

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Стандартизация, метрология  
и информационные системы»

# ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ. ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Пособие  
для студентов высших учебных заведений

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
по образованию в области обеспечения качества*

Минск  
БНТУ  
2020

УДК 681.2-2(076.5)

ББК 34.9я7

Л88

**С о с т а в и т е л и:**

*В. Г. Лысенко, Д. В. Минько, П. И. Письменский*

**Р е ц е н з е н т ы:**

профессор кафедры «Стандартизация, метрология и управление качеством» Белорусского государственного института повышения квалификации по стандартизации, метрологии и управлению качеством, кандидат технических наук, доцент *Б. В. Цитович*;  
заведующий кафедрой «Детали машин и подъемно-транспортных устройств» Белорусского государственного технологического университета, кандидат технических наук, доцент *С. Е. Бельский*

Л88      **Детали** приборов. Лабораторный практикум : пособие для студентов высших учебных заведений / сост.: В. Г. Лысенко, Д. В. Минько, П. И. Письменский. – Минск : БНТУ, 2020. – 85 с.  
ISBN 978-985-583-102-1.

Пособие по лабораторным работам по курсу «Детали приборов» предназначено для студентов высших учебных заведений. Пособие содержит необходимую информацию по разделам курса «Детали приборов», для которых в данном издании размещены инструкции к лабораторным работам.

Пособие предназначено для студентов как дневной, так и заочной формы обучения и содержит необходимые справочные материалы.

УДК 681.2-2(076.5)

ББК 34.9я7

ISBN 978-985-583-102-1

© Белорусский национальный  
технический университет, 2020

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	4
Учебно-лабораторный электромеханический комплекс .....	5
Лабораторная работа № 1. Разработка кинематической схемы привода .....	7
Лабораторная работа № 2. Выбор параметров привода стола измерительного прибора.....	19
Лабораторная работа № 3. Механические муфты .....	30
Лабораторная работа № 4. Зубчатые редукторы .....	39
Лабораторная работа № 5. Подшипники качения. Изучение конструкции, выбор и расчет долговечности .....	46
Лабораторная работа № 6. Направляющие прямолинейного движения с трением скольжения .....	63
Лабораторная работа № 7. Направляющие качения для прямолинейного движения .....	70
Лабораторная работа № 8. Изучение передачи винт-гайка.....	78
Общие вопросы к лабораторным работам по деталям приборов .....	84
Литература .....	85

## **ВВЕДЕНИЕ**

Настоящее пособие разработано для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Детали приборов» для студентов приборостроительных специальностей. Материалы, изложенные в пособии, кроме инструкций по выполнению лабораторных работ содержат сведения теоретического и справочного характера и предназначены для студентов дневной и заочной форм обучения.

Объем материала, приведенного в пособии, соответствует тематике практической работы студентов, принятой на кафедре «Стандартизация, метрология и информационные системы», и помогает студентам в освоении опыта проектирования, накопленного в промышленности. Вместе с тем надо отметить, что дополнительный теоретический материал, а также более подробное изложение вопросов, касающихся расчетов в данной области знаний, приводятся в литературе, список которой дан в конце пособия.

Знания и опыт, приобретенные студентом в процессе выполнения лабораторных работ, являются основой для дальнейшей практической работы. Материал в пособии изложен в той последовательности, которая методически соответствует порядку работы по освоению дисциплины «Детали приборов».

## УЧЕБНО-ЛАБОРАТОРНЫЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

Учебно-лабораторный электромеханический комплекс (УЛЭК) предназначен для изучения студентами конструкции и практического определения параметров работы узлов электромеханического привода. В основу УЛЭК положена обобщенная схема привода стола, предназначенного для подачи контролируемых деталей на измерительную позицию.

УЛЭК представляет собой стенд, имеющий регулируемый электрический привод и оснащенный комплектом сменных узлов и деталей. Его конструкция позволяет осуществлять легкую замену кинематических элементов редуктора и устройства создания нагрузки во время проведения лабораторных занятий. Комплекс содержит конструктивные элементы, позволяющие задавать и изучать режимы работы при возвратно-поступательном и возвратно-вращательном движениях стола. Для большей наглядности некоторые кинематические элементы устройств заключены в прозрачные корпуса. Безопасность проведения лабораторных работ обеспечивают защитные кожухи на движущихся частях, а также элементы, блокирующие работу электродвигателя при попытке снятия защитных кожухов. Кроме того, безопасность работы обеспечена тем, что конструктивные элементы комплекса расположены на поверхности стола и удалены от органов управления контроллером. Это обеспечивает сохранность органов управления при монтаже-демонтаже конструктивных элементов и предотвращает вероятность случайного запуска электродвигателя во время проведения занятий.

Комплекс выполнен в виде плиты с размещенными на ней электродвигателем, вал которого соединен с входным валом редуктора, и устройством создания нагрузки, соединенным с выходным валом редуктора. В вертикальной части комплекса расположен контроллер с органами управления пуском, остановкой и частотой оборотов электродвигателя.

Стенки корпуса редуктора сделаны разборными с возможностью установки комплекта сменных шестерен. Устройство создания нагрузки содержит корпус с расположенными внутри кинематическими элементами привода подвижного стола, установленного в направляющих снаружи корпуса. Подвижный стол устройства со-

здания нагрузки снабжен концевыми выключателями, электрически связанными с контроллером. Соединения валов и подвижный стол устройства создания нагрузки закрыты защитными кожухами, выполненными из оптически прозрачного материала и снабженными устройствами блокировки включения электродвигателя.

Устройство создания нагрузки содержит передачу винт-гайка и подвижный стол, установленный с возможностью прямолинейного возвратно-поступательного перемещения в направляющих скольжения или направляющих качения.

Другое устройство создания нагрузки содержит червячную передачу и подвижный вращающийся стол, установленный с возможностью углового реверсивного перемещения в направляющих скольжения или качения.

Функциональность и наглядность достигаются за счет создания стенок корпуса редуктора разборными с возможностью установки комплекта сменных шестерен, позволяющего изменять момент и скорость вращения на выходном валу, а также тем, что крышка корпуса редуктора выполнена из оптически прозрачного материала.

## Лабораторная работа № 1

### РАЗРАБОТКА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПРИВОДА

**Цель работы:** изучить методики построения кинематических схем типовых узлов измерительных приборов.

**Задачи:**

1. Изучить принцип работы привода стола УЛЭК.
2. Ознакомиться с условными обозначениями кинематических элементов механизмов.
3. Разработать кинематическую схему привода стола с продольным перемещением.

#### Описание конструкции учебно-лабораторного комплекса

Учебно-лабораторный стенд (рис. 1.1) включает горизонтально расположенную столешницу 1 и расположенное в вертикальной части устройство электропитания 2. На столешнице 1 установлено основание 3 с размещенными на нем электродвигателем 4, редуктором 5 с комплектом сменных цилиндрических шестерен 6 и узлом 7 перемещения стола 11, соединенными с плитой посредством резьбовых крепежных элементов 8. Узел 7 перемещения стола 11 содержит передачу винт-гайка 9 (рис. 1.2) либо червячную передачу 10 (рис. 1.3) и предназначен для осуществления продольного или углового перемещения стола 11 либо в направляющих скольжения 12 (рис. 1.3), либо в направляющих качения 13 (рис. 1.2, 1.4). Закрепленные на столе 11 кулачки 14 взаимодействуют с концевыми выключателями 15, установленными в крайних или настроечных положениях стола 11. Вал электродвигателя 4 соединен с входным валом редуктора 5 с помощью муфты 16, выходной вал редуктора 5 связан с входным валом узла 7 перемещения стола 11 с помощью муфты 17. Все подвижные части стенда закрыты прозрачными защитными кожухами 18, снабженными устройствами 19 защитной блокировки. Устройство электропитания 2 снабжено вынесенными на переднюю панель 20 кнопками «ПУСК», «СТОП» и ручкой регулятора частоты оборотов электродвигателя 4. Ящики стенда предназначены для хранения сменных узлов и элементов привода стола измерительного прибора, а также набора инструмента для их монтажа и демонтажа.

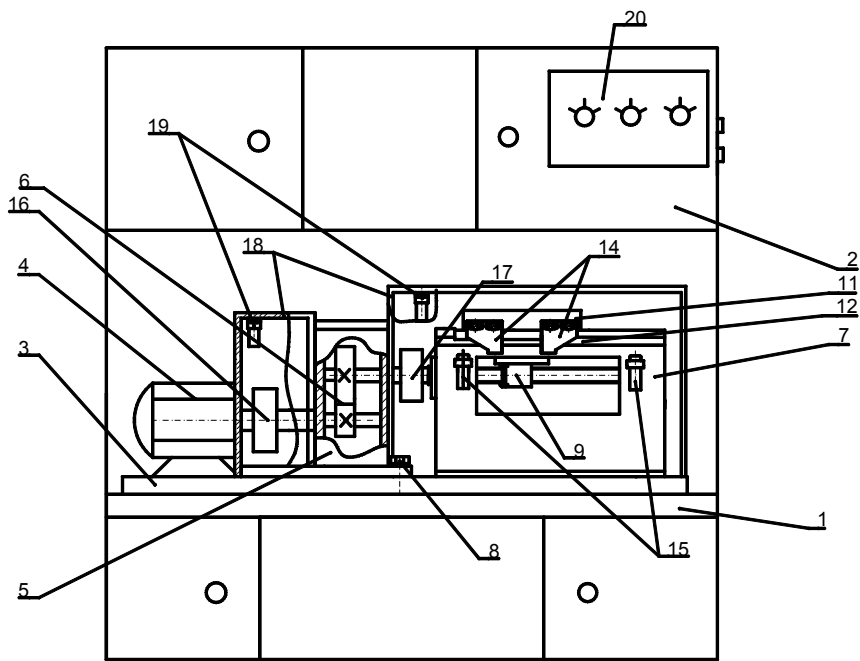


Рис. 1.1. Общий вид учебно-лабораторного стенда

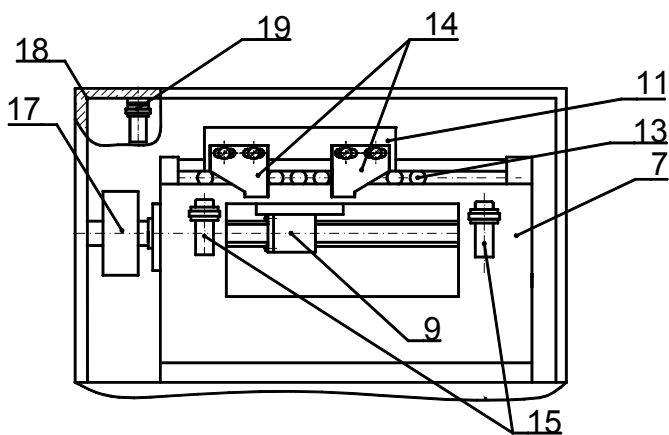


Рис. 1.2. Узел поступательного перемещения стола измерительного прибора с передачей винт-гайка и направляющими качения



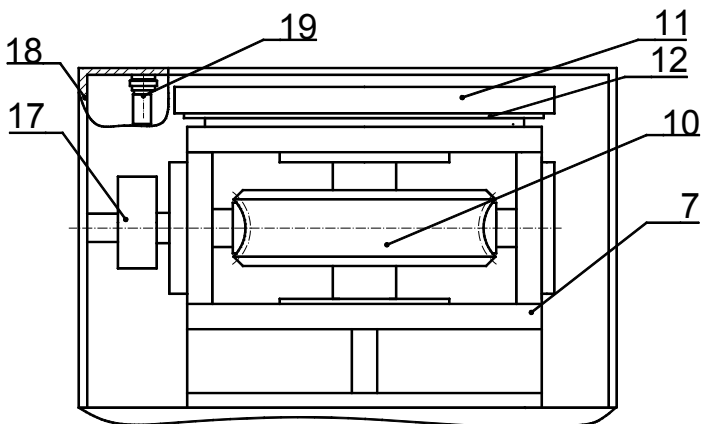


Рис. 1.3. Узел углового перемещения стола с червячной передачей и направляющими скольжения

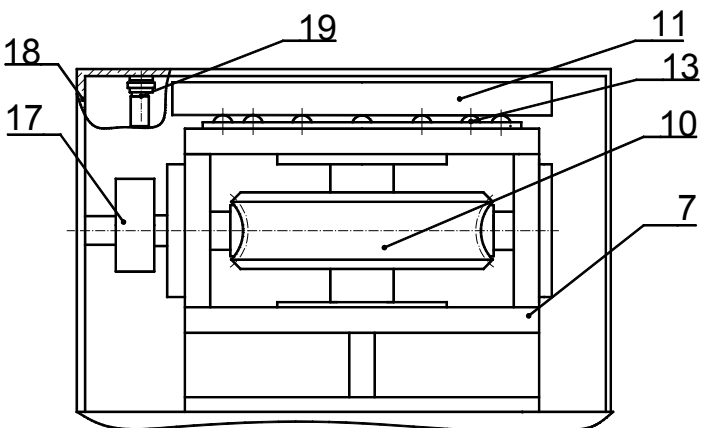


Рис. 1.4. Узел углового перемещения стола с направляющими качения

Учебно-лабораторный стенд работает следующим образом (рис. 1.1).

На основании 3, установленном на столешнице 1, размещают электродвигатель 4, редуктор 5 с комплектом сменных цилиндрических шестерен 6, узел 7 перемещения стола 11 и соединяют их с основанием посредством резьбовых крепежных элементов 8. Закрывают прозрачными защитными кожухами 18 муфту 16, муфту 17

и узел 7 перемещения стола 11, после чего проверяют работоспособность устройств 19 защитной блокировки. Затем с помощью кнопки «ПУСК» устройства электропитания 2 включают электродвигатель 4. Крутящий момент на выходном валу электродвигателя 4 через муфту 16 передается на входной вал редуктора 5 и через комплект сменных цилиндрических шестерен 6 – на выходной вал редуктора 5. Далее через муфту 17 крутящий момент передается входному валу узла 7 перемещения стола 11, который поступательно перемещается либо по направляющим скольжения 12 (рис. 1.1, 1.2), либо по направляющим качения 13 (рис. 1.3) с помощью передачи винт-гайка 9. Когда стол 11 достигает крайнего или настроечного положения, происходит взаимодействие кулачка 14 с одним из концевых выключателей 15 и электродвигатель 4 останавливается или начинает вращаться в другую сторону. После достижения столом 11 другого крайнего или настроечного положения снова происходит переключение направления вращения электродвигателя 4, и цикл работы повторяется. Устройства 19 защитной блокировки работы электродвигателя 4 срабатывают при снятии прозрачных защитных кожухов 18. Регулятор частоты оборотов электродвигателя 4 устройства электропитания 2 применяют при необходимости изменения скорости движения стола 11. Кнопка «СТОП» необходима для остановки вращения электродвигателя 4 и прекращения перемещения стола 11.

Узел 7 перемещения стола 11 может содержать червячную передачу 10 (рис. 1.3). В этом случае стол 11 будет осуществлять угловое перемещение по направляющим скольжения 12 либо по направляющим качения 13 (рис. 1.4).

### **Общие сведения о кинематических схемах**

Кинематические схемы, в зависимости от основного назначения, подразделяются на принципиальные, структурные и функциональные. Правила выполнения кинематических схем устанавливают ГОСТ 2.701-84, ГОСТ 2.703-68, ГОСТ 2.770-68, ГОСТ 2.721-74.

На принципиальной кинематической схеме с помощью условных графических обозначений или упрощенных контурных очертаний изображают совокупность кинематических элементов и их соединений. Схема показывает, как осуществляется регулирование, управ-

ление и контроль заданных движений исполнительного органа. Схему строят без применения масштаба, но приблизительно отражают соотношение размеров изображаемых элементов.

Как правило, принципиальную кинематическую схему выполняют в виде развертки (рис. 1.5). Каждому кинематическому элементу схемы присваивают порядковый номер, начиная от источника движения, и буквенно-цифровые позиционные обозначения. Покупной или заимствованный механизм нумеруют одним номером, без разбивки на элементы. Валы нумеруют римскими цифрами.

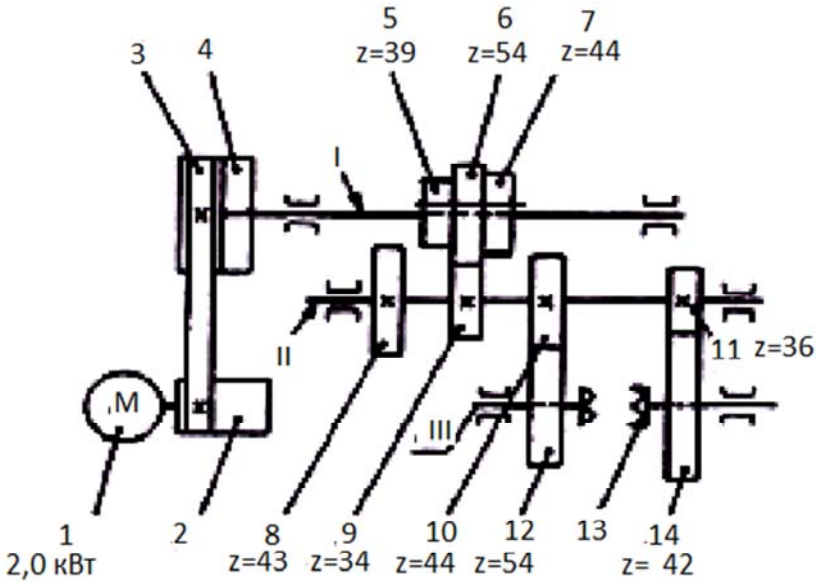


Рис. 1.5. Принципиальная кинематическая схема редуктора

Толщина линий, изображающих валы, оси, стержни, шатуны, кривошпы, равна  $s$ . Толщина линий, изображающих контуры зубчатых колес, червяков, звездочек, кулачков и других элементов, равна  $s/2$ . Допускается вписывать схему-развертку для наглядности в контур изделия, толщина линий которого равна  $s/3$  (рис. 1.6).

Для упрощения чтения схем допускается условно изгибать и поворачивать валы и оси вместе с кинематическими элементами механизма, а также перемещать их за пределы контура изделия (рис. 1.7).

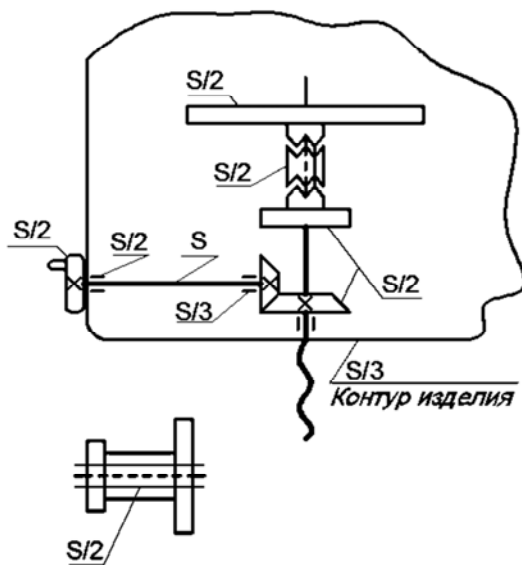


Рис. 1.6. Толщины линий, применяемые для изображения различных элементов

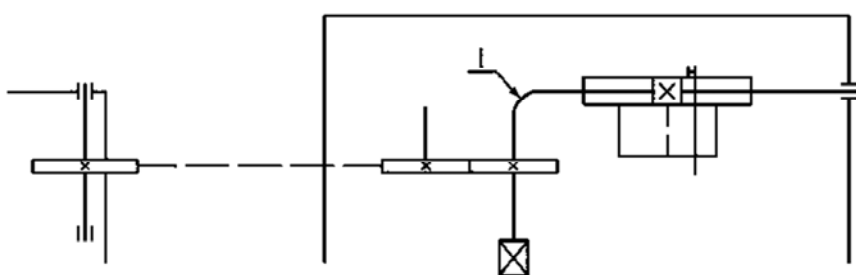


Рис. 1.7. Связь сопряженных элементов, вычерченных отдельно

Невидимый участок вала изображают штриховой линией  $s/2$  (рис. 1.8). На проекциях, перпендикулярных оси вращения, зубчатые колеса изображаются штрихпунктирной линией (рис. 1.9).

