

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**Московский энергетический институт
(технический университет)
Волжский филиал**

Кафедра Механики и материаловедения

Строков В.Л.

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКЕ

Методические указания

Рецензент:
Крюков А.И., к.т.н., профессор ВолгИСИ

Строков В.Л.

Лабораторные работы по прикладной механике. Методические указания.
Волжский: ВФ МЭИ (ТУ), 2001.- 42 стр.

Методические указания включают лабораторные работы по основным типам механических передач, соединений деталей, подшипников качения и кинематическому расчету передач; предусматривают знакомство студентов с конструкциями и расчетными зависимостями при определении параметров передач и соединений.

Методические указания составлены в соответствии с рабочей программой курса для студентов, обучающихся по специальностям 1005, 1006, 1007, 1016, 2102.

Рекомендовано к применению в учебном процессе УМС ВФ МЭИ (ТУ).

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА МАШИНЫ

1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

1. Составление кинематических схем привода в соответствии с обозначениями по ГОСТ 2.770-68.
2. Выбор электродвигателя по силовым и кинематическим параметрам на рабочем органе.
3. Определение частот вращения, мощностей и крутящих моментов на валах привода.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Приводом называется устройство для приведения в действие от двигателя различных рабочих машин. По роду использования энергии различают следующие приводы: *механический*, осуществляемый с помощью механической передачи, например, зубчатой, фрикционной, цепной, ременной и пр.; *гидравлический*, основанный на применении энергии сжатой жидкости; *пневматический*, действующий с помощью сжатого воздуха, и *электрический*.

В данной лабораторной работе рассматривается механический привод, в котором для передачи энергии от двигателя к рабочей машине применяется *редуктор*. Это механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач (или тех и других вместе) с постоянным передаточным числом, выполненный в виде отдельного агрегата.

По типу передачи редукторы бывают: зубчатые, червячные, червячно-зубчатые, планетарные (рис. 1.1; 1.2).

По числу степеней – одноступенчатые (рис. 1.1а), двухступенчатые (рис. 1.1б, в) и т.д.

По типу зубчатых колес – конические (рис. 1.2а,б), цилиндрические (рис. 1.2б), коническо-цилиндрические (рис. 1.2б), червячные (1.2 в, г).

Кинематическая схема редуктора может быть развернутой, соосной, с раздвоенной ступенью и т.д. (рис. 1.1).

Наибольшее распространение получили простые 2-х или 3-х ступенчатые редукторы. Их передаточное число находится в диапазоне 10...120. Применение большого передаточного числа "U" в одной степени редуктора нерационально из-за увеличения габаритов.

Червячные редукторы имеют большое передаточное число (10-40 и выше), отличаются плавностью и бесшумностью работы, но из-за низкого КПД (0,8-0,85) и высокой стоимости применяются относительно редко.

3 ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИНАДЛЕЖНОСТИ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

3.1. Стенды, на которых установлены приводы различных конструкций.

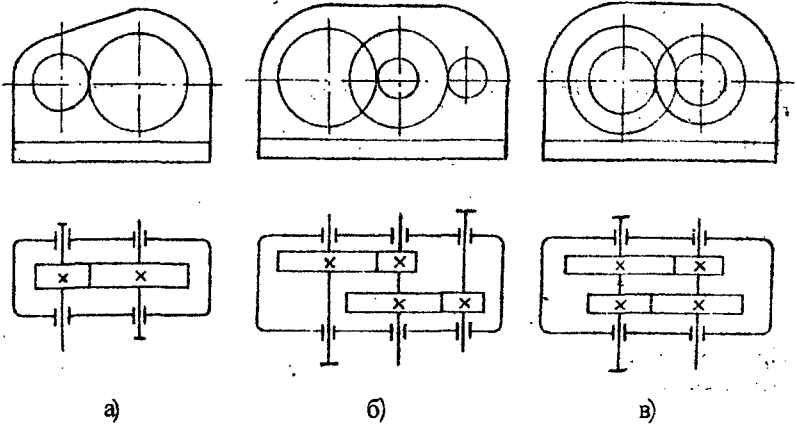


Рис. 1.1 Кинематические схемы редукторов (по типу передачи)
а – одноступенчатые; б, в – двухступенчатые

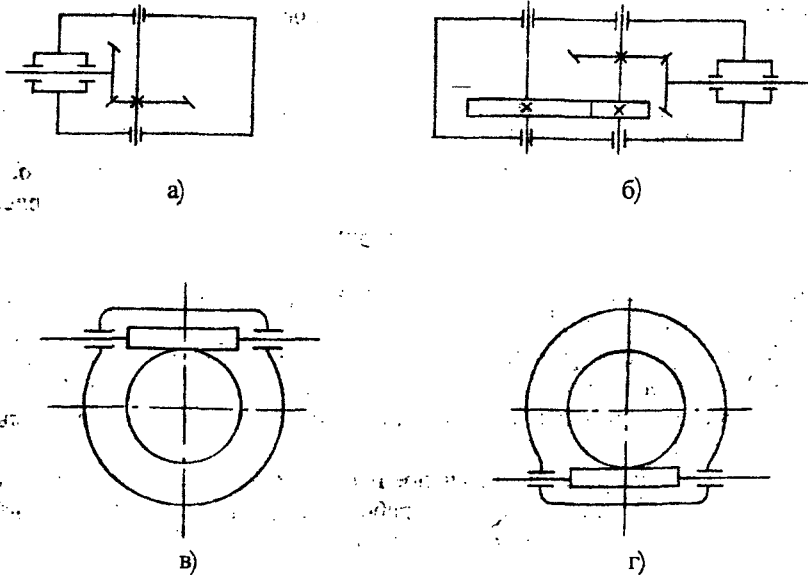


Рис. 1.2 Кинематические схемы редукторов (по типу зубчатых колес)
а – конические; б – цилиндрические, конические, конически-цилиндрические,
в, г – червячные

4 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 4.1. Ознакомиться с конструкцией и принципом работы механического привода (номер стенда и исходные данные для расчета выдаются преподавателем).
- 4.2. Составить кинематическую схему привода. (МО.)
- 4.3. Выбрать электродвигатель по силовым и кинематическим параметрам на приводном валу.
- 4.4. Определить частоты вращения, мощности и крутящие моменты на валах привода.

5 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

По приведенной схеме привода (выдается преподавателем) и исходным данным определить мощность электродвигателя и величину крутящих моментов на валах. (Справочные материалы берутся у преподавателя).¹

Пример выполнения лабораторной работы:

Дано:

$F = 8800 \text{ Н}$ (окружная сила);

$V = 0,6 \text{ м/с}$ (скорость барабана);

$D_6 = 0,5 \text{ м}$ (диаметр барабана).

Находим на ведомой звездочке цепной передачи (на барабане) мощность выходного вала:

$$P_{\text{ВЫХ}} = F \cdot V = 8800 \cdot 0,6 = 5280 \text{ Вт} = 5,28 \text{ кВт}$$

Общий КПД привода:

$$\eta_{\text{ОБЩ}} = \eta_{\text{ЦП}} \cdot \eta_{\text{ЗП}} = 0,93 \cdot 0,97 = 0,902.$$

Потребная мощность электродвигателя:

$$P_{\text{ДВ}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{ОБЩ}}} = \frac{5,28}{0,902} = 6 \text{ кВт}$$

Частота вращения выходного (ведомого) вала:

$$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D_6} = \frac{60 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 0,5} = 22,9 \text{ мин}^{-1}$$

Определяем ориентировочное число оборотов электродвигателя $n_{\text{ДВ (прибл)}}$ при заданной схеме привода.

Учитывая средние рекомендуемые значения передаточных чисел для цилиндрических, конических и др. видов передач, общее (ориентировочное) передаточное число привода будет:

$$U_{\text{(ориент)}} = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 = 4,5 \cdot 4 \cdot 2,5 = 45.$$

Тогда

$$n_{\text{ДВ (прибл)}} = n_{\text{ВЫХ}} \cdot U_{\text{(ориент)}} = 22,9 \cdot 45 = 1030 \text{ мин}^{-1},$$

где U_1 – передаточное число первой ступени редуктора;

U_2 – передаточное число второй ступени редуктора;

U_3 – передаточное число цепной передачи.

По найденному ориентировочному числу оборотов электродвигателя $n_{ДВ}$ (прибл.) и потребной мощности $P_{ДВ}$ выбираем электродвигатель А02-51-4:

$$P_{НОМ} = 7,5 \text{ кВт}, \quad n = 1450 \text{ об / мин.}$$

Определяем фактическое передаточное число привода:

$$U_{CP} = \frac{n_{ДВ}}{n_{ВЫХ}} = \frac{1450}{22,9} = 62.$$

Производим разбивку общего передаточного числа на отдельные ступени.

Принимаем передаточные числа $U_1 = 4,5$; $U_2 = 4$ по ГОСТ 2185–86, тогда

$$U_3 = \frac{U_{CP}}{U_1 \cdot U_2} = \frac{62}{4,5 \cdot 4} = 3,45.$$

Определяем мощности на валах:

$$P_1 = 6 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 6 \cdot 0,97 = 5,28 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 = 5,28 \cdot 0,97 = 5,64 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_{ДВ} = 5,28 \text{ кВт}.$$

Частота вращения и угловая скорость валов будут:

$$n_1 = n_{ДВ} = 1450 \text{ мин}^{-1}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} = 151,76 \text{ рад/с}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_1} = \frac{1450}{4,5} = 322,2 \text{ мин}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_1} = \frac{151,76}{4,6} = 33,72 \text{ рад/с}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_2} = \frac{322,2}{4} = 80,5 \text{ мин}^{-1}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_2} = \frac{33,72}{4} = 8,43 \text{ рад/с}$$

$$n_4 = n_{\text{вых}} = 22,9 \text{ мин}^{-1}$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{U_3} = \frac{8,43}{3,45} = 2,44 \text{ рад/с}$$

Крутящие моменты на валах определяются:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{6 \cdot 10^3}{151,76} = 39,53 \text{ Нм} = 39,59 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{5,82 \cdot 10^3}{33,72} = 172,5 \text{ Нм} = 172,5 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{5,64 \cdot 10^3}{8,43} = 670 \text{ Нм} = 670 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{5,28 \cdot 10^3}{2,44} = 2163 \text{ Нм} = 2163 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

Можно определить крутящие моменты следующим образом:

$$T_2 = T_1 \cdot U_1 \cdot n_1 = 39,53 \cdot 4,5 \cdot 0,97 = 172,5 \text{ Нм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot U_2 \cdot n_2 = 172,5 \cdot 4 \cdot 0,97 = 670 \text{ Нм}$$

$$T_4 = T_3 \cdot U_3 \cdot n_3 = 670 \cdot 3,45 \cdot 0,93 = 2163 \text{ Нм}$$

Общие сведения о редукторах: что называется редуктором, его назначение, основные типы редукторов, передаточные числа.

Схемы редукторов: цилиндрических, конических, червячных.

Кинематический расчет привода: по заданной схеме и исходным данным.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА МАШИНЫ

Схема привода	Исходные данные

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Наименование валов	Мощность	Число оборотов	Угловая скорость	Примечание
Ведущий				Тип электродвигателя:
Промежуточный				
Ведомый				Передаточные числа:

ВЫБОР МАТЕРИАЛА, ВИДА ТЕРМООБРАБОТКИ И ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ РАБОТЫ

Изучение материалов, применяемых для изготовления зубчатых колес, а также существующих видов термообработки, влияние величины твердости на прочностные показатели. Освоение методики определения допускаемых напряжений для выбранных материалов.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАБОТЫ

Исходные данные:

Дано:

Частота вращения шестерни n_1 , об/мин;

частота вращения колеса n_2 , об/мин;

режим нагружения — согласно графику нагрузки;

работа реверсивная $K_{Fc} = 0,7 \dots 0,8$

коэффициент годовой нагрузки $K_{200} = 0,5$;

коэффициент суточной нагрузки $K_{сут} = 0,25$.

