

Министерство образования Российской Федерации
Московский государственный индустриальный университет

ДЕТАЛИ МАШИН

*Учебное пособие по дисциплине: «Прикладная механика»
для студентов заочной формы обучения.
Задание и пример выполнения
расчетно-графической работы №2*

Москва 2010

Содержание

Общие указания к выполнению расчетной работы	5
Задание на расчетную работу	
Содержание и требования к оформлению	
Пример выполнения работы	
Глава 1. РАСЧЕТ ЗУБЧАТО ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ	
1.1. Исходные данные.....	
1.2. Выбор электродвигателя.....	
1.3. Силовой расчет привода.....	
1.4. Расчет зубчатых передач.....	
1.4.1. Выбор материала зубчатых передач	
1.4.2. Определение допускаемых контактных напряжений зубчатых передач	
1.4.3. Определение допускаемых напряжений изгиба зубчатых передач.....	
1.4.4. Проектный расчет закрытой цилиндрической передачи	
1.4.5. Проверочный расчет закрытой цилиндрической передачи на контактную прочность	
1.4.6. Расчет зубьев цилиндрических зубчатых колес на изгибную прочность	
Глава 2. КОМПОНОВКА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА	
Глава 3. РАСЧЕТ ВАЛОВ	
3.1. Силы, действующие в зацеплении цилиндрических зубчатых передач	
3.2. Проверочный расчет валов на сложное сопротивление (изгиб и кручение)	
Глава 4. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	
4.1. Порядок расчета подшипников качения на долговечность	
4.2. Определение долговечности подшипников качения в редукторах	
Глава 5. МУФТЫ.....	
5.1. Расчет штифтового предохранительного устройства комбинированной муфты	
Список литературы.....	
Приложения.....	

Общие указания к выполнению расчетной работы

Данное учебное пособие предназначено для студентов заочного отделения МГИУ специальностей 140104 и 220301, выполняющих расчетную работу по разделу «Детали машин».

Расчетно-графическая работа по разделу «Детали машин» включает *графическую часть* (чертежи и спецификации) и *текстовую часть* (пояснительная записка). При выполнении графической и текстовой частей обязательно должны соблюдаться требования Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

В учебном пособии изложен расчет элементов привода ленточного конвейера и правила оформления конструкторской документации в соответствии с действующими стандартами, приведены примеры чертежей, выполняемых в рамках расчетной работы, необходимые справочные материалы для выполнения графической части работы и расчетно-пояснительной записки.

Исходные данные для выполнения расчетной работы должны быть выбраны из таблицы в соответствии с индивидуальным шифром студента.

Шифр из 6-ти цифр следует взять из электронного почтового адреса выданного ИДО. Из шифра необходимо выбрать две цифры – первую и последнюю. По первой цифре определяется столбец, по второй строка. На пересечении столбца и строки определяется номер варианта. Из таблицы в задании на расчетную работу выбирается столбец под данным номером.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	9	8	24	27	10	21	20	15	10
2	25	5	7	23	9	18	16	11	28
3	14	26	6	6	22	17	12	27	8
4	4	13	27	18	5	13	26	22	12
5	30	3	12	28	14	4	21	16	26
6	11	23	19	15	29	7	3	20	17
7	25	20	16	25	11	30	8	2	19
8	21	17	24	1	2	10	29	9	1

Например, шифр из электронного почтового адреса **3 6 1 2 9 1**- первая цифра - **3**, последняя – **1**. По горизонтали находим столбец под номером **3**, а по вертикали – строку под номером **1**, на пересечении строки и столбца число **24**. Значит Ваш вариант №24

