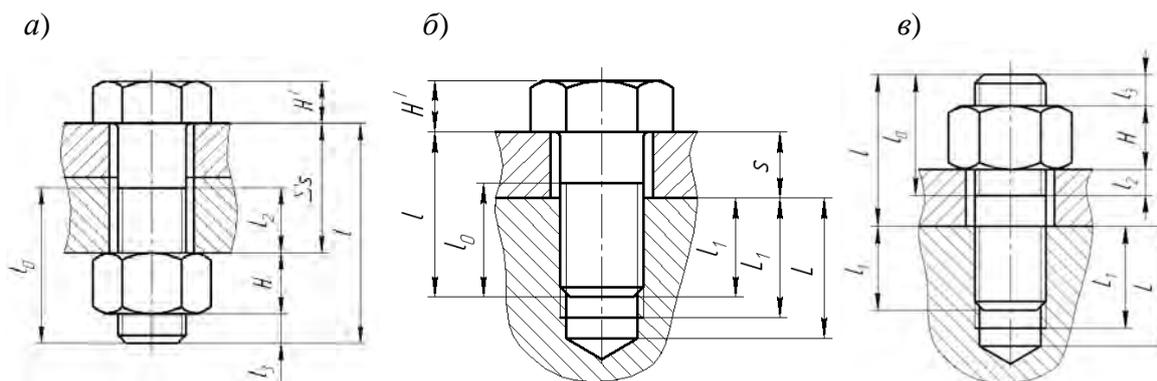


Рисунок 11.1 – Типы резьбовых соединений

По форме стержня болты изготавливают для постановки в отверстие с зазором (рисунок 11.2, а) и без зазора (рисунок 11.2, б).