ис. 5400 01 101

1) Выбор материала и термообработки (см. табл. 2.1).

При выборе материалов для зубчатых колес следует учитывать высокую стоимость легированных сталей. Поэтому без необходимости не следует назначать марки сталей 38ХМЮА, 18Х2Н4МА, 12ХВЗА и др.

Назначаем материал шестерни и колеса по таблице 2.1.

2) Общее время работы передачи в часах определяется по формуле:

$$t = K_{лет} \cdot K_{200} \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{сут}$$

где $K_{лет}$ — время эксплуатации в годах.

3) Число циклов нагружения зуба определяется как:

$$N_1 = n_1 \cdot t; \quad N_2 = n_2 \cdot t;$$

Если нагрузка меняется в процессе работы, то в расчете используем эквивалентное число циклов нагружения зуба.

$$N_{HL_1} = 60 \cdot n_1 \cdot t; \quad N_{HE_2} = 60 \cdot n_2 \cdot t$$

Определяем коэффициент долговечности для шестерни и колеса:

$$K_{HL_1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_1}}{N_{HE_1}}}; \quad K_{HL_2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_2}}{N_{HE_2}}}$$

где N_{HO} — значение базового числа циклов нагружения берется по графику (рис. 2.1 и 2.2).

Таблица 2.1

Выбор материала термообработки

Термообработка	Твердость зубьев		Группа сталей	σ_{OH}^{**} , МПа	S_H	σ_{OF}^{**} , МПа	S_F	$[\sigma]_{Hmax}^{**}$, МПа	$[\sigma]_{Fmax}^{**}$, МПа
	на поверхности	в сердцеvine							
Нормализация Улучшение	HV 180...350	HV 180...350	40*, 45*, 40X*, 40XH*, 45XЦ, 35XM и др.	2HB+70	1,1	1,8HB	1,75	2,8 σ_T	2,74HB
			40X*, 40XH*, 45XЦ, 35XM и др.	18HRC+150		550			
Закалка ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$ мм)	HRC 56...63 HRC 45...55	HRC 25...35	55ПЦ, У6	17HRC ^{пов} +200		900			
			35XM*, 40X*, 40XH* и др.			650			
Закалка ТВЧ сквозная с охлаждением в заливке (модуль $m_n \geq 3$ мм)	HRC 45...55	HRC 45...55	35XM*, 40X*, 40XH* и др.			550	1,75	40HRC ^{пов} 30HRC ^{твс}	1000
			35XЮА*, 38XМЮА 40X*, 40XФБА, 40XНМА и др.			1050			
Азотирование	HRC 57...67 HRC 50...59	HRC 24...40	Цементуемые стали всех марок			750			
			Молбленковые стали 25X1М, 25X1НМ			1000			
Цементация и закалка	HRC 55...63		Безмолибденные стали 25X1Г, 30X1Г, 35X и др.			750	1,55	40HRC ^{пов}	1520
			23HRC ^{пов}						
Нитроцементация	HRC 57...63	HRC 30...45							

* Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.

** Значения σ_{OH} , σ_{OF} , $[\sigma]_{Hmax}$, $[\sigma]_{Fmax}$ определяют по средней твердости зубьев.

HRC^{пов} – твердость поверхности зуба, HRC^{сердц} – твердость сердцевины зуба;

σ_{OH} , σ_{OF} – длительные пределы выносливости;

S_H , S_F – коэффициенты безопасности;

$[\sigma]_{Hmax}$, $[\sigma]_{Fmax}$ – предельные допускаемые напряжения.

Учитываем, что $1 < K_{HL} < 2,6$ при $HV < 350$ и $1 < K_{HL} < 1,8$ при $HV < 350$ и, в случае $K_{HL} < 1$, принимаем $K_{HL1} = 1$.

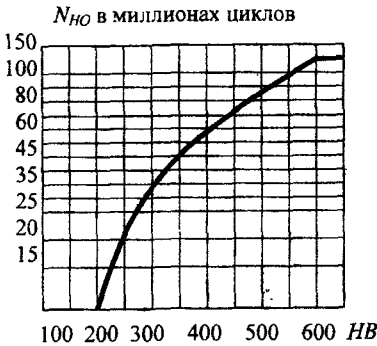


Рис. 2.1 Зависимость базовых циклов от твердости по Бринелю

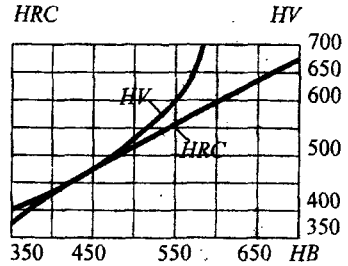


Рис. 2.2 Связь HRC и HB

Длительные пределы контактной выносливости σ_{OH1} , σ_{OH2} (рис. 2.3) для материала шестерни и колеса берутся из таблицы 2.1.

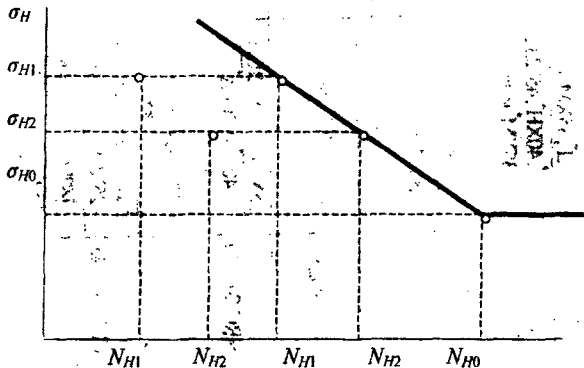


Рис. 2.3 К определению базового числа циклов

Тогда допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни и колеса:

$$[\sigma_H]_{P1} = \frac{\sigma_{OH1} \cdot K_{HL1}}{S_H}; \quad [\sigma_H]_{P2} = \frac{\sigma_{OH2} \cdot K_{HL2}}{S_H}$$

Значения коэффициентов безопасности берутся из таблицы 2.1. Аналогично находятся допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$

1. Эквивалентное число циклов нагружения:

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot t, \quad N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot t.$$

2. Находим коэффициент долговечности при изгибе для материала шестерни и колеса. При этом значение базового числа нагружений для всех материалов и значений твердости принимаем:

$$N_{Fo} = 4 \cdot 10^6, \quad K_{HL1} = \sqrt[m]{\frac{N_{Fo}}{N_{FE1}}}, \quad K_{HL2} = \sqrt[m]{\frac{N_{Fo}}{N_{FE2}}}$$

где $m = 6$, при $HB < 350$, $1 < K_{FL} < 2$,
 $m = 9$, при $HB > 350$, $1 < K_{FL} < 1,6$.

Длительный предел изгибной выносливости $\sigma_{F \text{ lim } b1}$, $\sigma_{F \text{ lim } b2}$ (по табл. 2.1).

Тогда допускаемое напряжение изгиба при расчете на усталость:

$$[\sigma_F]_{P1} = \frac{\sigma_{OF1} \cdot K_{FL1} \cdot K_{Fc}}{S_F}; \quad [\sigma_F]_{P2} = \frac{\sigma_{OF2} \cdot K_{FL2} \cdot K_{Fc}}{S_F}$$

3 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Получить у преподавателя исходные данные.
2. Провести расчеты в соответствии с разделом 2.
3. Сравнить полученные результаты с реальным объектом.
4. Дать самостоятельно ответы на следующие вопросы:
 - а) какие материалы используются для изготовления зубчатых колес?
 - б) какие виды термообработки принимаются для получения той или иной твердости?
 - в) в чем преимущества и недостатки зубчатых колес с твердостью рабочей поверхности зубьев больше 350 *HB* и меньше 350 *HB*?
 - г) какие виды разрушений характерны для закрытых и открытых передач?
5. Отчет должен представлять собой расчеты и ответы (п.4 раздел 3) на вопросы и заключение преподавателя.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА И ЕГО ДЕТАЛЕЙ

1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Ознакомление с конструкцией двухступенчатого редуктора;
2. Определение основных геометрических параметров зубчатых передач редуктора путем замеров и расчетов;
3. Определение геометрических размеров корпусных деталей, подшипников, шпонок и других деталей редуктора.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Редуктором называется одна или несколько передач, установленных в закрытом корпусе и предназначенных для снижения угловой скорости и увеличения крутящего момента на ведомом валу.

Широко используются редукторы, представляющие собой систему зубчатых и червячных передач. Наиболее широкое распространение в современном машиностроении получили редукторы с цилиндрическими зубчатыми колесами. Это обусловлено их следующими преимуществами:

- 1) простота конструкции;
- 2) высокая нагрузочная способность (до нескольких тысяч kBm);
- 3) относительно малые габаритные размеры;
- 4) большая долговечность и надежность в работе;
- 5) высокий КПД (0,97...0,98);
- 6) постоянство передаточного числа « U »;
- 7) широкий диапазон скоростей (до 150 m/c).

К недостаткам зубчатых передач относятся:

- 1) относительная сложность изготовления зубчатых колес;
- 2) наличие динамических нагрузок и, как следствие, возникновение шума в работе, особенно при больших скоростях.

Основными деталями редуктора являются цилиндрические зубчатые колеса быстроходной и тихоходной ступеней. Прямозубые зубчатые колеса применяются при окружной скорости до 0,5 m/c . При больших скоростях используются косозубые колеса. Шевронные колеса применяются в случае передачи больших мощностей. Основные габаритные размеры корпуса редуктора зависят от размеров зубчатых колес.

Зубчатые колеса соединяются с валами при помощи шпонок, причем в определенных местах валов они фиксируются втулками. Стальные шестерни с диаметрами вершин зубьев, не превышающими двойные диаметры валов, изготовлены как одно целое с валами.

Смазывание зубчатых колес редукторов при окружных скоростях до 12...15 m/c осуществляется окунанием колес в масляную ванну. Такой способ смазывания зубьев называется смазочным окунанием или картерной смазкой. Масло должно покрывать рабочие поверхности зубьев. Тихоходные зубчатые колеса редуктора при необходимости допускается погружать в масло на глубину до $1/3$ радиуса делительной окружности.

Валы устанавливаются на подшипниках качения. Внутренние кольца подшипников напрессовываются с натягом. Ширина колец подшипников по отношению к диаметрам валов небольшая, поэтому при напрессовке колец на валы возможен перекос осей. Для предотвращения перекосов осей торец вала, в который упирается кольцо, выполняется перпендикулярно к оси вала. Наружное кольцо подшипника в расточку корпуса редуктора ставится свободно. Такая посадка подшипника в корпус позволяет наружному кольцу во время работы занять такое положение, которое обеспечивает лучший контакт элементов качения с кольцами подшипников.

Уплотнения ставят в кольца подшипников, через которые выходят концы ведомых валов. Назначения уплотнений – предотвратить попадание механических частиц в подшипники и зацепление через зазоры между крышками и

валами, а также предотвратить вытекание масла из редуктора. Уплотнения выполняются в виде колец из войлока, пропитанного маслом. Войлочные кольца вводятся в кольцевые пазы крышек, имеющих в сечении форму трапеции. Такая форма пазов обеспечивает лучшее обжатие вала войлоком.

Контроль уровня масла производится при помощи маслоуказателя. В нижней части корпуса редуктора для слива масла предусмотрено отверстие. Оно закрывается пробкой.

Редукторы могут быть одно-, двух-, трех- и многоступенчатыми. Одноступенчатые редукторы в основном применяются при передаточных числах до 10, двухступенчатые – в пределах 8...65 и трехступенчатые – в пределах 37...315. Редукторы могут быть развернутые или соосные, с горизонтальным или вертикальным расположением валов.

