

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 18.12.2021 14:31:32
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851

МИНОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Юго - Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра механики, мехатроники и робототехники

УТВЕРЖДАЮ



Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

2016 г.

ДЕТАЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ И РОБОТОВ

Методические указания
по выполнению лабораторных работ
для студентов направления подготовки
15.03.06 « Мехатроника и робототехника»

Курск 2016

УДК 621.(076.1)

Составитель В.Я.Мищенко

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент Юго-Западного государственного университета Б.В. Лушников

Детали мехатронных модулей и роботов : методические указания по выполнению лабораторных работ/ Юго-Зап. гос. ун-т; сост. В.Я.Мищенко. Курск, 2016 . 55 с.

Изложены теоретические предпосылки, описание и конкретные методические указания к лабораторным работам по курсу «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование».

Методические указания соответствуют требованиям программы, утверждённой учебно-методическим объединением.

Предназначены для студентов специальности 15.03.06 «Мехатроника и робототехника» всех форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать 20.01.16. Формат 60x84 1/16.

Усл. печ. л. 3,2. Уч.-изд. л. 2,75 . Тираж экз. Заказ № Бесплатно.

Юго - Западный государственный университет

305040, г. Курск, ул.50 лет Октября, 94.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1	
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ	7
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2	
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ	9
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3.	
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ	13
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4.	
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА	16
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5.	
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА	24
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6.	
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ	34
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7.	
ИЗУЧЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	42
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8.	
МУФТЫ	48
ПРИЛОЖЕНИЕ. Перечень лабораторного оборудования.....	55

ВВЕДЕНИЕ

Непрерывный рост объема знаний используемых в современном обществе, бурный рост науки, техники и технологий требует подготовки нового поколения высококвалифицированных специалистов.

При этом различные сферы человеческой деятельности испытывают острую нехватку специалистов, которые кроме общекультурных, общетехнических и общенаучных знаний не только знают конкретные предметные области, но и умеют применить эти знания для решения многообразных теоретических и практических задач. То есть способных получать конкретные результаты в ходе выполнения возложенных на них задач.

Стремление подготовить специалистов к качественному выполнению их профессиональной деятельности привело к разработке образовательного процесса ориентированного на результат. Такой подход к образованию назван компетентностным подходом, в рамках которого в процессе обучения формируется компетентностная модель выпускника. Эта модель включает в себя квалификацию выпускника, которая связывает деятельность выпускника с предметами и объектами его труда.

При формировании компетенций необходимых выпускнику того или иного направления подготовки совместно с работодателями четко устанавливается что должен знать, уметь и чем должен владеть обучающийся. Триада знать, уметь, владеть определяет структуру той или иной компетенции. Различные направления и квалификации подготовки (бакалавр, специалист, магистр) имеют различные наборы и структуры компетенций, которые подразделяют на две группы общекультурные (универсальные, подпредметные) и профессиональные (предметно-специфические, предметно-специализированные). Общекультурные компетенции формируют образовательный уровень, слабо привязанный к объекту и предмету труда. Второй тип компетенций отражает профессиональную квалификацию и должен в достаточной мере удовлетворять потребностям той сферы человеческой деятельности, к которой готовятся обучающейся.

С точки зрения компетентностного подхода и учета профессиональной деятельности дисциплина «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование» ориентирована на приобретение следующих компетенций:

ПК-11 - способностью производить расчеты и проектирование отдельных устройств и подсистем мехатронных и робототехнических систем с использованием стандартных исполнительных и управляющих устройств, средств автоматики, измерительной и вычислительной техники в соответствии с техническим заданием.

ПК-12 - способностью разрабатывать конструкторскую и проектную документацию механических, электрических и электронных узлов мехатронных и робототехнических систем в соответствии с имеющимися стандартами и техническими условиями.

В процессе изучения дисциплины обучающиеся должны **знать:**

-классификацию механизмов, узлов и деталей мехатронных модулей и роботов;

- основы их проектирования и стадии разработки;

- основные критерии работоспособности деталей механизмов и машин;

- основы теории и расчета деталей и узлов машин, их свойства и основы применения;

- основные преобразователи движения: реечный, зубчатый, волновой, планетарный, цевочный, винт-гайка;

- люфтовыбирающие механизмы, тормозные устройства;

- кинематическую точность механизмов, их надежность;

- основы автоматизации расчетов и конструирования деталей и узлов машин, элементы машинной графики и оптимизации проектирования;

уметь: - конструировать механизмы, узлы и детали мехатронных модулей и роботов;

- производить расчеты передач на прочность;

- рассчитывать и выбирать подшипники скольжения и качения, а также различные муфты;

- читать чертежи и текстовую документацию с целью оценки характеристики оборудования;

- самостоятельно проектировать узлы мехатронных и робототехнических систем по заданным входным данным;

- оформлять графическую и текстовую конструкторскую документацию в полном соответствии с требованиями ГОСТов;

- пользоваться при подготовке расчетной и графической документации типовыми программами ЭВМ, а также самостоятельно составлять простейшие программы;

- разрабатывать технические задания на проекты машин и механизмов;

владеть: - навыками и методами конструирования новых мехатронных и робототехнических систем;

- приемами разработки конструкторской документации в виде чертежей деталей и сборочных единиц;

- приемами правильного и обоснованного выбора материалов для конструкций механизмов в соответствии с заданными требованиями;

- методами расчета мехатронных и робототехнических систем с применением современного вычислительного программного обеспечения.

Лабораторные занятия проводятся с целью практического закрепления знаний, получаемых студентами в лекционном курсе и выполняются в специализированной лаборатории кафедры теоретической механики и мехатроники. Каждая лабораторная работа выполняется студентами в количестве не более 2-х человек, а ее защита проводится индивидуально, как правило, с использованием индивидуальных карт контроля знаний и решением задач.

Лабораторные работы оформляются в отдельной тетради в виде отчетов. Отчет по работе включает в себя название работы, ее цель, краткие теоретические сведения, изложенные студентом конспективно, а также ход выполнения работы и полученные результаты.

Предлагаемое пособие содержит теоретические предпосылки, описание и конкретные методические указания к лабораторным работам по курсу «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование».

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы – изучение конструкций и кинематических свойств ременных передач.

Ременные передачи относятся к передачам с гибкими связями.

Ременная передача является фрикционным механизмом и служит для передачи вращательного движения на большие расстояния.

Ременная передача (рис.1) состоит из двух шкивов 1 и 2, связанных ремнем 3 и натяжного устройства 4, обеспечивающего передачу движения за счет сил трения.

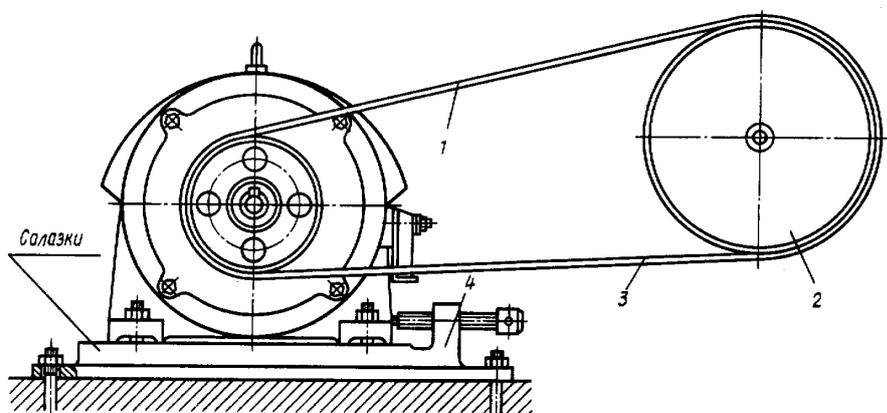


Рис.1. Схема ременной передачи

По типу ремней передачи делят на плоско-ременные (рис.2, а, б), клиноременные (рис.2, в) круглоременные (рис. 2, г, д).

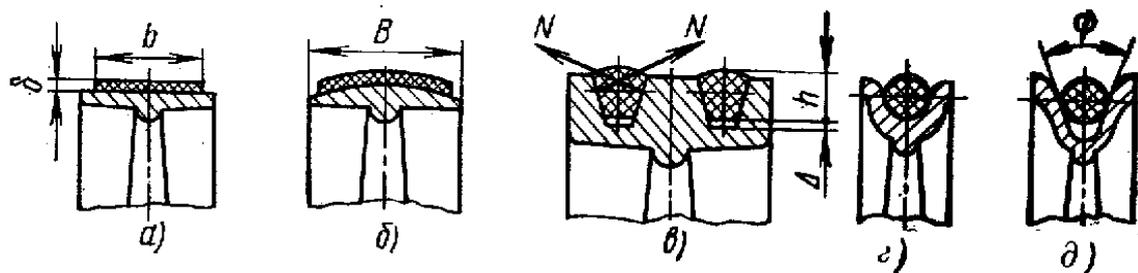


Рис.2. Типы ремней

В последнее время получили распространение зубчато-ременные передачи (рис. 3).

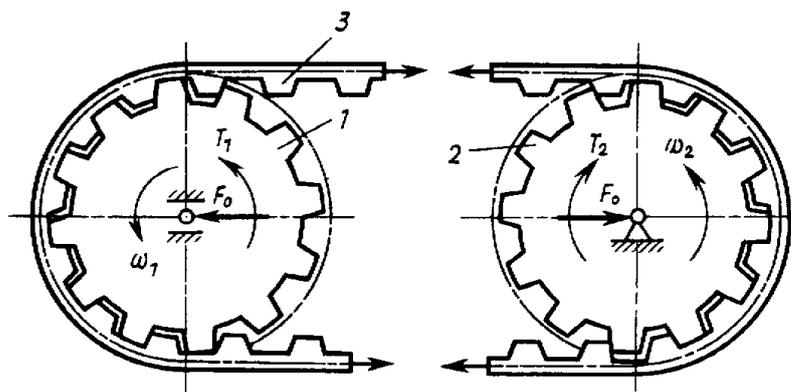


Рис.3. Схема зубчатоременной передачи: 1 и 2 – шкивы (звездочки); 3-ремень

Достоинства ременных передач: возможность передачи движения на большие расстояния, простота конструкции, быстрходность и бесшумность в работе, сравнительно малая стоимость.

Недостатки: большие радиальные габариты, невысокая долговечность ремня, непостоянство передаточного отношения.

Ременные передачи используют как понижающие при мощностях $N \leq 50 \text{ кВт}$, линейных скоростях ремня $V \approx 5-15 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ и передаточных отношениях $u \leq 4$.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Используя модель, составить кинематическую схему ременной передачи. Определить тип ремня.
2. Определить основные кинематические соотношения (передаточное отношение, диаметры шкивов). Полученные данные свести в таблицу.

Контрольные вопросы

1. Какие передачи называются ременными?
2. Назовите основные типы ременных передач?
3. Достоинства и недостатки ременных передач.
4. Порядок выбора ременной передачи.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы – изучение конструкций и кинематических характеристик фрикционных передач.

Фрикционной передачей называют механизм, в котором движение одного жесткого звена преобразуется в движение другого жесткого звена за счет сил трения.

Во фрикционных передачах вращательное движение ведущего звена преобразуется или во вращательное или в поступательное движение ведомого звена. Передачи могут иметь как постоянное передаточное отношение (рис.1), так и переменное (рис.2). В последнем случае передача называется вариатором.

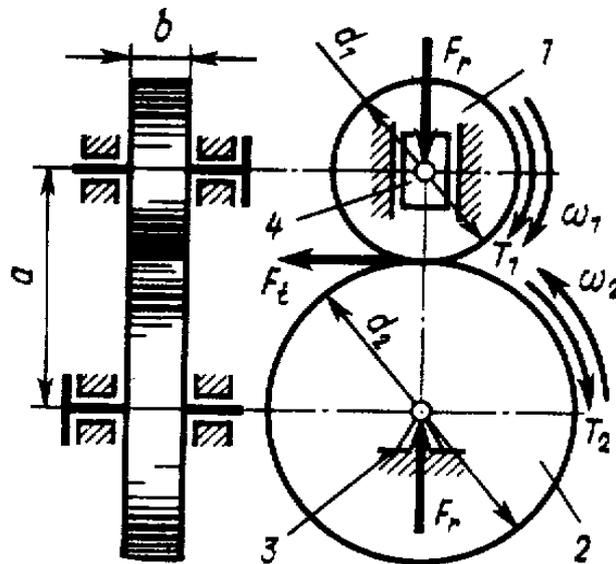


Рис.1. Схема фрикционного механизма: 1- ведущий каток; 2 – ведомый каток; 3 – неподвижная опора; 4 – подвижная опора

Достоинства передач: простота конструкции, плавность и бесшумность работы, возможность бесступенчатого регулирования угловых скоростей.

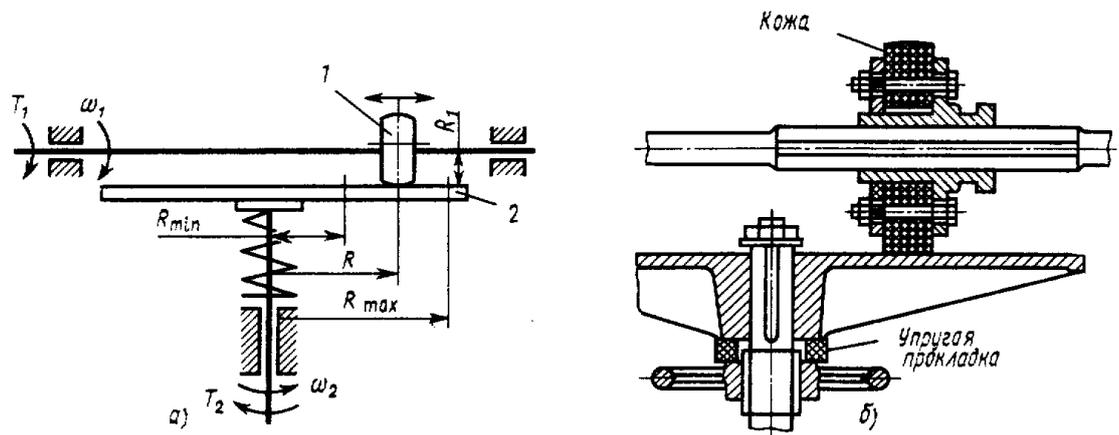


Рис.2. Схема вариатора: 1 – ведущий каток; 2- ведомый диск

Недостатки: большое давление на валы и опоры, необходимость регулировки силы прижатия катков, сравнительно высокий износ.