Рекомендуемая литература

Основная

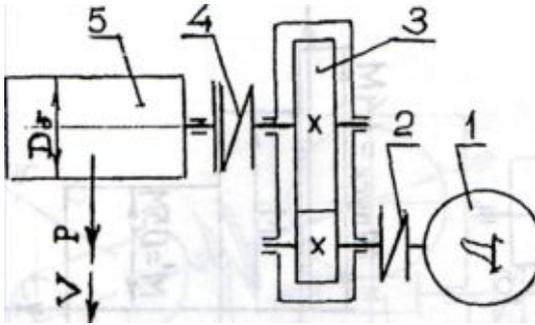
1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. Изд. 4-е. - М.: Машиностроение, 1989
2. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. Изд. 5-е в 2 ч. - М.: Машиностроение, 1992.
3. Бандаков Б.Ф. Расчет и проектирование зубчатых и червячных передач: учеб.-метод. пособие. - М.: РИЦ МГИУ, 2006.

Дополнительная

1. Расчет зубчатых передач. Ч. 1, У/П Клоков В.Г. М.: МГИУ,
2. Расчет и проектирование деталей передач. Ч. 2, У/П Клоков В.Г. М.: МГИУ,
3. Детали машин: курсовое проектирование : учеб.-метод. пособие Клоков В.Г. М.: МГИУ, 2007
4. Детали машин: проектирование узлов и деталей машин; выбор материалов и методов их упрочнения : учеб. пособие для выполнения курс. проекта Клоков В.Г., Курбатова И.А. М.: МГИУ, 2005

ЗАДАНИЕ

"ПРИВОД ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА"



Студент _____

Группа _____

Консультант _____

P - окружное усилие на барабане, кН;
 V - скорость ленты конвейера, м/с;
 D_b - диаметр барабана, мм.

Срок службы - 5 лет
 Время работы в сутки $t_c = 8ч$

1. Электродвигатель
2. Муфта компенсирующая
3. Редуктор цилиндрический
4. Муфта комбинированная
5. Барабан конвейера

вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$P, кН$	1,8	2,2	1,6	1,3	1,4	1,6	1,1	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	1,7	1,8	2,4
$V,$	2,2	1,3	1,8	2,5	2,0	1,5	2,4	1,5	2,0	2,5	1,9	2,4	3,0	2,6	2,5
D_b	315	250	250	315	260	200	250	315	220	200	250	315	180	200	250
вар.	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
$P, кН$	1,4	2,3	2,6	3,0	1,8	1,6	1,5	1,7	2,1	1,3	1,5	1,7	2,0	1,3	2,5
$V,$	3,0	2,8	2,5	1,7	2,0	1,5	1,8	2,6	2,2	2,4	1,9	1,6	2,9	3,1	1,4
D_b	160	200	315	190	260	240	250	3120	180	200	250	310	210	200	230

Разработать: 1. Рабочие чертежи вала и колеса.

СОДЕРЖАНИЕ И ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ №2 ПО ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКЕ

РГР №2 по разделу «Детали машин» состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах формата А4 (24) и включает:

- 1) Титульный лист (см. рис. 2);
- 2) Форматку с бланком технического задания,
- 3) Расчетную часть с учетом конкретного вида редуктора по заданию:
 - выбор электродвигателя;
 - силовой расчет привода (определение частоты вращения валов, мощности и крутящих моментов на валах);
 - выбор материала зубчатых передач;
 - определение допускаемых контактных и изгибных напряжений материала передач;
 - проектный расчет передач;
 - определение геометрических параметров зубчатых колес;
 - проверку передач на контактную и изгибную прочность;
 - выбор диаметров ступеней валов и расчет валов на сложное сопротивление (изгиб и кручение);
 - расчет валов на усталостную прочность;
 - расчет подшипников качения на долговечность;
 - выбор муфты и расчет предохранительного элемента муфты;
 - первичную компоновку редуктора;
 - список использованной литературы;
 - содержание;
 - спецификация к сборочному чертежу ""Редуктор" (Бланк спецификации со штампами представлен в Приложении б).

Графическая часть проекта выполняется на форматах, представленных в таблице 1.