На рисунке 3.1 показан сборочный чертеж двухступенчатого редуктора, состоящего из следующих элементов (деталей): 1 – корпус редуктора; 2 – крышка редуктора; 3 – шестерни; 4 – ведомые колеса; 5 – вал ведущий (быстроходный); 6 – вал промежуточный; 7 – вал ведомый (тихоходный); 8 – подшипники качения; 9 – глухая крышка подшипника; 10 – сквозная крышка подшипника; 11 – крышка смотрового окна; 12 – отдушина; 13 – проушины; 14 – маслоуказатель; 15 – маслосливная пробка; 16 – штифт; 17 – крепежные болты; 18 – шпонка; 19 – маслоотбойные кольца; 20 – втулка распорная; 21 – отжимный болт; 22 – отверстие под фундаментальный болт.

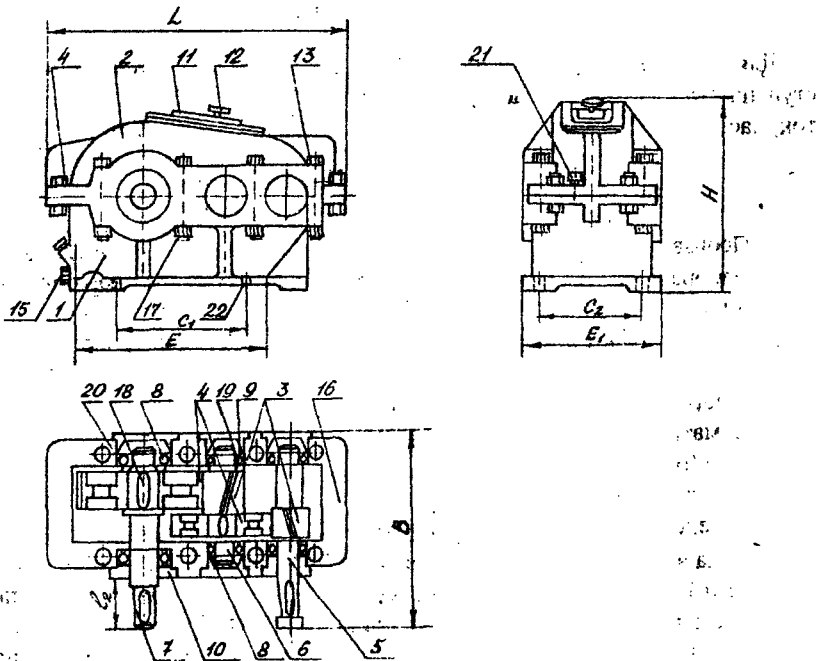


Рис.3.1 Двухступенчатый редуктор

Редуктор имеет жесткий металлический корпус (1), в котором размещаются все детали передачи. Корпус редуктора воспринимает усилия, действующие в передачах, поэтому он должен быть достаточно жестким и прочным. Корпус редуктора для удобства сборки, как правило, состоит из двух частей: основания (1) и корпуса (2). Плоскость разъема в основном проходит через оси валов.

Взаимное расположение основания корпуса и его крышки фиксируют двумя коническими штифтами (16), размеры которых принимают по ГОСТ 3129-80; с целью облегчения отделения крышки от основания при разборке редуктора предусматривают два отжимных болта (21). На крышке корпуса или на крышке смотрового окна (11) устанавливают отдушину (12). Она предотвращает повышение давления внутри редуктора при больших скоростях вращения зубчатых колес. Контроль уровня масла производится при помощи маслоуказателя (14). Отверстие для слива масла закрывается пробкой (15). Для подъема редуктора и его транспортировки на крышке корпуса устанавливают рым-болты или предусматривают специальные проушины (13). Основными деталями редуктора являются зубчатые колеса, которые могут изготавливаться прямозубыми, косозубыми и шевронными. Прямозубые зубчатые колеса применяются при окружных скоростях до 5,0 м/с. При больших скоростях используются косозубые зубчатые колеса. В случае передачи больших мощностей рекомендуется применение шевронных зубчатых колес.

3 ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИНАДЛЕЖНОСТИ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Для выполнения лабораторной работы студентам выдаются: одно-, двух- и трехступенчатые редукторы, набор гаечных ключей и отверток, набор прокладок, молоток, масштабная линейка, штангенциркуль, транспортер, копировальная бумага.

4 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 1) Производится внешний осмотр редуктора, соответствие редуктора и его чертежа.
- 2) Отворачиваются винты, соединяющие крышку смотрового окна с крышкой редуктора.
- 3) Отворачиваются болты, соединяющие крышку смотрового отверстия (редуктора) с корпусом.
- 4) Заворачиваются отжимные болты, снимается крышка редуктора.
- 5) Осматриваются детали и узлы редуктора, измеряются габаритные размеры редуктора (рис. 3.1).
- 6) Определяются тип передачи и полная характеристика редуктора.
- 7) Определяются направление и угол наклона зубьев « β ». Для определения угла наклона зубьев лист чистой бумаги с копировальной бумагой заложить между зубьями и повернуть колеса. По отпечаткам на бумаге, полученным после поворота колеса на бумаге, измеряется транспортером угол наклона зубьев.
- 8) Составляется кинематическая схема редуктора, определяются основные размеры и наносятся на чертеж (рис. 3.2).

Замеряемые величины	Обозначение	Размеры	Примечания
в) тихоходной ступени	$a_{вт}$		
5. Быстроходный вал:			
Диаметр	d_δ		
Длина	l_δ		
Вылет	l_1		
6. 1-й промежуточный вал:			
Диаметр	d_{a1}		
Длина	l_{a1}		
7. 2-й промежуточный вал:			
Диаметр	d_{a2}		
Длина	l_{a2}		
8. Тихоходный вал:			
Диаметр	d_T		
Длина	l_T		
9. Диаметры вершин зубьев:			
а) быстроходной ступени	d_{a2}		
б) промежуточной ступени	d_{a4}		
в) тихоходной ступени	d_{a6}		
10. Ширина шестерен и колес:			
а) быстроходной ступени	b_1 b_2		
б) промежуточной ступени	b_3 b_4		
в) тихоходной ступени	b_5 b_6		
11. Числа и углы наклона β зубьев колес:			
а) быстроходной ступени	$Z_1; \beta_1; Z_2; \beta_2$		
б) промежуточной ступени	$Z_3; \beta_3; Z_4; \beta_4$		
в) тихоходной ступени	$Z_5; \beta_5; Z_6; \beta_6$		
12. Толщина стенки редуктора	δ		
13. Толщина нижнего фланца	δ_1		

Таблица 3.2

Сводная таблица подсчетов

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы	Результаты подсчетов		
			Быс. ступ.	Пром. ступ.	Тих. ступ.
1. Передаточное число	U	$U = \frac{Z_2}{Z_1}$			
2. Торцевой модуль зацепления зубчатой передачи, мм	m_t	$m_t = \frac{2 \cdot a_w}{Z_1 + Z_2}$			

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы	Результаты подсчетов		
			Быс. ступ.	Пром. ступ.	Тих. ступ.
3. Делительные диаметры, мм	$d_1; d_2$	$d_1 = m_t \cdot Z_1$			
4. Диаметры впадин зубьев, мм	$d_{f1}; d_{f2}$	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot c$			
5. Начальные диаметры колес, мм	$d_{w1}; d_{w2}$	$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{(U+1)}$			
6. Коэффициент ширины колеса по диаметру	ψ_{bd}	$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$			

6 ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представляется ответ на цели и задачи лабораторной работы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

1. Ознакомление с конструкцией червячного редуктора и назначением его деталей.
2. Определение основных конструктивных параметров червячной передачи путем замеров и расчетов.
3. Ознакомление с методами вычерчивания чертежа червячной передачи.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Червячные передачи используются для передачи движения валам с перекрещивающимися осями в пространстве. Величина угла перекрещивания осей может быть различной, однако на практике обычно равна 90° .

Широкое распространение имеют червячные редукторы. Они различаются по расположению червяка, вызванного конструктивными особенностями механизма:

- 1) с нижним расположением червяка. Такие редукторы используются при окружных скоростях до $4-5 \text{ м/с}$;
- 2) редукторы с верхним расположением червяка используются при скоростях вращения червяка свыше 5 м/с ;
- 3) с боковым расположением червяка. В этом случае червяк будет расположен вертикально или горизонтально. Условия смазки зацепления и подшипников в таких редукторах неблагоприятны. Поэтому они используются только в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машин.

Червячная передача (рис. 4.1) состоит из червяка – винта с трапецеидальной нарезкой и червячного колеса с косыми зубьями особой формы. В осевом сечении колесо представляет собой гайку, частично охватывающую витки червяка, а червяк – зубчатую гайку, входящую в зацепление с червячным колесом.

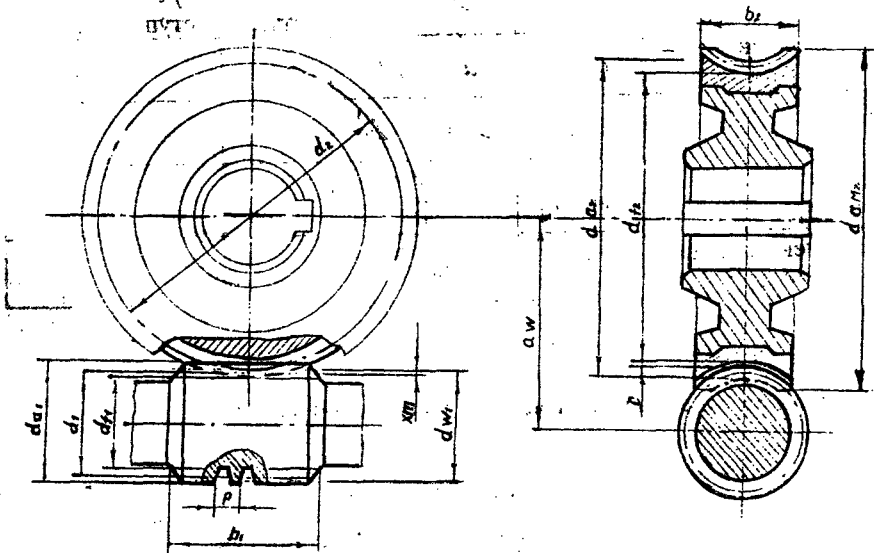


Рис.4.1 Схема червячного редуктора

По геометрической форме поверхности, на которой выполнены витки, различают червяки глобоидные (рис.4.2) и цилиндрические (рис.4.3).

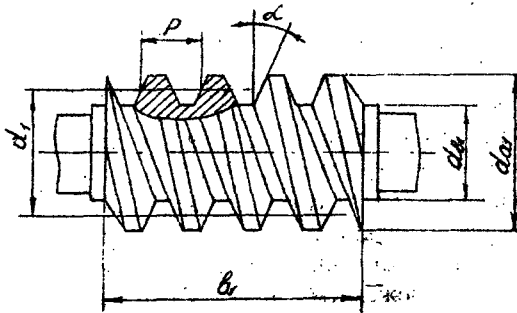


Рис.4.2 Схема глобоидного червяка

Наибольшее распространение получили цилиндрические червяки, а глобоидные появились сравнительно недавно. Глобоидные червяки, благодаря одновременному зацеплению большого числа зубьев и благоприятному расположению линий контакта, обладают повышенной нагрузочной способностью по сравнению с цилиндрическими червяками (в 1,5 – 2 раза). Если торцевой профиль витка очерчен архимедовой спиралью, чер-

вяк называется архимедовым червяком, если очерчен эвольвентной окружностью – эвольвентным червяком. Червяк может быть однозаходным и многозаходным. Обычно число заходов червяка $Z_1 = 1 \div 4$. При одном обороте червяка колесо повернется на число зубьев, равное числу витков. Если $Z_1 = 1$, то в червячной передаче можно получить очень большое передаточное число $U = 8 - 100$ и более.