Фрикционные механизмы характеризуется передаточным отношением. С учетом коэффициента проскальзывания ε можно записать для передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)};$$

для вариатора

$$u_{max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2min}} = -\frac{R_{max}}{R_1};$$

$$u_{min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2max}} = -\frac{R_{min}}{R_1};$$

где d_1 и d_2 - соответственно диаметры ведущего и ведомого катков;
 R_{max} , R_{min} и R_1 - соответственно радиусы диска и ведущего колеса.

В различных мехатронных устройствах нашли применение вариаторы различных типов.

Рассмотрим некоторые конструкции вариаторов.

Лобовые вариаторы (см. рис.3). Ведущий каток 1 радиуса R_1 , устанавливается на валу на скользящей шпонке и может перемещаться вдоль оси. Ведомый каток 2 радиуса R_2 закреплен на валу неподвижно. За счет нажимного устройства создается сила трения, необходимая для работы вариатора. Бесступенчатое изменение угловой скорости в этом вариаторе достигается перемещением вдоль вала ведущего катка 7; при этом $R_1 = const$; $R_2 \neq const$. Отсюда передаточное число

$$u \approx R_2/R_1 \neq const,$$

здесь не учитывается проскальзывание катков, поэтому равенство приближенное.

Лобовой вариатор позволяет изменять направление и частоту вращения ведомого вала, останавливать его на ходу без выключения привода.

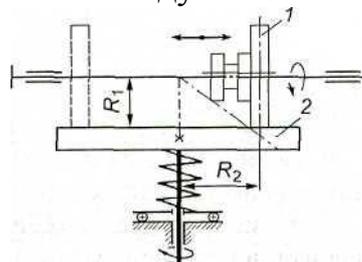


Рис. 3. Лобовой вариатор: 1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток

Торовые вариаторы (см. рис. 4). На концы валов насажены две торовые чашки 1 и 2. Вращение от ведущей чашки к ведомой передается промежуточными дисками 3, свободно вращающимися на осях 4. Угловая скорость ведомой чашки изменяется при одновременном повороте осей 4 вокруг шарнира 5. При этом изменяются радиусы R_1 и R_2 чашек 1 и 2, т. е. $R_1 \neq const$; $R_2 \neq const$. Отсюда

$$u \approx R_2 / R_1 \neq const$$

Для торовых вариаторов диапазон варьирования

$$D \approx (R_{max} / R_{min})^2$$

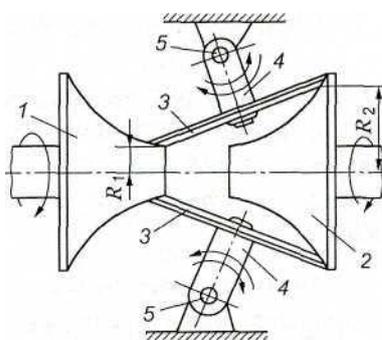


Рис. 4. Торовый вариатор: 1 — ведущая торовая чашка; 2 — ведомая торовая чашка; 3 — диск; 4 — оси дисков; 5 — шарниры осей

Вариатор с коническими катками (см. рис. 5). На ведущем и ведомом валу установлены катки 1 и 2 с рабочими поверхностями конической формы. Вращение от ведущего катка 1 к ведомому 2 передается промежуточным диском 3 цилиндрической формы, свободно вращающимся на оси 4. Пружина 5 обеспечивает необходимую силу нажатия для нормальной работы вариатора. При перемещении промежуточного диска 3 вдоль оси 4 радиусы R_1 и R_2 ведущего 1 и ведомого 2 катков изменяются. В данной конструкции вариатора $R_1 \neq const$; $R_2 \neq const$. Отсюда

$$u \approx R_2 / R_1 \neq const$$

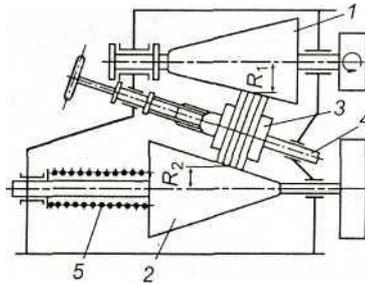


Рис.5. Конусный вариатор: 1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток; 3 — промежуточный диск; 4 — ось диска; 5 — пружина

Диапазон варьирования для вариаторов с коническими катками

$$D \approx (R_{\max} / R_{\min})^2$$

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с конструкцией вариатора и нарисовать ее кинематическую схему.
2. Замерить основные геометрические параметры .
3. Определить величину передаточного отношения в зависимости от перемещения катков. Результаты занести в таблицу.
4. Построить график зависимости передаточного отношения от радиусов.

Контрольные вопросы

1. Какие передачи называются фрикционными?
2. Как называются передачи, имеющие переменное передаточное отношение?
3. Назовите основные типы вариаторов.
4. Что такое диапазон варьирования?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы – изучение конструкций и кинематических свойств цепных передач.

Цепная передача принадлежит числу передач с гибкими связями (рис.1). Гибким звеном является цепь, входящая в зацепление с зубьями звездочек. Следовательно, цепную передачу можно классифицировать как передачу зацеплением с гибкими связями. Зацепление позволяет обойтись без предварительного натяжения цепи.

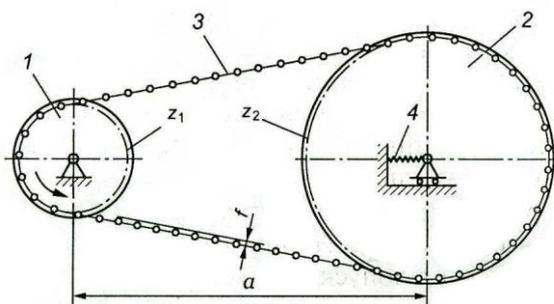


Рис. 1. Цепная передача:

1 — ведущая звездочка; 2 — ведомая звездочка; 3 — цепь; 4 — натяжное устройство

Цепные передачи разделяют по следующим основным признакам:

1. По типу цепей: с роликовыми (рис.2,а), с втулочными (рис.2,б), с зубчатыми(рис.2,в);
2. По числу рядов цепи делят на однорядные (рис.2,а) и многорядные (рис .2,б);
3. По числу ведомых звездочек: двухзвенные (рис.1,2) и многозвенные (рис.3).

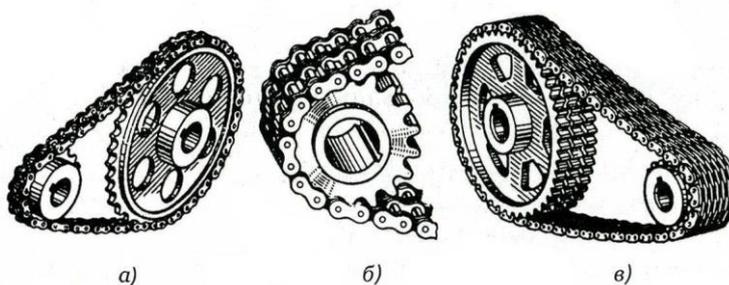


Рис. 2. Типы цепных передач:

а — с роликовой цепью; б — с втулочной цепью; в — с зубчатой цепью

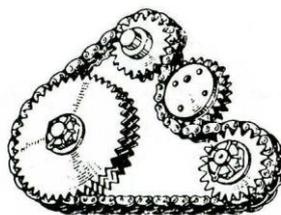


Рис. 3. Многозвенная передача

На рис.4-6 показаны конструкции приводных цепей.

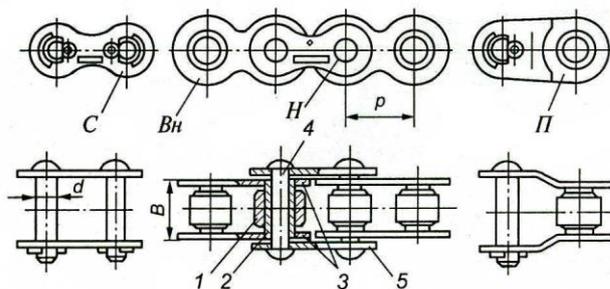


Рис. 4. Роликовая цепь: 1 — ролик; 2 — втулка; 3 — пластины внутреннего звена; 4 — валик; 5 — пластины наружного звена

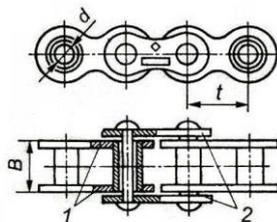


Рис. 5. Втулочная цепь: 1 — пластины внутреннего звена; 2 — пластины наружного звена

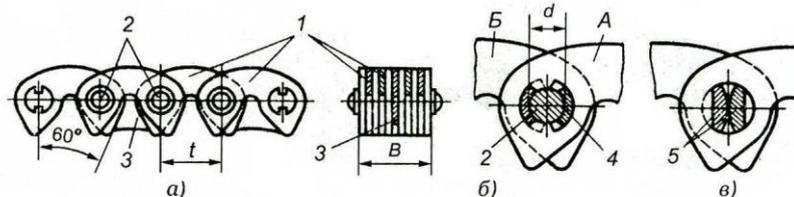


Рис. 6. Зубчатая цепь: 1 — пластины; 2 — валики; 3 — направляющие пластины; 4 — шарнир; 5 — призмы

Основные геометрические соотношения цепных передач:

Передаточное отношение

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Межосевое расстояние

$$a \geq (30 - 50)t,$$

где t - шаг цепи.

Допускаемая величина стрелы провисания

$$f = (0,002 - 0,004)a.$$

Делительный диаметр звездочки

$$d = \frac{t}{\sin 180^\circ / z}.$$

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Используя модель, составить кинематическую схему цепной передачи. Определить тип цепи.

2. Определить основные кинематические соотношения (передаточное отношение, шаг цепи, делительные диаметры звездочек). Полученные данные свести в таблицу.

Контрольные вопросы

1. Какие передачи называются цепными?
2. Достоинства и недостатки цепных передач.
3. Особенности применения той или иной цепи.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

1. Цель работы

Изучение конструкции редуктора, определение основных параметров зубчатых колес, передаточного отношения редуктора, к.п.д. редуктора.

2. Введение

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых колес и служащий для понижения угловой скорости и повышения крутящего момента ведомого вала по сравнению с ведущим валом.

Редуктор состоит из корпуса, в котором размещены элементы передачи (зубчатые колеса, валы, подшипники и т.п.). Также в состав редуктора могут входить устройства для смазки зубчатых колес и подшипников, а также устройства для охлаждения.

Редукторы можно классифицировать по следующим признакам:

- по типу передачи – зубчатые, червячные, зубчато-червячные;
- по числу ступеней – одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.;
- по типу зубчатых колес – цилиндрические, конические и т.д.;
- по расположению валов в пространстве – горизонтальные, вертикальные и т.д.;

На рис.1 показаны кинематические схемы некоторых типов редукторов.

Одноступенчатые редукторы (рис.1, а) обеспечивают передачу вращающих моментов на тихоходном валу от 250 до 4000 Нм при $u = 2 \dots 6,3$.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы (рис.1, б) в диапазоне $u = 8 \dots 40$ способны передавать вращающий момент от 250 до 4000 Нм.

Трехступенчатые редукторы (рис.1, в) имеют развернутую схему расположения колес ($u = 40 \dots 250$).

Также распространены соосные редукторы (рис.1, г), имеющие меньшие габариты по длине по сравнению с редукторами, выполненными по развернутой схеме (рис.1, б).

Для уменьшения условий работы наиболее нагруженной тихоходной ступени производят редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (рис.1, д) в виде двух косозубых пар для обеспечения равномерного распределения нагрузки между ними. Редукторы с раздвоенной ступенью имеют на 20 % меньшую массу, по сравнению с редукторами с развернутой схемой колес, но более трудоемки в изготовлении.

Для передачи вращения между пересекающимися осями валов применяют коническо-цилиндрические редукторы (рис.1, е).

Менее распространены другие типы редукторов.

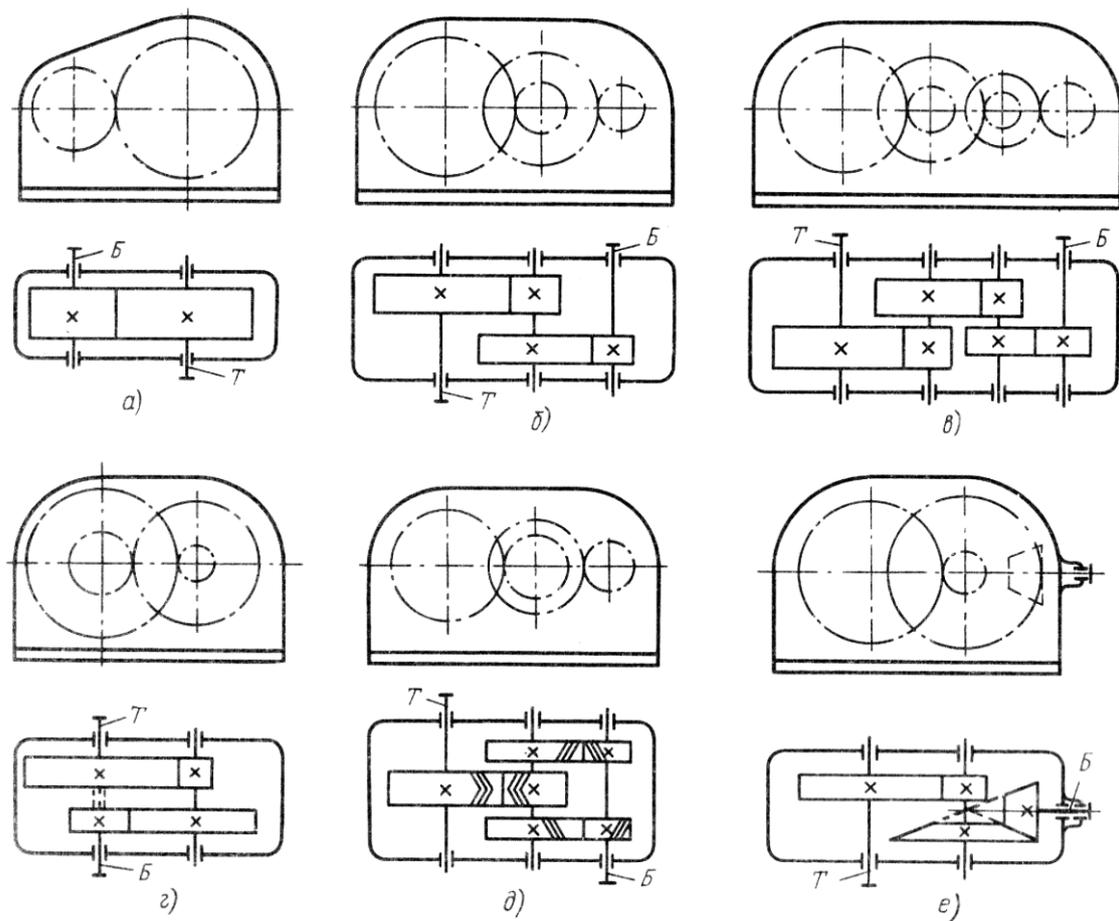


Рис. 1. Кинематические схемы редукторов

На рис.2 показана схема мотор-редуктора. В таких редукторах конструктивно объединены электродвигатель и редуктор. Редуктор выполнен по сосной схеме с расположением осей валов в вертикальной плоскости. Корпус редуктора 1 и щит 4 крепятся в вертикальной плоскости двумя цилиндрическими штифтами и болтами. Расположение одной опоры вала в корпусе, а второй – в щите позволило создать технологичную конструкцию, сократить осевой габарит редуктора и значительно уменьшить его массу.