При наличии механизма, собираемого и регулируемого отдельно, допускается его упрощенное изображение. Контур такого механизма обводят тонкой сплошной линией.

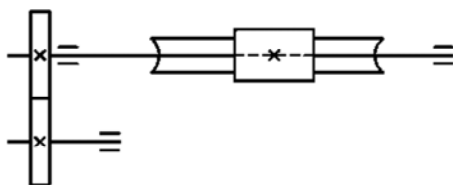


Рис. 1.8. Изображение невидимых на схеме частей вала, оси

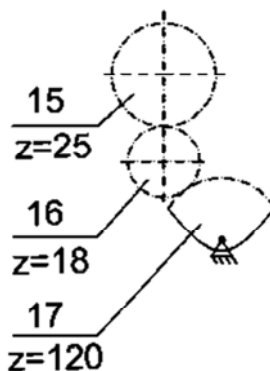


Рис. 1.9. Изображение зубчатых колес на неглавном виде

Расположение механизмов на принципиальной схеме соответствует положению исполнительных органов – исходному, среднему или рабочему. Можно применять поясняющие надписи, а также изображать крайние положения элементов штрихпунктирной линией (рис. 1.10), указывать основные характеристики и параметры элементов (рис. 1.11).

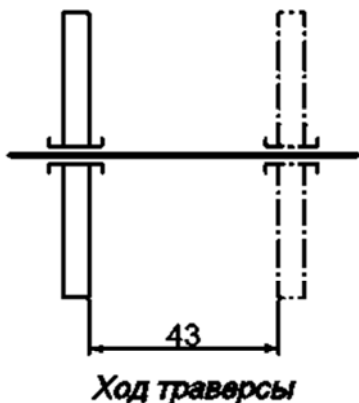


Рис. 1.10. Изображение элемента, меняющего свое положение

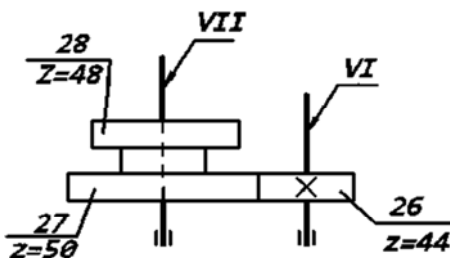


Рис. 1.11. Обозначение характеристик элементов на схеме




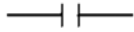
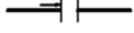
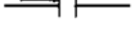

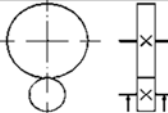



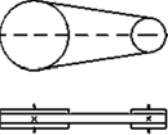

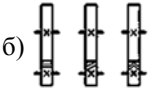
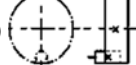



В табл. 1.1 даны наиболее часто встречающиеся в кинематических схемах обозначения элементов и направлений движения.

Таблица 1.1

Условные графические обозначения  
на кинематических схемах

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Вал, валик, ось, стержень, шатун и т. п.		Подшипники скольжения: а) радиальный; б) радиально-упорный; в) упорный	а) б) в)
Неподвижное закрепление оси, стержня, пальца и т. п.		Подшипники качения: а) радиальный; б) радиально-упорный; в) упорный шариковый	а) б) в)
Неподвижная опора для стержня, движущегося возвратно-поступательно: а) скольжения; б) качения	а) б)	Соединение детали с валом: а) свободное при вращении; б) подвижное без вращения; в) глухое	а) б) в)
Опора для стержня: а) подвижная; б) неподвижная	а) б)	Соединение двух валов: а) глухое; б) зубчатой муфтой; в) предохранительной муфтой	а) б) в)

Продолжение табл. 1.1

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Соединение стержня с неподвижной опорой: а) шарнирное с движением в плоскости чертежа; б) шаровым шарниром	<p>а) </p> <p>б) </p>	Муфты сцепления: а) кулачковая односторонняя; б) фрикционная (общее обозначение без уточнения типа); в) фрикционная односторонняя; г) фрикционная электромагнитная односторонняя	<p>а) </p> <p>б) </p> <p>в) </p> <p>г) </p>
Ползун в неподвижных направляющих		Передача фрикционная с цилиндрическими роликами	
Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа): а) радиальный; б) радиально-упорный; в) упорный	<p>а) </p> <p>б) </p> <p>в) </p>	Передача плоским ремнем открытая	
Передачи зубчатые (цилиндрические): а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев); б) то же, с прямыми, косыми и шевронными зубьями; в) внутреннее зацепление	<p>а) </p> <p>б) </p> <p>в) </p>	Винт, передающий движение	
		Гайка на винте, передающем движение: а) неразъемная; в) разъемная	<p>а) </p> <p>б) </p>

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
<p>Передачи зубчатые с пересекающимися валами (конические):</p> <p>а) общее обозначение без уточнения типа зубьев;</p> <p>б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями</p>		<p>Пружины:</p> <p>а) цилиндрические сжатия;</p> <p>б) цилиндрические растяжения;</p> <p>в) цилиндрические, работающие на кручение;</p> <p>г) спиральные</p>	
<p>Передачи зубчатые со скрещивающимися валами:</p> <p>а) червячные с цилиндрическим червяком;</p> <p>б) винтовые</p>		<p>Направление движения:</p> <p>а) одностороннее (например, вправо или по часовой стрелке для вращения);</p> <p>б) возвратное;</p> <p>в) возвратно-поступательное;</p> <p>г) одностороннее с выстоем</p>	<p>Вид движения:</p>
<p>Передачи зубчатые реечные:</p> <p>а) общее обозначение без уточнения типа зубьев;</p> <p>б) с прямыми, косыми и шевронными зубьями</p>		<p>Вращение вала:</p> <p>а) в одном направлении (по часовой стрелке);</p> <p>б) в обоих направлениях;</p> <p>в) качательное;</p> <p>г) винтовое</p>	

Если схема содержит точные механизмы и пары (отсчетные, делительные и др.), указывают все данные по кинематической точности: степень точности передачи; допустимые относительные смещения; повороты; наличие «мертвых ходов» между основным, ведущими и исполнительными элементами.



Для динамического анализа кинематическая принципиальная схема должна содержать необходимые размеры и характеристики элементов, наибольшие нагрузки для основных ведущих элементов.

Таблица 1.2

Основные характеристики и параметры кинематических элементов

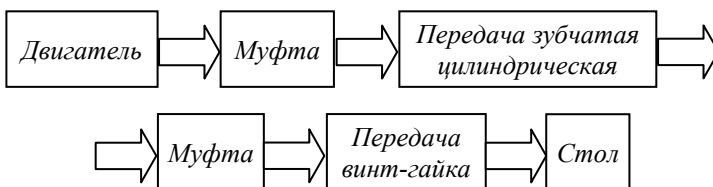
Наименование	Данные, помещаемые на схеме
Источник движения (двигатель)	Наименование, тип, характеристика
Механизм, кинематическая группа	Характеристика основных исполнительных движений, диапазон регулирования и т. д. Передаточные отношения основных элементов. Размеры, определяющие пределы перемещений, длину перемещения или угол поворота исполнительного органа. Направление вращения или перемещения элементов, от которых зависит получение заданных движений и их согласованность. Допускается помещать надписи с указанием режимов работы изделия или механизма, которым соответствуют указанные направления движения
Отсчетное устройство	Предел измерения или цена деления
Кинематические звенья: а) шкивы переменной передачи б) зубчатое колесо в) зубчатая рейка г) червяк д) ходовой винт е) звездочка цепной передачи ж) кулачок	Диаметр (для сменных шкивов – отношение диаметров ведущих шкивов к диаметру ведомых шкивов) Число зубьев (для зубчатых секторов – число зубьев на полной окружности и фактическое число зубьев) Модуль, для косозубых реек – направление и угол наклона зубьев Модуль осевой, число заходов, тип червяка (если он не архимедов), направление витка и диаметр червяка Ход винтовой линии, число заходов, надпись «лев» для левых резьб Число зубьев, шаг цепи Параметры кривых, определяющие скорость и пределы перемещения поводка (толкателя)

## Порядок выполнения работы

1. Изучить устройство и принцип действия привода стола с продольным перемещением.
2. Ознакомиться с условными обозначениями кинематических элементов механизмов и примерами их использования.
3. Разработать кинематическую схему привода стола с продольным перемещением.
4. Описать принцип работы привода стола с продольным перемещением в направляющих качения.

## Оформление результатов работы

1. Составить принципиальную кинематическую схему привода стола в следующей последовательности:



2. Составить примерный перечень сборочных единиц и деталей привода стола с продольным перемещением в направляющих качения и занести в таблицу:

Сборочные единицы	Детали
1.	1.
2.	2.
3.	3.

3. Дать описание принципа работы привода стола с продольным перемещением.
4. На принципиальной кинематической схеме привода стола по своему варианту задания обозначить кинематические параметры механизма, основные параметры электродвигателя, пронумеровать валы и обозначить передаточные отношения ступеней.

## Лабораторная работа № 2

### ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА СТОЛА ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

**Цель работы:** изучить методики определения мощности электродвигателя, проведения проектировочного и проверочного кинематического расчета привода стола в процессе проектирования на стадии технического предложения.

**Задачи:**

1. Определить требуемую мощность электродвигателя привода стола.
2. Выполнить проектировочный кинематический расчет и выбрать тип электродвигателя привода стола.
3. Выполнить проверочный кинематический расчет привода стола.

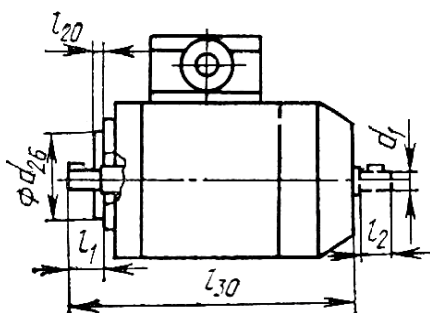
#### Общие сведения и рекомендации по выбору электродвигателя

Выбор электродвигателя производится на стадии разработки технического проекта проектируемого механизма и заключается в определении типа электродвигателя и его типоразмера, в т. ч. конструктивного исполнения по способу монтажа.

Тип электродвигателя определяют по режиму работы, источнику питания и условиям эксплуатации проектируемого механизма. При этом может потребоваться постоянное или переменное (регулируемое) значение частоты вращения вала электродвигателя. В первом случае применяют синхронные и асинхронные двигатели переменного тока или двигатели постоянного тока с регуляторами скорости. Для регулируемых приводов обычно выбирают двигатели постоянного тока, шаговые двигатели, двигатели переменного тока с частотным управлением.

Для проектируемых в рамках данной лабораторной работы приводов общего назначения рекомендуются асинхронные трехфазные электродвигатели серии 4ААМ. Эти электродвигатели наиболее универсальны, причем могут при необходимости обеспечивать реверсивность (рис. 2.1).

## Исполнения IM2181, IM2182



## Исполнения IM3681, IM3682

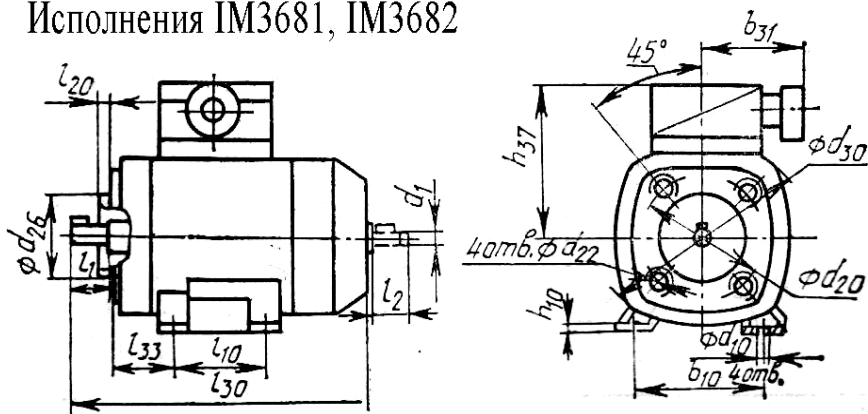


Рис. 2.1. Конструктивные исполнения электродвигателей серии 4ААМ

При выборе электродвигателя необходимо учитывать его конструктивные особенности (табл. 2.1): габаритные размеры, элементы крепления (лапы, фланцы, крепежные отверстия), высоту оси вращения вала, размеры и исполнение конца вала (с одной стороны, с двух сторон; цилиндрический, конический; со шпонкой, без шпонки с резьбой и др.), а также технические характеристики (табл. 2.2, 2.3): мощность  $P$ , частоту вращения вала  $n$ , КПД  $\eta$  и др.

Асинхронные электродвигатели при частоте переменного тока 50 Гц имеют синхронную частоту вращения вала 750, 1000, 1500, 3000, 6000 об/мин. Фактическая частота вращения установившегося движения отличается от номинальной на 5–20 %.

Таблица 2.1

Размеры электродвигателей асинхронных серии 4ААМ, мм

Габариты	$l_1$	$l_{10}$	$l_{20}$	$l_{30}$	$d_{30}$	$h_{10}$	$b_{10}$	$b_{31}$	$h_{37}$	$d_1$	$d_{10}$	$d_{20}$	$d_{22}$	$d_{26}$
50	20	63	3	174	104	6	80	62	92	9h6	5,8	100	M5	40h6
56	23	71	3	194	120	7	90	60	96	11h6	5,8	115	M5	50h6
63	30	80	3,5	216	130	7	100	62	101	14h6	7,8	130	M5	60h6

Таблица 2.2

Технические характеристики электродвигателей асинхронных трехфазных серии 4ААМ

Обозначение	$P$ , Вт	$n$ , об/мин	$I$ , А	$\cos\varphi$	$\eta$ , %	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{min}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}}$	$I_0 \cdot 10^{-4}$ , кг·м <sup>2</sup>	$F_r$ , Н	$F_a$ , Н
<i>Двухполюсные, синхронная частота вращения 3000 об/мин</i>											
50А2	90	2740	0,32	0,70	60	2,0	1,8	2,2	25	180	120
50В2	120	2710	0,32	0,70	63	2,0	1,8	2,2	28	180	120
56А2	180	2800	0,54	0,76	66	2,0	1,5	2,2	42	180	120
56В2	250	2770	0,74	0,77	68	2,0	1,5	2,2	47	180	120
63А2	370	2750	0,93	0,86	70	2,0	1,2	2,2	76	220	150
<i>Четырехполюсные, синхронная частота вращения 1500 об/мин</i>											
50А4	60	1380	0,31	0,60	50	2,0	1,7	2,2	30	220	160
50В4	90	1370	0,42	0,60	55	2,0	1,7	2,2	30	220	160
56А4	120	1375	0,44	0,66	63	2,1	1,5	2,2	70	220	160
56В4	180	1365	0,64	0,64	64	2,1	1,5	2,2	70	220	160
63А4	250	1380	0,65	0,65	68	2,0	1,2	2,2	80	270	200
Примечание: $F_r$ , $F_a$ – предельные радиальная и осевая (при предельной радиальной) нагрузки на конец вала, $I_0$ – момент инерции ротора											

Таблица 2.3

Технические характеристики электродвигателей асинхронных однофазных серии 4ААМ

Обозначение	$P$ , Вт	$n$ , об/мин	$\frac{I_{\text{пуск}}}{I_{\text{ном}}}$	$\cos(\varphi)$	$\eta$ , %	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{min}}}{M_{\text{ном}}}$
<i>Двухполюсные, синхронная частота вращения 3000 об/мин</i>								
Е50А2, У50А2	40	2813	6,5 (3,0)	0,60	50	1,0 (0,9)	1,9	0,8 (1,7)
Т50В2, УТ50А2	60	2880	3,5 (4,0)	0,80	56	0,4 (2,0)	2,0	0,4 (2,0)
Е50В2, У50В2	60	2830	6,5 (3,0)	0,59	53	1,0 (1,9)	1,9	0,9 (1,7)

Обозначение	$P$ , Вт	$n$ , об/мин	$\frac{I_{\text{пуск}}}{I_{\text{ном}}}$	$\cos(\varphi)$	$\eta$ , %	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{min}}}{M_{\text{ном}}}$	
T50B2, УТ50B2	90	2850	3,5 (4,0)	0,93	58	0,5 (2,0)	2,0	0,5 (2,0)	
E56A2, У56A2	90	2800	8,5 (4,5)	0,82	50	0,8 (1,7)	1,6	0,8 (1,0)	
T56A2, УТ56A2	120	2820	4,0 (5,0)	0,96	45	0,4 (1,5)	1,8	0,4 (1,0)	
E56B2, У56B2	120	2800	8,5 (5,5)	0,76	53	0,8 (1,6)	1,6	0,8 (1,0)	
T56B2, УТ56B2	180	2800	4,0 (5,0)	0,96	64	0,4 (1,5)	1,8	0,4 (1,0)	
E63A2, У53A2	180	2800	8,5 (5,5)	0,76	62	0,8 (1,6)	1,7	0,8 (1,0)	
<i>Четырехполюсные, синхронная частота вращения 1500 об/мин</i>									
E50A4, У50A4	45	1370	4,5 (2,5)	0,51	50	1,0 (2,2)	1,9	0,8 (2,0)	
T50B4, УТ50A4	40	1395	2,5 (3,0)	0,67	56	0,4 (1,9)	2,0	0,4 (1,7)	
E50B4, У50B4	40	1395	4,5 (2,5)	0,54	53	1,0 (1,9)	1,9	0,8 (1,7)	
T50B4, УТ50B4	60	1350	2,0 (4,0)	0,85	58	0,6 (1,9)	2,0	0,6 (1,7)	
E56A4, У56A4	60	1380	2,5 (4,5)	0,65	37	1,0 (1,6)	1,5	0,8 (1,0)	
T56A4, УТ56A4	90	1390	4,0 (5,0)	0,88	53	0,4 (1,6)	1,6	0,4 (1,0)	
E56B4, У56B4	90	1380	7,5 (4,0)	0,65	39	1,0 (1,7)	1,5	0,8 (1,0)	
T56B4, УТ56B4	120	1380	4,0 (4,5)	0,88	51	0,4 (1,8)	1,6	0,4 (1,0)	
E63A4, У53A4	120	1400	7,5 (4,0)	0,65	46	1,0 (2,0)	1,5	0,8 (1,0)	
T63A4, УТ63A4	180	1410	4,0 (4,5)	0,90	62	0,4 (1,8)	1,6	0,4 (1,0)	
E63B4, У63B4	180	1380	6,5 (4,0)	0,65	47	1,0 (2,0)	1,5	0,8 (1,0)	

### Определение требуемой мощности электродвигателя

Для определения требуемой мощности электродвигателя привода стола измерительного прибора должны быть известны (табл. 2.6):

– для поворотного стола – крутящий момент силы сопротивления  $T$  (Н·м) и частота вращения стола  $n$  (об/мин) либо его угловая скорость  $\omega = \pi \cdot n / 30$  (рад/с);

– для стола с продольным перемещением – тяговая сила  $F$  (Н) и линейная скорость перемещения стола  $V$  (м/с).