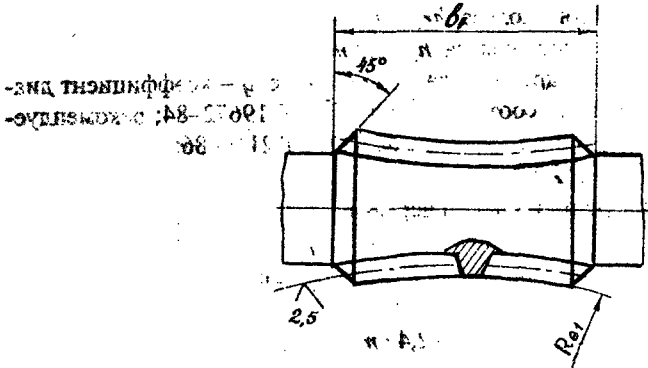


Рис. 4.3 Схема цилиндрического червяка

С увеличением числа заходов червяка увеличивается КПД червячной передачи, т.к. увеличивается угол подъема витков червяка. При небольших углах подъема витков червяка передаче присуще свойство самоторможения, имеющее значение в грузоподъемных механизмах.

Червяки обычно изготавливают из конструктивных сталей 45, 50, легированных сталей 40Х, 40ХН и других сталей, червячные колеса – из бронз (оловянных – при скоростях скольжения 6-25 м/с, безоловянных – при скоростях скольжения до 8 м/с) или серых чугунов С410, С418 (при скоростях скольжения до 2 м/с).

Червячные колеса (при малых габаритах) изготавливают сплошными и литыми из бронзы или чугуна. Применяют червячные колеса, состоящие из литого бронзового венца, насаженного на чугунный центр, которые соединены между собой болтами или винтами (рис. 4.4).

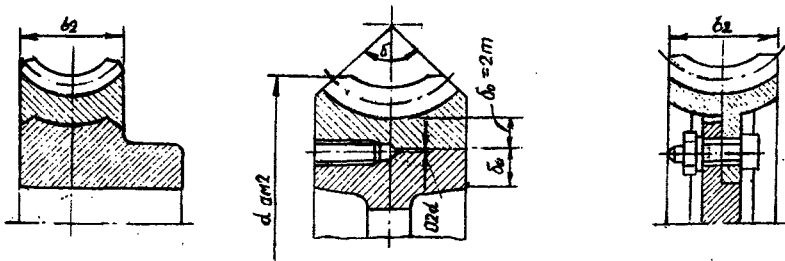


Рис. 4.4 Конструкции червячного колеса

К основным параметрам червячных передач с архимедовым червяком относят:

- осевой модуль « m » червяка, равный торцевому модулю червячного колеса

$$m_s = \frac{P}{\pi}, \text{ где } P - \text{осевой шаг};$$

- высота головки зуба червячного колеса $h_{a1} = m$;

- высота ножки зуба червячного колеса $h_{f1} = 1,2 m$;

- рабочая высота зуба червячного колеса $h = 2,2 m$;

- диаметр делительного цилиндра червяка $d_1 = m \cdot q$, где q – коэффициент диаметра червяка. Значение q должно соответствовать ГОСТ 19672–84; рекомендуемые сочетания параметров m , q и Z_1 приведены в ГОСТ 2144–86;

- ход винтовой линии $P_{z1} = P \cdot Z_1$;

диаметры окружностей вершин и впадин червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = (q + 2) \cdot m$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = m \cdot (q - 2,4).$$

При числе зубьев червячного колеса Z_2 диаметры его делительной и начальной окружностей в среднем сечении

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot Z_2.$$

Диаметры окружностей вершин и впадин колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = (Z_2 + 2) \cdot m.$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = m \cdot (Z_2 - 2,4).$$

Радиусы выемок:

поверхности вершин

$$R_{a2} = 0,5 \cdot d_1 - m; \quad R = 0,5 \cdot d_1;$$

поверхности впадин

$$R_{f2} = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m.$$

Радиальный зазор равен $C = 0,2 m$.

Межосевое расстояние червячной передачи

$$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot m \cdot (Z_2 + q).$$

Конструктивные элементы передачи определяются в зависимости от числа заходов червяка Z_1 , модуля m и числа Z_2 по соотношениям:

при $Z_1 = 1$ - наибольший диаметр колеса d_{am2}

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 2 \cdot m;$$

при $Z_1 = 2$

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 1,5 \cdot m;$$

при $Z_1 = 1 - 2$ - длина нарезанной части червяка

$$B \geq (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m;$$

ширина колеса

$$b \leq 0,75 \cdot d_{a1};$$

при $Z_1 = 4$

$$d_{am2} \leq d_{a2} + m;$$

$$b_1 \leq (12,5 + 0,09 \cdot Z_2) \cdot m;$$

$$b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1}.$$

Приближенно для вычерчивания принимают: диаметр вала колеса $d_{b2} = 0,2 \cdot d_{a2}$, диаметр ступицы $d_c = 1,6 \cdot d_{b2}$, длина ступицы - $1,3 \cdot b_2$.

Толщина диска: $K = 0,3 \cdot b$.

Толщина обода: $S = 1,6 \cdot m$.

Для вычерчивания червячной передачи также необходимо знать модуль зацепления m , число заходов червяка Z_1 , число зубьев червячного колеса Z_2 и направление витка.

В готовой червячной передаче модуль зацепления витка m определяют путем измерения высоты витка h или шага P и подставляют их значения в одну из формул:

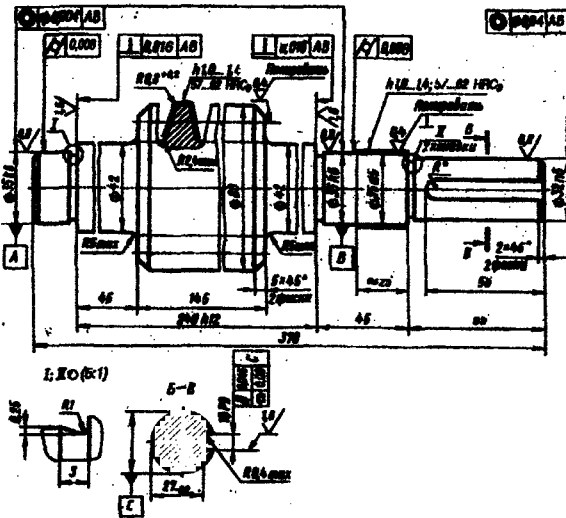
$$m = \frac{h}{2,2} \quad \text{или} \quad m = \frac{P}{\pi}.$$

Устанавливают число витков червяка, направление витка, число зубьев червячного колеса и, в зависимости от модуля, выбирают значение q и уточняют межосевое расстояние.

Модуль « m », (мм)	Коэффициент диаметра червяка q
2,00; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6; 8; 10	8; 9; 10; 12; 14; 16

На основании полученных данных производят геометрический расчет червяка по формулам, приведенным выше, и определяют размеры конструктивных элементов или замеряют их на готовом изделии.

Изображение червяка (рис. 4.5), как правило, выполняют в одной проекции, применяя местный разрез для показания профиля витка в осевом сечении.



Модуль	m	4
Число зубьев	z_1	z
Вид червяка		ZA
Делительный угол подъема	γ	$8^\circ 08'$
Направление линии витка		Правое
Исходный червяк		ГОСТ 19036 - 81
Степень точности		7 - B
Размер по роликам	M	$84,965_{-0,412}^{-0,330}$
Делительный диаметр червяка	d_1	6,6
Делительный измерительных роликов	D	6,585
Ход витка	Pz_1	12,56

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОЧЕГО ЧЕРТЕЖА ЧЕРВЯКА

СДЕЛАНЫ ПОНИЖЕННЫМИ

1. HRC48...52

2. Неполные витки снять до толщины вершины полных витков.

3. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий – по H14, валов – по h14, остальных – по $\pm IT15/2$

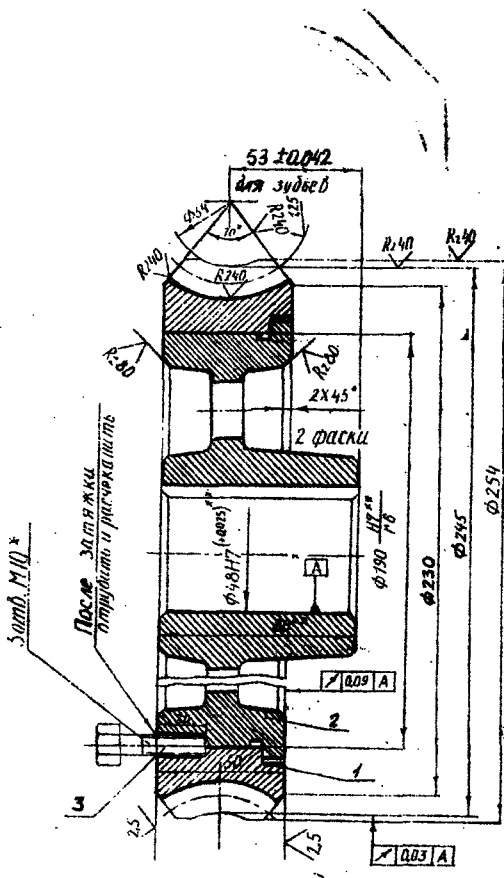
4. Овальность и конусообразность поверхностей Б В не более 0,008 мм.

Рис.4.5 Пример выполнения рабочего чертежа червяка

Червячное колесо вычерчивают в разрезе и дают вид сбоку, который допускается заменить изображением отверстия для вала (рис. 4.6).

Для построения схемы-чертежа червячной передачи (рис. 4.7) проводят горизонтальные оси червяка и колеса на расстоянии, равном межосевому расстоянию,

и перпендикулярно к ним – ось симметрии червячного колеса, являющуюся вертикальной центральной линией червяка.



Модуль	<i>m</i>	6
Число зубьев	<i>Zz</i>	37
Направление линий зуба		Левое
Коэффициент смещения червяка	<i>X</i>	
Исходный производящий червяк		ГОСТ 19036-73
Степень точности СТСЭВ 311-76		8-B
Межосевое расстояние	<i>a_н</i>	150
Делительный диаметр червячного колеса	<i>d₁</i>	222
Вид сопряженного червяка		ZN1
Число витков сопряженного червяка	<i>z₁</i>	1
Обозначение чертежа сопряженного червяка		...

1. Неуказанные предельные отклонения размеров: валов – по h14, остальных – по $\pm \frac{iT15}{2}$

2* Отверстия обработать в сборе.

3** Размеры для справок.

Рис. 4.6 Пример выполнения рабочего чертежа червячного колеса

Одновременно для изображения бокового вида продолжают горизонтальные оси и проводят к ним вертикальную центровую линию, общую для колеса и червяка.