В задней стенке щита выполнены расточка и резьбовые соединения с электродвигателем 6. Насаженная на вал двигателя ведущая шестерня 5 находится в зацеплении с зубчатым колесом 9, напрессованным на вал-шестерню 13. Вал-шестерня вращается на двух подшипниках 8 и находится в зацеплении с зубчатым колесом 2, насаженным на выходной вал 14, вращающийся на подшипниках 18. Подшипники регулируют прокладками 17 и 11, установленными под крышки 16 и 12. Неподвижные соединения уплотняют прокладками, а выходной вал – манжетой 15.

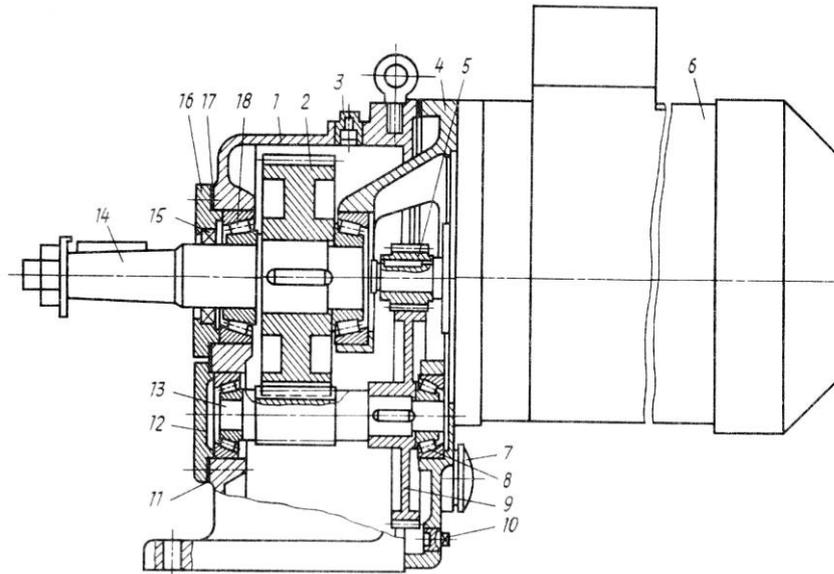


Рис.2. Мотор-редуктор

Передаточный механизм должен обеспечивать с заданной степенью точности передачу движения и его преобразование, быть экономичным и безопасным в работе.

Выбор типа передаточного механизма зависит от его назначения, режима и условий его работы.

Важнейшей характеристикой передач вращательного движения является **передаточное отношение**, которое показывает, во сколько раз угловая скорость ω (или частота вращения n) одного звена больше или меньше угловой скорости (частоты вращения) другого.

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего звена;

ω_2 – угловая скорость ведомого звена.

Привод может включать несколько передаточных механизмов (ступеней). При этом значение общего передаточного отношения определяется произведением передаточных отношений отдельных кинематических ступеней привода

$$u_{об} = u_{12} \cdot u_{32} \dots u_n = \frac{\omega_1}{\omega_n}$$

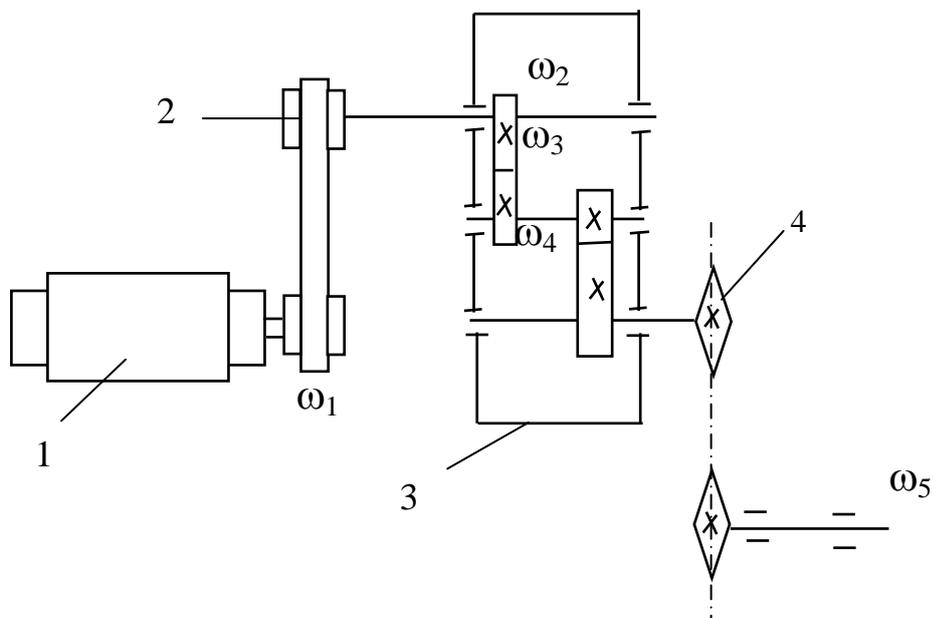


Рис.3. Пример привода вращательного движения: 1- электродвигатель; 2- ременная передача; 3- -зубчатый редуктор; 4 – цепная передача

При разбивке общего передаточного отношения следует руководствоваться кинематическими возможностями отдельных передач (см. табл. 1). Заметим, что в этой таблице приведены рекомендуемые интервалы передаточных чисел.

Если к ведущему валу передачи подвести мощность P_1 , то с ведомого можно будет отобрать мощность P_2 , которая несколько меньше затраченной P_1 (следствие потерь на трение и др. сопротивления). Эти потери выражаются коэффициентом полезного действия:

$$\eta = P_2 / P_1$$

Поскольку

$$P = T \cdot \omega \quad \text{и} \quad \omega = (\pi \cdot n) / 30$$

где T – момент вращения;

ω - угловая скорость,

то

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} = \frac{T_2}{T_1 u_{12}}$$

Значение КПД передач приведены в табл.1.

В силовой (понижающей) передаче (рис.4)

$$\omega_1 > \omega_2, \quad T_2 > T_1, \quad T_2 = T_1 \cdot u_{12} \cdot \eta$$

Таблица 1

Рекомендованные передаточные отношения (u) и КПД (η) некоторых механических передач

Тип передачи	КПД, η	Передаточные отношения, u
Зубчатая	0,95-0,97	2-6
Червячная	0,7-0,9	10-40
Цепная	0,94-0,96	2-6
Ременная	0,94-0,96	2-5
Фрикционная	0,9-0,95	2-4
Муфта соединительная	0,98	
Подшипники качения (одна пара)	0,99	

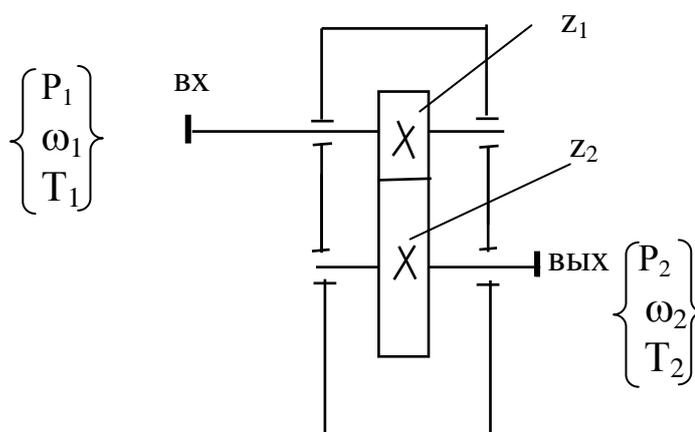


Рис.4. Основные параметры передачи

Основные характеристики зубчатого зацепления:

m – модуль зацепления, мм;

P – шаг по дуге делительной окружности;

a – межосевое расстояние, мм;

d – делительный диаметр, мм;

d_a - диаметр вершин, мм;

d_f - диаметр впадин, мм;

d_w - диаметр начальный, мм;

α - угол профиля зуба, град;

β - угол наклона зубьев, град;

Z – число зубьев;

U – передаточное отношение.

Основные размеры цилиндрической передачи, выполненной без смещения находятся по следующим формулам

$$d = \frac{zm}{\cos \beta}; \quad d_a = d + 2m; \quad d_f = d - 2,5m; \quad a = 0,5(d_2 \pm d_1);$$

$$a = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta}.$$

3. Оборудование и инструмент

Для выполнения лабораторной работы используется цилиндрический редуктор в собранном виде, мерительный инструмент.

4. Порядок выполнения работы

4.1. Ознакомиться с инструкцией по охране труда для выполнения лабораторной работы.

4.2. Ознакомиться с внешним видом редуктора, обратить внимание на конструкцию корпуса.

4.3. Разобрать редуктор.

4.4. Ознакомиться с конструкцией зубчатых колес редуктора. Определить за мерами основные геометрические параметры зубчатых колес (P , d , a , z , β).

4.5. Ознакомиться с конструкцией опор валов.

4.6. Определить передаточное отношение каждой ступени редуктора.

4.7. Определить передаточное отношение редуктора.

4.8. Определить к.п.д. редуктора.

4.9. Собрать редуктор.

5. Обработка результатов

Отчет по лабораторной работе должен включать следующие разделы:

- кинематическая схема редуктора и краткое его описание (характеристика редуктора, конструкция корпуса, крепление колес на валах, тип подшипников);

- замеры геометрических параметров зубчатых колес (в форме таблицы 2);

- расчет основных геометрических параметров (в форме таблицы 3);

- передаточное отношение каждой ступени и общее передаточное отношение редуктора;

- к.п.д. редуктора.

6. Выводы по работе

Сравнить параметры редуктора, полученные экспериментальным путем и вычисленные по расчетным формулам.

Дать объяснения по результатам проведенных экспериментов.

Таблица 2

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Результаты измерений			
1	Число зубьев	z					
2	Диаметр окружности вершин	d_a	мм				
3	Ширина зубчатого венца	b	мм				
4	Угол наклона зубьев	β	град				
5	Межосевое расстояние	a	мм				
6	Шаг	P	мм				

Таблица 3

№ п/п	Параметры	Обозначение	Расчетная формула	Результаты расчета			
1	модуль	m					
2	Делительный диаметр	d					
3	Диаметр окружностей вершин	d_a					
4	Диаметр окружностей впадин	d_f					
5	Угол наклона зубьев	β					
6	Передаточное отношение	u					
7	Передаточное отношение	$u_{ред}$					

	редуктора						
--	-----------	--	--	--	--	--	--

Контрольные вопросы

1. Что называют редуктором?
2. По каким признакам классифицируют редукторы?
3. При каких передаточных отношениях применяют одно-, двух- или трехступенчатые редукторы?
4. Назвать основные параметры зубчатого колеса.
5. Что такое модуль зацепления и как его определяют?
6. Что является опорами валов в редукторе?
7. Для чего в подшипниковых узлах применяют прокладки?
8. Какими способами крепятся подшипники на валах и в корпусе?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

2. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Цель работы - ознакомление с конструкцией одноступенчатого червячного редуктора, измерение его габаритных и присоединительных размеров, определение геометрических параметров червячного колеса и червяка, изучение способа регулировки осевой игры подшипников и регулировки червячного зацепления.

3. ПЕРЕЧЕНЬ МАТЕРИАЛОВ И ОБОРУДОВАНИЯ

3.1. Материалы: журнал лабораторных работ, карандаш, линейка, штангенциркуль, калькулятор.

3.2. Оборудование: редуктор червячный одноступенчатый, набор ключей, чертеж редуктора.

4. ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

4.1. Краткие сведения о червячных редукторах

Червячные редукторы, также как и редукторы других типов, предназначены для увеличения вращающего момента двигателя с одновременным понижением частоты вращения. Основными параметрами технической характеристики редуктора являются вращающий момент на тихоходном валу, коэффициент полезного действия, передаточное число и наибольшая частота вращения быстроходного вала.

Червячный редуктор представляет собой червячную передачу, которая заключена в корпус.

Червячная передача относится к зубчато-винтовым и состоит из червяка и червячного колеса. Рабочие поверхности червяка являются винтовыми поверхностями, зубья червячного колеса имеют дуговую форму. Чаще всего оси червяка и колеса перекрещиваются в пространстве под углом 90° .

Основные достоинства червячных передач:

возможность осуществления большого передаточного числа U в одной ступени (у силовых червячных передач $U = 7+80$, у несиловых $U \leq 1000$), бесшумность и плавность работы, возможность самоторможения.

Недостатки: низкий коэффициент полезного действия, необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных и дорогих антифрикционных материалов, склонность к заеданию и повышенный износ, чувствительность к погрешностям изготовления и монтажа.

Характерной особенностью работы червячных передач является большая относительная скорость скольжения в зацеплении.

Червячные передачи используются при передаче небольших и средних мощностей, обычно до 50-60 кВт.

Возможные схемы компоновки червячных редукторов приведены на рис. 1-4.

В настоящее время отечественные редукторостроительные заводы выпускают для общемашиностроительного применения универсальные

червячные редукторы типа РЧУ по ГОСТ 13563-68 и редукторы типов РЧП и РЧН (РЧП - редуктор червячный с расположением червяка под колесом; РЧН - редуктор червячный с расположением червяка над колесом).

Основные причины выхода из строя червячных передач: заедание рабочих поверхностей зубьев червячного колеса и витков червяка; усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев колеса; поломка зубьев колеса; износ зубьев колеса.