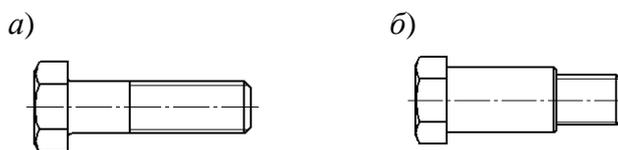


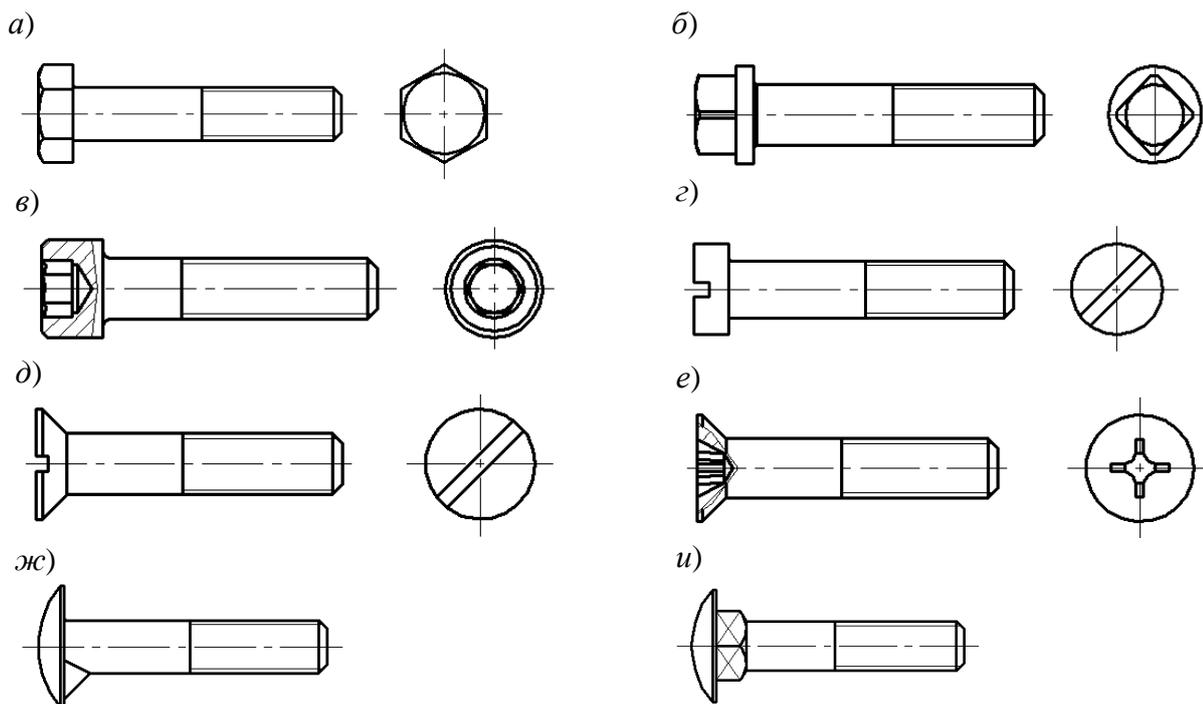
Рисунок 11.2 – Формы стержней болтов

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 (см. рисунок 11.2, б), – болты с шестигранной уменьшенной головкой для отверстия после развертки, применяются при больших поперечных (сдвигающих) нагрузках в целях уменьшения габаритов соединения. Такие болты одновременно могут выполнять функцию штифтов.

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

- захватываемые инструментом снаружи (рисунок 11.3, а, б);
- захватываемые инструментом с торца (рисунок 11.3, в–е);
- с головками, препятствующими повороту (рисунок 11.3, ж, и).



а – 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; и – болты с полукруглой головкой и квадратным подголовком

Рисунок 11.3 – Конструктивные формы головок болтов и винтов

### **Основные типы гаек.**

Гайки шестигранные бывают с нормальным и уменьшенным размером под ключ, высокие и низкие (рисунок 11.4, а). Гайки прорезные (рисунок 11.4, в) и гайки корончатые (рисунок 11.4, б) выполняют с прорезью под шплинты. Гайки круглые выполняют с прорезями под ключ (рисунок 11.4, г) и применяют, главным образом, для закрепления деталей на валах.

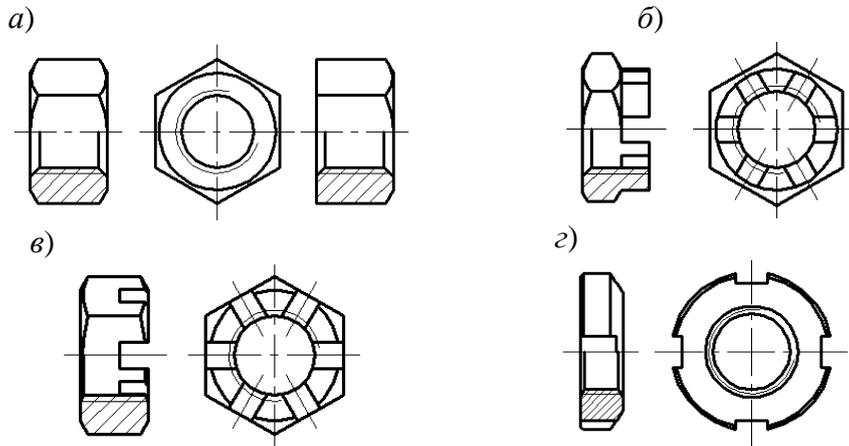
### **Основные типы шайб.**

Все типы шайб можно разделить на две основные группы:

- 1) шайбы подкладные (рисунок 11.5, а–г);