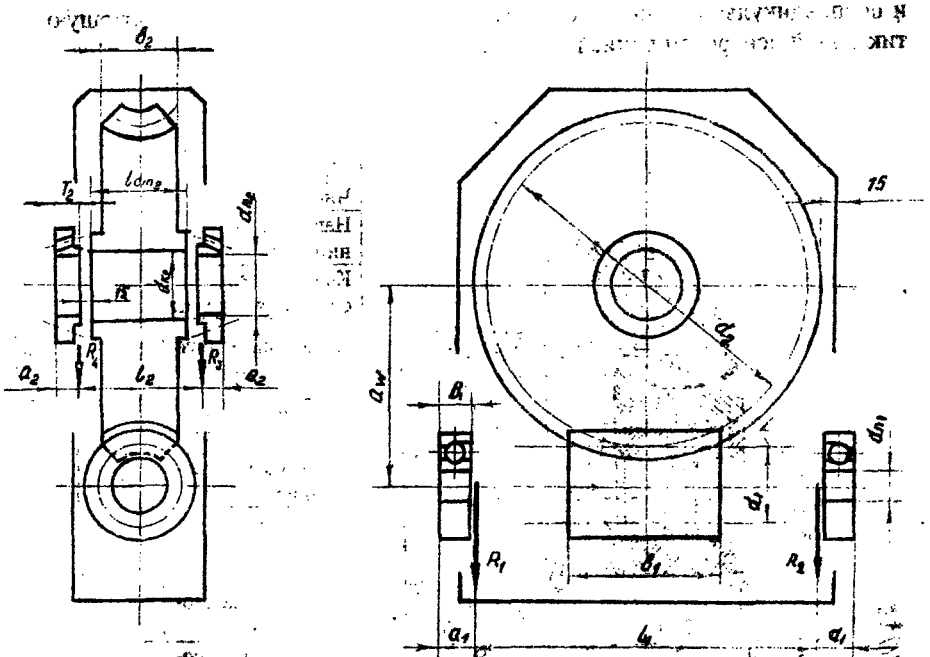


Рис. 4.7 Компоновочная схема червячного редуктора

3 НЕОБХОДИМЫЕ ДЕТАЛИ, ПРИБОРЫ И ИНСТРУМЕНТЫ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

- 1) Червячный редуктор;
- 2) Штангенциркуль;
- 3) Щупы;
- 4) Линейка металлическая;
- 5) Ключи гаечные.

4 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1) Произвести разборку редуктора с одновременным измерением параметров, обозначенных на рисунке 4.1. Полученные данные занести в таблицу 4.1.

2) По полученным данным провести расчеты и заполнить таблицу 4.1. Пользуясь имеющимися размерами выполнить схему построения червяка и червячного колеса в двух проекциях с изображением местного разреза в том месте, где происходит зацепление колеса с червяком. Между зубьями в зацеплении должен быть радиальный зазор.

Таблица 4.1

Наименование величины	Обозначение	Способ определения	Значение величины
Межосевое расстояние	a_w	Замеряется	
Число зубьев колеса	Z_2	Подсчитывается	
Число заходов червяка	Z_1	Подсчитывается	
Диаметр вершин зубьев, червяка, колеса	d_{a1} и d_{a2}	Замеряется или определяется расчетом	
Осевой шаг червяка	p	Замеряется или определяется расчетом	
Высота зуба, витка червяка, мм	h	Замеряется	
Осевой модуль, мм	m	Опр. расч. $m = \frac{h}{2,2}$ или $m = \frac{p}{\pi}$	
Диаметр делительной окружности червяка и червячного колеса, мм	d_1 и d_2	Опр. расч. $d_1 = m \cdot g$ $d_2 = m \cdot Z_2$	
Длина нарезанной части червяка, мм	B_1	Замеряется	
Ширина венца колеса, мм	B	Замеряется	
Передаточное число	U	Опр. расч. $U = \frac{Z_2}{Z_1}$	

5 ОТЧЕТ

Отчет по лабораторной работе № 4 должен быть выполнен по следующей форме, и содержать следующие данные:

ВФ МЭИ (ТУ)	Лабораторная работа №	Кафедра
-------------	-----------------------	---------

Студент _____ Группы _____ Преподаватель _____

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

- 1) сведения о конструктивных особенностях червячного редуктора и его деталей (расположение червяка относительно колеса, профиль зуба, конструкция колеса и червяка и т.д.);
- 2) построение кинематической схемы редуктора;
- 3) данные размеров и конструктивные характеристики деталей червячного редуктора (табл. 4.1).

6 ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приводятся ответы на цели и задачи лабораторной работы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

I ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Ознакомиться с классификацией, конструкцией и условными обозначениями основных типов подшипников качения.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

2.1 Классификация подшипников качения

Подшипники качения (рис. 5.1) классифицируют по следующим признакам: направлению воспринимаемых нагрузок, форме тел качения, конструктивным особенностям и числу рядов тел качения.

1. По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники делятся на:

а) радиальные подшипники (рис. 5.1а) – воспринимают только радиальную нагрузку (роликподшипники с цилиндрическими роликами (рис. 5.1б), однорядные шарикоподшипники с канавкой для ввода шариков) или предназначаются для радиальной, но могут воспринимать осевую нагрузку (шарикоподшипники однорядные, шарико- и роликподшипники двухрядные сферические (рис. 5.1в));

б) упорные – для восприятия только осевых нагрузок;

в) радиально-упорные – для восприятия комбинированных, т.е. радиальных и осевых нагрузок;

г) упорно-радиальные – для восприятия осевой и радиальной нагрузок;

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

Роликовые подшипники выполняют:

а) с короткими цилиндрическими роликами (рис. 5.1в, г, д);

б) с длинными цилиндрическими роликами;

в) с витыми роликами;

г) с игольчатыми роликами;

д) со сферическими или сфероконическими роликами.

3. По способности самоустанавливаться подшипники делятся на несамостоянавливающиеся и самоустанавливающиеся.

4. По числу рядов тел качения подшипники подразделяются на одно-, двух-, трех-, четырех- и многорядные.

5. В зависимости от нагрузочной способности и габаритов, при одинаковом диаметре расточки внутреннего кольца, подшипники качения делятся на серии. По радиальным размерам различают: сверхлегкие, легкие, средние, тяжелые; по ширине: узкие, нормальные, широкие, особо широкие.

К основным конструктивным особенностям относятся: наличие защитных (от загрязнений) шайб, внутренние отверстия колец подшипников могут выполняться с конусной расточкой, применяются сдвоенные подшипники и др.

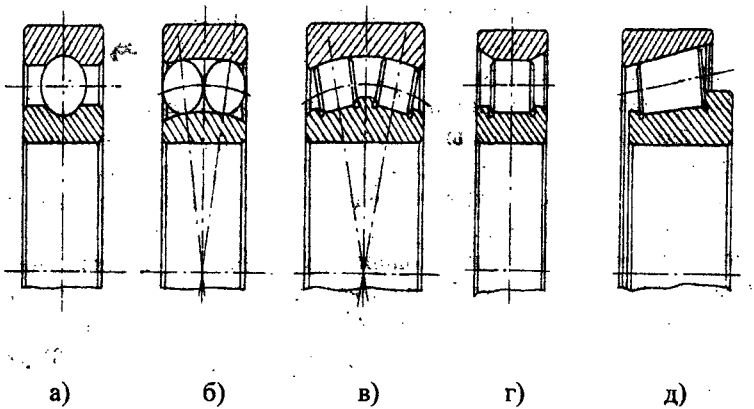


Рис. 5.1 Конструктивные особенности типов подшипников
 а) радиальные подшипники; б) роликоподшипники с цилиндрическими роликами;
 в), г), д) роликоподшипники двухрядные сферические с короткими
 цилиндрическими роликами

2.2 Краткая характеристика основных типов подшипников качения

1. Шариковые однорядные (типа 0000) предназначены для восприятия радиальных нагрузок с ограниченной (в пределах 0,3 от основной радиальной) осевой нагрузкой в оба направления по оси вала; являются наиболее распространенными в изготовлении дешевых подшипников. Допускают перекос осей колец до $1,5^\circ$.

Характеризуются сравнительно малой радиальной и осевой жесткостью, поэтому не рекомендуются для применения в узлах, требующих точной фиксации валов.

2. Шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники (типа 1.000) предназначены для восприятия радиальной нагрузки, одновременно могут также воспринимать ограниченные осевые нагрузки, действующие в любом направлении по отношению к оси основного вала, который опирается на эти подшипники. Особенностью двухрядных сферических подшипников является то, что они допускают значительные (до $2...3^\circ$) перекося внутреннего кольца (или вала по отношению к плоскости расположения внешнего кольца подшипника) относительно цилиндрического отверстия в корпусе, предназначенного для установки внешнего кольца подшипника. Предназначаются, в основном, для установки в узлах машин с нежесткими валами и в таких конструкциях машин, в которых не может быть обеспечена надлежащая соосность отверстий корпусов.

3. Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (типа 2.000) предназначены для восприятия только радиальной нагрузки, причем значения этой нагрузки превышают те, которые могут воспринимать шариковые радиальные од-

норядные подшипники с теми же размерами внутреннего кольца. Изготавливаются также такие подшипники с дополнительным буртом на внутреннем (42 000) или наружном (12 000) кольцах. Роликовые радиальные подшипники такого типа могут воспринимать, кроме радиальной, и ограниченную осевую нагрузку. Допускают раздельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов) и наружного колец. Обладают большей радиальной грузоподъемностью, чем радиальные подшипники. Чувствительны к перекосам осей колец. Применяются с жесткими валами и в корпусах, посадочные поверхности которых имеют малые отклонения в соосности.

4. Роликовые радиальные подшипники с игольчатыми роликами (типа 74 000) предназначены для восприятия только радиальной нагрузки, осевую не воспринимают и осевое положение вала не фиксируют. Могут применяться без внутреннего кольца. Применяются в узлах, требующих малых радиальных размеров, и в узлах с качательными движениями.

5. Шариковые радиально-упорные подшипники (рис. 5.2) предназначены для восприятия радиальной и односторонней осевой нагрузок. Допустимая осевая нагрузка для подшипников зависит от номинального угла контакта шариков с кольцами. Выпускают подшипники с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ (типа 36 000), $\alpha = 26^\circ$ (типа 46000), $\alpha = 36^\circ$ (типа 66 000).

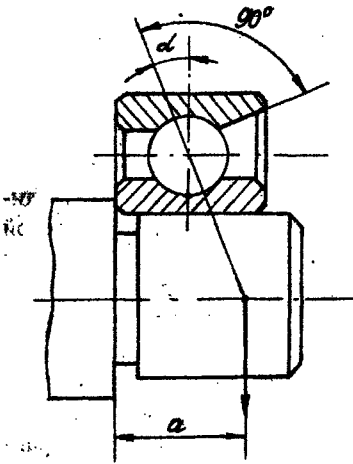


Рис. 5.2 Опора с шариковым подшипником

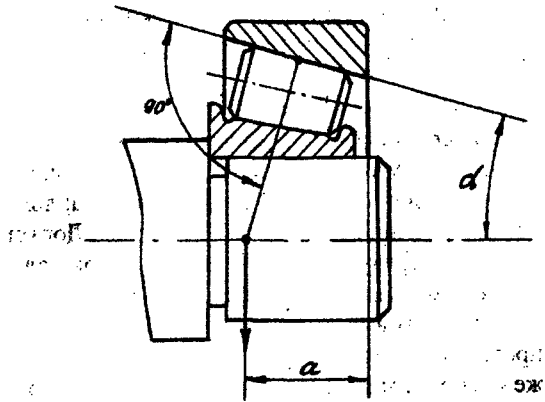


Рис. 5.3 Опора с коническим подшипником

Подшипники с большим углом контакта предназначены для восприятия осевых нагрузок, они чувствительны к перекосам. Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок используют парные подшипники. Пару подшипников с большим углом контакта (типа 46 000 и 66 000) рекомендуется устанавливать в одной фиксирующей вал опоре. В узлах с радиально-упорными подшипниками должна быть предусмотрена регулировка осевого зазора подшипников.