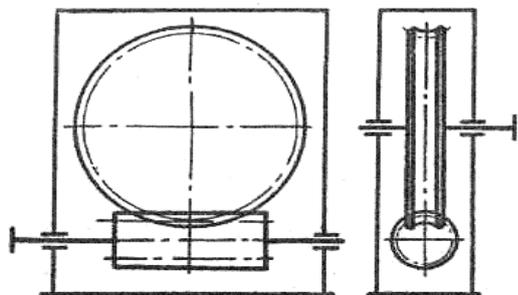


Рис.1. Схема червячного редуктора с горизонтальным расположением червяка под колесом (редуктора типа РЧП)

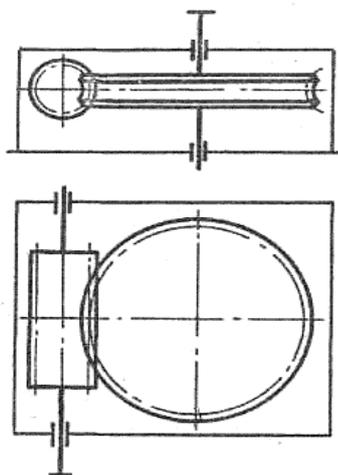


Рис.2. Схема червячного редуктора с вертикальным расположением вала червячного колеса

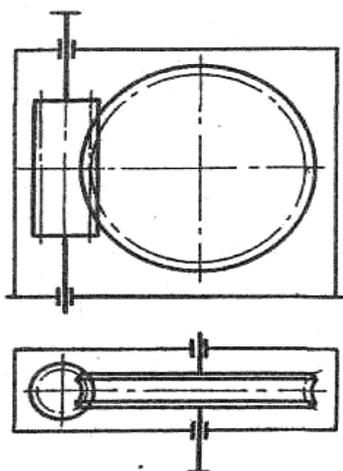


Рис.3. Схема червячного редуктора с вертикальным расположением червяка

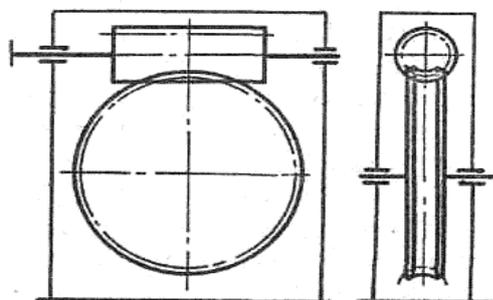


Рис.4. Схема червячного редуктора с горизонтальным расположением червяка над колесом (редуктор типа РЧН)

От материалов червячных пар требуется хорошая прирабатываемость, пониженная склонность к заеданию, и хорошая износостойкость.

Червяки изготавливают из сталей, термически обработанных до значительной твердости. Наилучшей работоспособностью обладают червяки из цементируемых сталей (15Х, 20Х, 18ХГТ и др.) с твердостью после закалки HRC 56 ÷ 63. Широко применяют также червяки из среднеуглеродистых сталей (45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА и др.) с поверхностной или объемной закалкой до твердости HRC 45 ÷ 55.

Венцы червячных колес при высоких скоростях скольжения (от 5 до 30

м/с) изготавливают из оловянистых бронз Бр. 0Ф Ю-І, Бр. ОНФ Ю-І-І и др., а также из сурьмяноникелевых бронз. При средних скоростях скольжения ($V_{ск} < 10$ м/с) применяют безоловянистые бронзы. Для тихоходных передач ($V_{ск} < 2 \div 3$ м/с) используют серые чугуны.

В целях экономии цветных металлов венцы червячных колес устанавливают на чугунные или стальные центры. Применяют /2/ следующие типовые конструкции, приведенные на рис.5:

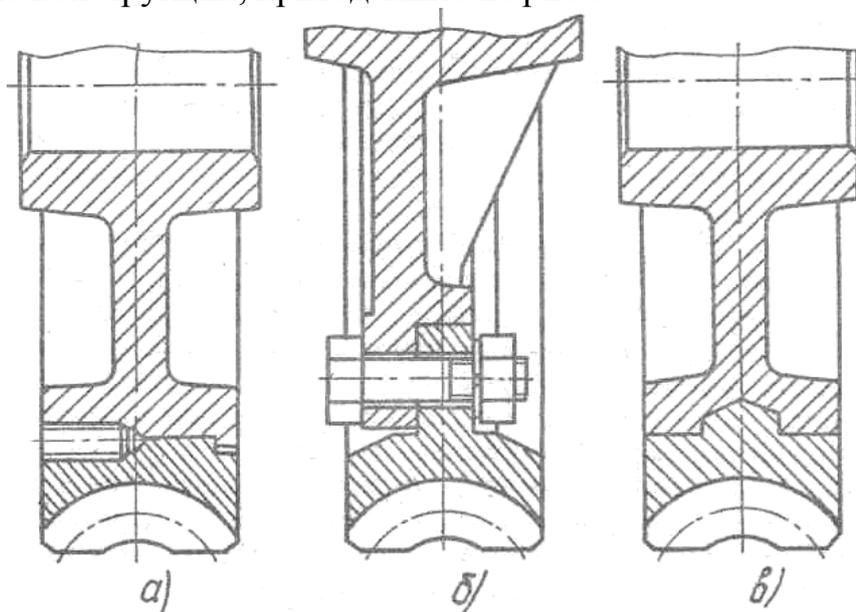


Рис.5. Типовые конструкции червячных колес

Бандажированная (рис.5а) конструкция, в которой бронзовый обод посажен на стальной или чугунный центр с натягом, проста в изготовлении и применяется для колес относительно небольших диаметров, а также для колес передач, ненапряженных в тепловом отношении. При нагреве до высокой температуры посадка может ослабнуть вследствие большего коэффициента линейного расширения бронзы, чем чугуна. Для предотвращения взаимного смещения венца и центра в стыкуемые поверхности ввертывают винты с последующим срезанием их головок. Здесь винты играют роль шпонок.

В болтовой конструкции (рис.5,б) фланец бронзового венца прикрепляют к центру колеса болтами. Для меньшего искажения рабочих поверхностей зубьев вследствие температурных деформаций фланец выполняют по возможности симметричным по отношению к венцу. Эту конструкцию применяют для колес больших и средних диаметров.

В биметаллической конструкции (рис.5в) бронзовый венец отливают в форму с предварительно вставленным в нее центром. Эта конструкция является наиболее рациональной, ее часто применяют при серийном производстве.

Корпуса относительно небольших червячных редукторов (с межосевыми расстояниями до 125 мм) изготавливают, чаще всего, без разъема. В таких конструкциях монтаж червячного колеса осуществляют либо через верхнюю крышку корпуса, либо через специальные большие боковые

крышки корпуса.

Корпуса червячных редукторов с межосевым расстоянием свыше 125 мм имеют обычно разъем по оси червячного колеса.

В червячных редукторах применяют, как правило, подшипники качения. Червяки с небольшим расстоянием между опорами в передачах, ненапряженных в тепловом отношении, устанавливают (рис. 6а; б) на радиально-упорных подшипниках по одному в опоре (установка "враспор"). У червяков с большими расстояниями между опорами (обычно в передачах с межосевым расстоянием $a_w \geq 160$ мм), работающими в напряженном тепловом режиме, ставят в одной опоре плавающий подшипник, а в другой - два радиально-упорных, воспринимающих осевые нагрузки в обоих направлениях (рис. 6в; г). При больших осевых силах, когда динамическая грузоподъемность радиально-упорных подшипников оказывается недостаточной, применяют схему постановки с упорным сдвоенным подшипником (рис. 6д).

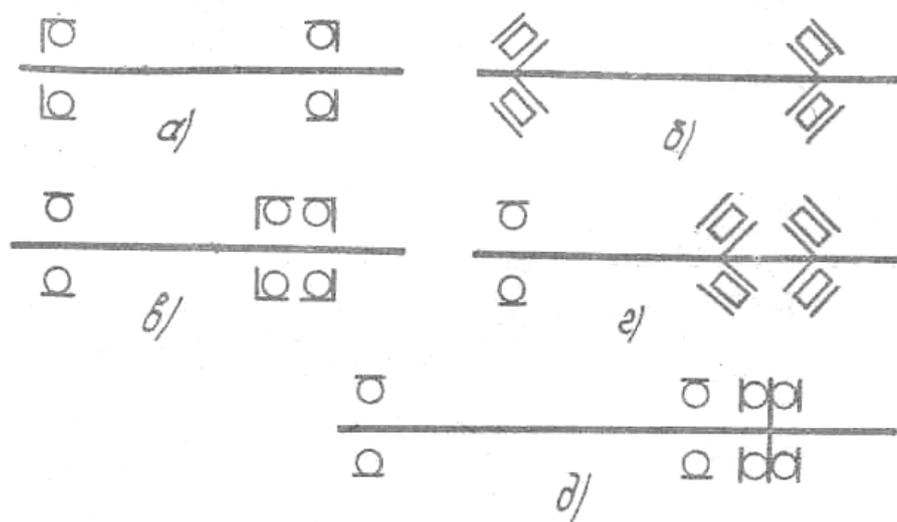


Рис.6. Типовые схемы установки валов червячных редукторов на подшипники качения

Для вала червячного колеса ввиду его небольшой длины применяют по одному радиально-упорному подшипнику в опоре, которые устанавливают "враспор" (рис. 6а; б).

Внутренние кольца подшипников ставят на валы с натягом, во избежание обкатывания кольцом шейки вала, развальцовки посадочных поверхностей и контактной коррозии. Наружные кольца подшипников ставят в корпус редуктора по посадкам с гарантированным зазором, что позволяет осуществлять регулировку зацепления и осевую игру подшипников.

Основной вид смазки червячных редукторов - смазка окупанием. Масляная ванна должна иметь достаточную емкость, чтобы не происходило быстрое старение масла и взбалтывание продуктов износа и осадков. При нижнем расположении червяка уровень масла обычно назначают таким, чтобы витки червяка были полностью погружены в масло; для повышения нагрузочной способности передачи уровень масла часто назначают более

высоким. При верхнем расположении червяка уровень масла может достигать до 0,3-0,5 максимального радиуса колеса.

В быстроходных червячных редукторах большой мощности применяют циркуляционную смазку.

Для устранения утечки масла и попадания внутрь редуктора пыли и грязи в проходных крышках вала червяка и червячного колеса устанавливают уплотнения манжетного типа, сальниковые, лабиринтные и др.

Червячные редукторы, также как и редукторы других типов, имеют ряд вспомогательных устройств: для транспортирования (захвата) редуктора, контроля уровня масла, слива отработанного масла, выравнивания давления воздуха внутри корпуса по отношению к наружному, окно для заливки масла и контроля пятна контакта зубьев колеса и витков червяка при регулировке зацепления.

4.2. Габаритные и присоединительные размеры редуктора

Габаритными называются максимальные размеры редуктора, определяющие его высоту, длину и ширину.

Присоединительными являются те размеры редуктора, которые необходимы для выбора сопряженных с ним деталей, а также размеры, определяющие установку редуктора на раме или фундаменте.

Габаритные и присоединительные размеры редуктора типа РЧН показаны на рис.7.

Присоединительные размеры задаются относительно опорной поверхности редуктора и вертикальной оси симметрии редуктора, которые служат базами при сборке редуктора с другими узлами изделия. К присоединительным размерам относят размеры выходных участков валов, расстояния от опорных поверхностей до осей валов, размеры опорных поверхностей, диаметры отверстий под фундаментные болты и др.

4.3. Геометрия червячных передач

В настоящее время применяют червяки следующих основных типов, архимедовы, конволютные и эвольвентные.

Архимедовы червяки представляют собой винты с резьбой, имеющей прямолинейные очертания профиля в осевом сечении (трапецеидальный профиль). В торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью. Эти червяки имеют широкое распространение. Их обычно не шлифуют, так как для шлифования необходима специальная профилировка шлифовального круга

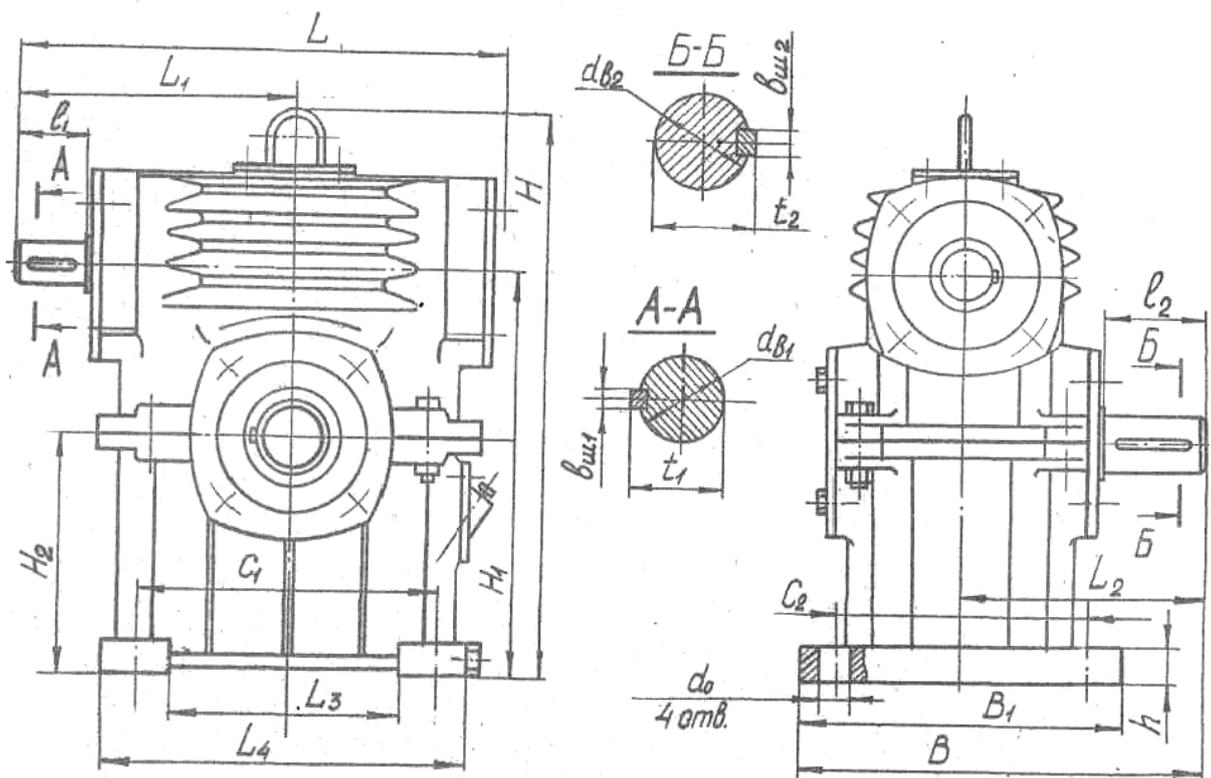


Рис. 7. Габаритные и присоединительные размеры редуктора

Конволютные червяки имеют прямолинейные очертания впадины (или витка) в нормальном сечении. В торцовом сечении витки очерчены удлиненной или укороченной эвольвентой. Эти червяки обычно применяют при необходимости шлифования после термообработки.