Таблица 1

Обозначение формата	24	12
Соответствие формату бумаги по ГОСТ 9327-60	A1	A3
Размеры сторон формата: мм	594x841	297x420

Каждый формат (см. рис. 6.3) имеет слева поле размером 20 мм, с других трех сторон поле размером 5 мм. При этом штамп чертежей (см. рис.1 и Приложение б) всегда находится в правом нижнем углу чертежа.

Графическая часть проекта выполняется в масштабе 1:1 или 1:2 в случае больших габаритов изделия. При малых размерах детали применим масштаб 2:1. Обозначение чертежа помещается в верхней графе штампа и имеет следующий вид ПМ 00 00 0000

Графическая часть проекта выполняется на 2 листах:

Первый лист - "РЕДУКТОР"

Выполняется в трех проекциях.

Основное изображение (сечение по оси валов) обязательно выполняется в масштабе 1:1 на формате А1 (24).

Если допускают размеры редуктора, на этом же формате (А1) помещаются и другие две проекции в масштабе 1:1. В случае больших размеров редуктора основную проекцию (сечение по оси валов) можно выполнить в масштабе 1:1, а другие две - в уменьшенном масштабе 1:2 на этом же листе либо на отдельном листе формата А1 (24) в масштабе 1:1 или 1:2.

При проектировании редукторов внимание также уделяется элементам, обеспечивающим нормальную их эксплуатацию. К таким устройствам относятся маслоуказатели, с помощью которых контролируется уровень масла, сливные пробки, необходимые для слива отработанного масла, и сапуны, установленные на верхних заливных крышках для выпуска воздуха из полости редуктора при повышении внутреннего давления при работе редуктора.

Типовые конструкции маслоуказателей, конструкция и размеры пробки и применяемые конструкции сапунов представлены на рис. 6.21, 6.22 и 6.23 в Приложении 8.

Второй лист - "ДЕТАЛЬНЫЕ ЧЕРТЕЖИ "

Необходимо выполнить рабочие чертежи четырех деталей: вала, колеса и крышек (подшипника).

Каждая деталь выполняется в масштабе 1:1 на форматах А3 (12) на одном листе формата А1 (24). Все четыре чертежа должны быть полностью оформлены в соответствии с требованиями ЕСКД с указанием размеров, посадок, допусков, параметров термообработки, шероховатости поверхности, биения относительно базовых поверхностей, предельных отклонений размеров и др.

Штамп для чертежей и схем по ГОСТ 2.104-68

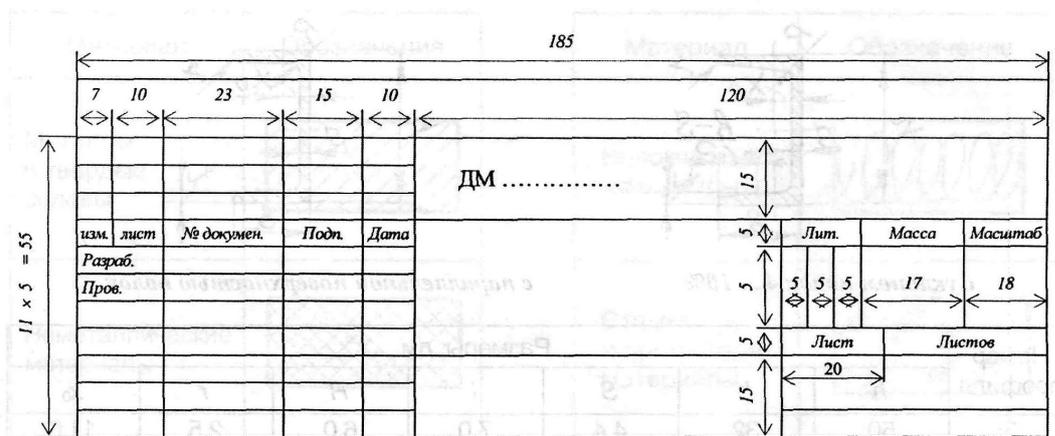


Рис. 1. Образец штампа для чертежей

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНСТИТУТ ДИСТАНЦИОННОГО ОБРАЗОВАНИЯ

Расчетно-графическая работа №2

по разделу «Детали машин»

ПРИВОД ЛЕНТОЧНОГО

КОНВЕЙЕРА

Вариант

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Исполнитель.....