6. Роликовые радиально-упорные подшипники с одним рядом конических роликов предназначены для восприятия радиальной нагрузки и односторонней осевой (рис. 5.3, 5.4). Чувствительны к перекосам. Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок их спаривают. Подшипники выпускают с углом контакта $\alpha = 24...29^\circ$ (типа 27000). Пару подшипников типа 27000 рекомендуется устанавливать на одной опоре. В узлах с радиально-упорными подшипниками должна быть предусмотрена регулировка осевого зазора подшипников.

По сравнению с шариковыми радиально-упорными подшипниками роликовые отличаются большей грузоподъемностью, меньшей точностью вращения и предельно-допустимой частотой вращения, их стоимость меньше. Допускают раздельный монтаж наружного и внутреннего колец с комплектом роликов.

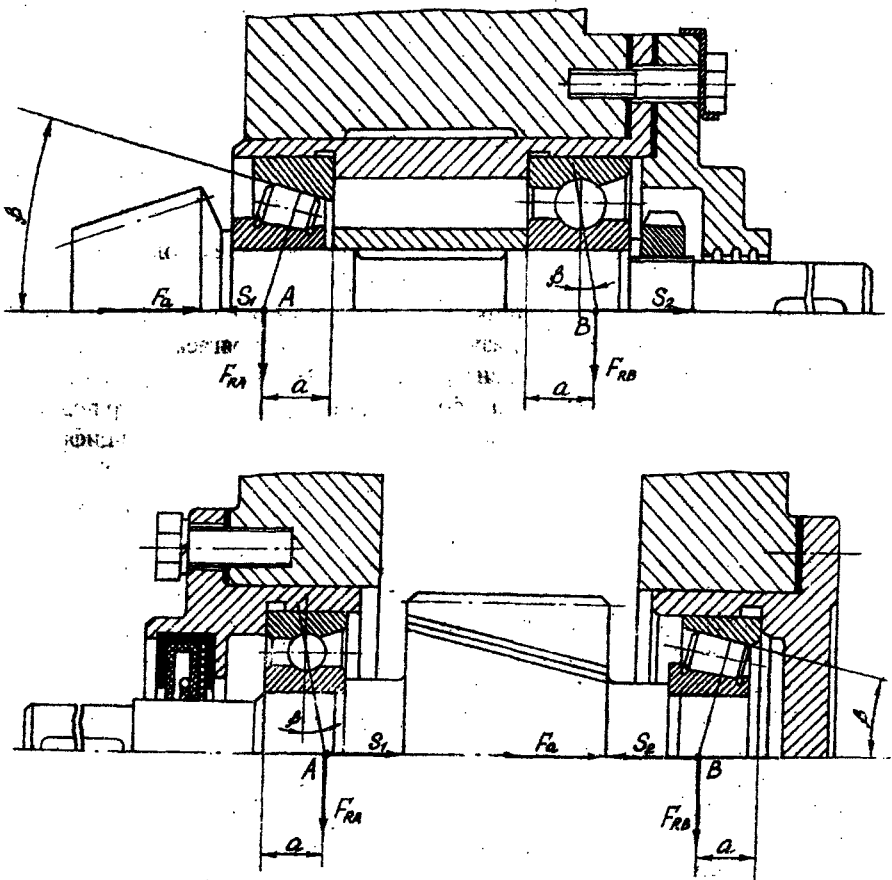


Рис. 5.4 Примеры выполнения подшипниковых узлов

7. Шариковые одинарные подшипники (типа 8 000) предназначены для восприятия односторонней осевой нагрузки, применяют при значительно меньших по сравнению с другими шариковыми частотами вращения, очень чувствительны к перекосам.

2.3 Система условных обозначений подшипников

На торце одного из колец подшипника нанесены его условное обозначение и номер завода-изготовителя (рис. 5.5 и 5.6):

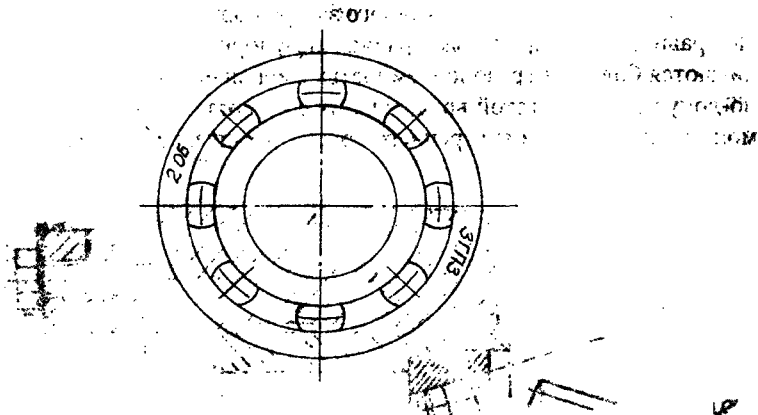


Рис. 5.5 Обозначения подшипника на внешнем кольце

Условное обозначение подшипника составляется из букв и цифр (максимальное количество цифр 7) и характеризует внутренний (сопрягаемый с валом) диаметр подшипника, его серию, тип, конструктивные особенности и точность.

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 пять.

Например: подшипник с внутренним диаметром 25 мм имеет справа две цифры 05, с внутренним диаметром 100 мм – цифры 20 и т.д.

Третья цифра справа обозначает серию диаметров подшипников: 1 – особо легкая серия, 2 – легкая, 3 – средняя, 4 – тяжелая, 5 – легкая широкая, 6 – средняя широкая и т.д.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

Радиальный шариковый.....	0
Радиальный шариковый сферический	1
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами.....	2
Радиальный роликовый сферический.....	3
Радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый	4
Радиальный роликовый с витыми роликами.....	5
Радиально-упорный шариковый.....	6
Роликовый конический.....	7
Упорный шариковый.....	8
Упорный роликовый.....	9

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

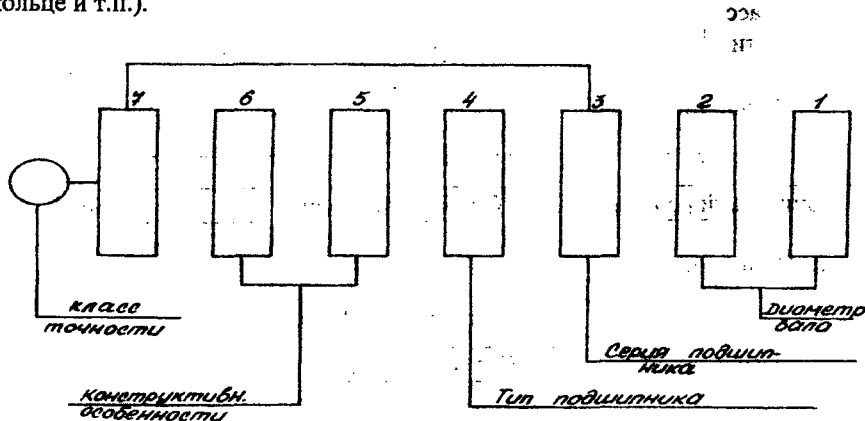


Рис. 5.6 Схема обозначения подшипника на внешнем кольце

СТ СЭВ 774-77 регламентирует пять классов точности подшипников в порядке повышения точности: Р0, Р6, Р5, Р4, Р2. Допускается и цифровое обозначение классов точности 0, 6, 5, 4, 2.

Классы точности маркируются слева от условного обозначения (ГОСТ 3189-89). Например, 5-206, где 5 – обозначает класс точности, а 206 – условное обозначение подшипника.

Для большинства осей и валов общего назначения применяют подшипники нулевого (нормального) класса точности, обычно – 0, на подшипниках не маркируется.

Иногда справа от условного обозначения могут проставляться буквы, характеризующие: отличия в материале деталей, дополнительные требования к подшипнику по шуму, чистоту обработки, радиальный зазор и др.

Например:

Е – сепаратор выполнен из неметаллов;

Р – детали подшипника изготовлены из теплостойкой стали;

Ю – все или часть деталей подшипника изготовлены из нержавеющей стали;

К – наличие стального штампованного сепаратора.

Т – температура отпуска колец – 200°С

П – температура отпуска колец – 225°С и т.д.

Примеры обозначений подшипников

1. Подшипник 210 – шариковый радиальный подшипник легкой узкой серии с внутренним диаметром 50 мм ($d = 5 \cdot 10 = 50$ мм) нормального класса точности.

2. Подшипник O36207E

0	3	6	2	07	E
Нормальный класс точности	Угол контакта $\beta - 12^\circ$	Радиально-упорный шариковый	Легкая серия	$d - 35 \text{ мм}$ (35 - 07.5)	Текстолитовый сепаратор

3. Подшипник 7108

7	1	08
Конический роликовый	Особо легкая серия	$d - 40 \text{ мм}$ (40-08.5)

4. Подшипник 4109

4	1	09
Игольчатый	Особо легкая серия	$d - 45 \text{ мм}$ (45-09.5)

3 ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ

Студенты по представленным комплектам подшипников, используя мерительный инструмент, вычерчивают эскизы подшипников с основными размерами: α - внутренний диаметр, D - наружный диаметр, B - ширина подшипника. На эскизе стрелками должны указываться направления воспринимаемых нагрузок.

В краткой характеристике подшипника (схема на рис. 5.7) студент должен указать:

1. Нагрузка каких направлений может восприниматься данным подшипником.
2. Обеспеченность подшипником фиксации вала в осевом направлении.
3. Допускаются ли и в каких направлениях перекосы вала.
4. Дать сравнительную оценку грузоподъемности подшипника в радиальном и осевом направлениях.

Пример заполнения журнала на роликовый подшипник, изображенный на рисунке 5.7

Подшипник 2318.

Расшифровка условного обозначения подшипника:

2 - Роликовый с короткими цилиндрическими роликами;

3 - Средний узкой серии;

18 - Диаметр вала $\alpha - 18.5 - 90 \text{ мм}$.

Краткая характеристика подшипника: предназначен только для радиальных нагрузок, осевой фиксации вала не обеспечивает, чувствителен к перекосам. Грузоподъемность данного подшипника выше грузоподъемности шарикового подшипника, имеющего такие же габаритные размеры.

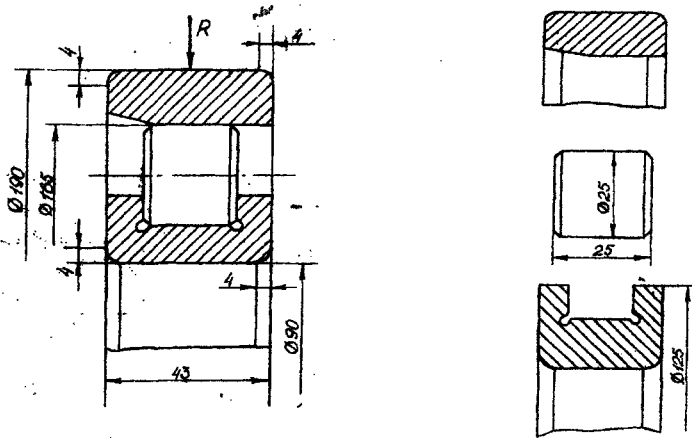


Рис. 5.7 Схема подшипника 2318

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

ИЗУЧЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Цель работы – ознакомиться с основными типами резьбовых соединений, конструктивными формами головок винтов и гаек, способами стопорения.

По всем разделам лабораторной работы студенты должны ознакомиться с деталями и соединениями, представленными на планшетах.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАБОТЫ

2.1. Основные типы резьбовых соединений

Основные типы резьбовых соединений представлены на рисунке 6.1:

Диаметр резьбовых деталей – d , их длина – l , длина нарезанной части – l_0 , толщина детали – δ .

Соединения можно осуществить, если длина нарезанной части резьбовой детали $l - l_0$ меньше толщины соединяемых деталей: болтовое соединение, $l - l_0 < \sum \delta$; соединение шпилькой с гайкой и винтом, $l - l_0 < \delta$.