Эвольвентные червяки являются косозубыми эвольвентными колесами с малым числом зубьев и большим углом наклона их. В осевом сечении виток очерчен выпуклой кривой, торцовое сечение витков представляет собой эвольвенту. Рабочие поверхности этих червяков могут шлифоваться на специальных станках торцовой стороной шлифовального круга, т.е. плоскостью.

При одинаковом качестве изготовления архимедовы и эвольвентные червячные передачи обладают примерно одинаковой нагрузочной способностью и КПД. ГОСТ 2144-76 рекомендует принимать числа витков червяка $Z_1 = 1, 2, 4$. В специальных передачах число витков может быть любым, но не превышать $Z_1=12$,

Червяки, за исключением случаев, обусловленных кинематикой привода, должны иметь линию витка правого направления.

Особенностью геометрии червячного колеса является то, что образование боковых поверхностей его зубьев осуществляется инструментом, режущие кромки которого в станочном зацеплении воспроизводят в пространстве исходный производящий червяк соответствующего вида.

Параметры зацепления червячных передач регламентированы ГОСТ 19672-74, ГОСТ 2144-76, 19036-73.

Основные геометрические размеры червячной пары показаны на рис.8, а в таблице приведены формулы или указания для их вычисления.

Измерение параметров червячного зацепления требует осуществления ряда точных замеров на специальных приборах. Задача измерения существенно упрощается, если параметры зацепления соответствуют ГОСТ 2144-76 на червячные цилиндрические передачи. В этом случае по отдельным замерам червяка и червячного колеса, выполняемым обычным универсальным измерительным инструментом, можно путем расчета определить остальные пара-

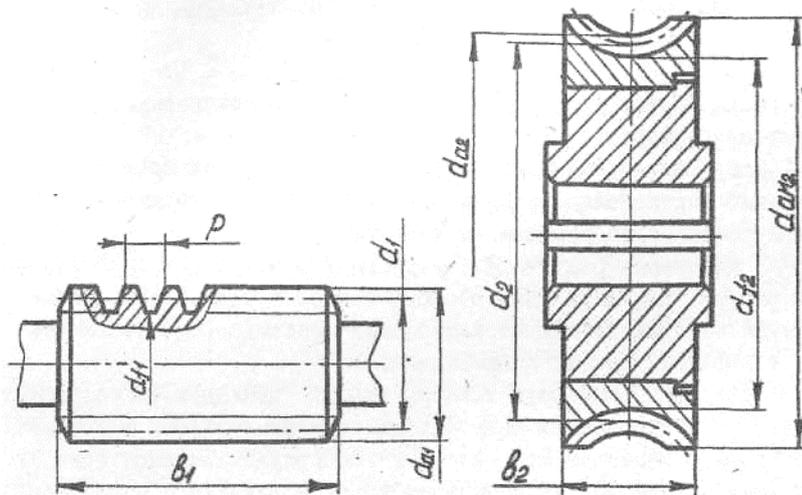


Рис.8. Основные геометрические размеры червяка и червячного колеса

метры зацепления. При этом величины параметров зацепления округляют до стандартных значений, если эти величины находятся в пределах отклонений, обусловленных неточностями изготовления и измерения.

5. РАЗБОРКА И СБОРКА РЕДУКТОРА

Разборку редуктора производят в такой последовательности.

5.1. Вывертывают болты, крепящие крышки подшипников вала червячного колеса и снимают эти крышки вместе с прокладками.

5.2. Отвертывают гайки, снимают шайбы и вынимают болты, соединяющие крышку корпуса с корпусом.

5.3. Вынимают червячное колесо вместе с валом и подшипниками из корпуса и производят разборку этого узла.

5.4. Вывертывают болты, крепящие крышки подшипников вала червяка, снимают эти крышки вместе с прокладками.

5.5. Вынимают червяк вместе с подшипниками из крышки корпуса. Демонтируют подшипники с червяка.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1П

Межосевые расстояния a_w червячных передач, в мм (по ГОСТ 2144-76)

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	-	160	-	200
2-й ряд	-	-	-	-	-	-	140	-	180	-

Таблица 2П

Модули m червячных передач, в мм (по ГОСТ 19672-74, СТ СЭВ 267-76)

1-й ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0
2-й ряд	-	-	1,5	3,0	-	3,5	-	6,0	7,0	-

Таблица 3П

Коэффициенты диаметра червяка q (по ГОСТ 19672-74, СТ СЭВ 267-76)

1-й ряд	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0			
2-й ряд	7,1	7,5	9,0	11,2	12,0	14,0	18,0	22,4	25,0

7. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

7.1. Изучают по чертежу конструкцию редуктора.

7.2. Вычерчивают схему редуктора.

7.3. Дают краткое описание конструкции редуктора, при этом обращают внимание и отражают в отчете:

- взаимное расположение в пространстве червяка и червячного колеса;
- конструкцию червяка и червячного колеса; - конструкцию опорных узлов валов редуктора (схема постановки вала на подшипники), типы подшипников;
- систему смазки зацепления и подшипников; - способ охлаждения передачи.

7.4. Измеряют габаритные и присоединительные размеры редуктора и проставляют их на чертеже в отчете.

7.5. Производят разборку редуктора.

7.6. Выполняют эскизы червяка и червячного колеса, производят их обмер,

7.7. Рассчитывают основные геометрические параметры червячной пары.

7.6. Проводят сборку редуктора и предъявляют лабораторную установку лаборанту или преподавателю для осмотра.

В связи с ограниченным фондом времени регулировку осевой игры подшипников и регулировку червячного зацепления по пятну контакта не делают.

8. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Отчет выполняют в журнале по лабораторным работам в соответствии с прилагаемой формой. Он должен содержать иллюстрационный материал, результаты вычислений и краткое описание конструкции редуктора. Схему, как и весь графический материал к отчету, выполняют с помощью чертежного инструмента с соблюдением требований государственных стандартов.

9. ВОПРОСЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ УСВОЕНИЯ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

- 9.1. Основные достоинства и недостатки червячных передач*
- 9.2. Диапазон возможных передаточных чисел и передаваемых мощностей, реализуемых в червячных редукторах.
- 9.3. Материалы, применяемые для изготовления червяков, их термическая обработка, виды отделочных операций для рабочих поверхностей червяков.
- 9.4. Материалы, применяемые для изготовления венцов червячных колес, способы соединения венцов колес с центром.
- 9.5. Типовые схемы установки валов червячных редукторов на опоры.
- 9.6. Способы смазки червячного зацепления и подшипниковых узлов, назначение смазки. .
- 9.7. Габаритные и присоединительные размеры червячного редуктора.
- 9.8. Основные типы профилей цилиндрических червяков.
- 9.9. Основные геометрические размеры червячной пары.
- 9.10. Способ регулировки осевого зазора в подшипниках качения и методика выполнения регулировки.
- 9.11. Способ регулировки червячного зацепления по пятну контакта и методика выполнения регулировки.
- 9.12. Назначение вспомогательных устройств в червячных редукторах.

Формулы для вычисления основных геометрических
размеров червячной пары /3/

Параметр	Обозначение	Формула
Червяк		
Делительный диаметр	d_1	$d_1 = m q$
Диаметр вершин витков	d_{a_1}	$d_{a_1} = d_1 + 2m$
Диаметр впадин витков	d_{f_1}	$d_{f_1} = d_1 - 2,4m$
Расчетный осевой шаг	p	$p = \pi m$
Делительный угол подъема витков	γ	см. табл. П4 приложения
Длина нарезанной части	b_1	см. табл. П5 приложения
Колесо червячное		
Делительный диаметр	d_2	$d_2 = m z_2$
Диаметр вершин зубьев	d_{a_2}	$d_{a_2} = d_2 + 2m (1+x)$
Диаметр впадин зубьев	d_{f_2}	$d_{f_2} = d_2 - 2m (1,2-x)$
Наибольший диаметр	d_{am2}	$d_{am2} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$
Ширина венца	b_2	$b_2 \leq 0,75 d_{a_1}$, при $z_1 = 1; 2$ $b_2 \leq 0,67 d_{a_1}$, при $z_1 = 4$
Передача		
Передаточное число	U	$U = \frac{z_2}{z_1}$
Коэффициент смещения	x	$x = \frac{d_w}{m} - 0,5(z_2 + q)$

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучение конструкций и основных кинематических свойств винтовых механизмов.

Винтовая передача состоит из винта и гайки (рис. 1). Различают передачи скольжения, работающие на движение с трением скольжения, и передачи качения, работающие преимущественно на движение с трением качения. В передачах скольжения используют резьбы различного профиля (рис. 1 а). В передачах качения между витками винта и гайки размещены тела качения - шарики или ролики (рис. 1 б).

Основные геометрические параметры передачи скольжения: наружный диаметр - d , средний диаметр - d_2 , шаг резьбы - P ; передачи качения:

номинальный диаметр - d_0 , то есть диаметр расположения центров тел качения, шаг резьбы - P , диаметр тел качения - D_w .

Передача винт-гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. При этом вращение закреплённой от осевых перемещений гайки вызывает поступательное перемещение винта или вращение закреплённого от осевых перемещений винта приводит к поступательному перемещению гайки. Возможность преобразования

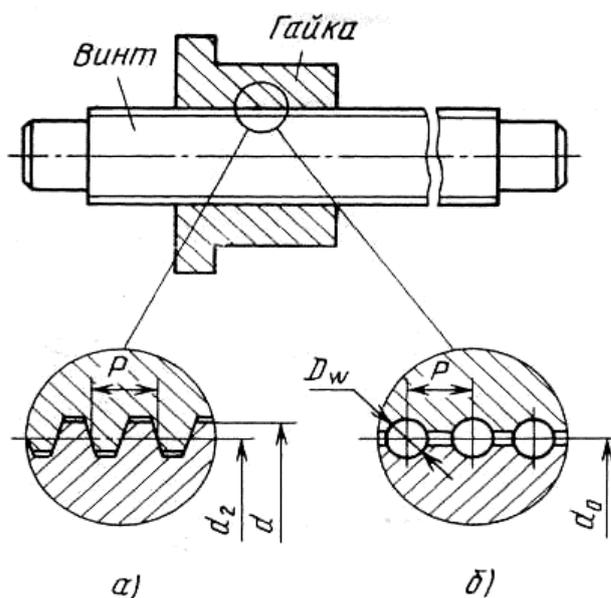


Рис. 1. Схема винтовой передачи

поступательного движение во вращательное в силовых передачах вследствие низкого КПД не используют.

На рис. 2 представлены кинематические схемы **винтовых передач скольжения**.

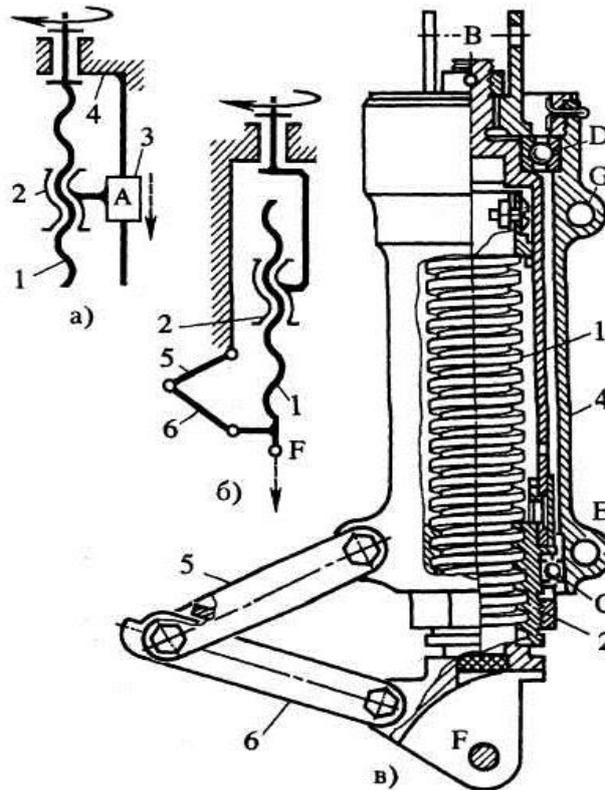


Рис. 2. Схемы винтовых передач скольжения:
 а – с вращающимся винтом; б – с вращающейся гайкой;
 в – конструктивное решение винтовой передачи по схеме б;
 1 – винт; 2 – гайка; 3 – ползун; 4 – стойка; 5 и 6 - соединение шлиц-
 шарнир; D и C - подшипники

Достоинства передачи винт – гайка скольжения:

- возможность создания больших осевых сил, значительный выигрыш в силе (вследствие клинового действия резьбы);
- возможность получения медленного поступательного перемещения с высокой точностью;
- малые габариты при высокой несущей способности;
- высокая надёжность;
- компактность при высокой нагрузочной способности;
- плавность и бесшумность.

Недостатки передач скольжения:

- повышенные потери на трение;
- изнашивание;
- низкий КПД

Конструктивно винт представляет собой длинный вал с нарезанной резьбой и гладкими участками под опоры, обычно располагаемыми на концах вала.

В зависимости от назначения передачи винты бывают:

– *грузовые*, применяемые для создания больших осевых сил, в основном применяют резьбы с малыми углами γ наклона боковой рабочей поверхности, характеризующиеся малыми потерями на трение;

- *трапецидальные*, $\gamma = 15^\circ$;

– *упорные*, $\gamma = 3^\circ$, применяют при большой односторонней нагрузке (в домкратах для большего выигрыша в силе и обеспечения самоторможения применяют однозаходную резьбу с малым углом γ подъема, меньшим приведенного угла трения ϕ_1);

– *ходовые*, применяемые для перемещений в механизмах подачи, для снижения потерь на трение применяют преимущественно трапецидальную многозаходную резьбу;

– *установочные*, применяемые для точных перемещений и регулировок, имеют метрическую резьбу.

С целью повышения долговечности передач винт - гайка скольжения винты защищают от загрязнений телескопическими трубами или цилиндрическими гармониками.

Материалы винта и гайки должны представлять антифрикционную пару, то есть быть износостойкими и иметь малый коэффициент трения. Выбор марки материала зависит от назначения передачи, условий работы и способа обработки резьбы. Винты изготавливают из сталей марок 50, 40ХГ, У10, в ответственных передачах для повышения износостойкости применяют закалку винтов до твердости не менее 45HRC с последующим шлифованием резьбы. Гайки ответственных передач изготавливают из оловянных бронз марок Бр010Ф1, Бр06Ц6С3, а в тихоходных слабонагруженных передачах из антифрикционных чугунов марок АВЧ-1, АКЧ-1 или серого чугуна СЧ20.

Передача винт - гайка качения - винтовая пара с промежуточными телами качения: шариками или роликами. Наиболее широко применяют *шариковые винтовые передачи* (ШВП).