Требуемую мощность  $P$  электродвигателя при вращательном движении стола определяют из зависимости:

$$P = \frac{T \cdot \omega}{\eta} \cdot K_{\text{дин}},$$

где  $P$  – мощность электродвигателя, Вт;

$T$  – крутящий момент сил сопротивления при вращении стола, Н·м;

$\omega$  – номинальная угловая скорость стола, рад/с;

$K_{\text{дин}}$  – коэффициент запаса, учитывающий необходимость преодоления динамических нагрузок в момент разгона.

Если в задании не оговорено время переходного процесса, обычно принимают  $K_{\text{дин}} = 1,05 \dots 1,10$ ;

$\eta$  – коэффициент полезного действия привода, равный произведению частных КПД передач и подшипниковых пар, входящих в кинематическую схему (табл. 2.4).

Таблица 2.4

Значения КПД механических передач

Вид передачи	КПД передачи
Зубчатая в закрытом корпусе с: – цилиндрическими колесами	0,97–0,98
– коническими колесами	0,96–0,97
Зубчатая открытая	0,95–0,96
Червячная	0,7–0,8
Винт-гайка	0,2–0,7
<i>Примечание:</i> Потери на трение в подшипниках качения каждого вала учитываются множителем 0,99–0,995	

Требуемую мощность  $P$  электродвигателя при продольном перемещении стола определяют из зависимости:

$$P = \frac{F \cdot V}{\eta} \cdot K_{\text{дин}},$$

где  $F$  – тяговая сила стола, Н;

$V$  – линейная скорость перемещения стола, м/с.

Значения КПД на стадии проектировочного расчета задают исходя из предполагаемого вида передач от двигателя к рабочему звену.

Выбранная по табл. 2.2, 2.3 мощность электродвигателя для проектируемого привода должна быть не ниже расчетной. Каждому значению мощности  $P$  электродвигателя в табл. 2.2, 2.3 соответствует обычно не один, а несколько типов асинхронных электродвигателей с различными частотами вращения.

После проектирования редуктора необходимо определить действительные значения КПД и произвести проверочный расчет двигателя. Момент на валу выбранного двигателя должен быть не менее приведенного расчетного момента.

### Кинематический расчет привода стола измерительного прибора

При проведении кинематического расчета привода стола измерительного прибора необходимо определить передаточное число  $U_{\text{общ}}$  привода с учетом всех имеющихся в кинематической схеме передач. Исходные данные для кинематического расчета содержат частоту вращения  $n_{\text{ст}}$  или линейную скорость перемещения  $V$  стола измерительного прибора.

При заданной частоте вращения  $n_{\text{ст}}$  поворотного стола (кинематическая схема 1) общее передаточное отношение  $U_{\text{общ}}$  привода определяют по формуле:

$$U_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{общ}}}.$$

При заданной скорости линейного перемещения  $V$  стола с продольным перемещением (кинематическая схема 2) частота вращения ведущего звена (винта)  $n_{\text{винта}}$  связана со скоростью ведомого звена (стола)  $V$ , движущегося поступательно, зависимостью:

$$n_{\text{винта}} = \frac{60 \cdot V}{p \cdot z},$$

где  $V$  – скорость движущегося поступательно ведомого звена (стола), мм/с;

$p$  – шаг резьбы, мм;

$z$  – число заходов резьбы.

Для передачи винт-гайка рекомендуется применять стандартную трапецеидальную резьбу с шагом  $p$  не менее 2 мм и числом заходов  $z$  не более 4.



Тогда передаточное отношение привода стола с продольным перемещением:

$$U_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{винта}}}.$$

### Примеры выполнения расчетов

**Пример 1.** Определить мощность электродвигателя привода стола измерительного прибора; определить общее передаточное число привода и произвести его разбивку по ступеням (кинематическая схема 1).

Исходные данные: тяговая сила стола  $F = 600$  Н, линейная скорость перемещения стола в установившемся режиме  $V = 40$  мм/с =  $0,04$  м/с.

Решение:

Определяем КПД привода. Значения КПД (табл. 2.4):

- зубчатой цилиндрической пары  $\eta_{\text{зц}} = 0,98$ ;
- одной пары подшипников качения  $\eta_{\text{п}} = 0,99$ ;
- передачи винт-гайка  $\eta_{\text{в-г}} = 0,35$ .

$$\eta = \eta_{\text{зц}} \cdot \eta_{\text{п}}^2 \cdot \eta_{\text{в-г}}.$$

Требуемая мощность электродвигателя по формуле:

$$P = \frac{F \cdot V}{\eta} \cdot K_{\text{дин}} = \frac{600 \cdot 0,04}{0,336} \cdot 1,05 = 75 \text{ Вт}.$$

Определим частоту вращения винта в передаче винт-гайка по формуле.

Примем шаг резьбы винта  $p = 4$  мм, тогда

$$n_{\text{винта}} = \frac{60 \cdot V}{p \cdot z} = \frac{60 \cdot 40}{4 \cdot 1} = 600 \text{ об/мин}.$$

По рассчитанной мощности выберем электродвигатель модели 50В4 с номинальной мощностью  $P = 90$  Вт и  $n = 1370$  об/мин (табл. 2.2).

Передаточное отношение зубчатой передачи:

$$U_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{винта}}} = \frac{1370}{600} = 2,3.$$

Для данного передаточного отношения можно применить одноступенчатую зубчатую цилиндрическую передачу (табл. 2.5).

Таблица 2.5

Передаточные отношения механических передач

Передача	$U$	$U_{\text{max}}$
Цилиндрическая прямозубая и косозубая	2,5–4,5	10
Коническая прямозубая и с круговым зубом	2–4	5
Червячная	16–50	80

**Пример 2.** Выбрать двигатель привода вращающегося стола измерительного прибора; определить общее передаточное отношение и произвести его распределение по ступеням (кинематическая схема 2).

Исходные данные: крутящий момент сил сопротивления вращению стола  $T = 15$  Н·м, частота вращения стола  $n_{\text{ст}} = 60$  об/мин.

Решение:

Определяем КПД привода. Значения КПД (табл. 2.4):

– зубчатой цилиндрической пары  $\eta_{\text{зч}} = 0,98$ ;

– пары подшипников качения  $\eta_{\text{п}} = 0,99$ .

$$\eta = \eta_{\text{зч}}^2 \cdot \eta_{\text{п}}^3 = 0,98^2 \cdot 0,99^3 = 0,93.$$

Требуемая мощность электродвигателя по формуле:

$$P = \frac{T \cdot \omega}{\eta} \cdot K_{\text{дин}} = \frac{15 \cdot 6,28}{0,93} \cdot 1,05 = 106,4 \text{ Вт},$$

где

$$\omega = \pi \cdot \frac{n}{30} = 3,14 \cdot \frac{60}{30} = 6,28 \text{ рад/с.}$$

По табл. 2.2, 2.3 выбираем электродвигатель модели Т56В4 с номинальной мощностью  $P = 120$  Вт и  $n = 1380$  об/мин.

Передаточное отношение зубчатой передачи:

$$U_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{ст}}} = \frac{1380}{60} = 23.$$

Для данного значения передаточного отношения необходимо использовать двухступенчатую зубчатую передачу. Производим приближенное распределение передаточного отношения по ступеням в соответствии с табл. 2.5.

Для конической передачи  $U_1 = 4$ .

Для цилиндрической передачи  $U_2 = 5,8$ .

Расчетное передаточное отношение:

$$U_{\text{расч}} = U_1 \cdot U_2 = 4 \cdot 5,8 = 23,2.$$

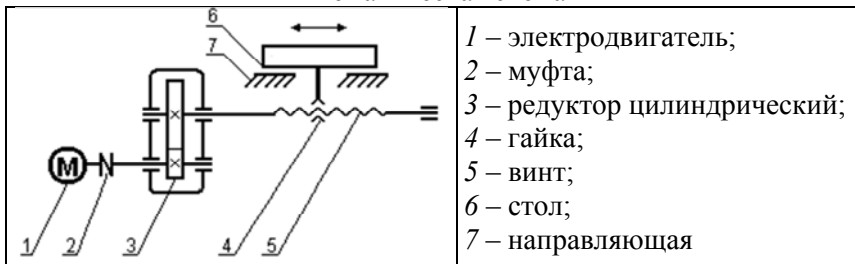
Относительная погрешность заданной скорости не должна превышать 5 %:

$$\frac{|U_{\text{расч}} - U_{\text{зад}}|}{U_{\text{зад}}} \cdot 100 \% \leq 5 \% \text{ или } \frac{|n_{\text{расч}} - n_{\text{зад}}|}{n_{\text{зад}}} \cdot 100 \% \leq 5 \%.$$

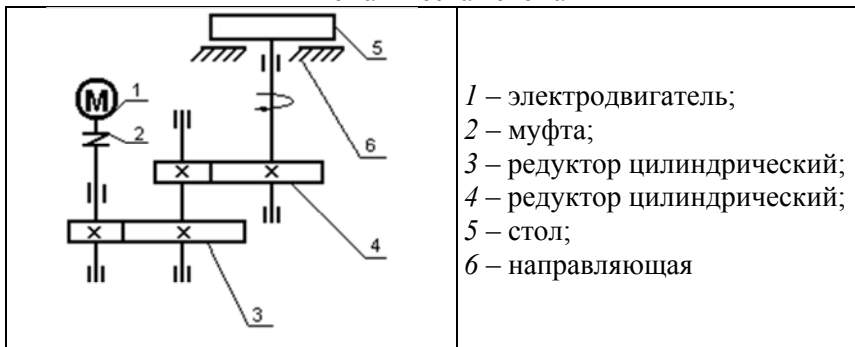
Проверим правильность наших расчетов:

$$\frac{|U_{\text{расч}} - U_{\text{зад}}|}{U_{\text{зад}}} \cdot 100 \% = \frac{|23,2 - 23|}{23} \cdot 100 \% = 0,9 \% \leq 5 \%.$$

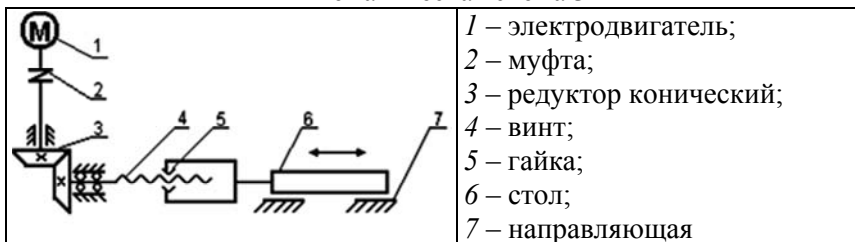
Кинематическая схема 1



Кинематическая схема 2



Кинематическая схема 3



Кинематическая схема 4

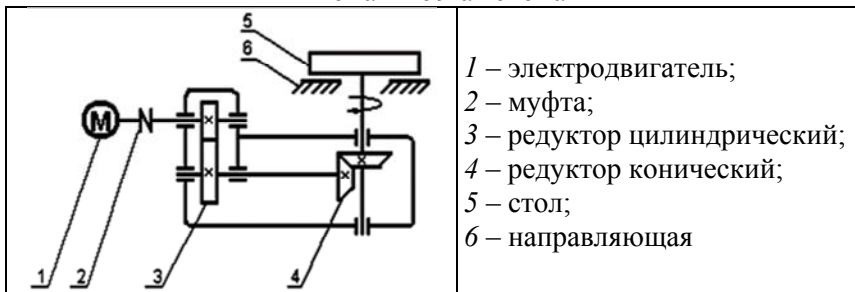


Таблица 2.6

## Исходные данные для расчетов

Вариант	Тяговая сила $F$ , Н	Линейная скорость стола $V$ , мм/с	Крутящий момент $T$ , Н·м	Частота вращения стола $n$ , об/мин	Кинематическая схема
1	400	20	—	—	1
2	—	—	10	40	2
3	400	40	—	—	3
4	—	—	10	70	4
5	500	20	—	—	1
6	—	—	15	50	2
7	500	40	—	—	3
8	—	—	15	70	4
9	600	20	—	—	1
10	—	—	20	50	2
11	600	40	—	—	3
12	—	—	20	70	4
13	700	20	—	—	1
14	—	—	25	50	2
15	700	40	—	—	3
16	—	—	25	70	4
17	800	20	—	—	1
18	—	—	30	40	2
19	800	40	—	—	3
20	—	—	30	70	4
21	900	20	—	—	1
22	—	—	35	50	2
23	900	40	—	—	3
24	—	—	35	70	4
25	1000	20	—	—	1
26	—	—	40	50	2
27	1000	40	—	—	3
28	—	—	40	70	4
29	1100	20	—	—	1
30	—	—	45	50	2
31	1100	40	—	—	3
32	—	—	45	70	4

## Лабораторная работа № 3

### МЕХАНИЧЕСКИЕ МУФТЫ

**Цель работы:** изучение конструкций механических муфт и использования различных типов муфт при различных способах крепления двигателя.

**Задачи:**

1. Ознакомиться с конструкциями различных типов муфт, их назначением и особенностями работы.
2. Ознакомиться с выбором глухих муфт (не допускающие отклонения от соосности валов) или компенсирующих муфт (допускающие отклонения валов от соосного положения) и научиться монтировать двигатель на корпус редуктора (два различных варианта).

#### Общие сведения

Муфтами называют устройства для соединения валов совместно работающих узлов, механизмов, приборов и машин, а также для соединения валов с расположенными на них деталями.

Назначение муфт – передача вращающегося момента без изменения его величины и направления. В некоторых случаях муфты дополнительно поглощают вибрации и толчки, предохраняют механизм, прибор от аварий при перегрузках, а также могут использоваться для включения и выключения рабочего механизма прибора или машины без остановки двигателя.

Многообразие требований, предъявляемых к муфтам, и различные условия работы обусловили множество конструкций муфт, которые классифицируют по различным признакам.

Различают муфты: постоянно действующие, сцепные управляемые и сцепные самоуправляемые.

Муфты, выполняющие только соединительные функции, называют соединительными (постоянными).

К ним относятся: глухие муфты (не допускающие отклонения от соосности валов – рис. 3.1–3.4) и компенсирующие муфты (допускающие отклонение валов от соосного положения – рис. 3.6–3.11).

В свою очередь, компенсирующие муфты постоянного действия можно разделить на: муфты компенсирующие жесткие (рис. 3.5–3.7) и муфты компенсирующие упругие (рис. 3.8–3.10).

Компенсация вредного влияния несоосности валов в жестких компенсирующих муфтах достигается вследствие подвижности практически жестких деталей (расширительные муфты, муфты с ведущим штифтом, поводковые, крестовые, шарнирные, зубчатые, кулачковые).

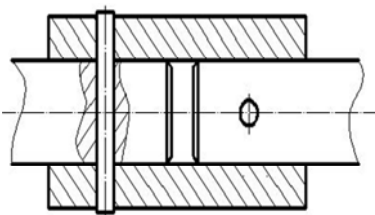


Рис. 3.1. Муфта втулочная со штифтом

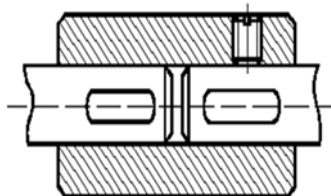


Рис. 3.2. Муфта втулочная со шпонкой

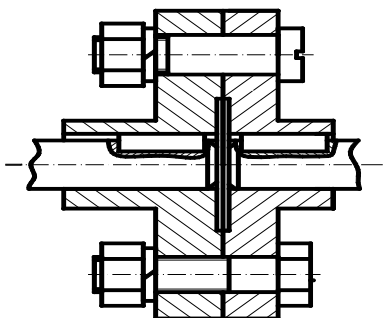


Рис. 3.3. Муфта фланцевая жесткая

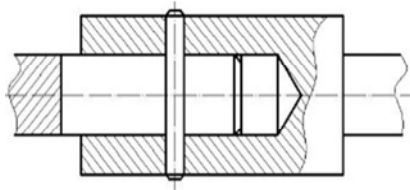


Рис. 3.4. Муфта со штифтом и прорезью в валу

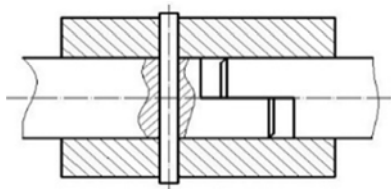


Рис. 3.5. Муфта со штифтом

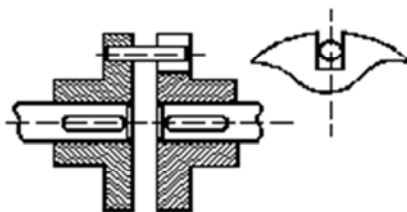


Рис. 3.6. Муфта с поводком

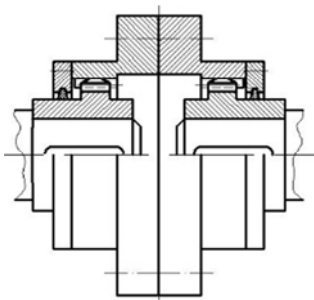


Рис. 3.7. Муфта зубчатая

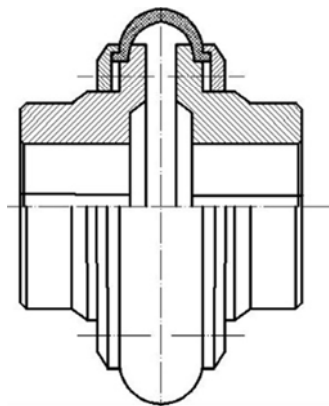


Рис. 3.8. Муфта упругая с торообразной оболочкой

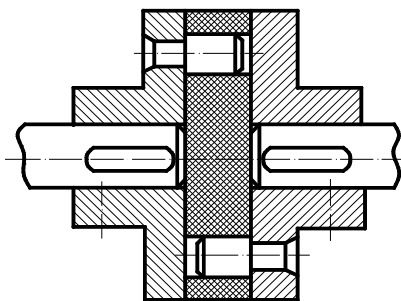


Рис. 3.9. Муфта упругая

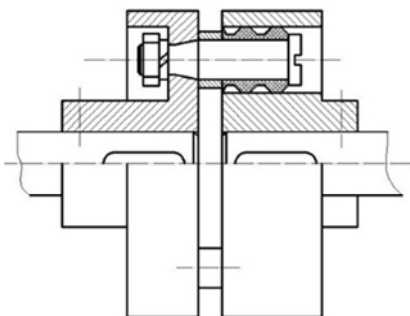


Рис. 3.10. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Компенсирующие упругие муфты за счет использования упругих силовых элементов способны компенсировать не только радиальные и угловые смещения, но и демпфировать колебания, амортизировать толчки и удары. К этим муфтам относятся: упругие втулочно-пальцевые муфты, упругие муфты с торообразной оболочкой, упругие муфты со звездочкой, мембранные муфты, упругие поводковые муфты.

Муфты, выполняющие несколько функций одновременно, должны периодически соединять и разъединять валы. Поэтому их называют сцепными.



В зависимости от способа соединения и разъединения полу муфт в процессе работы, различают управляемые (рис. 3.11, 3.12) и самоуправляемые (автоматические) сцепные муфты (рис. 3.13–3.16).