Группа.....

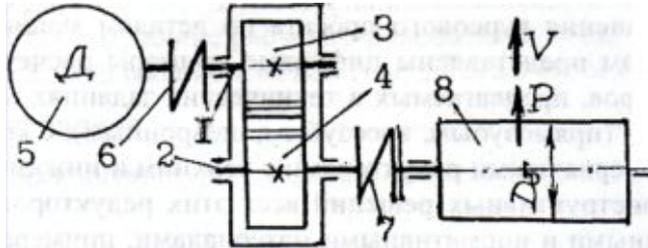
Руководитель

Москва 20...

Пример выполнения работы

Глава 1. РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Исходные данные



- 1- ведущий вал
- 2- ведомый вал
- 3 – ведущая шестерня
- 4 – ведомое колесо
- 5 - двигатель
- 6 - муфта компенсирующая
- 7- муфта комбинированная
- 8 - барабан конвейера

В задании даны: P - окружное усилие на барабане, в кН;
 V - скорость ленты конвейера, в м/с;
 D_s - диаметр барабана, в мм.

Исходные цифровые данные приняты:

$$P = 1,5 \text{ кН}, \quad V = 2 \text{ м/с}; \quad D_s = 0,25 \text{ м.}$$

Разработать: цилиндрический редуктор и рабочие чертежи вала и колеса. Принять режим нагружения шестерни и колеса постоянный с длительной работой.

1.2. Выбор электродвигателя

1.2.1. Определение частоты вращения барабана конвейера n_6 :

$$n_6 = \frac{60V}{\pi D_s} = \frac{60 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,25} = 152,9 \text{ об/мин}$$

1.2.2. Определение мощности на барабане конвейера N_6 :

$$N_6 = \frac{P \cdot V}{1000} = \frac{1,5 \cdot 10^3 \cdot 2}{1000} = 3 \text{ кВт}$$

1.2.3. Определение мощности на валу электродвигателя N_1 :

$$N_1 = \frac{N_6}{\eta_{\text{общ}}},$$

где: $\eta_{\text{общ}}$ - общий КПД привода от барабана конвейера до электродвигателя (см. в табл. 1.1 величину КПД частей привода):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_n^3 \cdot \eta_m^2 \cdot \eta_{3n} = 0,99^3 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,93$$

где: $\eta_n = 0,99$ - КПД пара подшипников качения;

$\eta_m = 0,99$ - КПД муфты;

$\eta_{3n} = 0,98$ - КПД цилиндрической передачи;

$$\text{Тогда } N_{13n} = \frac{N_{\text{б}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{3}{0,93} = 3,23 \text{ кВт}$$

Таблица 1.1

КПД деталей привода

Наименования	КПД	
	Обозначения	Величина
Муфта	η_m	0,99
Подшипники качения (одна пара)	η_n	0,99
Цилиндрическая передача	η_{3n}	0,98

После расчета мощности на валу электродвигателя N_1 по таблице 1.2 выбирают три или четыре двигателя, ближайших по мощности N_1 но в большую сторону: $N_{\text{дв}} \geq N_1$