В отличие от винтовых пар с трением скольжения, рабочие поверхности в парах с трением качения не соприкасаются. Резьба винта 1 и гайки 2 выполнена в виде канавок, по которым перекатываются шарики 4, являющиеся промежуточными телами, соединяющими винт с гайкой (рис.3). Цепь шариков замыкается с помощью специального перепускного канала 3. В процессе работы происходит непрерывная циркуляция шариков, аналогично циркуляции шариков в шарикоподшипнике.

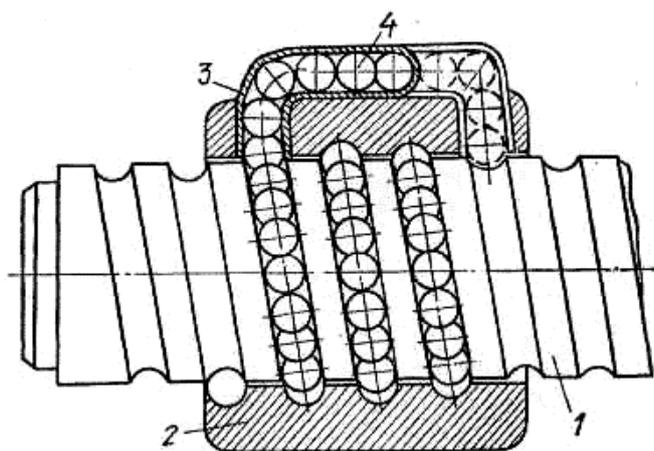


Рис. 3 Принципиальная схема шариковинтового механизма

Шариковинтовые передачи применяют в исполнительных механизмах, в следящих системах и ответственных силовых передачах (станкостроение, робототехника, авиационная и космическая техника, атомная энергетика и др.). На рис. 4 показано использование ШВП в механизме подачи станка.

Винт 1 установлен на подшипниках В и С в станине 8 станка, а гайка 2 неподвижно соединена с суппортом 6. Винту сообщают вращательное движение от двигателя, соединенного с хвостовиком 1' винта. Гайка движется поступательно вдоль оси винта. Винт и винтовая пара защищены от внешней среды разделительными уплотнениями 5 и 7.

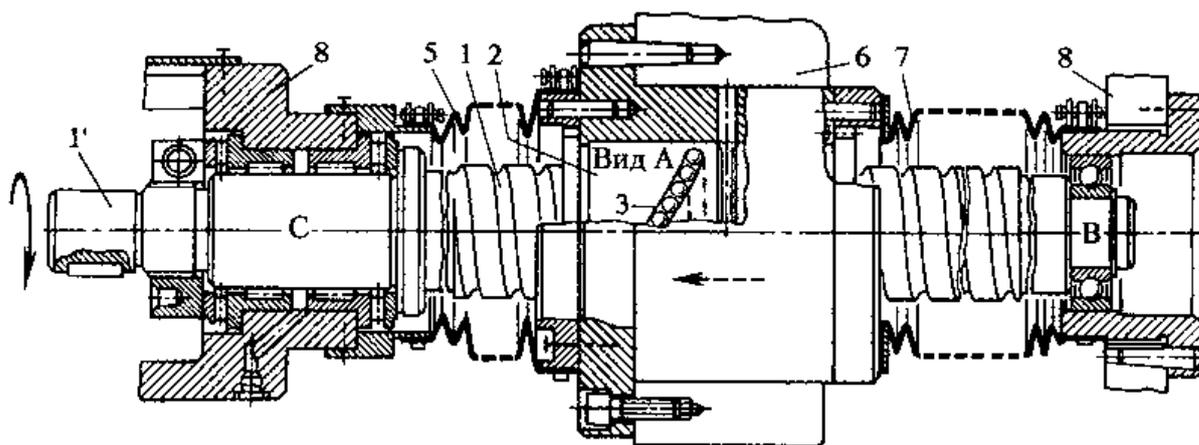


Рис. 4. Конструктивное решение использования ШВП в механизме подачи станка

К преимуществам ШВП по сравнению с винтовыми парами с трением скольжения относятся:

- высокий КПД, достигающий даже при относительно малом угле подъёма резьбы 90%;

- высокая кинематическая чувствительность;
- минимальный износ;
- высокая точность и равномерность поступательного движения с сохранением стабильности этих параметров в процессе эксплуатации;
- возможность полного исключения осевого люфта;
- возможность надёжной работы как в диапазоне температур от –60 до +500 °С, так и в агрессивных средах и вакууме;
- возможность преобразования поступательного движения одного из элементов механизма во вращательное движение другого и наоборот, при малых углах подъема резьбы.

К недостаткам шариковинтовых механизмов относятся сложность и трудоемкость их изготовления. Особенно трудоемка операция шлифования специального профиля резьбы гайки и ходового винта. Конструкция отдельных элементов шариковинтовой пары и механизма в целом в известной степени определяется эксплуатационными требованиями.

Материалы винта, гайки и тел качения должны обеспечивать твердость рабочих поверхностей не ниже 61 HRC. *Винты* изготавливают из сталей: марки ХВГ с объемной закалкой, марки 8ХВ с закалкой при индукционном нагреве, марки 20ХЗМВФ с азотированием. *Для гаек* применяют, стали марок ШХ15, ХВГ с объемной закалкой и цементуемые стали марок 18ХГТ, 12Х3А. *Шарики* изготавливают из хромистых сталей марок ШХ15, ШХ20СГ.

Полость гайки при сборке заполняют пластичным смазочным материалом марок ЦИАТИМ-201 или ЦИАТИМ-203.

ШВП в зависимости от условий работы и предъявляемых к ним требований подразделяют на *передачи с зазором* и *передачи с натягом*. Во-первых, осевой зазор всегда выбирается в одну сторону вследствие действия осевой силы: силы тяжести груза, силы сопротивления перемещаемого узла и т.п. Во-вторых, зазор устраняют при сборке предварительным нагружением элементов передачи осевой силой, обеспечивающей необходимую осевую жесткость.

В настоящее время в шариковинтовых механизмах применяются криволинейный, прямолинейный и комбинированный профили канавок (рис.5). Профили канавок рассматриваются в плоскости, перпендикулярной к винтовой линии.

Наиболее распространен в шариковинтовых механизмах круглый профиль канавки (рис. 5, а). Он характеризуется наименьшими контактными напряжениями, вследствие чего требует меньшего по сравнению с другими профилями количества шариков при одинаковой грузоподъемности. Нарезка и шлифование круглого профиля не представляют каких-либо технологических трудностей. Эксплуатация таких канавок оправдана, если они защищены от загрязнения. В случае попадания на рабочую часть механизма с круглой канавкой пыли он выходит из строя быстрее, чем механизмы с другими формами канавок. Количество смазочного материала в канавке невелико из-за малых свободных объемов для его размещения. Для улучшения условий смазки иногда выполняют проточки (рис.5, б). При таком

конструктивном решении с рабочей поверхности можно удалять абразивные частицы и пыль.

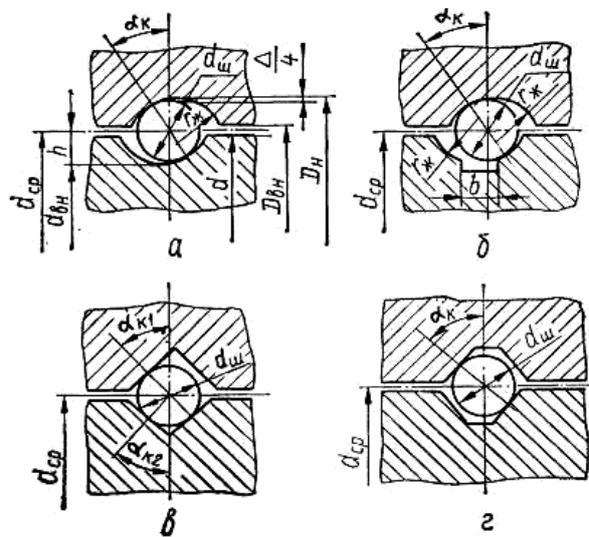


Рис. 5. Виды профиля резьбы винта и гайки

Прямолинейный профиль резьбы (треугольный, трапецидальный) (рис. 5, в и г) наиболее технологичен, обеспечивает постоянство угла контакта и позволяет получать трехточечный контакт между шариком и элементами резьбы винта и гайки. Однако он значительно уступает по нагрузочной способности криволинейному профилю. Допускаемая нагрузка на шарик, находящийся в канавке с профилем в виде дуги окружности, более чем в три раза превышает допускаемую нагрузку на шарик, лежащий на плоской поверхности треугольного профиля резьбы. Поэтому прямолинейный профиль резьбы применяется, как правило, в шариковинтовых механизмах, предназначенных для восприятия небольших осевых нагрузок, например в механизмах приборов.

Диаметр шариков выбирается, как правило, из условий грузоподъемности винтовой пары и требований, предъявляемых к ее габаритным размерам.

Обычно механизмы комплектуются шариками одинакового диаметра с разноразмерностью в пределах допуска (разность диаметров не должна превышать 3 мкм).

С целью повышения нагрузочной способности, долговечности и КПД шариковинтовых механизмов, диаметр шариков желательно выбирать наибольшим, так как размеры шариков оказывают значительно большее влияние на нагрузочную способность и долговечность механизмов, чем их число. Однако увеличение размеров шариков влечет за собой увеличение габаритных размеров механизма и уменьшение его кинематической чувствительности из-за возрастания инерции движущихся масс. Диаметр шарика желательно выбирать в пределах 2,5...10 мм.

Кинематические и силовые соотношения в винтовых передачах

Скорость поступательного перемещения гайки (винта), м/с:

$$v = zPn/60000,$$

где z – число заходов резьбы;

P – шаг резьбы, мм;

n – частота вращения винта (гайки), мин⁻¹.

Многозаходные резьбы позволяют получить высокую скорость осевых перемещений исполнительных механизмов.

Развиваемая передачей осевая сила F_a (Н) связана с вращающим моментом T (Н·м) зависимостью:

$$F_a = 2 \cdot 10^3 \pi T \eta / (zP),$$

где η – КПД передачи.

В предварительных расчетах можно принимать: для передачи скольжения $\eta = 0,25 \dots 0,35$; для передачи качения $\eta = 0,9 \dots 0,95$.

Передаточное отношение:

$$u_{ВП} = \frac{\omega}{v},$$
$$u_{\dot{A}\dot{I}} = \frac{\pi d_M}{P_1},$$

где d - диаметр маховика;

P – ход винта.

Рекомендуется принимать $u_{ВП} = 300 \dots 2000$ м⁻¹.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ.

1. Ознакомиться с конструкцией винтового механизма, определить его тип.
2. Изобразить схему механизма.
3. Определить основные кинематические соотношения. Полученные данные свести в таблицу.

Таблица

№	Параметры	Значение
1	Наружный диаметр d , мм	
2	Средний диаметр d_2 , мм	
3	Шаг резьбы P , мм	
4	Передаточное отношение U	

Контрольные вопросы

1. Для чего применяются винтовые механизмы?
2. Классификация винтовых механизмов.
3. Особенности применения того или иного типа механизма.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7

ИЗУЧЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: Изучить конструкцию основных подшипников качения, ознакомиться с классификацией и системой условных обозначений подшипников.

Теоретические предпосылки

Классификация и условные обозначения подшипников качения

Подшипники являются опорами валов. Они воспринимают от валов нагрузки и передают их на корпус и раму машины.

Подшипники качения (рис. 1) разделяют (ГОСТ 3395-75) по направлению воспринимаемой нагрузки на:

- радиальные, предназначенные для восприятия чисто радиальной нагрузки или способные также зафиксировать валы в осевом направлении и воспринимать небольшие осевые нагрузки;
- радиально-упорные для восприятия комбинированной радиальной и осевой нагрузки;
- упорные, предназначенные восприятия для осевой нагрузки;
- упорно-радиальные для восприятия осевой и небольшой радиальной нагрузки.

По форме тел качения подшипники разделяют на шариковые (рис. 1) и роликовые (рис. 2).

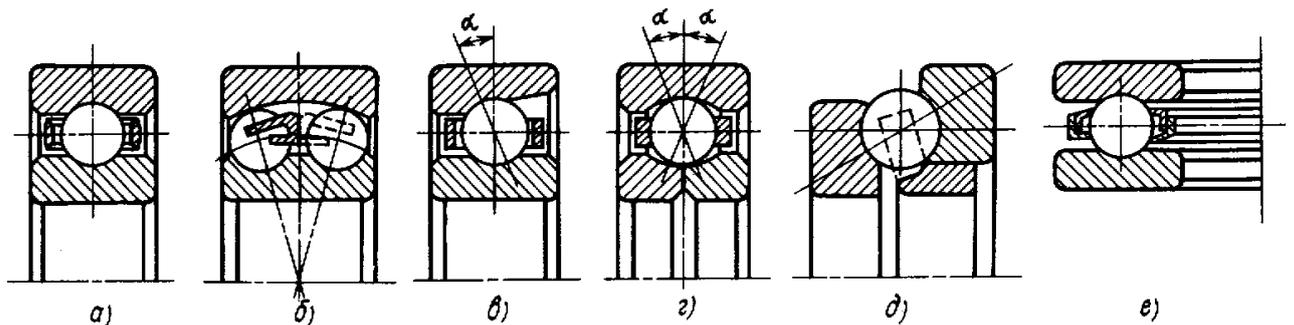


Рис. 1. Основные типы шарикоподшипников:
а, г – радиальные; б – сферический двухрядный; в – радиально-упорный;
д – упорно-радиальный; е - упорный

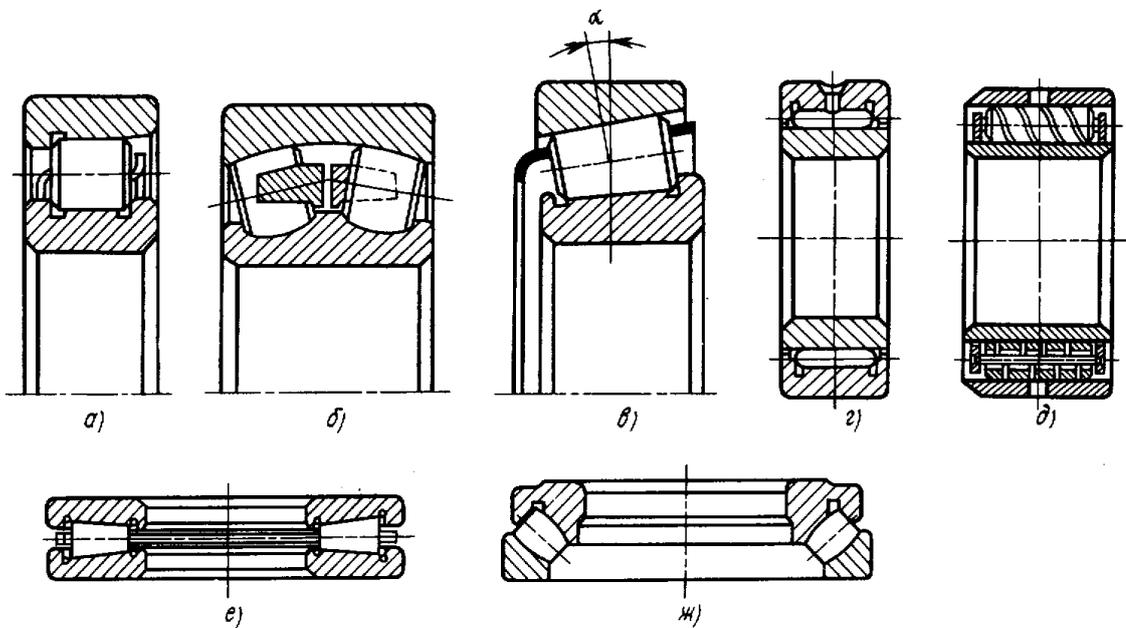


Рис. 2. Основные типы роликоподшипников:
 а – радиальный; б – сферический двухрядный;
 в – конический радиально-упорный; г – игольчатый; д – с витыми роликами;
 е – упорно-радиальный; ж - упорный

Роликоподшипники выполняют следующих типов: с короткими цилиндрическими роликами, с длинными цилиндрическими роликами, с коническими роликами, с бочкообразными роликами, с игольчатыми роликами, с витыми роликами.