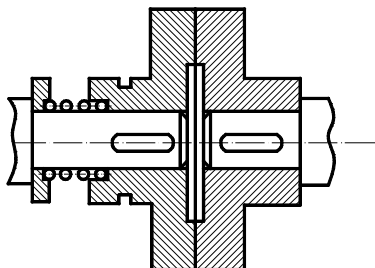


Рис. 3.11. Муфта фрикционная  
однодисковая

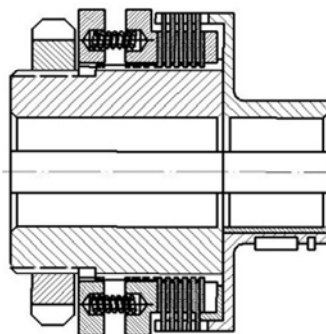


Рис. 3.12. Муфта многодисковая

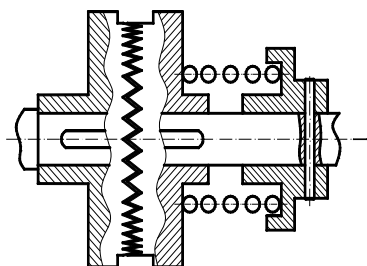


Рис. 3.13. Муфта предохранительная  
зубчатая

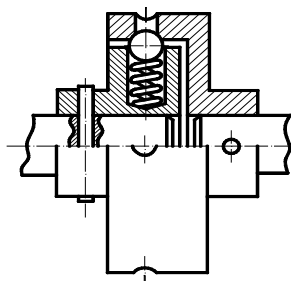


Рис. 3.14. Муфта предохранительная  
шариковая

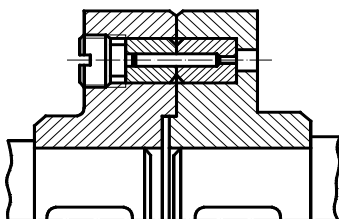


Рис. 3.15. Муфта предохранительная со срезным штифтом

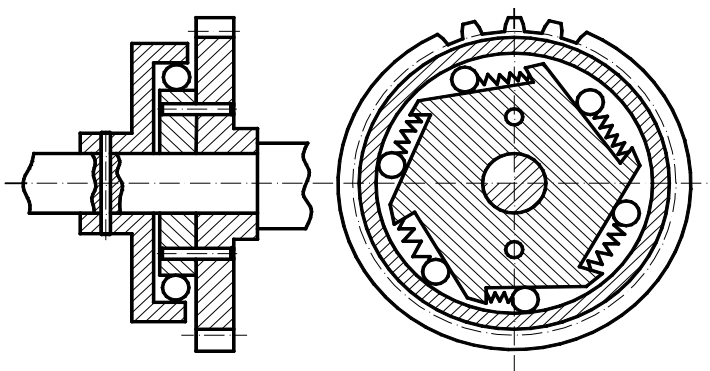


Рис. 3.16. Муфта обгонная шариковая

Управляемые муфты предназначены для соединения или разъединения валов в подвижном или неподвижном состоянии с помощью специальных механизмов управления. Передача вращающего момента осуществляется либо за счет зацепления (кулачковые или зубчатые муфты), либо силами трения (фрикционные муфты). Муфты включаются при осевом перемещении полумуфты по ведомому валу специальным механизмом. Самоуправляемые сцепные муфты служат для соединения или разъединения ведомого вала с ведущим при определенных условиях работы. Эти муфты выполняют автоматически одну из следующих функций: ограничение передаваемой нагрузки – предохранительные муфты; передачу нагрузки (момента) только в одном направлении – обгонные муфты; включение и выключение при заданной скорости вращения – центробежные муфты.

Предохранительные муфты (рис. 3.13, 3.14) срабатывают, когда вращающий момент превышает некоторую установленную величину. Наиболее распространенными являются: пружинно-фрикционные предохранительные муфты (дисковые и конусные), пружинно-кулачковые, пружинно-шариковые. Используются также муфты с разрушаемым элементом (работающим на срез штифтом – рис. 3.15).

Обгонные муфты (муфты свободного хода) предназначены для передачи вращающего момента только в одном направлении.

Наибольшее распространение получили фрикционные обгонные муфты, передающие вращающий момент за счет заклинивания между полумуфтами промежуточных тел: шариков или роликов (рис. 3.16).

При вращении ведущей полумуфты в направлении движущего момента ролики (шарики) вкатываются в узкую часть клинового зазора, расклинивают полумуфты и соединяют их друг с другом. При остановке реверсии или замедлении движения ведущего диска ролик и под влиянием сил трения выходят в широкую часть клинового зазора и не препятствуют свободному вращению ведомого вала.

### **Последовательность выполнения работы**

1. Ознакомиться с конструкциями основных типов глухих и компенсирующих муфт, изучить условия использования муфт при различных способах крепления двигателя к корпусу редуктора, выбрать муфту для каждого варианта.

2. Произвести разборку узла крепления двигателя и затем собрать этот узел, установив соответствующую муфту и изменив способ крепления двигателя. Элементы, узлы и инструменты:

- электродвигатель;
- стакан крепления двигателя;
- пластины под двигатель для крепления «на лапах»;
- крепежные детали (винты, гайки, шайбы);
- муфты (втулочная, жесткая-фланцевая, резино-втулочная, упругая, крестовая);
- гаечные ключи (рожковый, шестигранный);
- отвертки.

3. Восстановить состояние узла в том виде, в каком он был до выполнения пункта 2.

4. Сделать эскиз данного узла.

### **Конструкции узла крепления двигателя**

При фланцевом креплении (рис. 3.17) электродвигатель 1 крепится к стакану 2 при помощи винтов 3 и гаек 4. Стакан 2 крепится к корпусу редуктора 8 винтами 5. Электродвигатель 1 центрируется в стакане 2 при помощи посадки  $\varnothing 70 \text{ H7/js7}$ . Стакан 2 центрируется в корпусе редуктора 8 по посадке  $\varnothing 100 \text{ H7/js7}$ . Муфта 6 передает момент от вала электродвигателя 1 к первичному валу 7 редуктора 8 через шпонки 9 и 10.

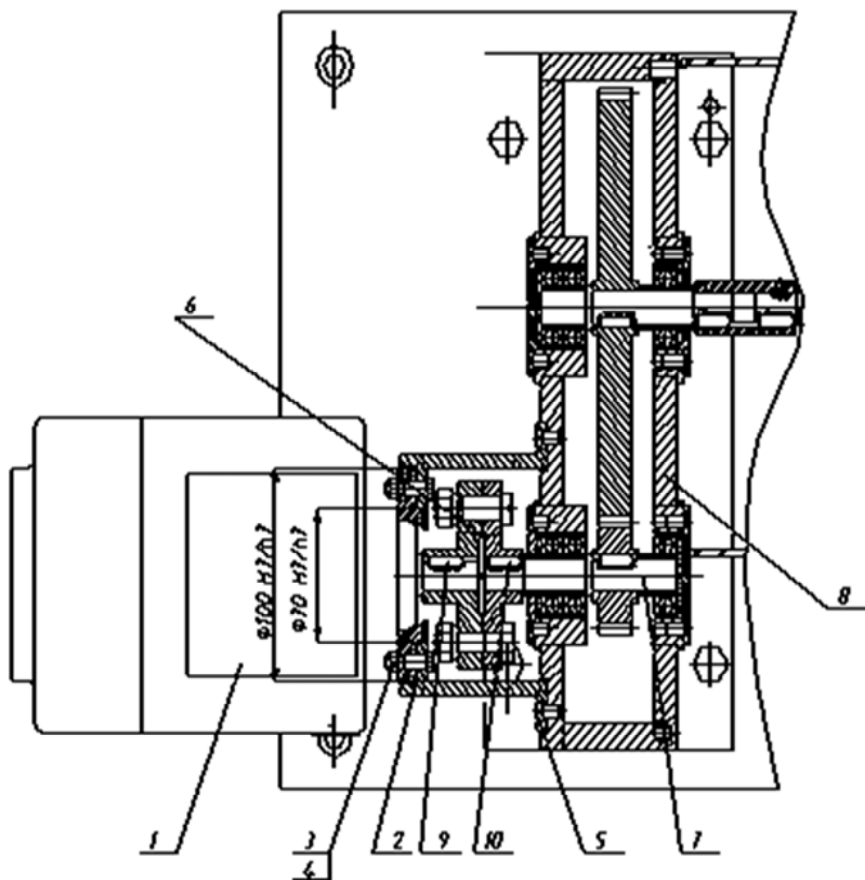


Рис. 3.17. Фланцевое крепление электродвигателя

При креплении «на лапах» (рис. 3.18) электродвигатель *1* крепится к плите *12* винтами *13*. Плита *12* установлена на подставке *14* и закреплена винтами *15*. Муфта соединяет валы электродвигателя и редуктора.

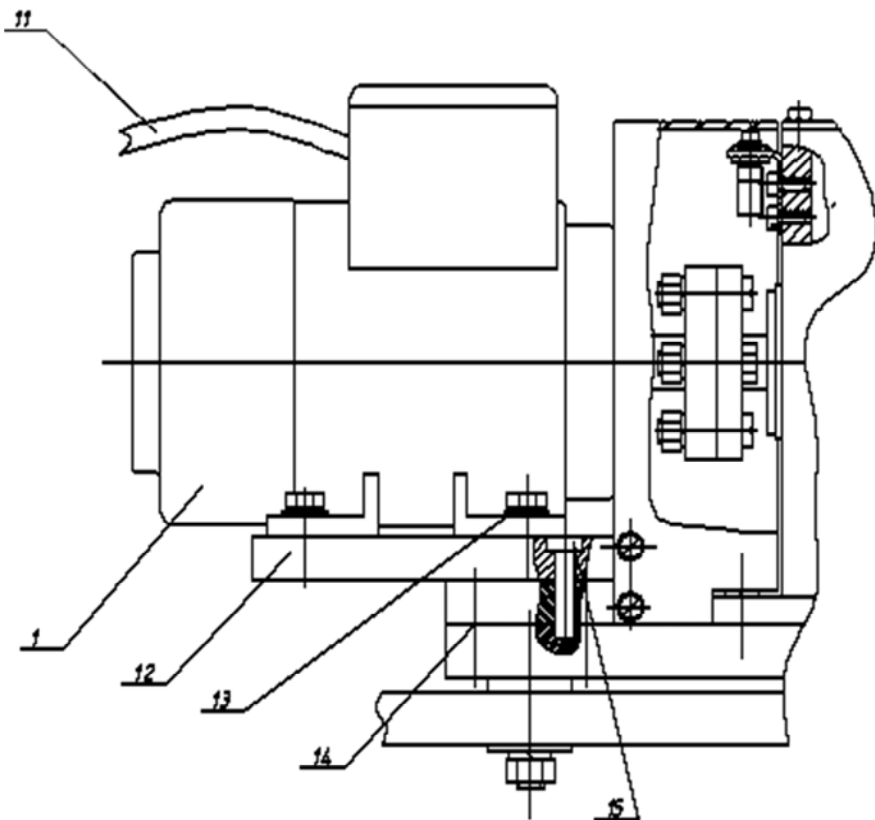


Рис. 3.18. Крепление электродвигателя «на лапах»

**Последовательность сборки-разборки узла и замены муфты:**

1. Снять малый защитный кожух.
2. Открутить винты 3 крепления электродвигателя 1 и гайки 4. Снять электродвигатель 1 и расположить его на столе слева от редуктора 8, не повреждая электропроводки 11. Следить за наличием и расположением шпонки 9 в валу электродвигателя.
3. Открутить винты 5 крепления и снять стакан 2, после чего снять муфту 6, следя за наличием и расположением шпонки 10.
4. Установить упругую муфту (рис. 3.18) на вал редуктора, совместив шпонку 10 со шпоночным пазом в муфте.

5. Прикрепить плиту 12 и подставку 14 к плите редуктора винтами 15 и затянуть винты шестигранным ключом.

6. Установить электродвигатель 1 на плите 12 и, совместив оси валов и положение шпонки 9 и шпоночного паза муфты, сдвинуть двигатель вправо до совмещения отверстий в лапах электродвигателя 1 и резьбовых отверстий в плите 12. Закрепить электродвигатель 1 на плите винтами 13. Проверить легкость вращения муфты и зажать винты 13.

7. Установить на место малый защитный кожух и закрепить его винтами-барашками.

8. Под наблюдением преподавателя включить установку и проверить ее работоспособность.

9. Отключить установку от сети и снять малый защитный кожух.

10. Выполнить пункты 6, 5, 4, 3, 2 в обратном порядке и затем выполнить пункты 7 и 8.

11. Навести порядок на столе стенда (все детали и инструменты должны лежать на определенных местах).

### **Содержание отчета**

1. Описание состава и процесса сборки узла крепления двигателя к редуктору.

2. Обоснование выбора муфты при разных способах крепления двигателя.

3. Эскиз упругой муфты и узла крепления двигателя к редуктору с перечнем всех деталей.

## Лабораторная работа № 4

### ЗУБЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ

**Цель работы:** ознакомление с конструкциями зубчатых редукторов.

**Задачи:**

1. Ознакомиться с конструкциями и основными параметрами зубчатых передач. Произвести геометрические и кинематические расчеты цилиндрической передачи. Определить основные параметры зубчатых колес для заданного преподавателем варианта передаточного числа. Выбрать необходимые колеса (из имеющихся в комплекте) для заданного передаточного числа.

2. Произвести разборку редуктора, заменить зубчатые колеса на выбранные в пункте 1. Собрать редуктор и проверить его работоспособность.

3. Восстановить состояние узла редуктора в том виде, в каком он был до выполнения работы.

4. Сделать эскиз узла входного вала редуктора и эскиз зубчатого колеса.

#### Общие сведения

Зубчатые механизмы широко используют в машинах и приборах, главным образом для передачи вращения от ведущего вала к ведомому с преобразованием передаваемых скоростей и моментов. Основное назначение зубчатых механизмов в приборах – преобразование скорости и изменение направления вращения.

Различают открытые и закрытые зубчатые механизмы. Механизмы, состоящие из передач путем зацепления, предназначенные для снижения скорости вращения, увеличения вращающих моментов и выполненные в виде отдельных агрегатов, называют **редукторами**.

Механизмы, служащие только для повышения скорости вращения ведомого вала, называют **ускорителями** или **мультипликаторами**.

В расчетах зубчатых механизмов редукторов используют передаточное число  $i$  – отношение чисел зубьев ведомого колеса к числу зубьев ведущего зубчатого колеса (шестерни):

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} \geq 1.$$

### Определение основных размеров передачи

$$d_2 = m \cdot z_2, \text{ мм},$$

где  $d_2$  – делительный диаметр колеса.

$$d_1 = m \cdot z_1, \text{ мм},$$

где  $d_1$  – делительный диаметр шестерни.

Модули эвольвентного зацепления цилиндрических колес регламентированы ГОСТ 9563-60. Стандарт предусматривает два ряда предпочтения. В первом ряду предусмотрены модули от 0,05 до 100 мм. Второй ряд предусматривает промежуточные значения, в единичном производстве его применение нежелательно.

Определение числа зубьев колеса  $z_2$  осуществляется по формуле:

$$z_2 = U \cdot z_1.$$

Межосевое расстояние  $a_w$  в миллиметрах:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2},$$

где  $d_1$  – делительный диаметр шестерни, мм;

$d_2$  – делительный диаметр колеса, мм.

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n.$$

### Классификация редукторов

На рис. 4.1 приведены схемы наиболее часто применяемых зубчатых редукторов, где Б означает быстроходный вал, П – промежуточный, Т – тихоходный вал.



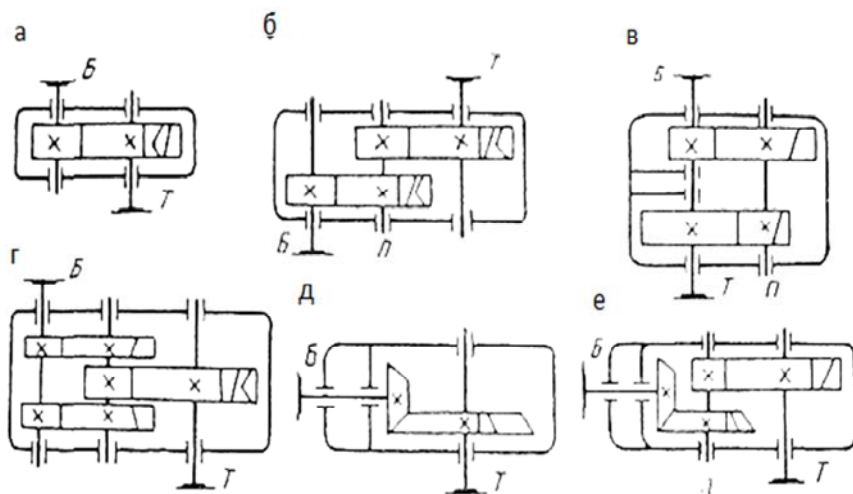


Рис. 4.1. Кинематические схемы редукторов

Редукторы бывают одноступенчатые (рис. 4.1, а, д) и многоступенчатые (рис. 4.1, б, в, г, е).

Передаточное число  $u$  для одноступенчатых редукторов принимают не больше 8 (максимум до 12,5). При больших значениях  $u$  габариты и масса одноступенчатых редукторов больше, чем двухступенчатых. Последние выполняют с  $u = 8 \dots 40$  (максимум до 63). В двухступенчатых редукторах зубчатые колеса расположены несимметрично относительно опор, что вызывает неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов. При  $u > 60$  применяют трехступенчатые цилиндрические зубчатые редукторы.

Двухступенчатые соосные редукторы (рис. 4.1, в) компактнее трехосных (рис. 4.1, б, г), но сложнее по конструкции.

Для обеспечения более равномерного распределения нагрузки по ширине зубчатого венца тихоходной ступени быстроходную ступень трехосного редуктора выполняют сдвоенной (рис. 4.1, г).

Если входной и выходной валы по условиям компоновки машины должны располагаться под углом, применяют одноступенчатые конические редукторы (рис. 4.1, д), а при  $u > 12,5$  – коническо-цилиндрические редукторы (рис. 4.1, е).

Недостатки конических редукторов по сравнению с цилиндрическими: большая стоимость изготовления зубчатых колес, усложнение монтажа и регулировки зацепления.

Для удобства сборки и разборки корпуса редукторов выполняют составными.

Способ смазывания зубчатых колес редуктора зависит от окружной скорости их вращения. При  $V = 12...15$  м/с смазывание колес осуществляют погружением, а при  $V > 20$  м/с в прямозубых передачах и  $V > 50$  м/с в косозубых – циркуляционное смазывание колес с непосредственной подачей масла в зону их зацепления. Цилиндрические колеса погружают в масляную ванну не менее чем на 0,75 высоты зуба, конические – на полную высоту зуба. Объем масляной ванны должен составлять 0,35...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности. Основные параметры редукторов стандартизованы: цилиндрических – ГОСТ 25301-82; конических и коническо-цилиндрических – ГОСТ 27142-86. Промышленность серийно выпускает также *мотор-редукторы* (рис. 4.2) – агрегаты, в которых конструктивно объединены электродвигатель и редуктор.