Глубину завинчивания l_1 в тело детали принимают исходя из условия равнопрочности стержня винта и резьбы (см. табл. 6.1).

Таблица 6.1

Вид соединения	Материал детали	
	Сталь	Чугун
Винтом	$(... 1.25)d$	$(1.25...1.5)d$
Шпилькой	D	$(1.25)d$

Шпильку заворачивают в деталь тем концом, который имеет меньшую длину нарезки. Чтобы шпилька не вывертывалась при отвинчивании гайки, она должна быть завернута в деталь до конца нарезки, т.е. до отказа (см. рис. 6.1в).

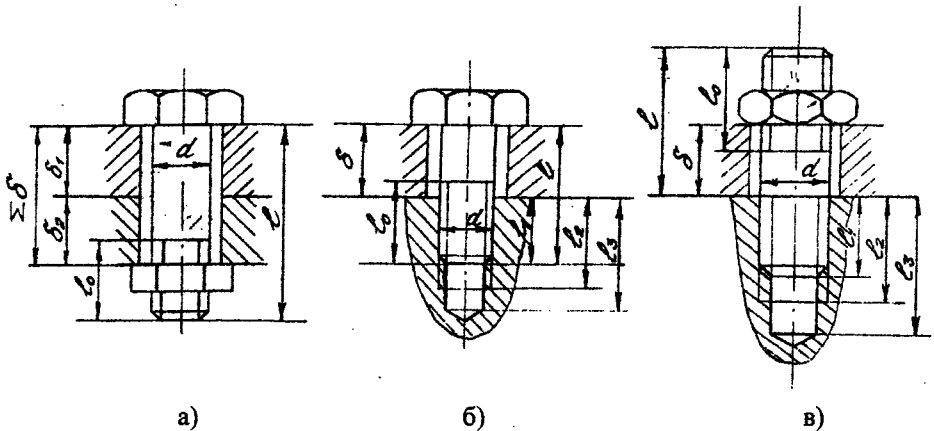


Рис. 6.1 Типы резьбовых соединений
 а – соединение болтом с гайкой (болтовое); б – соединение винтом;
 в – соединение шпилькой с гайкой.

Глубину нарезки резьбы в отверстии детали (l_2) для винта или шпильки с учетом запаса принимают:

$$l_2 = l_1 + (2 \dots 2,5) \cdot P$$

Глубину сверления под резьбу:

$$l_3 = l_2 + (2 \dots 2,5) \cdot P,$$

где P – шаг резьбы.

2.2. Форма головок винтов

Все винты и болты по форме их головок можно разделить на три группы: захватываемые инструментом снаружи (рис. 6.2а, б, в), захватываемые инструментом с торца (рис. 6.2г, д, е) и с головками, препятствующими провороту винта (рис. 6.2ж, з).

Головки винтов с наружным захватом обеспечивают наибольшую силу затяжки, но требуют больше места для захвата ключом. Широкое распространение получила шестигранная головка (см. рис. 6.2а, б), которая требует поворота ключа на $1/6$ оборота до перехвата за следующие грани (при условии, что ключ не переворачивают).

Для уменьшенной шестигранной головки (см. рис. 6.2б) нужно меньше места для размещения, это позволяет снизить массу конструкции. В условиях частого заворачивания и отвинчивания и при наличии свободного пространства для поворота ключа используют квадратные головки (см. рис. 6.2в), которые при тех же габаритах имеют более широкие грани.

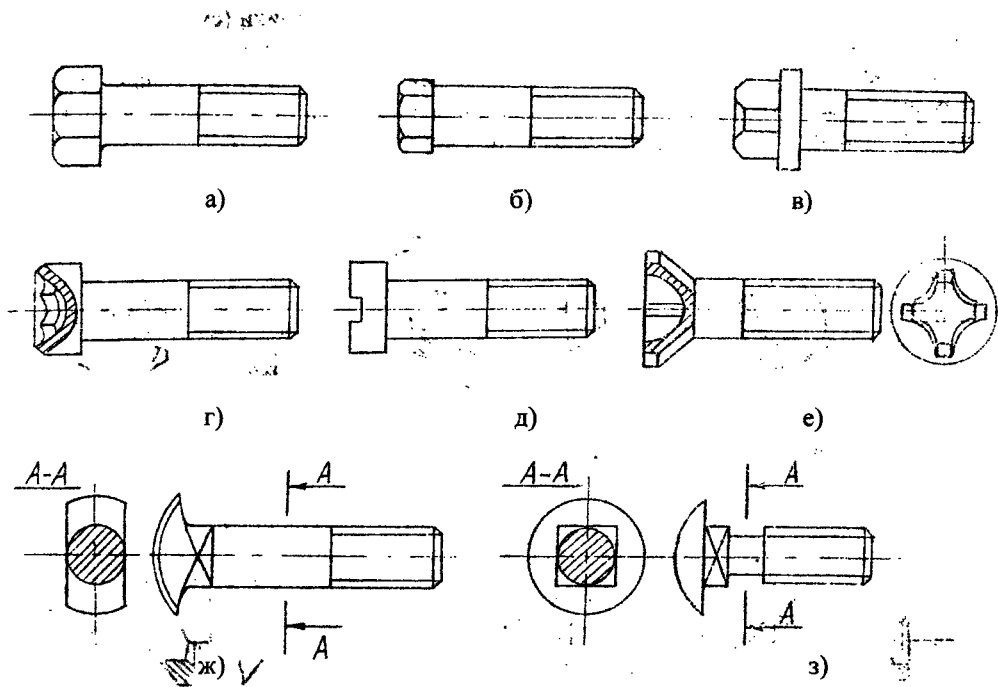


Рис. 6.2 Формы головок винтов

- а) шестигранная головка; б) уменьшенная шестигранная головка; в) квадратная головка; г) с внутренним шестигранником; д) со шлицем под обычную отвертку; е) с крестовым шлицем под специальную отвертку; ж) с выступами или лысками; з) круглая с квадратной головкой

Головки с торцевым захватом можно размещать в углублениях, что улучшает внешний вид изделия, уменьшает габариты и создает удобства для обслуживания машин. В зависимости от формы применяемого инструмента такие головки выполняют: с внутренним шестигранником (см. рис. 6.2г), шлицем под обычную отвертку (см. рис. 6.2д), или с крестовым шлицем под специальную отвертку (см. рис. 6.2е). Винты с внутренним шестигранником обслуживаются простым ключом в виде изогнутого под прямым углом прутка шестигранного профиля, требуют меньше места для размещения, чем шестигранные головки, имеют широкое применение. Головки для завинчивания отверткой (см. рис. 6.2д, е) могут быть цилиндрическими, полукруглыми, потайными или полупотайными. Головки с крестовым шлицем (см. рис. 6.2е) более совершенны, т.к. такой шлиц лучше сопротивляется обмятию.

Головки, препятствующие провороту, разделяются на головки специальной формы с выступами или лысками (см. рис. 6.2ж), круглые или полукруглые с квадратными головками (см. рис. 6.2з) или усом, вызывающим обмятие детали.

2.3 Форма гаек

Наибольшее распространение получили шестигранные гайки (см. рис. 6.3а, б). При частом завинчивании и отвинчивании и больших силах затяжения используют высокие гайки, при необходимости экономии места – гайки с уменьшенным размером под ключ (см. рис. 6.3б). Гайки, подлежащие стопорению с помощью шплинтов, изготавливают прорезанными или корончатыми (рис. 6.3в).

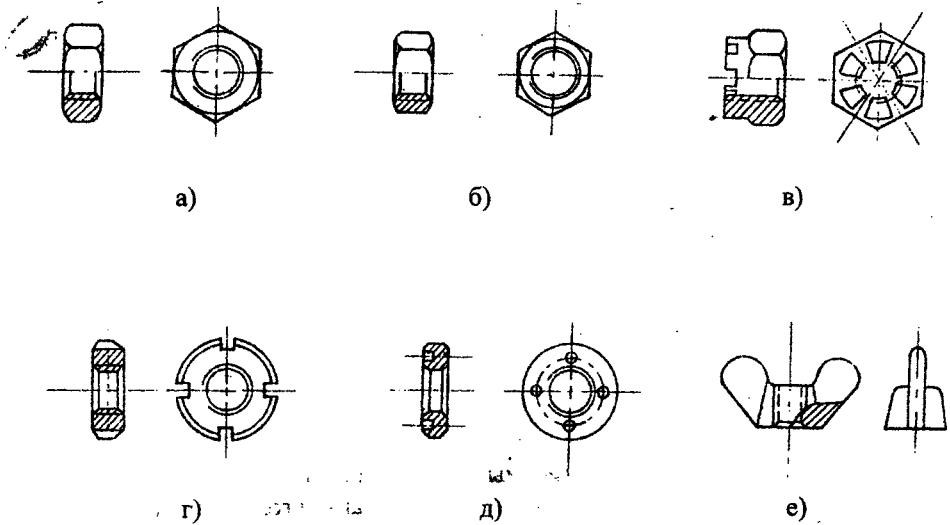


Рис. 6.3 Формы гаек

- а) шестигранная; б) шестигранная уменьшенная под ключ;
 в) прорезанная или корончатая; г) с отверстием на торцевой поверхности;
 е) с накаткой или в виде барашка

Круглые гайки со шлицами (рис. 6.3г) используют преимущественно для валов; при относительно малых (для данного номинального диаметра) осевых нагрузках используют гайки с отверстиями на торцевой поверхности (рис. 6.3д). Гайки, предназначенные для небольшой затяжки и частого отвинчивания от руки, выполняют с накаткой или в виде барашка (рис. 6.3е).

2.4 Влияние формы гайки и головки винта на ширину фланца «К»

На рисунке 6.4 показаны болтовое (а) и винтовое (б, в) соединения фланцев. Первые два соединения затягивают накидным ключом (без его переворота). Необходимо иметь возможность повернуть его на угол более 60° до перехвата за следующие грани. Это определяет ширину фланца K , расстояние от оси винта до края и стенки C , расстояние до соседнего винта A .

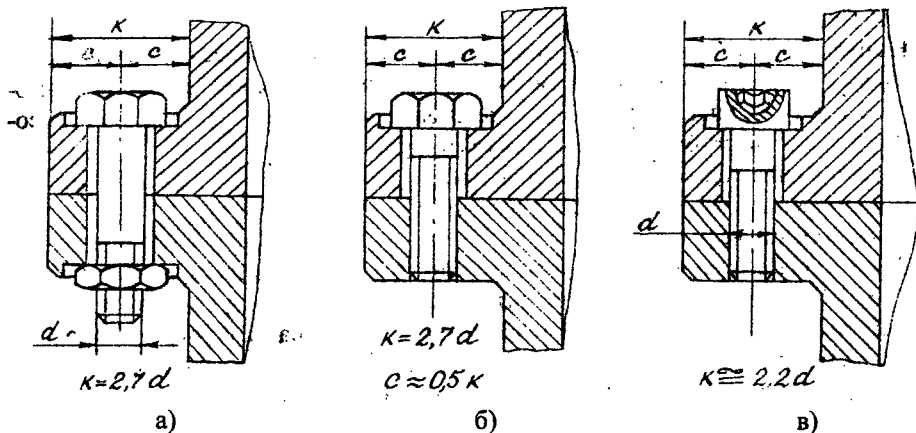


Рис. 6.4 Примеры расположения резьбовых соединений на фланцах
 а) болтовое соединение; б , в) винтовое соединение фланцев

Винты с внутренним шестигранником затягивают ключом в виде изогнутого шестигранного прутка (рис. 6.5), при этом все размеры (K , C , d) могут быть уменьшены.