Шарикоподшипники в среднем более быстроходны. Роликоподшипники имеют более высокую (в среднем на 50-70%) грузоподъемность.

По способности самоустанавливаться подшипники делятся на самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

По числу рядов тел качения подшипники делят на однорядные и многорядные.

Подшипники качения выполняют в стандартных габаритах. По габаритным размерам подшипники разделяют на размерные серии: по радиальным размерам на 7 серий (две серии сверхлегкие, две серии особо легкие, легкая, средняя и тяжелая) и по ширине на 4 серии (узкая, нормальная, широкая, особо широкая). Основное распространение имеют особо легкие, легкие и средние серии подшипников.

Подшипники имеют условные обозначения, составляемые из цифр и букв.

Цифры 6, 5, 4, 2, стоящие через тире перед условным обозначением подшипника, обозначают его класс точности в порядке возрастания точности. Класс 0 не указывается. Перед классом точности проставляется ряд радиального зазора. При нормальном ряде радиального зазора его обозначение опускается.

Две первые цифры, считая справа, обозначают внутренний диаметр подшипника. Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм эти цифры соответствуют внутреннему диаметру, деленному на 5.

Для следующих величин внутренних диаметров введено иное обозначение (две цифры справа):

Диаметр (мм)	Обозначение
10	00
12	01
15	02
17	03

Для всех подшипников с внутренними диаметрами до 9 мм включительно первая цифра справа указывает фактический размер внутреннего диаметра подшипников в мм, при этом вторая цифра обозначает серию (например, 25 - легкая серия (2), внутренний диаметр 5 мм).

Третья цифра справа обозначает серию подшипников, кроме малых (до 9 мм включительно): 1 – основную из особо легких серий, 2 – легкую, 3 – среднюю, 4 – тяжелую, 5 – легкую широкую, 6 – среднюю широкую и т. д.

Четвертая цифра обозначает тип подшипников:

- 0 – радиальный шариковый;
- 1 – радиальный шариковый сферический;
- 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- 3 – радиальный роликовый сферический;
- 4 – радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый;
- 5 – радиальный роликовый с витыми роликами;
- 6 – радиально-упорный шариковый;
- 7 – роликовый конический;
- 8 – упорный шариковый;
- 9 – упорный роликовый.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные особенности подшипников (угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на наружном кольце и т.п.).

Седьмая цифра справа обозначает серию габаритов подшипников по ширине.

Справа от условного обозначения подшипника могут проставляться буквы, характеризующие отличия в материале деталей, дополнительные требования к подшипнику по шуму, чистоте обработки поверхностей и т.д.

Например:

- Г – сепаратор из черных металлов;
- Б – сепаратор из безоловянистой бронзы;
- Л – сепаратор из латуни;
- У – дополнительные требования к шероховатости поверхности деталей;
- С – подшипники закрытого типа при заполнении смазочным материалом;
- Т – специальные требования к твердости и механическим свойствам;

- Е – текстолитовый сепаратор;
- Р – детали подшипника изготовлены из теплоустойчивых сталей;
- К – имеются конструктивные изменения в деталях подшипников.

Основные типы подшипников качения и их характеристики

1. Шариковый радиальный однорядный подшипник в основном предназначен для восприятия радиальных нагрузок, но может воспринимать и небольшие осевые нагрузки. Обеспечивают осевое фиксирование вала в пределах своего осевого зазора, удовлетворительно работает при перекосе колец не более 8° , является наиболее массовым типом подшипников.

2. Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник предназначен для восприятия радиальных нагрузок в условиях возможности значительных (до 4°) перекосов колец подшипников вследствие несоосности отверстий под подшипники (в разных корпусах) и больших упругих деформаций валов. Подшипник допускает осевую фиксацию вала и очень небольшую нагрузку.

3. Шариковый радиально-упорный подшипник предназначен для восприятия радиальных и односторонних осевых нагрузок. Может воспринимать чисто осевую нагрузку. Один из бортов наружного или внутреннего кольца срезан почти полностью, что позволяет закладывать в подшипник на 135 больше шариков того же диаметра, чем в обычный радиальный шариковый подшипник. Подшипники выполняют с номинальными углами контакта шариков с кольцами $\beta = 12^{\circ}$ (тип 36000), $\beta = 26^{\circ}$ (тип 46000), $\beta = 36^{\circ}$ (тип 66000). Радиальная грузоподъемность этих подшипников на 30 – 40% больше, чем у шариковых радиальных. Шариковые радиально-упорные подшипники чувствительны к перекосам, характеризуются сравнительно малой радиальной и осевой жесткостью. С целью обеспечения регулировки величины зазора между шариками и кольцами, а также для восприятия двухсторонних осевых нагрузок устанавливают эти подшипники попарно. Применяют подшипники при средних и высоких частотах вращения.

4. Шариковый упорный подшипник предназначен для восприятия осевых нагрузок. Удовлетворительно работает при средних и низких частотах вращения. На горизонтальных валах он работает хуже, чем на вертикальных, и требует хорошей регулировки или постоянного поджатия колец пружинами.

5. Роликовый радиальный подшипник с короткими роликами предназначен для восприятия повышенных радиальных нагрузок. Грузоподъемность его на несколько десятков процентов выше грузоподъемности однорядного радиального шарикового. Весьма чувствителен к перекосам осей колец, в связи с чем требует жестких валов и точной соосности посадочных мест. Допускает некоторое взаимное осевое смещение колец, а поэтому удобен в случае больших температурных деформаций валов, при необходимости осевой самоустановки валов

(например, валов с шевронными зубчатыми колесами). Кроме подшипников основного типа с бортами на внутреннем кольце, применяют подшипники с бортами на наружном кольце, с дополнительным бортом или упорной шайбой.

6. Роликовый радиальный двухрядный сферический подшипник предназначен для восприятия особо больших радиальных нагрузок при возможности значительных ($0,5 - 2,5^0$) перекосов колец, но очень чувствителен к осевым нагрузкам. Дорожка качения наружного кольца выполнена по сферической поверхности. Ролики имеют форму симметричной или несимметричной бочки. Подшипники обладают высокими эксплуатационными показателями, но технологически наиболее сложны.

7. Роликовый радиально-упорный конический подшипник предназначен для восприятия совместно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок при средних скоростях. Радиальная грузоподъемность значительно выше, чем у радиального однорядного шарикоподшипника. Подшипник имеет весьма широкое применение в машиностроении. Отличается удобством сборки, разборки и регулировки зазоров. Подшипники особо чувствительны к перекосу осей. С целью обеспечения регулировки зазора между роликами и кольцами, а также восприятия двухсторонних осевых нагрузок подшипники устанавливают попарно.

8. Роликоподшипник игольчатый применяют при очень стесненных радиальных габаритах, при колебательном движении вала и малых скоростях. Подшипник обладает высокой радиальной грузоподъемностью, но осевых нагрузок не воспринимает. Иглы имеют диаметр $1,6...6$ мм и длину, в $4...10$ раз превосходящую диаметр. Иглы устанавливают без сепаратора или с сепаратором. Для максимального уменьшения радиальных габаритов применяют комплект игл в сепараторе без колец или с одним кольцом.

Стоимость подшипников зависит от их размеров, класса точности, сложности конструкции, типа сепаратора, массовости выпуска. Если стоимость радиальных однорядных шарикоподшипников условно принять за единицу, то подшипники сферические того же диаметра имеют примерно ту же стоимость; упорные шарикоподшипники на $12...15\%$ дешевле; радиально-упорные подшипники с латунным сепаратором в $2...2,5$ раза дороже; конические подшипники на $30...75\%$ дороже; цилиндрические роликоподшипники со стальным сепаратором в $1,2...1,6$ раза дороже; сферические роликоподшипники дороже более чем в 2 раза.

Соотношения стоимостей подшипников, отнесенные к динамической грузоподъемности, иные: самыми дешевыми оказываются конические роликоподшипники. Наиболее резко стоимость растет с повышением класса точности.

Приборы и оборудование: Наборы подшипников качения, мерительный инструмент.

Порядок выполнения работы:

1. Ознакомиться с инструкцией по охране труда и технике безопасности.
2. Получить у преподавателя набор подшипников и мерительный инструмент.
3. По справочной литературе ознакомиться с классификацией подшипников качения.
4. Ознакомиться с конструкцией подшипника.
5. Произвести замеры основных геометрических параметров подшипника (d – внутренний диаметр; D – наружный диаметр; B – ширина подшипника).
6. Ознакомиться с условным обозначением подшипника.
7. Повторить пункты 4...6 для каждого подшипника из полученного набора.
8. Убрать рабочее место.

Отчет по лабораторной работе состоит из следующих разделов:

1. Дать расшифровку условного обозначения подшипника.
 2. Выполнить эскиз подшипника, проставить его основные размеры.
 3. Найти в справочной литературе изучаемый подшипник, выписать его действительные размеры.
 4. Сравнить результаты выполненных измерений с табличными данными.
 5. Дать краткую характеристику подшипника.
 6. Дать сравнительную оценку изучаемых типов подшипников качения.
- Ответить на контрольные вопросы.

Контрольные вопросы:

1. Из каких деталей состоит подшипник качения? Какова роль сепараторов в подшипниках качения?
2. Каковы достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
3. Как классифицируются подшипники качения по направлению воспринимаемой нагрузки, по форме тел качения и по габаритным размерам?
4. Какие различают основные типы шарико- и роликоподшипников по конструкции и где они применяются?
5. Определите тип и размер внутреннего диаметра подшипников, имеющих условные обозначения: например, 408, 7206, 2306 и т.д.
6. Из каких материалов изготавливают тела качения, кольца, сепараторы подшипников?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8

МУФТЫ

Цель работы: изучить назначение, конструкции и элементы муфт.

Муфтами называются устройства, предназначенные для соединения валов друг с другом или с другими, вращающимися на валах деталями (зубчатыми колесами, шкивами и т.д.), с целью подачи вращения, а также выполнения других функций (гашение вибрации, смягчения толчков, и ударов, предохранение механизмов от перегрузок, включение и выключение механизмов без остановки двигателя).

Все муфты по управляемости делятся на следующие группы:

- 1) муфты постоянные соединительные, осуществляющие постоянное соединение валов—жесткие, компенсирующие, упругие;
- 2) муфты сцепные управляемые – кулачковые, зубчатые, фрикционные, электромагнитные;
- 3) Муфты сцепные самоуправляющиеся, в том числе по моменту (предохранительные), по направлению движения (обгонные), по скорости (центробежные).

Основной характеристикой муфт является передаваемый ими вращающий момент. Наиболее распространённые муфты стандартизированы и их основные параметры регламентируются ГОСТами или нормами. В этом случае муфты подбираются по большему диаметру соединяемых валов и расчетному моменту

$$T_p = kT,$$

где T – действительный передаваемый момент ; k – коэффициент режима работы муфты.

В приводах от электродвигателя обычно принимают: $k = 1.15...1.4$ при спокойной нагрузке; $k = 1.5...2$ при переменной нагрузке; $k = 2.5...4$ при ударной нагрузке.

После выбора муфты наиболее слабые звенья её проверяют на прочность по расчётному моменту.

При выборе конструкции муфты необходимо учитывать её назначение, особенности компоновки механизма, характер действия нагрузки и условия эксплуатации.

По своему назначению муфты делятся на:

- постоянные, не допускающие разъединения валов в процессе работы;
- сменные, позволяющие периодически соединять и разъединять соединяемые валы;
- предохранительные, ограничивающие частоту вращения и предохраняющие детали и машины от случайных перегрузок.

К постоянным муфтам относятся: глухие муфты, применяемые при соосном расположении валов; компенсирующие муфты, допускающие смещение и перекосы соединяемых валов; упругие муфты, смягчающие толчки и удары.

Постоянные соединительные муфты делятся на глухие подвижные, или компенсирующие, которые допускают некоторую неточность сборки.

Глухие муфты делятся: на втулочные (рис.1), продольно-свертные (рис.2) и поперечно-свертные (рис.3).