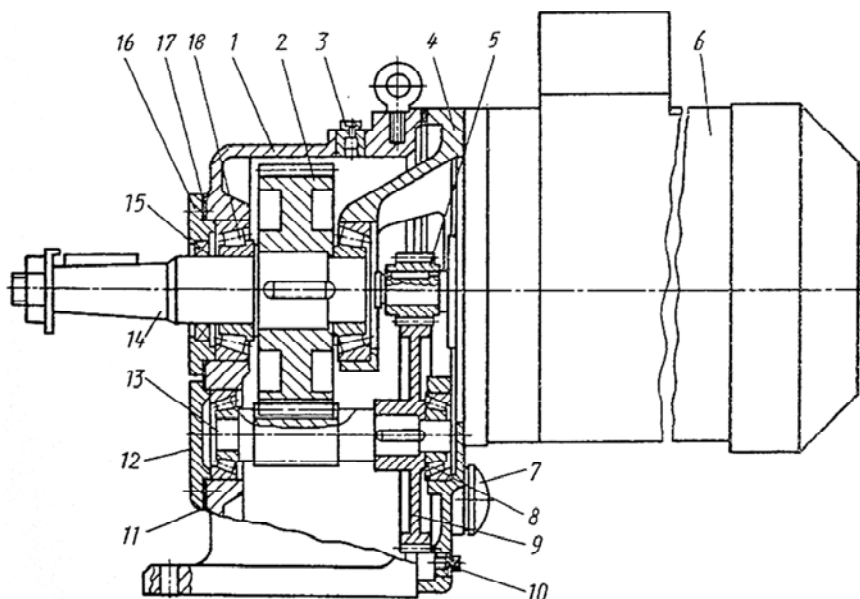


Рис. 4.2. Цилиндрический двухступенчатый соосный мотор-редуктор

### Конструкция одноступенчатого цилиндрического редуктора привода стола УЛЭК

В корпусе 1 редуктора (рис. 4.3), имеющего крышку 2, расположены валы 3 и 4, на которых насажены зубчатые колеса 5 и 6 со шпонками 7 и 8. Валы установлены в подшипниках качения 9 и в осевом направлении зафиксированы распорными втулками 10, крышка 2 корпуса 1 крепится винтами 11 и штифтами 12. Для свободного доступа к узлу необходимо демонтировать и сдвинуть вправо узел подвижного стола, сняв при этом промежуточную муфту с вала 4.

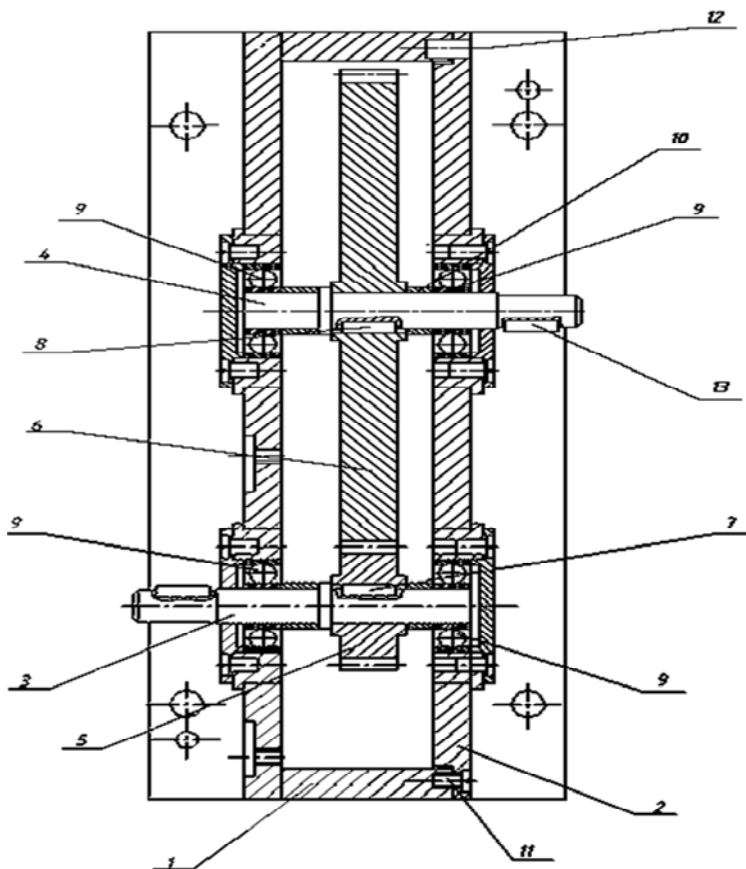


Рис. 4.3. Редуктор с цилиндрическими колесами

## Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкциями редукторов. Ознакомиться с конструкцией цилиндрических зубчатых передач, основными геометрическими и кинематическими расчетами.

2. Для редуктора (рис. 4.3) необходимо:

- вычертить кинематическую схему и эскиз узла;
- выбрать зубчатые колеса из имеющихся в комплекте лабораторной установки колес для заданного преподавателем передаточного числа;
- установить выбранные колеса на валы редуктора;
- овладеть практическими навыками сборки-разборки цилиндрических зубчатых передач;
- с учетом исходных данных рассчитать или выбрать основные параметры колес и передачи в целом ( $d_1$ ,  $d_2$ ,  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $U_{12}$ ,  $a$ ) и описать последовательность сборки и разборки редуктора.

Элементы, узлы и инструменты:

- корпус редуктора со съемными крышками;
- валы, зубчатые колеса, подшипники качения, шпонки;
- крепежные детали (винты);
- отвертки (плоская, крестовая).

### Последовательность сборки-разборки узла «редуктор с цилиндрическими колесами»

1. Удалить большой защитный кожух и сдвинуть подвижный стол влево, открутив винты на плите. Открутить винты сверху на редукторе и снять прозрачную защитную крышку редуктора. При этом срабатывает электроблокировка и установка обесточивается.

2. Открутить винты 11 и снять крышку 2 вместе с подшипниками 9, находящимися в этой крышке, предварительно сняв шпонку 13. Штифты 12 и валы 3, 4 должны оставаться в корпусе 1.

3. Снять с валов распорные втулки 10 и затем снять с валов колеса 5 и 6, контролируя положение шпонок 7, 8.

4. Установить на валы зубчатые колеса в соответствии с выбранными параметрами, обеспечивающие заданное передаточное отношение. При установке колес надо вставить в валы 3 и 4 шпонки 7

и 8 и обеспечить их совпадение со шпоночными пазами колес. Затем надеть на валы распорные втулки 10.

5. Закрыть корпус крышкой 2, совмещая отверстия в крышке и штифты 12. Подшипники 9 должны надеться на шейки валов. Закрепить крышку 2 винтами 11. Установить шпонку 13 в паз вала 4 и надеть на вал промежуточную муфту. Установить на место прозрачную крышку и закрепить винтами.

6. Совместить ось вала подвижного стола с осью отверстия в промежуточной муфте и, сдвинув подвижный стол влево, поместить его на исходное место. Прикрутив стол винтами к плите, установить поверх стола защитный кожух и закрепить его винтами-барашками.

7. Под наблюдением преподавателя включить установку и проверить ее работоспособность.

8. Отключить установку от сети и снять защитный кожух стола. Отвинтить и сдвинуть стол.

9. Выполнить пункты 6, 5, 4, 3, 2, 1 в обратном порядке и затем выполнить пункты 7 и 8.

10. Навести порядок на столе стенда (все детали, зубчатые колеса и инструменты должны лежать на определенных местах).

### **Содержание отчета**

1. Описание состава и процесса сборки редуктора.

2. Кинематическая схема передачи с указанием всех заданных и рассчитанных параметров ( $m$ ,  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $U$ ,  $a$ ).

3. Эскиз узла ведущего вала редуктора с перечнем всех деталей и эскиз зубчатого колеса.

## Лабораторная работа № 5

### ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ, ВЫБОР И РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

**Цель работы:** ознакомиться с основными типами подшипников качения, их условными обозначениями, схемами установки, изучить методику определения ресурса работы (долговечности) подшипников качения.

**Задачи:**

1. Ознакомиться с конструкцией, классификацией и условным обозначением подшипников качения.
2. Ознакомиться со схемами установки подшипниковых опор.
3. Изучить методику выбора и расчета долговечности подшипников качения.

#### Общие сведения по конструкции и классификации подшипников качения

Подшипники качения – это опоры вращающихся или качающихся деталей, состоящие обычно из двух колец, между которыми расположены тела качения, разделенные сепаратором. В процессе работы одно из колец подшипника, как правило, неподвижно (рис. 5.1).

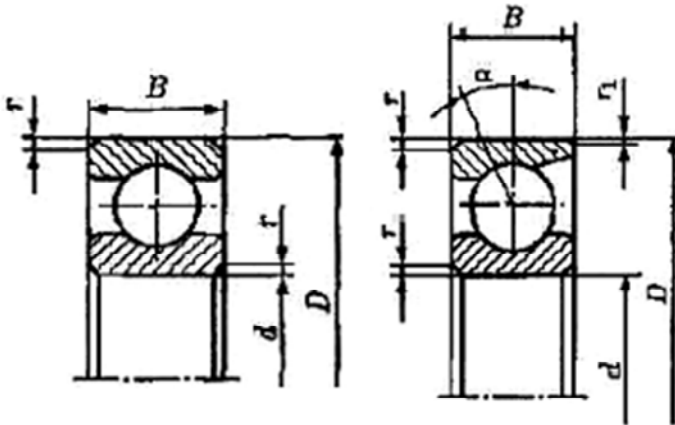


Рис. 5.1. Шариковые подшипники

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:

По **форме тел качения**: шариковые и роликовые, причем последние могут быть цилиндрическими, коническими, игольчатыми, бочкообразными и витыми (рис. 5.2).

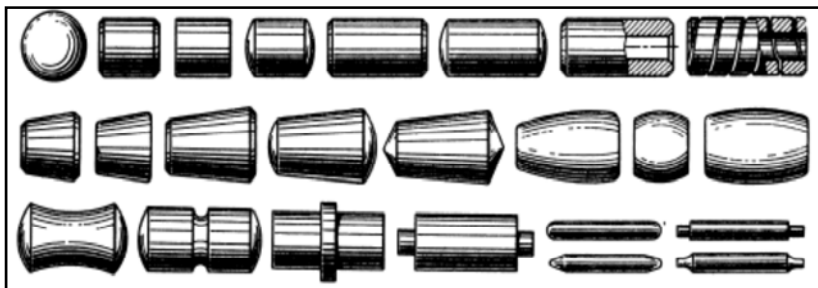


Рис. 5.2. Форма тел качения подшипников

По **направлению воспринимаемой нагрузки**: радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные.

По **числу рядов тел качения**: однорядные, двухрядные, трехрядные, четырехрядные и многорядные.

По **способности самоустанавливаться**: несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические, допускающие угол перекоса внутреннего и наружного колец до 2–3°).

По **габаритным размерам**: на серии (для каждого подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся несущей способностью подшипника, т. е. размерами колец и тел качения). В зависимости от размера наружного диаметра подшипника, серии подразделяются на *сверхлегкие*, *легкие*, *средние* и *тяжелые*. В зависимости от ширины подшипника, серии бывают *особо узкие*, *узкие*, *нормальные*, *широкие* и *особо широкие*.

### Условное обозначение подшипников качения

Система условных обозначений установлена ГОСТ 3189-75 «Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений» по следующим признакам: внутренний диаметр подшипника; серия диаметров или серия ширин; тип подшипника; конструктивная

разновидность; класс точности; категория. Условное обозначение подшипника состоит из девяти цифр (справа налево) (рис. 5.3).

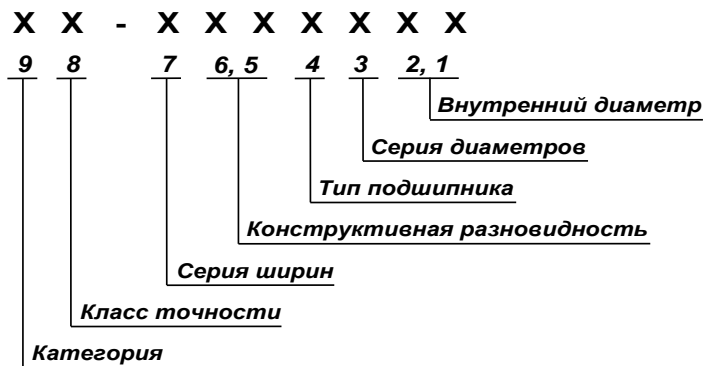


Рис. 5.3. Схема условного обозначения подшипника

В обозначении подшипника первые две цифры (1 и 2) определяют внутренний диаметр подшипника следующим образом:

– внутренние диаметры подшипников от 20 мм и более обозначают частным от деления значения этого диаметра на 5 (например, подшипник 305, внутренний диаметр подшипника равен 25 мм);

– внутренние диаметры подшипников от 10 мм до 17 мм определяются из табл. 5.1;

– у подшипников с внутренними диаметрами до 9 мм серия диаметров располагается на 2-м месте, а на 3-м месте стоит цифра «0». В этом случае внутренний диаметр подшипника определяется цифрой на 1-м месте (например, подшипник 1000096).

Таблица 5.1

### Внутренние диаметры подшипников

Внутренний диаметр подшипника, мм	10	12	15	17
Обозначение	00	01	02	03

Серия диаметров (3-я цифра) может быть: сверхлегкая, особо легкая, легкая, средняя, тяжелая.



Тип подшипника (4-я цифра) определяется (табл. 5.2):

- направлением воспринимаемой нагрузки (радиальный – воспринимает нагрузку, перпендикулярную оси вращения подшипника; радиально-упорный – воспринимает комбинированную нагрузку; упорный – воспринимает осевую нагрузку);
- формой тел качения (шариковый, роликовый).

Таблица 5.2

### Типы подшипников

Тип подшипника	Обозначение
Шариковый радиальный	0
Шариковый радиальный сферический	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Роликовый радиальный со сферическими роликами	3
Роликовый радиальный с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный	6
Роликовый конический	7
Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный	8
Роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный	9

Конструктивная разновидность подшипника (5-я и 6-я цифры) состоит из двух цифр от 00 до 99.

Серия ширин (7-я цифра) может быть: узкая, особо узкая, нормальная, широкая, особо широкая.

Класс точности подшипника (8-я цифра) указывают перед остальной частью условного обозначения, отделяя от последующих цифр знаком тире. Самые распространенные классы точности подшипников, обозначаемые цифрой 0, в обозначении не указывают. Категорию подшипника (9-я цифра) А или В указывают перед обозначением класса точности, категорию С в условном обозначении не указывают.

## **Классы точности подшипников качения**

ГОСТ 520-2002 «Подшипники качения. Общие технические условия» устанавливает следующие классы точности подшипников качения: 0, 6, 5, 4, Т, 2. Установлены дополнительные классы точности (7, 8) для применения по заказу потребителей в неотчетливых узлах. Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы, расположения и шероховатости поверхностей подшипников. Числовые значения данных параметров определяются номинальными размерами и классом точности подшипника.

## **Схемы установки подшипниковых опор**

Различают две принципиальные схемы установки опор: с одной фиксированной опорой и другой «плавающей», рис. 5.4 (схема Ф) и с подпертыми опорами «враспор» или «враспяжку», рис. 5.4 (схема Р), каждая – с двумя вариантами крепления колец подшипников.

В схеме Ф осевые нагрузки воспринимает фиксированная опора; наличие плавающей опоры необходимо для компенсации неточности продольных размеров и деформаций.

Фиксированной обычно назначают ту опору, которая ближе к функциональному элементу, требующему точного осевого расположения, или же из соображений прочности опор (осевая нагрузка добавляется туда, где радиальная меньше, если это не противоречит принятой схеме или условиям сборки).

В схеме Р опоры имеют одинаковую осевую фиксацию колец. Осевую нагрузку воспринимает та из них, в сторону которой эта нагрузка направлена, при переменной по направлению нагрузке – обе опоры. Конструктивно вариант Р проще, чем вариант Ф. Неточности продольных размеров и деформации требуют осевого компенсационного зазора или регулировки полученного зазора. Для радиально-упорных подшипников схема Р – единственно возможная.

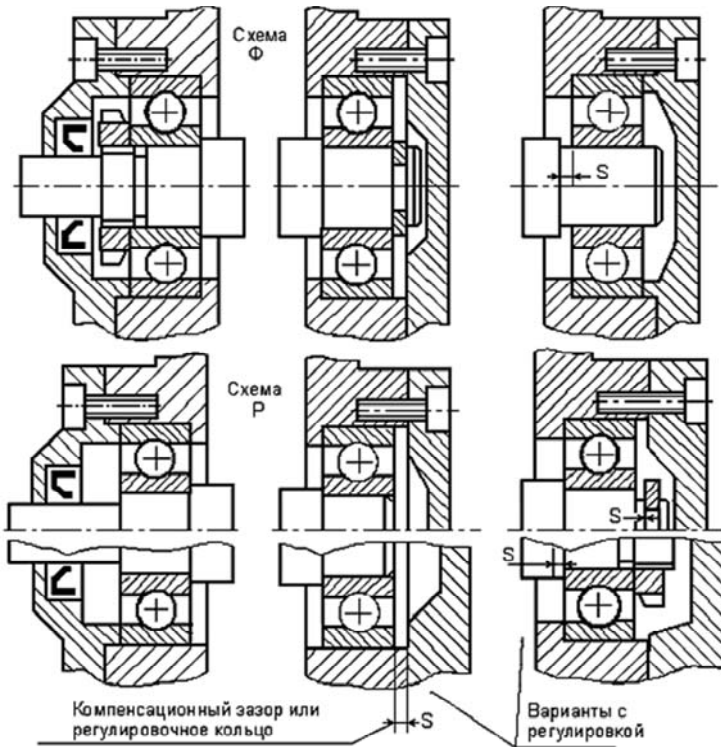


Рис. 5.4. Примеры конструкции опор с различными схемами установки

### Проектировочный расчет подшипниковых опор

Выбор серии связан с требуемой статической грузоподъемностью или долговечностью и заданными или считающимися рациональными диаметрами вала и отверстия. В первую очередь следует анализировать возможность применения подшипников легких серий, и только при установлении их непригодности (недостаточной прочности или долговечности) переходить к подшипникам более тяжелых серий.

Класс точности подшипника выбирается в зависимости от наличия дополнительных требований к точности вращения вала. В силовых механизмах общего назначения: зубчатых, фрикционных или других передачах, в мальтийских и кулачковых механизмах – обычно бывает достаточным класс точности 0.

Подбор радиальных подшипников шариковых и с цилиндрическими роликами при действии на них только радиальных нагрузок ведут в таком порядке:

- а) выполняют эскизную компоновку узла и приближенно намечают расстояние между подшипниками;
- б) определяют реакции опор;
- в) определяют эквивалентные нагрузки подшипников;
- г) задавшись долговечностью  $L_h$  наиболее нагруженного подшипника, вычисляют требуемую динамическую грузоподъемность  $C$ ;
- д) находят его динамическую грузоподъемность и проверяют выполнение условия:

$$C \leq [C],$$

где  $[C]$  – значение динамической грузоподъемности по каталогу.

Если это условие не выполнено, то переходят от легкой серии к средней или тяжелой (при том же диаметре цапфы  $d$ ).

Если подшипник по своим габаритам применить в данном узле нет возможности, то следует перейти к другому типу подшипника, например, от шариковых к роликовым, или к другой схеме расположения их на валу. В некоторых случаях может оказаться, что все эти меры не дадут желаемого эффекта, тогда следует увеличить диаметр посадочного места и проверить подшипник большего номера.

Выбор радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипников ведут в другой последовательности:

- а) учитывая условия эксплуатации, конструкцию узла, диаметр цапфы, намечают типоразмер подшипника;
- б) выполняют эскизную компоновку узла, определяют точки приложения радиальных реакций (размер  $a$ , который зависит от  $e$ );
- в) определяют суммарные реакции опор;
- г) вычисляют эквивалентные нагрузки подшипников (коэффициенты  $X$  и  $Y$  зависят от величины  $e$ , для нахождения которой необходимо знать типоразмер подшипника);
- д) по таблицам приложения или по каталогу определяют динамическую грузоподъемность намеченного подшипника;
- е) по эквивалентной нагрузке и динамической грузоподъемности вычисляют теоретическую долговечность подшипника, которая не должна быть меньше требуемой. Если это условие не обеспечивает-

ся, то выбирают подшипники других серий и типов, увеличивают диаметр цапфы вала.