Выписка из каталога электродвигателей

Таблица 1.2

Мощность кВт	Синхронная частота вращения, об/мин							
	3000		1500		1000		750	
	Тип двигателя	Рабочая частота вращения об/мин	Тип двигателя	Рабочая частота вращения об/мин	Тип двигателя	Рабочая частота вращения об/мин	Тип двигателя	Рабочая частота вращения об/мин
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,37	-	-	-	-	71A6	915	-	-
0,55	-	-	71A4	1354	71B6	915	-	-
0,75	71A2	2820	71B4	1350	80A6	920	90LA8	705
1,1	71B2	2805	50A4	1395	80B6	920	90LB8	715
1,5	80A2	2850	80B4	1395	90L6	925	100L8	702
2,2	80B2	2850	90L4	1395	100L6	945	112MA8	709
3	90L2	2850	100S4	1410	112MA6	950	112MB8	709
4	100S2	2880	100L4	1410	112MB6	950	132S8	720
5,5	100L2	2850	112M4	1432	132S6	960	132M8	712
7,5	112M2	2895	132S4	1440	132M6	960	160S8	727
11	132M2	2910	132M4	1447	160S6	970	160M8	727
15	160S2	2910	160S4	1455	160M6	970	180M8	731
18,5	160M2	2910	160M4	1455	180M6	980	-	-
22	180S2	2919	180S4	1462	-	-	-	-
30	180M2	2925	180M4	1470	-	-	-	-

Примечание: Размеры каталожных электродвигателей приведены в Приложении 1.

Для данной схемы можно выбрать двигатель мощностью $N=4\text{кВт}>3,94\text{кВт}$. На основании таблицы 1.2 это будут следующие двигатели:

$$100S2: \quad N_{\text{дв}1}=4\text{кВт}, \quad n_{\text{дв}}=2880 \text{ об/мин};$$

$$100L4: \quad N_{\text{дв}2}=4\text{кВт}, \quad n_{\text{дв}}=1430 \text{ об/мин};$$

$$100MB6: \quad N_{\text{дв}3}=4\text{кВт}, \quad n_{\text{дв}}=950 \text{ об/мин};$$

$$132S8: \quad N_{\text{дв}4}=4\text{кВт}, \quad n_{\text{дв}}=720 \text{ об/мин}.$$

Примечание: Следует иметь в виду, что у всех электродвигателей, представленных в таблице 1.2, отношение максимального момента к номинальному $\frac{M_{\text{max}}}{M_n} \geq 2$

Что бы установить, какой же двигатель из этих четырех подходит к нашему расчетному случаю, надо найти передаточное число $U_{\text{ред}}$ создаваемое каждым данным двигателем, и сравнивать его со стандартным значением U для конкретного типа передачи (см. табл. 1.3):

Таблица 1.3

Передаточные числа зубчатых передач (цилиндрические) U_{3n} (ГОСТ 2185-66)

2,5	2,8	3,15	3,55	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3
-----	-----	------	------	-----	-----	-----	-----	-----

$$U_{\text{ред}1} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{г}}} = \frac{2880}{152,9} = 18,8$$

$$U_{\text{ред}2} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{г}}} = \frac{1430}{152,9} = 9,35$$

$$U_{\text{ред}3} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{г}}} = \frac{950}{152,9} = 6,2$$

$$U_{\text{ред}4} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{г}}} = \frac{720}{152,9} = 4,7$$

Согласно таблице 1.3 ближе к стандартным величинам ($U_{3n_{\text{ст}}} = 4,5; 5,0; 6,3$) передаточные числа зубчатых передач, образованных при использовании двух двигателей: 1 12MB6 с частотой вращения $n_{\text{дв}} = 950 \text{ об/мин}$ ($U_{\text{ред}3} = 6,2$) и 132S8 с частотой вращения $n_{\text{дв}} = 720 \text{ об/мин}$ ($U_{\text{ред}4} = 4,7$). Так как двигатель с большей частотой вращения имеет меньшие габариты, выбираем двигатель 112MB6, округляя передаточное число редуктора до стандартного значения: $U_{\text{ред}_{\text{ст}}} = 6,3$.

1.3. Силовой расчет привода

Силовой расчет привода проводится после нахождения передаточного числа редуктора $U_{\text{ред}_{\text{ст}}}$. При силовом расчете определяются: частота вращения валов n_1 и n_2 , мощности на валах редуктора N_1 и N_2 и крутящие моменты на валах M_1 и M_2 .