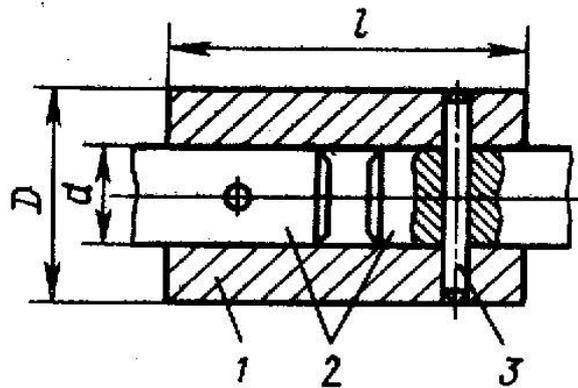


Рис. 1. Втулочная муфта:

1 – втулка, 2 – вал, 3 - штифт

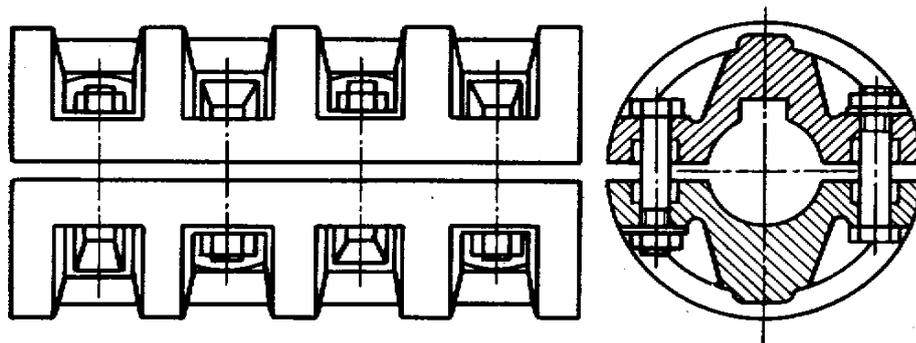


Рис.2. Продольно-свертная муфта

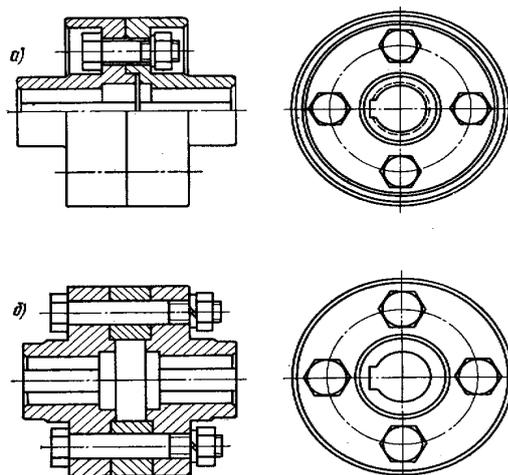


Рис.3. Поперечно-свертная муфта

Компенсирющие жесткие муфты имеют элементы, обладающие относительной подвижностью. К ним относятся:

- расширительные муфты (рис.4.) допускают небольшие осевые смещения вала, но требуют их соосности. Их рекомендуется применять при малых нагрузках и скоростях. Обычно принимают $l \approx d$; $\delta = 0.3d$.

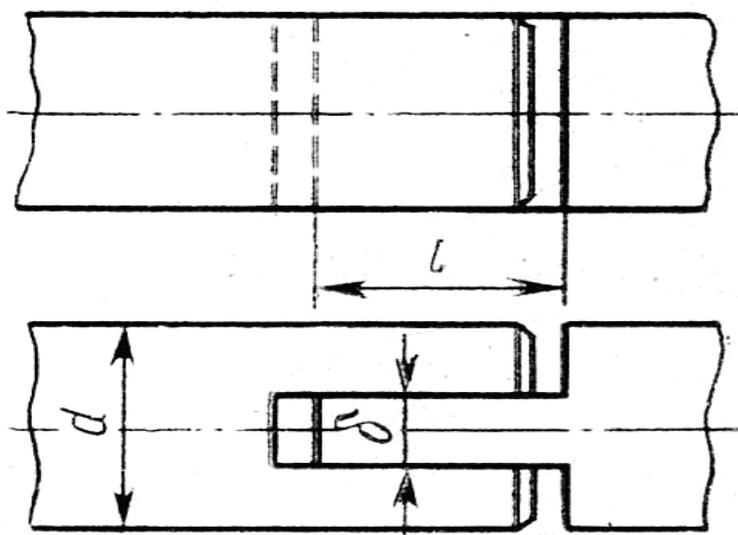


Рис.4. Расширительная муфта

- Поводковые муфты (рис. 5.а, б) применяют при диаметрах вала 3 – 12 мм. Эти муфты допускают несоосность и перекос осей валов. Они состоят из двух полумуфт – фланцев, закреплённых на валах штифтами или шпонками. На одном из фланцев устанавливают неподвижный или утапливаемый палец,

входящий в паз второго фланца. Поводковые муфты всегда имеют мертвый ход за счет зазора, образуемого посадкой пальца в пазу.

Для амортизации ударных нагрузок, например при изменении направления вращения, применяются упругие поводковые муфты (рис.5,в). В этих муфтах между дисками находится прокладка из резины или кожи толщиной 6 – 10 мм с отверстиями для пальцев, которые попарно закреплены в полумуфтах. При диаметрах вала больше 25 мм эти муфты применять не рекомендуется.

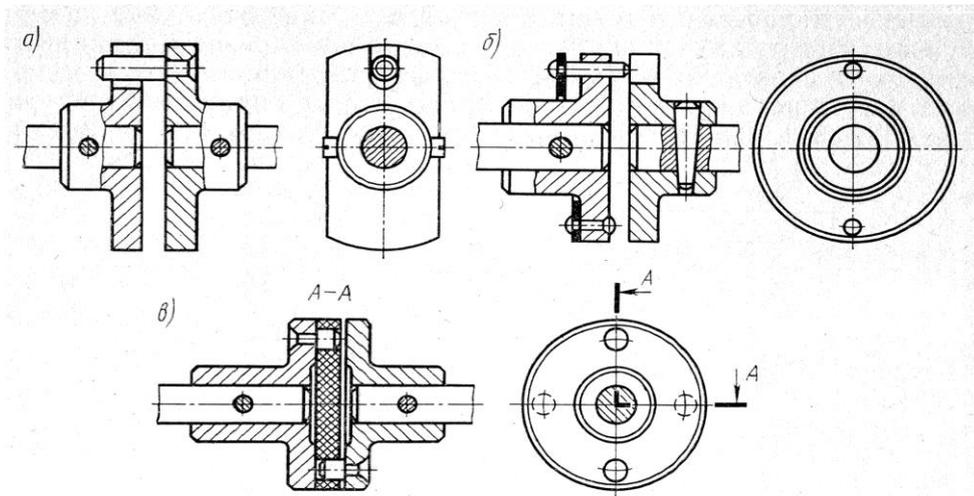


Рис.5.Поводковые муфты

- Упругие муфты применяют для уменьшения динамических нагрузок и могут способствовать гашению колебаний.

Наибольшее распространение получили втулочно-пальцевые муфты типа МУВП (рис.6.) и муфты с упругими оболочками (рис.7).

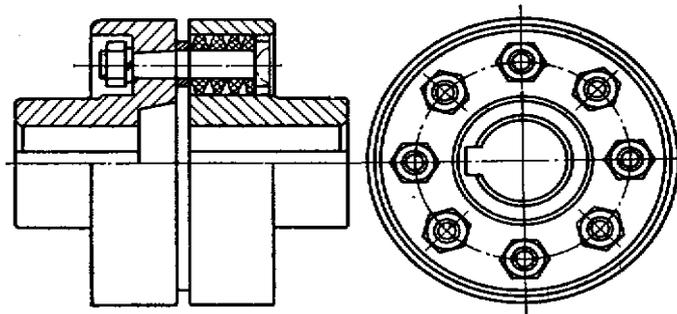


Рис.6. Втулочно-пальцевая муфта

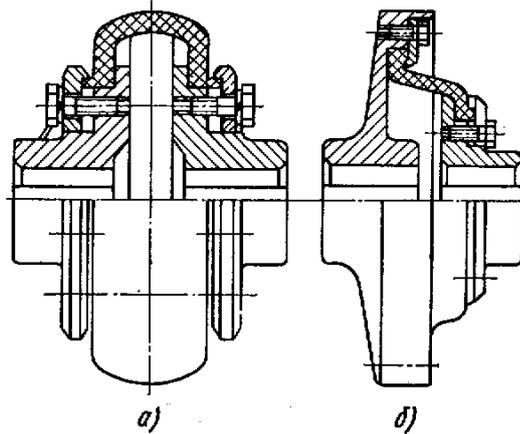


Рис.7. Муфта с упругой оболочкой

Упругая втулочно-пальцевая муфта способна передавать большие вращающие моменты 6,3 – 16000 Нм. Эта наиболее распространённая муфта имеет неметаллические упругие элементы из резины. Она обладает хорошей демпфирующей способностью и электроизоляционными свойствами. Муфта состоит из двух дисковых полумуфт, в одной из которых в конических отверстиях закреплены пальцы с надетыми на них резиновыми втулками или кольцами. Кольца имеют трапецевидное сечение, что выравнивает напряжения в них. Число пальцев составляет 3 -12.

В системах автоматики и мехатронных устройствах находят применение упругие муфты с резиновой звёздочкой. Они используются для передачи крутящего момента $T = 2.5...400 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при диаметре вала 6...45 мм и обладают хорошими эксплуатационными качествами. Муфта состоит из двух полумуфт 1, 2 фланцевого типа (рис.8) с торцевыми выступами и резиновой звёздочки 3, зубья которой расположены между выступами.

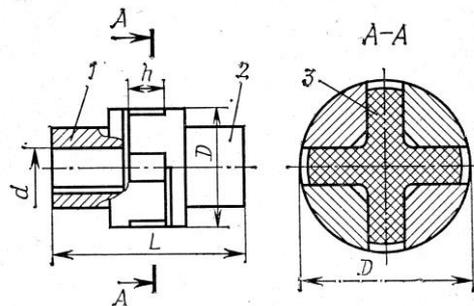


Рис.8. Муфта с резиновой звёздочкой

Муфта допускает радиальное смещение осей до 0,2 мм и перекос осей до $1^{\circ}30'$.

Крестовая муфта с плавающим диском состоит из двух полумуфт с пазами и промежуточного диска с крестообразно расположенными выступами (рис.9). Эта муфта допускает большие, чем у поводковых муфт, смещение осей валов $e < 0.05d$ и перекос осей до 1° . Кпд муфты в среднем

составляет 0,96. Полумуфты и диски изготавливают из стали и подвергают поверхностной закалке.

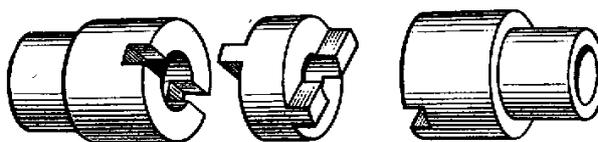


Рис. 9. Крестовая муфта

Мембранная муфта (рис.10.) допускает перекос осей валов до $2^{\circ}30'$ и смещение осей до $\pm 0,7\text{мм}$. Муфта обладает небольшим упругим мёртвым ходом, не превышающим $6...12'$. Эти муфты применяют для передачи малых моментов в тихоходных и среднескоростных механизмах. Мембраны изготавливают из стали, фосфористой бронзы, текстолита и других материалов. Момент передаётся с одной полумуфты на другую через мембрану 1. Размеры мембранных муфт в зависимости от диаметра валов ($d=4...12\text{мм}$) приводятся в справочной литературе.

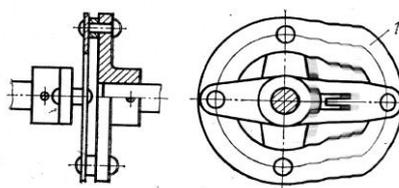


Рис.10.Мембранная муфта

Шарнирная (карданная) муфта (рис.11) применяется для передачи вращающего момента между валами, расположенными под углом $\nu \leq 45^{\circ}$, или параллельными валами. Муфта состоит из двух универсальных шарниров Гука, каждый из которых состоит из двух вилок, соединённых крестовиной.

Для осевого смещения валов во время работы применяют телескопический промежуточный вал.

Параметры малогабаритных шарнирных муфт стандартизованы для валов диаметров $d = 8...40\text{мм}$.

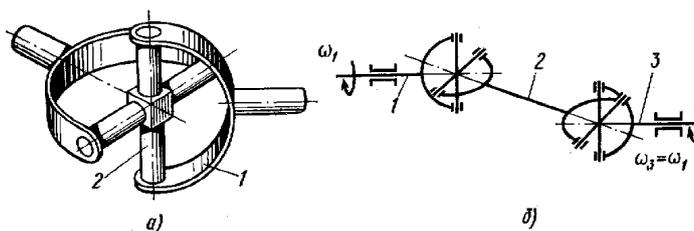


Рис.11. Шарнирная муфта

Сцепные муфты применяют для временного соединения и разъединения валов. Они делятся на кулачковые и зубчатые; фрикционные и электромагнитные.

Кулачковая муфта состоит из двух полумуфт с кулачками на торцовых поверхностях (рис. 12). Одна полумуфта 2 жестко закрепляется на валу 1, другая полумуфта 7 может свободно передвигаться на шпонке 6 или шлицах по другому обычно ведомому валу 5 с помощью управляющего устройства 4. При включении кулачки одной полумуфты входят во впадины другой, создавая жесткое соединение валов. Муфты устанавливают на соосных валах с применением центрирующего кольца 3. Включение муфт предпочтительно производить при остановке механизма. При движении включение сопровождается ударами.

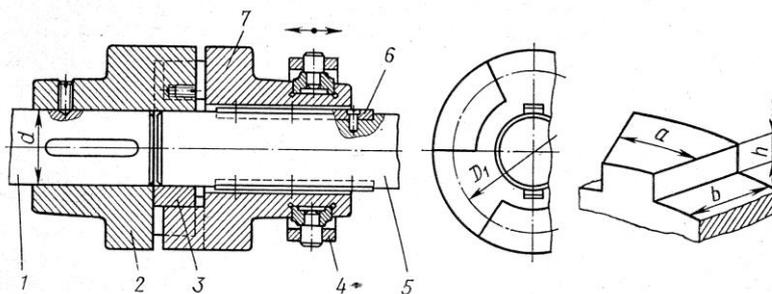


Рис. 12. Кулачковая муфта

ПОРЯДОК РАБОТЫ

1. Вычертить схемы изучаемых муфт, указать порядок передачи крутящего момента от одной детали к другой.
2. Измерить основные геометрические размеры элементов муфт и нанести их на схемы.

Контрольные вопросы

1. Для чего используются муфты?
2. По каким признакам классифицируют муфты?
3. Достоинства и недостатки глухих муфт.
4. Какие муфты компенсируют несоосность?
5. Какие функции выполняют упругие муфты?
6. Классификация сцепных муфт по назначению.

Перечень лабораторного оборудования

Модели механизмов и устройств:

1. Модели передач с гибкой связью (ременные, цепные).
2. Модели фрикционных механизмов – прибор ТММ – 21А (инв.номер 104.657).
3. Модели многоступенчатых зубчатых механизмов(цилиндрические редукторы, червячные редукторы, планетарные и дифференциальные редукторы):
 - Прибор ТММ-42(инв. номер 104.647);
 - Прибор ТММ – 32;
 - Прибор ТММ 6/1-5 (инв. номер 104.652);
 - Прибор ТММ 5М/1-12 (инв. номер 104.631).
4. Промышленный робот РФ-204М (инв. номер 104.52).