Если предварительный расчет показал, что коэффициент запаса по долговечности не более 1,1, то необходимо заменить выбранный подшипник более долговечным (прочным) либо привести для обоснования выбора расчет на статическую грузоподъемность.

### Долговечность работы подшипника $L_N$

Номинальная долговечность (ресурс) подшипника в миллионах оборотов:

$$L_N = \left( \frac{C}{P} \right)^p,$$

где  $C$  – динамическая грузоподъемность по каталогу;

$P$  – эквивалентная нагрузка;

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

Номинальная долговечность в часах:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^p,$$

где  $C$  – динамическая грузоподъемность по каталогу;

$L$  – долговечность подшипника, час;

$n$  – скорость вращения, об/мин.

При расчетах следует строго следить за тем, чтобы в формулах  $C$  и  $P$  были выражены в одних и тех же единицах. Для однорядных и двухрядных сферических радиальных шарикоподшипников, однорядных радиально-упорных шарикоподшипников и роликоподшипников эквивалентная нагрузка:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T, \text{ при } \frac{F_a}{V \cdot F_r} > e;$$

$$P = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T, \text{ при } \frac{F_a}{V \cdot F_r} < e,$$

где  $V$  – коэффициент вращения кольца; при вращении внутреннего кольца  $V = 1$ , при вращении наружного  $V = 1,3$ ;

$F_r$  – радиальная нагрузка, Н;

$F_a$  – осевая нагрузка, Н;

$K_T$  – коэффициент, учитывающий температуру подшипника (при  $t < 100$  °С,  $K_T = 1$ );

$K_6$  – коэффициент безопасности (при нагрузке с легкими толчками и кратковременными перегрузками до 125 % номинальной нагрузки  $K_6 = 1,1$ ).

Значения  $X$  и  $Y$  даны в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Значения  $X$  и  $Y$  для подшипников

Радиальные однорядные и двухрядные								
$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$			$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		$e$		
	$X$	$Y$		$X$	$Y$			
0,014	1	0		0,56		2,30	0,19	
0,028						1,99	0,22	
0,056						1,71	0,26	
0,084						1,55	0,28	
0,110						1,45	0,30	
0,170						1,31	0,34	
0,280						1,15	0,38	
0,420						1,04	0,42	
0,560						1,00	0,44	
Радиально-упорные конические и радиальные самоустанавливающиеся роликоподшипники								
Однорядные				Двухрядные				$e$
$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		
$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	
1	0	0,4	$0,4 \cdot \text{ctg} \alpha$	1	$0,45 \cdot \text{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \cdot \text{ctg} \alpha$	$1,5 \cdot \text{tg} \alpha$

Радиально-упорные шарикоподшипники											
$\alpha^0$	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	Однорядные				Двухрядные				$e$	
		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$			
		$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$		
12	0,014	1	0	0,45	1,81	1	1,39	0,74	2,94	0,30	
	0,029				1,62				1,84	2,63	0,34
	0,057				1,46				1,60	2,37	0,37
	0,086				1,34				1,52	2,18	0,41
	0,110				1,22				1,39	1,98	0,45
	0,170				1,13				1,30	1,84	0,48
	0,290				1,04				1,20	1,69	0,52
	0,430				1,01				1,16	1,64	0,54
	0,570				1,00				1,16	1,62	0,54
15	0,015	1	0	0,44	1,47	1	1,34	0,72	2,39	0,38	
	0,029				1,40				1,57	2,28	0,40
	0,058				1,30				1,46	2,11	0,43
	0,087				1,23				1,38	2,00	0,46
	0,120				1,19				1,26	1,82	0,47
	0,170				1,12				1,14	1,66	0,50
	0,290				1,02				1,12	1,63	0,55
	0,440				1,00				1,12	1,63	0,56
	0,580				1,00				1,12	1,63	0,56

Эквивалентная нагрузка для однорядных и двухрядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами (без бортов на наружном или внутреннем кольцах):

$$P = V \cdot F_r \cdot K_{\sigma} \cdot K_T.$$

Эквивалентная нагрузка для упорных подшипников (шариковых и роликовых):

$$P = F_a \cdot K_{\sigma} \cdot K_T.$$

Для радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта  $\alpha = 15^\circ$  и конических роликоподшипников коэффициенты радиальной  $X$  и осевой  $Y$  нагрузки выбирают в зависимости от отношения  $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$ , коэффициента осевого нагружения  $e$  и угла

контакта  $\alpha$ . Величины  $X$  и  $Y$  для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с углом  $\alpha < 15^\circ$  выбирают по величине отношения осевой нагрузки к его статической грузоподъемности  $\frac{F_a}{C_0}$ .

При выборе  $Y$  следует применять линейную интерполяцию.

При подборе радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, а также конических роликовых подшипников необходимо учитывать, что осевая нагрузка не оказывает влияния на величину эквивалентной нагрузки до тех пор, пока значение  $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$  не превысит определенной величины  $e$  (значение  $e$  выбирают по таблицам или формулам).

Учитывая указанное выше, в формуле для определения эквивалентной нагрузки при  $\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$  следует принимать  $Y = 0$ .

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта  $\alpha < 18^\circ$  величину  $e$  можно определить из графика (рис. 5.5).

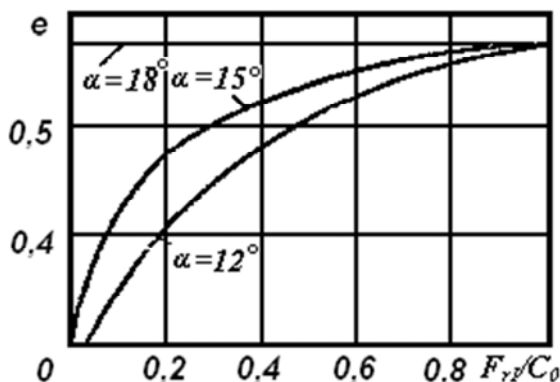


Рис. 5.5. График для определения  $e$  в зависимости от  $\frac{F_r}{C_0}$  и  $\alpha$

В радиально-упорных подшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие  $S$ , определяемые по формулам:



$S = 0,83 \cdot e \cdot F_r$  – для конических роликоподшипников;

$S = e \cdot F_r$  – для радиально-упорных шарикоподшипников.

Осевые нагрузки, действующие на радиально-упорные конические подшипники, определяют с учетом схемы действия внешних сил, в зависимости от относительного расположения подшипников должны быть учтены осевые составляющие от радиальных нагрузок, действующие на каждый подшипник (рис. 5.6).

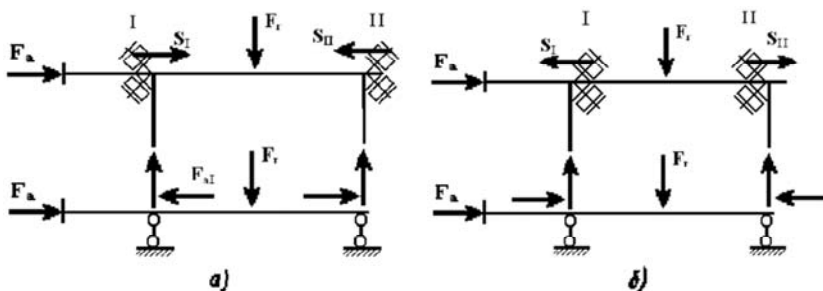


Рис. 5.6. Схема действия сил в радиально-упорных подшипниках, установленных:  
 а – в распор; б – вращажку

Результирующие осевые нагрузки подшипников определяют по табл. 5.4.

Таблица 5.4

#### Формулы для расчета осевых нагрузок

№	Условия нагружения	Осевые нагрузки
1	$S_1 \geq S_2$ $F_a \geq 0$	$F_{a1} = S_1$
2	$S_2 \leq S_1$ $F_a \geq S_2 - S_1$	$F_{a2} = S_1 + F_a$
3	$S_2 \geq S_1$ $F_a \leq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$ $F_{a2} = S_2$

Ориентировочные рекомендации по выбору подшипников даны в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Рекомендации по выбору радиально-упорных шариковых подшипников

Отношение $\frac{F_a}{F_{r1}}$	Конструктивное обозначение и угол контакта	Осевая составляющая радиальной нагрузки $S$ в долях от $F_{r1}$	Примечание
0,35–0,8	36000, $\alpha = 12^\circ$	0,3 $F_{r1}$	Допустимо использование особо легкой и сверхлегкой серий
0,81–1,2	46000, $\alpha = 26^\circ$	0,6 $F_{r1}$	При весьма высоких скоростях легкая серия предпочтительнее
Свыше 1,2	66000, $\alpha = 36^\circ$	0,9 $F_{r1}$	Для высоких скоростей подшипник с данным углом контакта непригоден
Примечание: при $\frac{F_a}{F_{r1}} < 0,35$ применяют однорядные радиальные шариковые подшипники			

**Примеры расчета работоспособности подшипников качения**

Исходные данные:

- схема крепления подшипников – в распор;
- требуемая долговечность работы подшипника –  $L_N = 18250$  часов;
- крутящий момент –  $T_1 = 1,1$  Н·м;
- осевая нагрузка, действующая на вал –  $F_a = 400$  Н;
- скорость вращения вала –  $n = 1300$  об/мин;
- делительный диаметр зубчатого колеса –  $d_1 = 36$  мм.

Решение:

Выберем радиально-упорный подшипник.

Рассчитаем эквивалентную нагрузку  $P$  (рис. 5.7):

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_T \cdot K_\delta,$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки;

$V$  – коэффициент, учитывающий, какое кольцо вращается (для внутреннего  $V = 1$ );

$F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки;

$F_a$  – осевая нагрузка на подшипник с учетом осевой составляющей от действия радиальной нагрузки, Н;

$K_T$  – коэффициент, учитывающий температуру подшипника (при  $t < 100$  °С,  $K_T = 1$ );

$K_\delta$  – коэффициент безопасности (при нагрузке с легкими толчками и кратковременными перегрузками до 125 % номинальной нагрузки  $K_\delta = 1,1$ ).

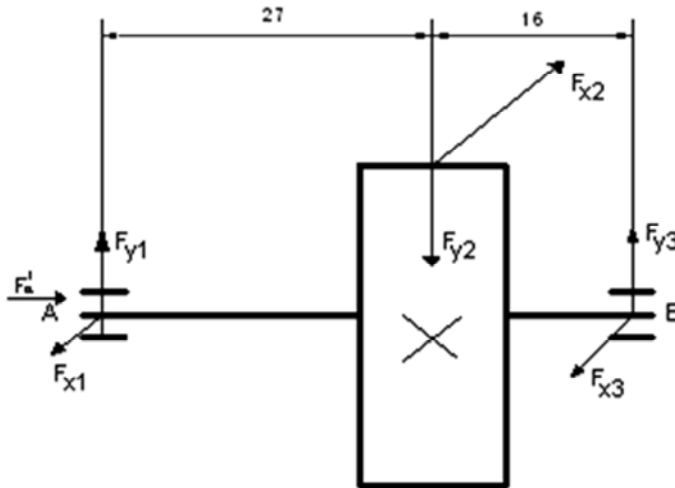


Рис. 5.7. Схема действия сил

Определим реакции опор:

$$F_{x2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,1}{0,036} = 61,1 \text{ Н};$$

$$F_{y2} = F_{x2} \cdot \operatorname{tg}\alpha = 61,1 \cdot \operatorname{tg}20 = 22,2 \text{ Н}.$$

Таблица 5.6

Определение реакций опор и осевой силы

Вертикальная плоскость	Горизонтальная плоскость
$\sum M_A = 0,$ $F_{y3} \cdot (27 + 16) - F_{y2} \cdot 27 = 0,$ $F_{y3} = 13,9 \text{ Н};$ $\sum M_B = 0,$ $F_{y1} \cdot (27 + 16) - F_{y2} \cdot 16 = 0,$ $F_{y1} = 8,3 \text{ Н}$	$\sum M_A = 0,$ $F_{x2} \cdot 27 - F_{x3} \cdot (27 + 16) = 0,$ $F_{x3} = 38,4 \text{ Н};$ $\sum M_B = 0,$ $F_{x2} \cdot 16 - F_{x1} \cdot (27 + 16) = 0,$ $F_{x1} = 22,7 \text{ Н}$

В свою очередь:

$$F_{r1} = \sqrt{F_{y1}^2 + F_{x1}^2} = \sqrt{8,3^2 + 22,7^2} = 24,17 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = \sqrt{F_{y3}^2 + F_{x3}^2} = \sqrt{13,9^2 + 38,4^2} = 40,84 \text{ Н}.$$

Рассчитаем осевые составляющие для более нагруженной опоры В:

$$S_B = e \cdot F_3 = 0,56 \cdot 40,84 = 22,87 \text{ Н},$$

где  $e = 0,56$  – вспомогательный коэффициент ( $x = 0,44$ ;  $y = 1,00$ ).

Таким образом, имеем:

– результирующая осевая нагрузка для подшипника В:

$$F_a = F_a + S_B = 400 + 22,87 = 422,87 \text{ Н};$$

– эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P_B = (0,44 \cdot 40,84 + 1,0 \cdot 422,87) = 484,92 \text{ Н};$$

– динамическая грузоподъемность:  $C = 8500 \text{ Н}$  (табличное значение по каталогу для данного подшипника);

– долговечность подшипника:

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1300} \cdot \left( \frac{8500}{440,84} \right)^3 = 69048 \text{ часов};$$

– запас долговечности:

$$K_L = \frac{L}{L_n} = \frac{69084}{18250} = 3,78.$$

На основании расчета можно сделать следующий вывод: срок службы подшипников достаточен.

### **Порядок выполнения работы**

1. Изучить теоретическую часть лабораторной работы.
2. Записать условное обозначение образцов подшипников и выполнить его расшифровку.
3. По выданному ранее варианту задания (лабораторные работы № 2, № 3, таблица исходных данных) выполнить расчет работоспособности подшипников качения.

### **Оформление результатов работы**

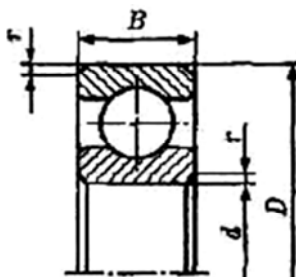
1. Начертить эскиз подшипникового узла, расположив подшипники на валу симметрично по отношению к зубчатому колесу.

2. Выбрать подшипники качения для условий нагружения в соответствии с результатами выполнения лабораторной работы № 2.

3. Определить динамическую грузоподъемность, долговечность и запас долговечности подшипников качения.

Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	$d$	$D$	$B$	$r$	$C$	$C_0$		$d$	$D$	$B$	$r$	$C$	$C_0$
<i>Легкая серия</i>							<i>Средняя серия</i>						
<b>23</b>	3	10	4	0,3	0,490	0,217	–						
<b>24</b>	4	13	5	0,4	0,900	0,415	<b>34</b>	4	16	5	0,5	1,45	0,74
<b>25</b>	5	16	5	0,5	1,48	0,74	<b>35</b>	5	19	6	0,5	2,19	1,16
<b>26</b>	6	19	6	0,5	2,17	1,16	–						
<b>27</b>	7	22	7	0,5	3,25	1,35	–						
<b>28К</b>	8	24	8	0,5	3,33	1,36	–						
<b>29</b>	9	26	8	1,0	4,62	1,96	–						
<b>200</b>	10	30	9	1,0	5,90	2,65	<b>300</b>	10	35	11	1,0	8,06	3,75
<b>201</b>	12	32	10	1,0	6,89	3,10	<b>301</b>	12	37	12	1,5	9,75	4,65
<b>202</b>	15	35	11	1,0	7,80	3,55	<b>302</b>	15	42	13	1,5	11,40	5,40
<b>203</b>	17	40	12	1,0	9,56	4,50	<b>303</b>	17	47	14	1,5	13,50	6,65
<b>204</b>	20	47	14	1,5	12,7	6,2	<b>304</b>	20	52	15	2	15,9	7,8
<b>205</b>	25	52	15	1,5	14,0	6,95	<b>305</b>	25	62	17	2	22,5	11,4
<b>206</b>	30	62	16	1,5	19,5	10,0	<b>306</b>	30	72	19	2	28,1	14,6
<b>207</b>	35	72	17	2	25,5	13,7	<b>307</b>	35	80	21	2,5	33,2	18,0
<b>208</b>	40	80	18	2	32,0	17,8	<b>308</b>	40	90	23	2,5	41,0	22,4
<b>209</b>	45	85	19	2	33,2	18,6	<b>309</b>	45	100	25	2,5	52,7	30,0
<b>210</b>	50	90	20	2	35,1	19,8	<b>310</b>	50	110	27	3	61,8	36,0



Пример обозначения подшипника 209: «Подшипник 209 ГОСТ 8338-75».

## Лабораторная работа № 6

### НАПРАВЛЯЮЩИЕ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ С ТРЕНИЕМ СКОЛЬЖЕНИЯ

**Цель работы:** ознакомиться с конструкциями направляющих прямолинейного движения и овладеть практическими навыками их сборки-разборки и регулировки зазора.

#### Общие сведения

Для обеспечения поступательного движения одной детали относительно другой применяют направляющие, которые, в зависимости от вида трения, возникающего на сопряженных поверхностях, подразделяются на: направляющие с трением скольжения, направляющие с трением качения. По виду воспринимаемой нагрузки направляющие делятся на открытые и закрытые.

Открытыми называются такие направляющие, которые обеспечивают необходимое движение подвижной части опоры или каретки лишь при наличии прижимающего усилия. Закрытыми называют направляющие, допускающие движение каретки при любом направлении действующих сил. **Направляющие прямолинейного движения** – это опоры обычно призматической или цилиндрической формы, которые обеспечивают прямолинейность перемещений деталей (столов, суппортов, ползунов) в заданном направлении и воспринимают действующие на них силы. По форме поперечного сечения разделяют на цилиндрические и призматические.

При стесненных габаритах применяют одну направляющую с замкнутым контуром (рис. 6.1, *a* и *б*):

- а) цилиндрическую, наиболее простую в изготовлении;
- б) призматическую, когда на соединение действуют значительные моменты, стремящиеся его провернуть.

Перемещаться может как охватываемая, так и охватывающая деталь. Цилиндрические направляющие применяют также при необходимости обеспечения поступательных и вращательных перемещений.