1.3.1. Определение частоты вращения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов:

$$n_1 = n_{ог} = 950 \text{ об/мин}; \quad n_2 = \frac{n_1}{U_{ред}_{cm}} = \frac{950}{6,3} = 150,8 \text{ об/мин}$$

1.3.2. Определение мощности на ведущем N_1 и ведомом N_2 валах:

За исходное значение берется мощность на барабане (см. п. 1.2.2) N_6

$$N_2 = N_6 / \eta_n^2 \cdot \eta_m = 3,09 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99 = 3,09 \text{ кВт}$$

$$N_1 = N_2 / \eta_n \cdot \eta_{zn} = 3,09 / 0,99 \cdot 0,98 = 3,19 \text{ кВт}$$

Где: η_n , η_m , η_{zn} по таблице 1.1

1.3.3. Определение крутящих моментов на ведущем M_1 и ведомом M_2 валах.

$$M_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \cdot 3,19 / 950 = 32 \text{ Нм}$$

$$M_2 = 9550 \frac{N_2}{n_2} = 9550 \cdot 3,09 / 150,8 = 195,7 \text{ Нм}$$

Результаты расчетов рекомендуется свести в таблицу 1.4

Таблица 1.4

Схемы приводов (см. п. 1.1)	Номера валов	Частота вращения, n об/мин	Мощность N кВт	Крутящий момент, M Н м
1.1.1	1	950	3,19	32
	2	150,8	3,09	195,7

1.4. Расчет зубчатой передачи

1.4.1. Выбор материала зубчатых передач

В качестве материала зубчатых колес используются углеродистые и легированные стали, подвергнутые термообработке. Рекомендуемые марки сталей и их термообработка представлены в таблице 1.5

Таблица 1.5

Марка стали	σ_s МПа	σ_T МПа	Термообработка	
			HB _{min} - HB _{max}	вид
35	500-600	250	140-170 167-194 194-222 223-250	нормализация нормализация отпуск отпуск
	600-700	320		
	700-800	400		
	800-900	550		
45	600-700	320	167-194 194-222 223-250	нормализация, закалка, отпуск улучшение, закалка отпуск, отпуск
	700-800	400		
	800-900	550		

40Л	530	300	153-196	нормализация
50	640 700-800	350 530	179-228 228-255	нормализация закалка, отпуск
40X	700-800 800-900 900-1000	400 550 700	200-230 230-257 257-287	нормализация отпуск, отпуск
35ХГСА	760 1100	500 960	235 310	Закалка отпуск, отпуск

Для обеспечения прирабатываемости зубчатых пар необходимо, чтобы шестерня была тверже колеса, то есть $HB_{cp1} = HB_{cp2} + (15..30)$.

Для нашего расчетного случая выбираем по таблице 1.6 для следующие материалы:

- для колеса - Ст50 ($HB_{min} - HB_{max} = 179-228$, $\sigma_s = 640$ МПа, $\sigma_T = 350$ МПа);

- для шестерни - Ст40X ($HB_{min} - HB_{max} = 200-230$, $\sigma_s = 700$ МПа, $\sigma_T = 400$ МПа);

1.4.2. Определение допускаемых контактных напряжений зубчатых передач

Величина допускаемых напряжений зависит от режима нагружения,

По условию задания у шестерни и колеса режим нагружения *постоянный*, работа длительная.

Соответствующее *постоянному* режиму допускаемое контактное напряжение равно:

$$\text{для шестерни: } [\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{OH1} \cdot Z_R}{n_{bez}} = \frac{500 \cdot 1}{1,2} = 416,7 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса: } [\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{OH2} \cdot Z_R}{n_{bez}} = \frac{477 \cdot 1}{1,2} = 398 \text{ МПа}$$

где: σ_{OH} - предел контактной выносливости:

$$\sigma_{OH1} = 2HB_{cp1} + 70 = 2 \cdot 215 + 70 = 500 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{OH2} = 2HB_{cp2} + 70 = 2 \cdot 203,5 + 70 = 477 \text{ МПа},$$