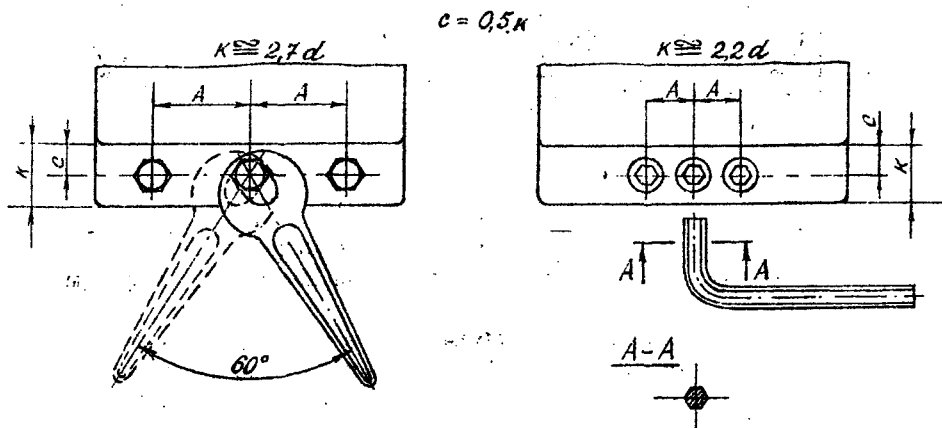


Рис. 6.5 К определению межосевых расстояний
 между резьбовыми соединениями

Размеры C , K , d на рисунках 6.4 и 6.5 приведены для винтов с уменьшенной шестигранной головкой.

2.5 Способы стопорения

Несмотря на то, что все крепежные резьбы самотормозящиеся, в большинстве резьбовых соединений предусматривают стопорение крепежных деталей от самопроизвольного отвинчивания вследствие вибраций, толчков и ударов. Все способы стопорения могут быть разделены на три группы:

- а) стопорение дополнительным трением;
- б) стопорение дополнительными деталями;
- в) стопорение наглухо.

Стопорение дополнительным трением (рис. 6.6) основано на создании сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней осевой нагрузки. Наиболее старым способом является стопорение контргайкой (рис. 6.6а). Широкое распространение получили пружинные шайбы (рис. 6.6б) и шайбы с зубьями (рис. 6.6в). Преимущество стопорения этого вида – это возможность фиксировать крепежные детали в любом положении.

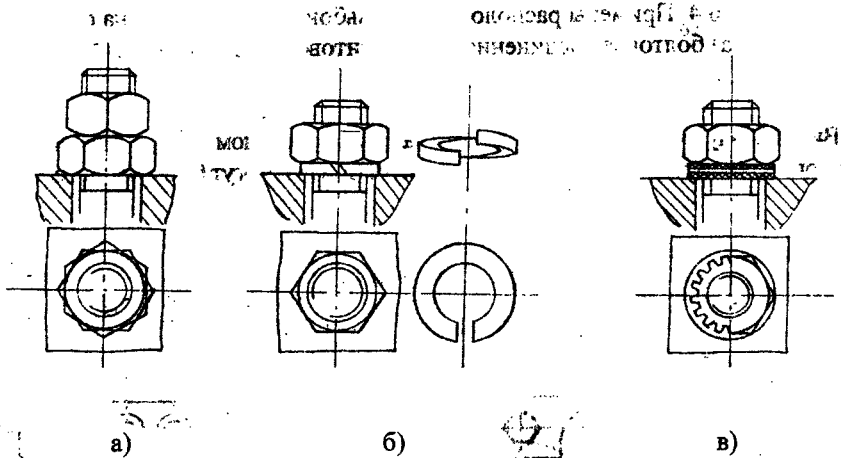


Рис. 6.6 Способы стопорения

а) стопорение контргайкой; б) пружинная шайба; в) шайба с зубьями

Дополнительными деталями, используемыми для стопорения (рис. 6.7), служат: шплинты (а); всевозможные шайбы – с лапкой (б), многолапчатая шайба (в), шайба двух винтов (г); фигурные накладки и проволока. Недостатком этого способа стопорения является ступенчатое регулирование силы затяжки.

Стопорение наглухо разделяют на стопорение сваркой (рис. 6.8а) и пластичским деформированием (рис. 6.8б, в). Оба способа достаточно надежны, но требуют разрушения крепежных деталей при демонтаже.

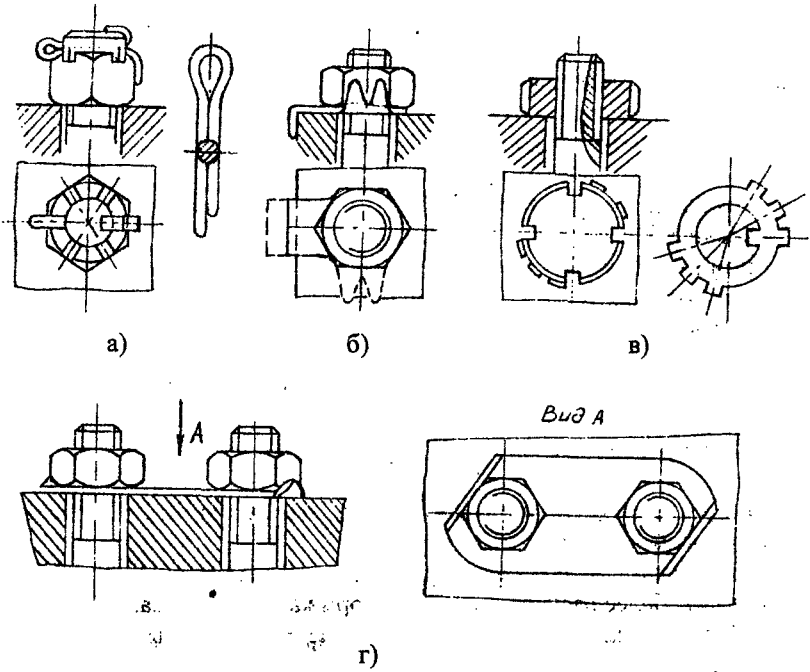


Рис. 6.7 Детали, используемые для стопорения
 а) шплинт; б) шайба с лапкой; в) многолапчатая шайба; г) шайба двух винтов

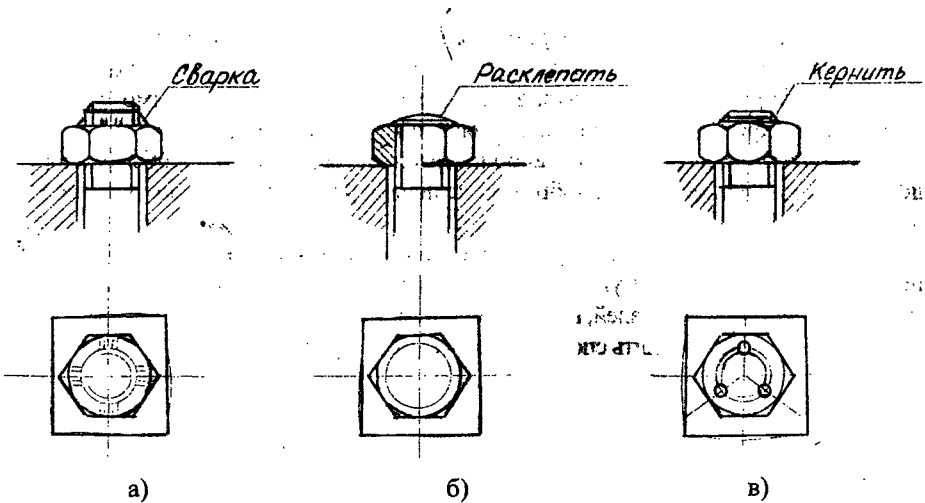


Рис. 6.8 Виды стопорения
 а) сваркой; б., в) пластическим деформированием

2 ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИНАДЛЕЖНОСТИ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

2.1 Студентам преподавателем выдается:

- комплект накидных ключей;
- комплект торцевых ключей;
- комплект специальных ключей;
- комплект отверток;
- штангенциркули;
- резьбоизмерительные пластинки;
- болты, винты, шайбы, гайки, шпильки и узлы соединений.

3 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Студенты должны

3.1 По указанию преподавателя выполнить один из эскизов соединений (рис. 6.1) со всеми необходимыми размерами.

3.2 Записать классификацию форм головок винтов, дать эскизы и привести наименования более распространенных форм каждого класса.

3.3 Записать наименование наиболее распространенных форм гаек, дать их эскизы и записать условия применения.

3.4 В отчете по лабораторной работе записать рекомендации по выбору ширины фланца K .

3.5 Исходя из ранее приведенных рекомендаций подобрать винт для соединения листа толщиной δ (см. рис. 6.16) с корпусной деталью, выполнить эскиз соединения и поставить на эскизе размеры l, l_0, l_1, l_2, l_3 в мм. Диаметр винта d , толщину листа δ , материал корпусной детали и номер стандарта, определяющего размеры и формы головки винта, задает преподаватель. Необходимо учесть, что стандартные крепежные детали выполняют с крупным шагом.

3.6 В отчете перечислить наиболее распространенные способы стопорения дополнительным трением и изобразить эскизы двух соединений по указанию преподавателя.

3.7 В отчете перечислить дополнительные детали, применяемые для стопорения, и вычертить эскизы указанных преподавателем соединений, а также ознакомиться со стопорением деталей, выполняемых в металле (рис. 6.8).

3.8 В отчете перечислить способы стопорения наглухо.

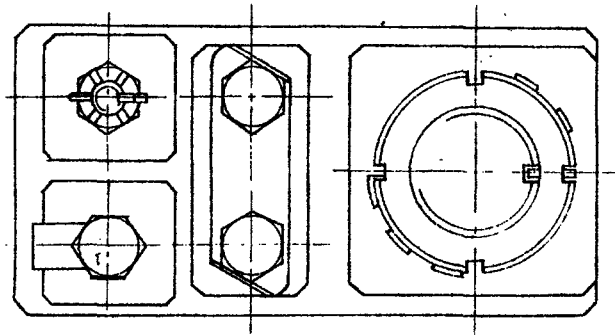


Рис. 6.8

4 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ:

- 4.1. Какова необходимая глубина завинчивания винта (шпильки) в сталь (чугун)?
- 4.2. Какова необходимая глубина сверления отверстия в детали под резьбу, глубина нарезки?
- 4.3. Чем определяется выбор формы головки винта и гайки?
- 4.4. Дайте классификацию способов стопорения, охарактеризуйте достоинства и недостатки каждого из них.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стреляев В.С.* Прикладная механика. М.: Высшая школа, 1985, 576 с.
2. *Дунаев П.Ф., Леликов О.П.* Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 1998, 447 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа № 1 Электрический и кинематический расчет привода машины.....	3
Лабораторная работа № 2 Выбор материала, вида термообработки и допускаемых напряжений при расчете зубчатых передач.....	8
Лабораторная работа № 3 Изучение конструкции зубчатого многоступенчатого цилиндрического редуктора и его деталей.....	11
Лабораторная работа № 4 Изучение конструкции червячного редуктора.....	17
Лабораторная работа № 5 Изучение конструкций подшипников качения.....	26
Лабораторная работа № 6 Изучение резьбовых соединений.....	33
Литература.....	42

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКЕ

Методические указания

Строков В.Л.

Редактор *Халдеева Г.П.*
Компьютерная верстка *Юрина В.В.*

* Изд. лиц. № 03542 от 19.12.00

Подписано в печать 07.05.01. Формат 60/90_{1/16}

Печать офсетная. Усл. печ. л. 2,7 Тираж 100 экз. Заказ № 59

Издатель ВФ МЭИ (ТУ), 404110, г.Волжский, пр.Ленина, 69
Отпечатано ВФ МЭИ (ТУ), 404110, г.Волжский, пр.Ленина, 69