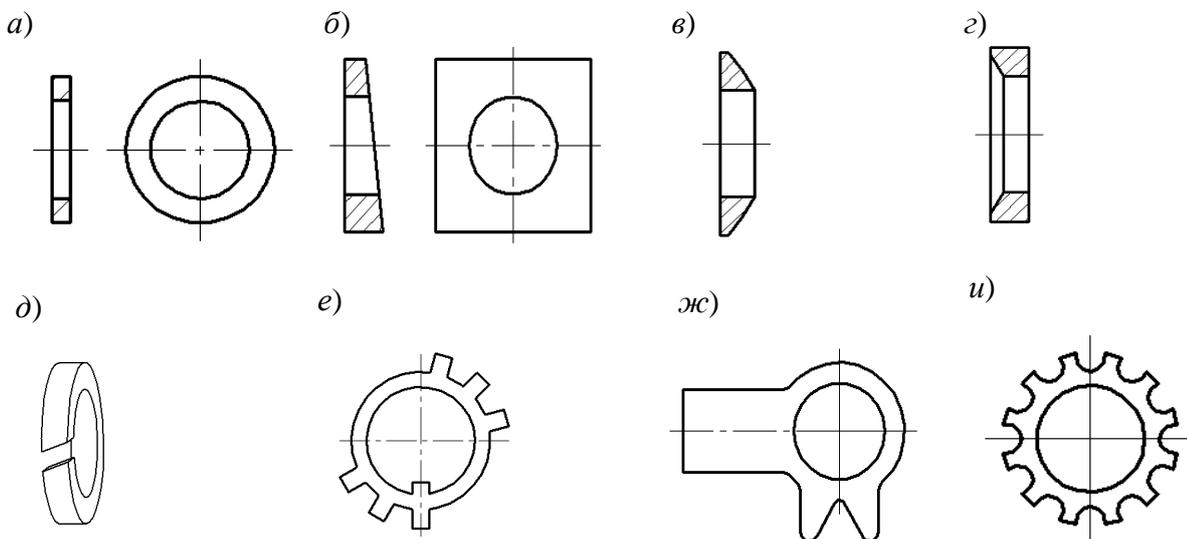
2) шайбы стопорные (рисунок 11.5, *д–и*).

Шайба простая (см. рисунок 11.5, *а*) ставится под гайку или головку винта с целью предохранения чистых поверхностей деталей от повреждения при завинчивании гайки (винта) и уменьшения смятия деталей гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала.



*а* – гайки шестигранные; *б* – гайки корончатые; *в* – гайки шестигранные прорезные; *г* – гайки круглые шлицевые

Рисунок 11.4 – Типы гаек



*а* – простая; *б* – косая; *в* – сферическая; *г* – коническая; *д* – пружинная; *е* – многолапчатая; *ж* – с лапкой; *и* – вырубная с наружными зубьями

Рисунок 11.5 – Типы шайб

Шайбы косые (см. рисунок 11.5, *б*) используются для устранения изгиба стержня болта при опоре гайки на полки прокатных профилей.

Шайба сферическая (см. рисунок 11.5, *в*) в комплекте с шайбой конической (см. рисунок 11.5, *г*) обеспечивают самоустановку гаек (головок болтов), и по-

этому осевая нагрузка распределяется строго по оси стержня болта.

Шайбы пружинные (см. рисунок 11.5, *д*) применяют для стопорения гайки или головки винта относительно корпуса (предохранение резьбовых соединений от самоотвинчивания).

Шайбы стопорные многолапчатые (см. рисунок 11.5, *е*) служат для закрепления круглых гаек (см. рисунок 11.4, *з*) относительно вала. Внутренний выступ входит в паз на валу, один из наружных выступов загибается в шлиц гайки.

Шайбы стопорные с лапкой (см. рисунок 11.5, *ж*) применяют для закрепления гайки или головки винта относительно корпуса путем пластических деформаций: шайбу загибают на деталь и на грань гайки или головки винта.

Шайбы стопорные вырубные с наружными зубьями (см. рисунок 11.5, *и*).

### ***Стопорение резьбовых соединений.***

В крепежных резьбах угол трения  $\rho$  значительно превышает угол подъема винтовой линии  $\beta$ , т. е. в резьбе обеспечивается самоторможение ( $\rho > \beta$ ) [1].

Помимо этого самоотвинчиванию препятствуют силы сцепления между деталями и опорными поверхностями гайки и головки болта (винта). Таким образом, в резьбовых соединениях как бы имеется большой запас по самоторможению. Но 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 и даже вызвать аварию.