где: средняя твердость шестерни из Ст40X (см. п1.4.1)

$$\text{равна: } HB_{cp1} = \frac{HB_{min} + HB_{max}}{2} = \frac{200 + 230}{2} = 215$$

Средняя твердость колеса из Ст50 (см.п.1.4.1)

$$\text{равна: } HB_{cp2} = \frac{HB_{min} + HB_{max}}{2} = \frac{179 + 228}{2} = 203,5$$

Z_R - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, рекомендуемый: $Z_R = 0,95 \dots 1$, принимаем $Z_R = 1$.

n_{bez} - коэффициент безопасности: рекомендуемый $n_{bez} = 1,1 \dots 1,2$, принимаем $n_{bez} = 1,2$.

Расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_{H_p}$ для прямозубой цилиндрической передачи $[\sigma]_{H_p} = [\sigma]_{H2} = 398 \text{ МПа}$

1.4.3. Определение допускаемых напряжений изгиба зубчатых передач

Режим нагружения шестерни и колеса постоянный, работа длительная.
Соответствующее постоянному режиму допускаемое напряжение изгиба равно:

$$\text{Для шестерни: } [\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H1} \cdot Y_R \cdot Y_M \cdot Y_V}{n_3} = \frac{387,1 \cdot 1,1 \cdot 1,2}{1,5} = 340,6 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса: } [\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H2} \cdot Y_R \cdot Y_M \cdot Y_V}{n_3} = \frac{366,1 \cdot 1,1 \cdot 1,2}{1,5} = 322 \text{ МПа}$$

где: σ_{HO} - предел изгибной выносливости:

$$\text{для шестерни: } \sigma_{HO1} = 1,8HB_{cp1} = 1,8 \cdot 215 = 387 \text{ МПа}$$

$$\text{для колеса: } \sigma_{HO2} = 1,8HB_{cp2} = 1,8 \cdot 203,5 = 366 \text{ МПа}$$

Y_R - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности: $Y_R = 0,8 \dots 1,2$
($Y_R = 0,8$ при грубом шлифовании, $Y_R = 1,2$ при тонком шлифовании)

Y_M - коэффициент, учитывающий размеры деталей: $Y_M = 1 \dots 1,05$
($Y_M = 1$ при диаметре, меньше 400 мм, $Y_M = 1,05$ при диаметре больше 0,4м)

Y_V - коэффициент, учитывающий упрочнение детали: $Y_V = 1,1 \dots 1,3$ (принимается $Y_V = 1,2$);

n_3 - коэффициент запаса: рекомендуемый $n_3 = 1,3 \dots 1,75$, принимаем $n_3 = 1,5$.

1.4.4. Проектный расчет закрытой цилиндрической передачи

При проектном расчете определяются все параметры зубчатой передачи.

За исходные величины принимаются:

Крутящий момент $M_2 = 195,7$ Н·м на 2-ом валу (см. таблицу 1.4);

Передаточное число зубчатой передачи $U = 6,3$: (см. п. 1.2);

Расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_{Hp}$:

- для прямозубой передачи: $[\sigma]_{Hp} = 398$ МПа (см. п. 1.4.2)

Коэффициент относительной ширины колеса ψ_a :

- для прямозубой передачи рекомендуется: $\psi_a = 0,315; 0,4; 0,5$;

принимаем: $\psi_a = 0,5$;

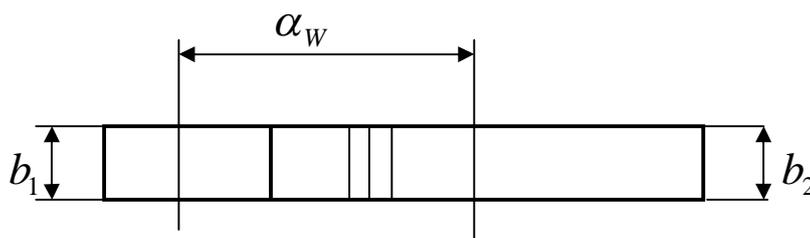
Коэффициент нагрузки: рекомендуемый $K = 1,1 \dots 1,5$; принимаем: $K = 1,2$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями:
рекомендуемый $K_{aH} = 1,0 \dots 1,1$; принимаем: $K_{aH} = 1,02$.