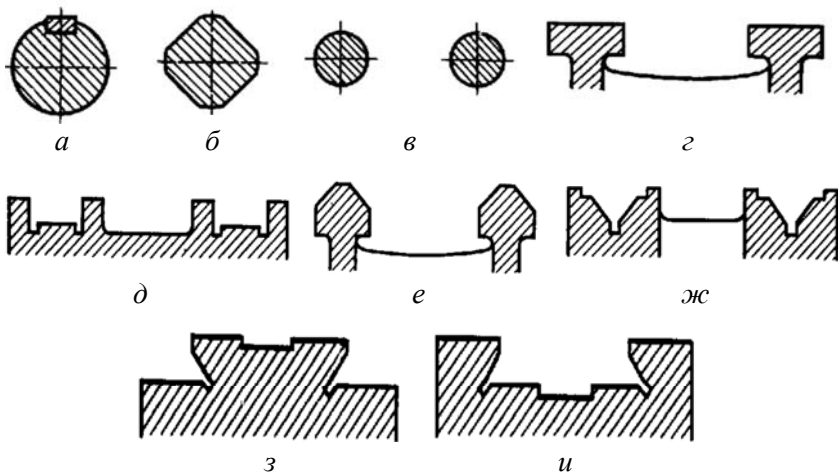


Рис. 6.1. Основные типы направляющих:

*a* – цилиндрическая; *б* – четырехгранная; *в* – двойная цилиндрическая; *г, д* – прямоугольные, охватываемые и охватывающие; *е, ж* – треугольные V-образные, охватываемые и охватывающие; *з, и* – типа «ласточкин хвост», охватываемые и охватывающие

**Цилиндрические направляющие.** В цилиндрических направляющих (рис. 6.2) роль направляющего элемента выполняет цилиндрическая поверхность деталей. Они наиболее просты в изготовлении даже при высокой точности размеров, но чувствительны к колебаниям температуры и в них трудно компенсировать зазоры от износа. Для угловой фиксации (предохранения от проворачивания) перемещающихся деталей применяют установочные винты, шпонки, вспомогательные направляющие.

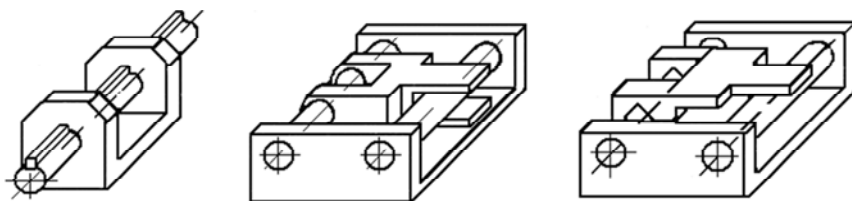


Рис. 6.2. Цилиндрические направляющие с устройством для предотвращения проворачивания



**Призматические направляющие** могут иметь прямоугольное (рис. 6.3, *a*), треугольное или трапециевидное (рис. 6.3, *б*) сечение («ласточкин хвост»).

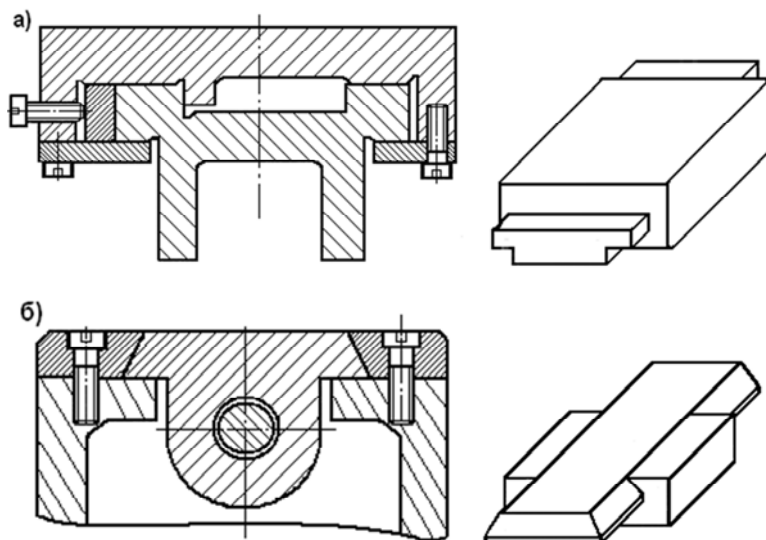


Рис. 6.3. Призматические направляющие:  
*a* – прямоугольные с регулируемой планкой; *б* – типа «ласточкин хвост»

Прямоугольные направляющие проще в изготовлении и отличаются меньшим трением, но в связи со сложностью регулировки зазоров применяются при обычных требованиях к точности перемещений.

Треугольные направляющие обеспечивают повышенную точность перемещений и некоторое саморегулирование зазоров при износе; они требуют весьма высокой точности изготовления – равномерность контакта (и износа) рабочих поверхностей достигают притиркой. Направляющие точных механизмов, подверженные интенсивному износу или работающие при переменных температурах, выполняют с регулировкой положения перемещающихся деталей и зазоров. Зазоры регулируют планками (рис. 6.3, *a*) или клиньями, положение которых изменяется и фиксируется установочными винтами.

Для обеспечения долговечности направляющих выполняется проверка условия прочности масляного слоя:

$$p = \frac{F}{S} \leq [p],$$

где  $[p] = 5 \dots 10$  МПа – допустимое давление для масляного слоя;

$F$  – поперечная сила, действующая на направляющие, Н;

$S$  – площадь соприкосновения направляющих и каретки, мм<sup>2</sup>.

### **Порядок выполнения работы**

1. Ознакомиться с конструкциями направляющих прямолинейного движения.

2. Овладеть расчетами прочности масляного слоя и практическими навыками сборки-разборки и регулировки зазора в прямоугольных направляющих.

3. Сделать эскиз данного узла, включая пару винт-гайка.

Элементы, узлы и инструменты:

- корпус стола с направляющими;
- вал, подшипники качения, пара винт-гайка, шпонки;
- крепежные детали (винты);
- отвертки (плоская, крестовая).

### **Последовательность выполнения работы**

1. Ознакомиться с конструкцией и основными параметрами направляющих.

2. Измерить основные размеры направляющих заданного варианта.

3. Рассчитать давление в направляющих при вертикальной нагрузке, заданной преподавателем, и сравнить с допустимым давлением ( $[p] = 5$  МПа).

4. Произвести разборку направляющих, сделать эскиз данного узла в поперечном разрезе, включая пару винт-гайка.

5. Собрать стол с направляющими, отрегулировав зазор, и проверить его работоспособность.

6. Восстановить состояние узла стола с направляющими в том виде, в каком он был до выполнения пункта 4.

### **Последовательность сборки-разборки узла**

1. Открутить винты 1 и снять стол-крышку 2. Для этого нужно сдвинуть его вправо (если смотреть со стороны редуктора) (рис. 6.4, 6.5).

2. Открутить винты 3 и снять нижнюю планку 4, предварительно ослабив винты 6. Остальные винты и винты 6 регулировочной планки должны оставаться в корпусе каретки 5.

3. Снять каретку 5, перемещая ее вверх и одновременно сдвигая на себя.

4. Снять необходимые размеры направляющих. Сделать эскиз данного узла в поперечном разрезе (включая стол-крышку 2, каретку 5 с нижней 4 и регулировочной планками, ходовой винт и крепежные детали).

5. Выполнить пункты 3, 2, 1 в обратном порядке, затем отрегулировать боковой зазор в направляющих винтами 6, зафиксировав винты гайками 7. При правильной регулировке стол должен двигаться свободно (вращением выступающей части ходового вала от руки), но при этом не должно быть существенного зазора в направляющих (стол не должен иметь смещения в поперечном направлении при приложении поперечной горизонтальной нагрузки от руки).

6. Продемонстрировать преподавателю результаты регулировки стола и представить эскиз узла.

7. Навести порядок на столе УЛЭК (все детали и инструменты должны лежать на определенных местах).

### **Содержание отчета**

1. Эскиз данного узла в поперечном разрезе (включая стол-крышку, каретку с нижней и регулировочной планками, ходовой винт, гайку и крепежные детали).

2. Расчет давления в направляющих при вертикальной нагрузке, заданной преподавателем, и сравнение его с допустимым давлением.

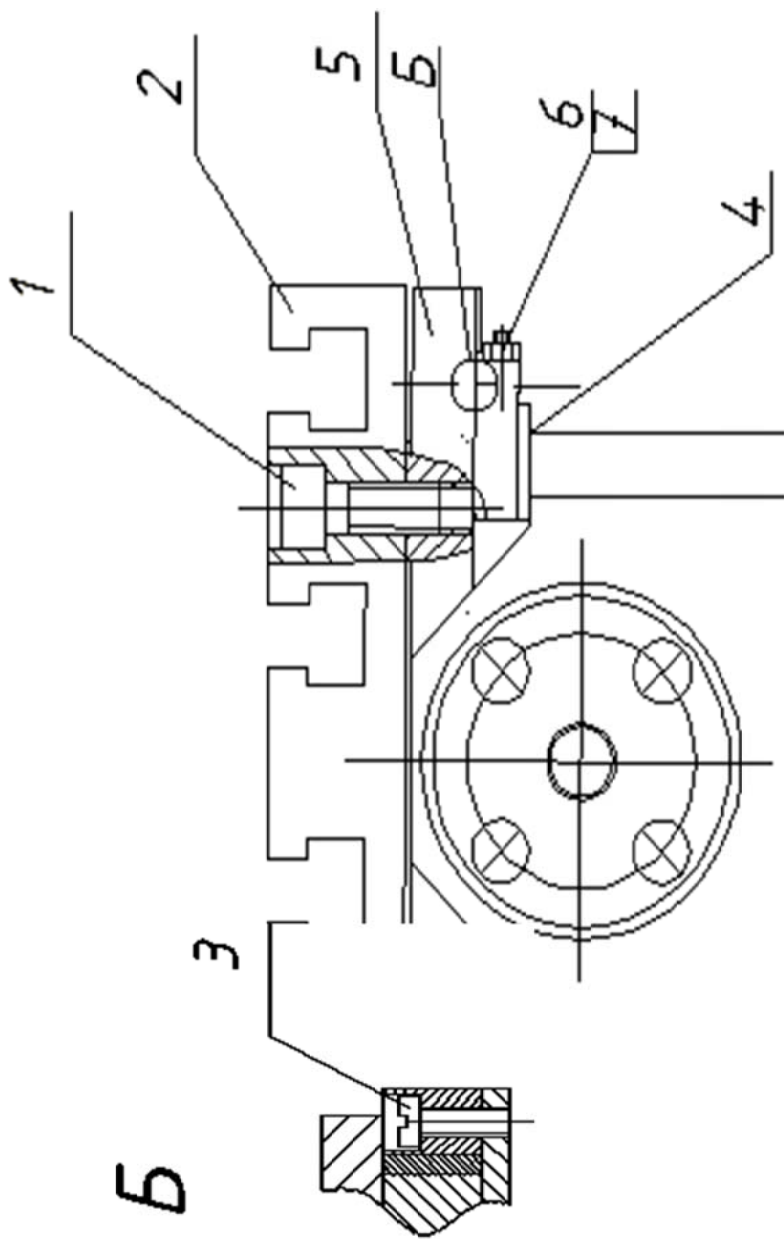


Рис. 6.4. Подвижный стол с направляющими скольжения – вид сбоку

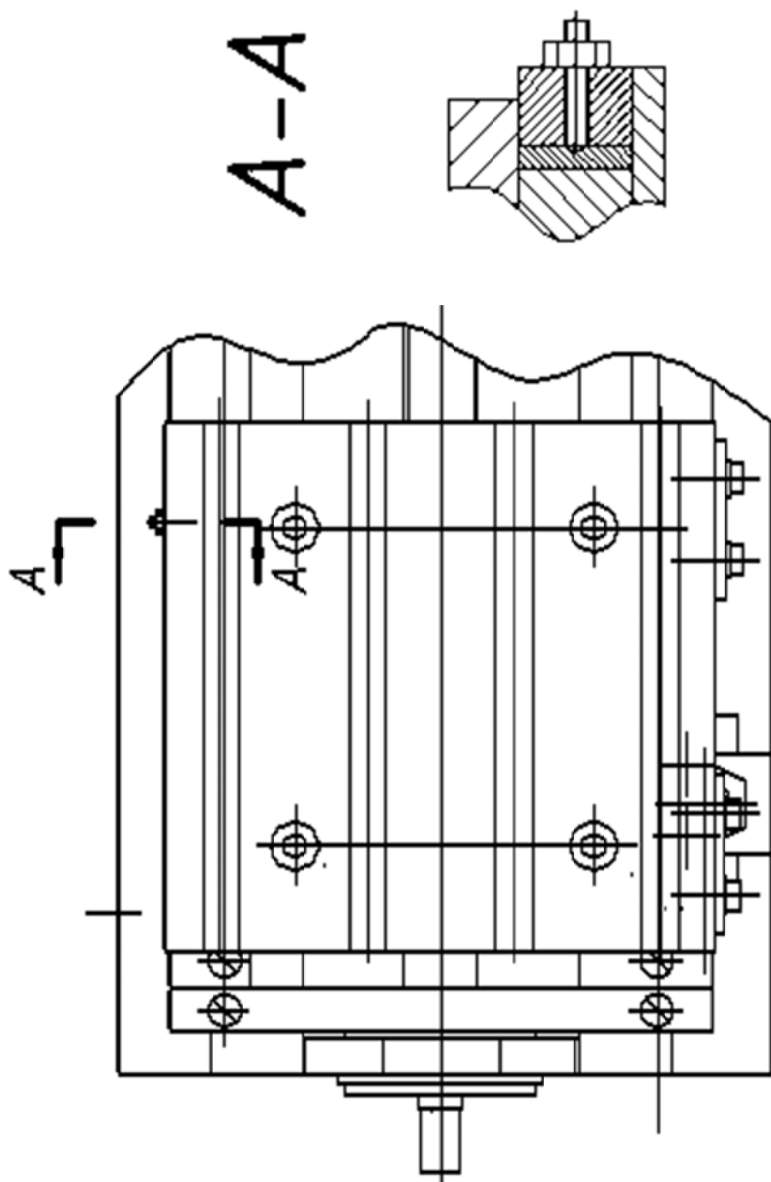


Рис. 6.5. Подвижный стол с направляющими скольжения – вид сверху

## Лабораторная работа № 7

### НАПРАВЛЯЮЩИЕ КАЧЕНИЯ ДЛЯ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ

**Цель работы:** ознакомиться с назначением, принципом работы, функциональными элементами и основами расчетов направляющих качения для прямолинейного движения; овладеть практическими навыками сборки-разборки направляющих.

**Задачи:**

1. Ознакомиться с общими сведениями о направляющих качения, примерами конструкций, основными принципами расчетов.
2. Ознакомиться с устройством и основными закономерностями работы направляющих.
3. Начертить эскиз направляющих в двух проекциях.
4. Изучить порядок расчета прочности и длины хода направляющих, используя в качестве исходных данных размеры каретки и комплекта тел качения с сепаратором.

#### Общие сведения

Направляющие качения широко применяются в составе самых разных механизмов, машин и приборов, таких, например, как станки, подъемно-транспортное оборудование, конвейерные системы, измерительные приборы, периферийные устройства вычислительной техники и др.

Направляющие качения для прямолинейного относительного перемещения элементов машин и приборов имеют отличительные особенности по сравнению с направляющими, основанными на трении скольжения.

Преимущества направляющих качения по сравнению с направляющими скольжения:

- низкие значения коэффициентов трения, следовательно – малые силы сопротивления перемещению, высокий КПД;
- высокая долговечность, что особенно важно, например, для приборов, технологического оборудования и т. д.;
- возможность достижения значительно более высоких скоростей перемещения;

– малая разница между значениями коэффициентов трения покоя и движения и, как следствие, отсутствие «прыжкового» эффекта, характерного в ряде случаев для направляющих скольжения в момент перехода от состояния покоя к движению.

Недостатки направляющих качения:

– более низкая, в сравнении с направляющими скольжения тех же габаритов, несущая способность, что связано с меньшей площадью контакта элементов, воспринимающих нагрузку;

– повышенная сложность изготовления и требования к технологическому оборудованию, а также к применяемым материалам;

– чувствительность к загрязнениям.

Функциональные узлы, которые называют направляющими качения, содержат следующие основные элементы: непосредственно направляющие с плоскими или цилиндрическими рабочими поверхностями, соединенные с корпусными элементами механизма, тела качения и подвижный элемент, называемый обычно кареткой. Основные схемы размещения тел качения в направляющих показаны на рис. 7.1. В направляющих качения используют шарики или ролики в виде комплектов «свободных» тел качения, обычно разделенных сепаратором (рис. 7.1, *а*), закрепленные вращающиеся элементы, например, ролики или подшипники качения на осях (рис. 7.1, *б*), а также циркулирующие тела качения (рис. 7.1, *в*).

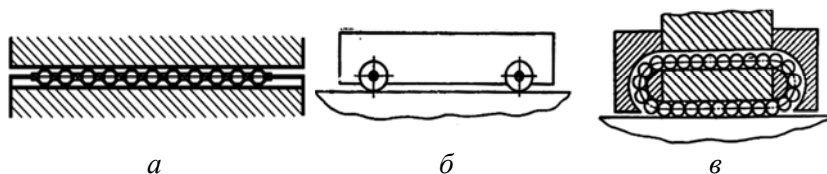


Рис. 7.1. Основные схемы размещения тел качения:  
*а* – в сепараторе; *б* – на осях; *в* – циркулирующие

Существует большое разнообразие конструкций направляющих качения для прямолинейного движения.

Как и направляющие с трением скольжения, направляющие качения бывают разомкнутыми (открытого типа) и замкнутыми (закрытого типа).

На рис. 7.2 показаны конструктивные схемы шариковых и роликовых направляющих открытого типа, а на рис. 7.3 – направляющих закрытого типа.



Рис. 7.2. Направляющие качения открытого типа

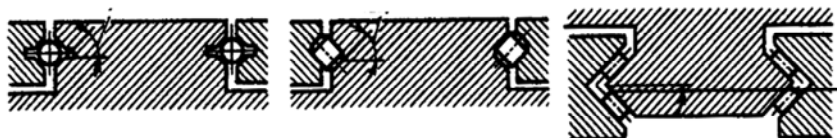


Рис. 7.3. Направляющие качения закрытого типа

На рис. 7.4 показан в двух проекциях в укрупненном масштабе фрагмент направляющей, изображенной на рис. 7.2. По желобам, выполненным в планках 1, установленных в основании 2, перемещаются комплекты шариков 3, разделенные сборными сепараторами 4. Поверхность качения планки 5, установленной в левой по рисунку части каретки 6, в данном случае выполнена плоской, а не в виде желоба. Это существенно снижает требования к параллельности осей симметрии желобов в направляющей и, соответственно, уменьшает трудоемкость изготовления узла. Планки, расположенные по краям каретки, предохраняют шарики от выкатывания за пределы дорожек качения, которые могут произойти при нарушении кинематики узла, вызванном, например, проскальзыванием комплекта шариков из-за загрязнений или повышенных зазоров.

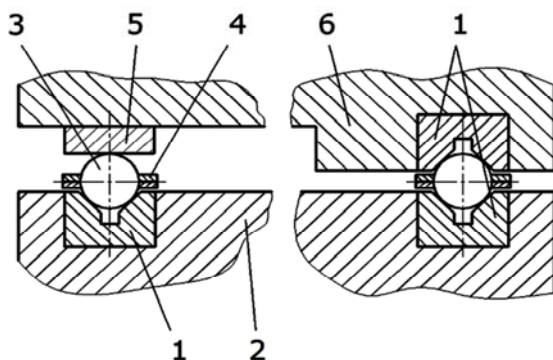


Рис. 7.4. Элементы шариковой направляющей качения



Рабочие поверхности направляющих, по которым перекатываются тела качения, могут иметь различную форму. На рис. 7.5, *a* показана конструкция направляющих качения цилиндрического типа, каретка которых выполнена в форме кольца с тремя шарикоподшипниками, установленными равномерно по окружности на осях, закрепленных в каретке. Подшипники перекатываются по цилиндрической поверхности направляющей, при этом каретка, помимо перемещения вдоль оси направляющей, может также вращаться вокруг ее оси. Для предотвращения проворачивания каретки вокруг продольной оси поверхности качения могут быть выполнены лыски, например так, как показано на рис. 7.5, *б*.