В технике применяют следующие способы стопорения резьбовых соединений:

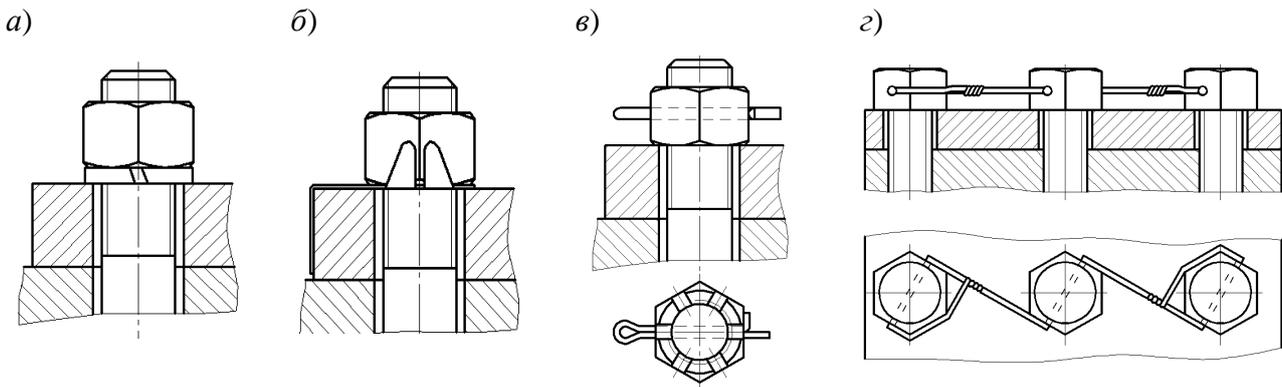
- создание дополнительных сил трения на торце гайки или головке болта. Преимуществом стопорения дополнительными силами трения является возможность фиксировать детали в любом положении;

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

При стопорении дополнительными силами трения широко применяются пружинные шайбы (см. рисунок 11.5, *д*; 11.6, *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 11.5, *и*).

Для стопорения специальными элементами применяют шайбы стопорные с лапкой (см. рисунок 11.5, *ж*) и (рисунок 11.6, *б*), шплинты (рисунок 11.6, *в*), проволоку (рисунок 11.6, *з*).





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

Рисунок 11.6 – Способы стопорения резьбовых соединений

### **Материалы резьбовых соединений.**

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  $\sigma_B$  в мега паскалях (МПа), второе, деленное на 10, соответствует примерному значению  $\sigma_T / \sigma_B$ . Произведение чисел, умноженное на 10, определяет величину предела текучести  $\sigma_T$  в мега Паскалях.

Для предохранения от коррозии детали резьбовых соединений должны иметь специальные покрытия.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- эскизы трех типов резьбовых соединений с указанием основных соотношений и размеров;
- эскизы конструктивных форм стержней болтов, головок болтов и винтов, конструктивные формы гаек, шайб;
- эскизы способов стопорения резьбовых соединений;
- условное обозначение винта или болта;
- выводы.

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1 Виды соединений, чем отличаются и как обосновывается их выбор?
- 2 Какие бывают конструктивные формы болтов?
- 3 Какие бывают конструктивные формы головок болтов и винтов?
- 4 Перечислите основные типы гаек и укажите их особенности?

- 5 Перечислите основные типы шайб и укажите их особенности?
- 6 Что такое самоторможение для резьбы?
- 7 Для чего нужно стопорение резьбы?
- 8 Перечислите способы стопорения резьбы?
- 9 Из какого материала изготавливают резьбовые детали, чем обосновывается выбор материала?
- 10 Какие параметры зашифрованы в условном обозначении болта?
- 11 Что зашифровано в обозначении класса прочности резьбовой детали?

## Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник / М. Н. Иванов. – 15-е изд., испр. и доп. – Москва: Юрайт, 2016. – 408 с.
- 2 **Гурин, В. В.** Детали машин. Курсовое проектирование : учебник для бакалавриата и магистратуры : в 2 кн. / В. В. Гурин. – Москва : Юрайт, 2017. – Кн. 1. – 366 с.
- 3 **Гурин, В. В.** Детали машин. Курсовое проектирование : учебник для бакалавриата и магистратуры: в 2 кн. / В. В. Гурин. – Москва : Юрайт, 2017. – Кн. 2. – 295 с.