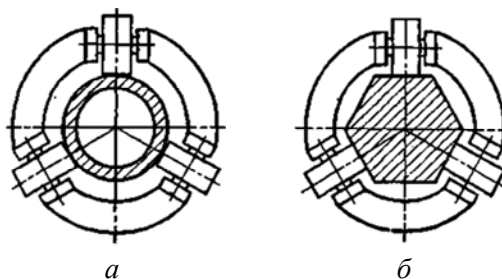


Рис. 7.5. Направляющие с закрепленными элементами качения: *a* – без предохранения; *б* – с предохранением от проворачивания

На рис. 7.6 показаны еще несколько примеров конструкций направляющих качения.

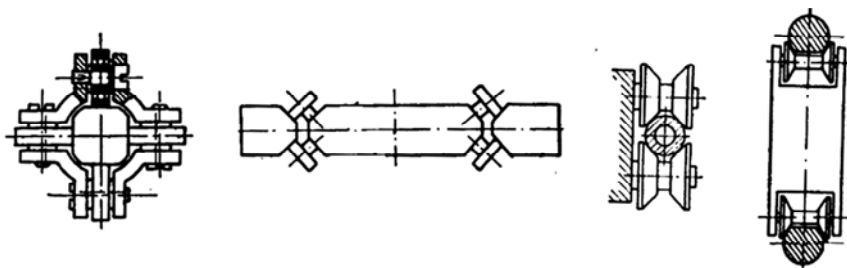


Рис. 7.6. Примеры конструкций направляющих качения

## Расчет длины хода каретки

Основная особенность кинематики направляющих со свободными телами качения заключается в том, что линейная скорость комплекта тел качения в два раза меньше скорости подвижного элемента, т. е. каретки (рис. 7.7). Соответственно расчетная длина хода каретки в два раза превышает величину перемещения комплекта тел качения.

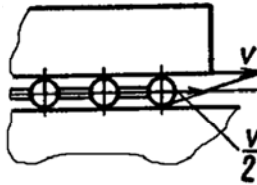


Рис. 7.7. Линейная скорость комплекта тел качения в направляющих качения

На рис. 7.8 представлена схема для расчетов размеров направляющих со свободными телами качения.

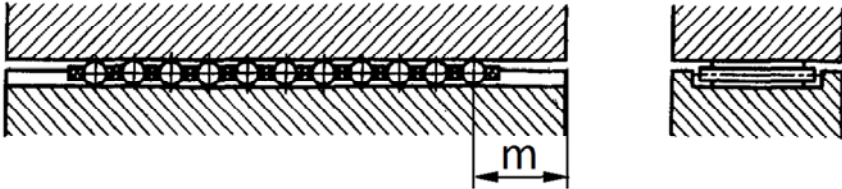


Рис. 7.8. Расстояние от крайнего шарика до края каретки

Ход направляющих со свободными телами качения рассчитывается по следующей зависимости:

$$L = 4m - 3 \text{ (мм)},$$

где  $m$  – расстояние от крайнего шарика до края каретки (при ее симметричном положении).

Несущая способность роликовых направляющих больше, чем шариковых (с плоскими гранями), имеющих те же габаритные размеры; жесткость больше в 2,5–3,5 раза.

## Расчеты прочности направляющих качения

Материалы тел качения – подшипниковые стали типа ШХ 15.

Оптимальные материалы направляющих – закаленные до высокой твердости (HRC 58–63) сталь ШХ 15, хромистые и другие легированные стали, цементированные на достаточную глубину. В данной работе использовать значение допустимого напряжения для направляющих планок – 800 МПа.

Расчеты прочности направляющих качения производят по формулам Герца. Наибольшее контактное напряжение в роликовых направляющих:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{Q \cdot E}{b \cdot r}} \leq [\sigma_H];$$

в шариковых направляющих с плоскими рабочими гранями:

$$\sigma_H = 0,388^3 \sqrt{\frac{Q \cdot E^2}{r^2}} \leq [\sigma_H],$$

где  $Q$  – сила на наиболее нагруженный ролик или шарик;

$E$  – приведенный модуль упругости материала, МПа;

$r$  – радиус ролика или шарика, мм;

$b$  – длина ролика, мм.

### Порядок выполнения работы

1. Изучить теоретическую часть лабораторной работы.
2. Осуществить разборку направляющих. Измерить (приблизительно) основные размеры элементов направляющих, расстояние между крайними шариками на каретке и ее длину.
3. Выполнить эскиз направляющих в двух проекциях (поперечный и продольный разрезы).
4. Используя зависимости из теоретической части работы, рассчитать напряжения в направляющих при заданной преподавателем вертикальной нагрузке. Рассчитать длину хода каретки, используя в качестве исходных данных размеры элементов направляющих, каретки и комплекта тел качения с сепаратором.

5. Восстановить состояние узла стола со съемными направляющими в том виде, в каком он был до выполнения работы.

### Последовательность сборки-разборки узла

1. Открутить винты *1* и снять стол-крышку *2*. Для этого нужно сдвинуть его вправо (если смотреть со стороны редуктора) (рис. 7.9).

2. Открутить винты *3* и освободить рамку с кареткой *4*.

3. Снять каретку *4*, перемещая ее вверх относительно гайки.

4. Сделать эскиз данного узла в поперечном разрезе (включая стол-крышку, каретку с нижней и регулировочной планками, ходовой винт, гайку и крепежные детали).

5. Выполнить пункты 3, 2, 1 в обратном порядке.

6. Продемонстрировать преподавателю результаты сборки стола и представить эскиз узла.

7. Навести порядок на столе станда (все детали и инструменты должны лежать на определенных местах).

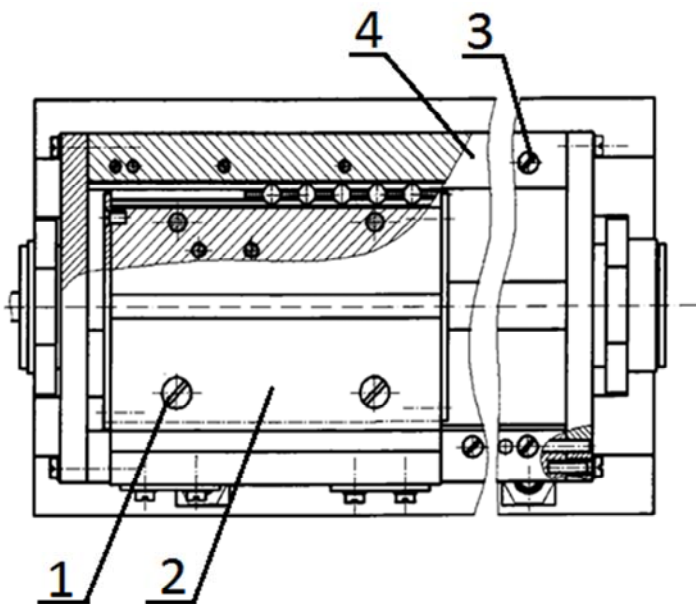


Рис 7.9. Подвижный стол с направляющими качения

## Содержание отчета

1. Эскиз данного узла в поперечном разрезе (включая стол-крышку, каретку с нижней и регулировочной планками, ходовой винт, гайку и крепежные детали).

2. Расчет длины хода каретки или необходимой длины направляющих при заданном преподавателем ходе. Проверка прочности планок по контактным напряжениям.

## Лабораторная работа № 8

### ИЗУЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА

Передача винт-гайка представляет собой кинематическую винтовую пару, которую используют для преобразования с большой плавностью и точностью хода вращательного движения в поступательное. Ведущим звеном, совершающим вращательное движение, может быть как винт (рис. 8.1), так и гайка. В силовых механизмах большее распространение получила трапецеидальная резьба по ГОСТ 9484-81. В механизмах приборов для получения точных перемещений используют метрическую резьбу.

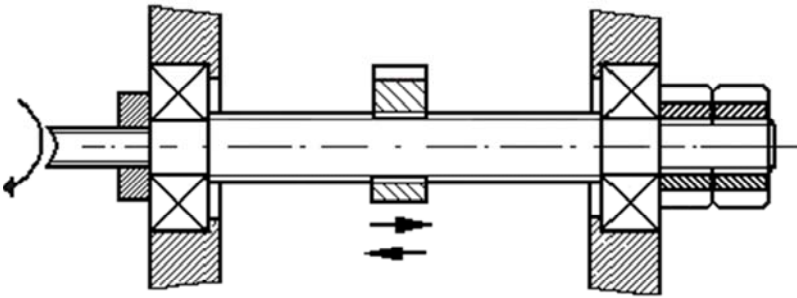


Рис. 8.1. Передача винт-гайка

Поскольку основным видом разрушения в передачах винт-гайка является изнашивание сопряженных винтовых поверхностей, средний диаметр резьбы обычно выбирают, исходя из критерия работоспособности для совпадающих поверхностей, зависящем от межвиткового давления и допускаемого давления:

$$P \leq [p].$$

Допускаемые давления выбирают исходя из условий работы и материалов винта и гайки, которые должны составлять износоустойчивую антифрикционную пару.

## Кинематика и КПД передачи

Скорость поступательного перемещения  $V$  гайки или винта, м/с:

$$V = \frac{P \cdot n \cdot z}{60 \cdot 1000},$$

где  $z$  – число заходов винта;

$P$  – шаг резьбы, мм;

$n$  – частота вращения гайки или винта, об/мин.

Необходимая частота вращения вала:

$$n = \frac{V \cdot 60 \cdot 1000}{P \cdot z}.$$

При определении КПД пренебрегают потерями в опорах и его определяют приближенно как отношение работ на завинчивание винта без учета сил трения ( $\mu = 0$  и  $\rho = 0$ ) и с учетом сил трения ( $\mu \neq 0$  и  $\rho \neq 0$ ). Тогда, используя зависимость между моментом сопротивления в резьбе и осевой силой, получим:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)},$$

где  $\beta$  – угол подъема резьбы, град;

$\rho$  – приведенный угол трения в резьбе, град.

Из этой формулы видно, что КПД передачи возрастает с увеличением угла подъема  $\beta$  и уменьшением коэффициента трения  $\mu$  в резьбе (уменьшением  $\rho$ ).

Для увеличения угла подъема в механизмах применяют многозаходные винты. Ход резьбы в этом случае  $S = z \cdot P$  ( $P$  и  $z$  – шаг и число заходов резьбы соответственно). Винты с углом  $\beta > 25^\circ$  на практике не применяют, так как дальнейшее увеличение  $\beta$  не дает существенного повышения КПД, а передаточное отношение при этом снижается. Обычно  $\eta \leq 0,7$ .

Для повышения КПД механизмов стремятся уменьшить коэффициент трения в резьбе путем изготовления гаек из антифрикцион-

ных материалов (бронзы, латуни и др.), смазывания и тщательной обработки контактирующих поверхностей.

Средний диаметр винта по условию износостойкости:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_f \cdot \xi \cdot [p]}}$$

где  $\psi_f$  – коэффициент высоты гайки,  $\psi_f = \frac{H_1}{d_2} = 0,9$  ( $H_1$  – высота гайки);

$\xi$  – отношение высоты рабочего профиля резьбы к ее шагу, для трапецидальной резьбы  $\xi = 0,50$ ;

$F_a$  – осевая нагрузка, Н;

$[p]$  – допустимое давление в резьбе, для материала винтовой пары сталь-бронза  $[p] = 8 \dots 10$  МПа.

Ходовые винты изготавливают из высокоуглеродистых сталей 40, 45, 50, 40ХН, 50ХГ, 65Г и др. с закалкой до твердости 40...50 HRC. Гайки изготавливают из оловянистых бронз БрО10Ф1, БрО6Ц6С3 и др. для высоких окружных скоростей (0,1–0,25 м/с), а для малых окружных скоростей используют антифрикционные чугуны марок АВЧ-1, АВЧ-2, АКЧ-1, АКЧ-2 или серые чугуны марок СЧ 15, СЧ 20.

### Проверка на износостойкость передачи винт-гайка

Работоспособность передачи по износу оценивается условно по среднему контактному давлению на рабочих поверхностях витков:

$$p = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z_B} \leq [p],$$

где  $d_2$  – средний диаметр резьбы, мм;

$h$  – рабочая высота профиля резьбы, мм;

$z_B$  – число витков;

$[p]$  – допустимое межвитковое давление в резьбе, МПа.

Значения допускаемых давлений  $[p]$  для пар винт-гайка из закаленной стали и бронзы составляют 10–13 МПа; незакаленной стали и бронзы – 8–10 МПа; незакаленной стали и антифрикционного чу-



гуна – 6–7 МПа; незакаленной стали и серого чугуна – 4–5 МПа. Для механизмов точных перемещений (делительных и др.) значения  $[p]$  принимают в 2–3 раза меньше, чем для механизмов общего назначения.

В механизмах, к которым предъявляются жесткие требования компенсации износа с целью уменьшения «мертвого» хода (зазора между витками винта и гайки), применяют разрезные гайки (рис. 8.3) или специальные устройства (например, пружинные), обеспечивающие радиальную или осевую выборку зазора.

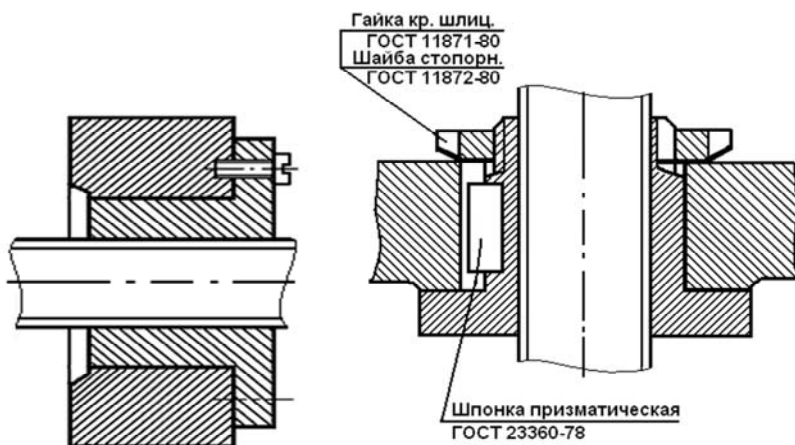


Рис. 8.2. Невращающаяся гайка, установленная в корпус

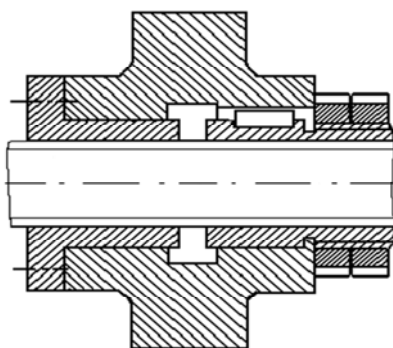


Рис. 8.3. Разрезная гайка, обеспечивающая осевую выборку зазора

## Порядок выполнения работы

1. Изучить теоретическую часть лабораторной работы.
2. Осуществить разборку стола. Измерить основные размеры элементов корпуса, винта, гайки и крышек подшипников.
3. Выполнить эскиз данного узла в продольном разрезе.
4. Используя кинематические зависимости из теоретической части работы, рассчитать скорость вращения винта при измеренной скорости хода каретки (при заданном преподавателем шаге винта).
5. Рассчитать межвитковое давление в данном узле при нагрузке, заданной преподавателем.

## Последовательность сборки-разборки узла

1. Открутить винты 1 и снять стол-крышку 2. Для этого нужно сдвинуть его вправо (если смотреть со стороны редуктора) (рис. 6.4).
2. Открутить винты 3 и снять нижнюю планку 4, предварительно ослабив винты 6. Остальные винты и винты 6 регулировочной планки должны оставаться в корпусе каретки 5.
3. Снять каретку 5, перемещая ее вверх и одновременно сдвигая на себя.
4. Измерить размеры элементов узла. Сделать эскиз данного узла в продольном разрезе (включая ходовой винт с подшипниками и их крышками, гайку, корпус и крепежные детали).
5. Выполнить пункты 3, 2, 1 в обратном порядке.
6. Измерить по секундомеру время непрерывного движения стола от начальной точки до автоматической остановки в крайнем положении и измерить линейкой пройденное расстояние. Рассчитать скорость движения стола и определить угловую скорость вращения вала.
7. Продемонстрировать преподавателю результаты сборки стола и представить эскиз узла.
8. Навести порядок на столе станда (все детали и инструменты должны лежать на определенных местах).

## Содержание отчета

1. Эскиз данного узла в продольном разрезе (включая ходовой винт с подшипниками и их крышками, гайку, корпус и крепежные детали).

2. Расчет угловой скорости вращения винта при измеренной скорости хода каретки и заданных преподавателем параметрах резьбы.

3. Проверка на износостойкость передачи винт-гайка по среднему контактному давлению на рабочих поверхностях витков при заданном преподавателем шаге винта и осевой нагрузке, приложенной к гайке (значения допускаемых давлений  $[p]$  для пар винт-гайка из закаленной стали и бронзы равны 8–10 МПа).

## **ОБЩИЕ ВОПРОСЫ К ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ ПО ДЕТАЛЯМ ПРИБОРОВ**

1. Как производится выбор двигателя при проектировании?
2. Какие существуют обозначения и конструктивные особенности двигателей?
3. Как производится выбор муфты при проектировании?
4. Какие существуют виды муфт, их конструктивные особенности, достоинства и недостатки?
5. Какие существуют типы подшипников, их достоинства и недостатки в разных случаях применения?
6. Какие существуют обозначения и конструктивные особенности подшипников?
7. Как производится выбор подшипника при проектировании?
8. Какие существуют виды зубчатых передач, их достоинства и недостатки в разных случаях применения?
9. Что такое модуль зуба?
10. Какие материалы применяются для изготовления зубчатых колес?
11. Каковы достоинства и недостатки передачи винт-гайка?
12. Какие материалы применяются для изготовления деталей передачи винт-гайка?
13. Какие встречаются конструкции направляющих?
14. Каковы назначение и принцип действия изучаемого в данной лабораторной работе узла?
15. Как проводились расчеты изучаемого в данной лабораторной работе узла?
16. Как проводилось определение числа оборотов тихоходного вала?
17. Как проводилось определение радиальной и осевой составляющих сил, действующих на подшипник?
18. Как определяется крутящий момент на каждом валу?
19. Как проводились геометрические расчеты зубчатых колес?
20. Как проводился расчет передачи винт-гайка?
21. Как проводился расчет направляющих?
22. Как проводился расчет подшипников?
23. Как производится сборка-разборка изучаемого в данной лабораторной работе узла?
24. Предусмотрена ли регулировка зазоров в конструкции изучаемого в данной работе узла и за счет чего она происходит?

## ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – Минск: Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.
2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для машиностроительных спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1998. – 447 с.
3. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник для вузов / М. Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 2002. – 383 с.
4. Никифоров, А. Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учеб. пособие для машиностроительных спец. вузов / А. Д. Никифоров. – М.: Высшая школа, 2000. – 510 с.
5. Нормирование точности и технические измерения: учеб.-метод. пособие : в 2 ч. / Б. В. Цитович [и др.]. – Минск: БНТУ, 2006.
6. Справочник конструктора-приборостроителя: в 2 ч. / В. Л. Соломахо [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1990.

Учебное издание

**ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ.  
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ**

Пособие  
для студентов высших учебных заведений

Составители:

**ЛЫСЕНКО** Виктор Григорьевич  
**МИНЬКО** Дмитрий Вацлавович  
**ПИСЬМЕНСКИЙ** Павел Игоревич

Редактор *А. С. Мокрушников*  
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 02.10.2020. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 5,00. Уч.-изд. л. 3,91. Тираж 100. Заказ 714.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.