Определение межосевого расстояния цилиндрической зубчатой передачи

Межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи a_w является основным параметром.

Прямозубая передача



$$\alpha_w = (U+1) \sqrt[3]{\left(\frac{10000}{[\sigma]_{\text{HP}} \cdot U}\right)^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot M_2}{\psi_a}} = (6.3+1) \sqrt[3]{\left(\frac{10000}{398 \cdot 6.3}\right)^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{1.2 \cdot 195.7}{0.5}} = 142,7 \text{ см}$$

Округляем по таблице 1.6 до ближайшего стандартного значения: $\alpha_{w \text{ см}} = 140 \text{ мм}$

Таблица 1.6

Стандартные значения межосевого расстояния $\alpha_{w \text{ см}}$, в мм

50	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250	260	280	300	320
----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Определение ширины зубчатых колес

Ширина колеса:

$$B_2 = \Psi_a \cdot \alpha_{w \text{ см}} = 0,5 \cdot 140 = 70 \text{ мм}$$

Ширина шестерни:

$$B_1 = B_2 + 5 = 70 + 5 = 75 \text{ мм}$$

Определение модуля зубчатых колес

$$0,01 \alpha_{w \text{ см}} < m < 0,02 \alpha_{w \text{ см}}$$

$$0,01 \cdot 140 < m < 0,02 \cdot 140$$

$$1,4 < m < 2,8$$

Выбираем стандартное значение модуля $m_{\text{см}}$ по таблице 1.7 $m_{\text{см}} = 2 \text{ мм}$.

Таблица 1.7

Стандартные значения модулей, в мм

$m_{\text{см}}; m_{\text{нсм}}$	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9
---------------------------------	-----	------	---	------	-----	------	---	-----	---	-----	---	-----	---	---	---	---

/Определение числа зубьев шестерни и колеса

Суммарное число зубьев Z_{Σ} :

$$Z_{\Sigma} = \frac{2\alpha_{w \text{ см}}}{m_{\text{см}}} = \frac{2 \cdot 140}{2} = 140$$

где: Z_{Σ} — должно быть целым числом. Поэтому при необходимости следует изменить $m_{\text{см}}$.

Число зубьев шестерни Z_1

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U+1} \geq Z_{\min} = 17$$

$$Z_1 = 140 / (6,3 + 1) = 19,1$$

Округляем: $Z_1 = 19$

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 140 - 19 = 121$.

Уточнение передаточного числа

После выбора электродвигателя (см. выше п. 1.2) было определено передаточное число цилиндрического редуктора ($U_{ред_{cm}} = 6,3$).

Однако последующий точный расчет числа зубьев шестерни и колеса прямозубой передачи требует скорректировать передаточные числа.

Уточненное передаточное число U' :
$$U' = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{121}{19} = 6,37$$

Отклонение от исходного $U_{ред_{cm}}$:
$$e\% = \frac{U_{ред_{cm}} - U'}{U_{ред_{cm}}} \cdot 100\%$$

$$e\% = \frac{6,3 - 6,37}{6,3} \cdot 100\% = 11\% \text{ меньше требуемых } \pm 5\%$$

Определение геометрических параметров цилиндрических зубчатых передач

Делительный диаметр шестерни d_1 и колеса d_2

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 2 \cdot 19 = 38 \text{ мм}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2 \cdot 121 = 242 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев шестерни d_{a1} и колеса d_{a2}

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 38 + 2 \cdot 2 = 42 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 242 + 2 \cdot 2 = 246 \text{ мм}$$

Диаметр впадин зубьев шестерни d_{f1} и колеса d_{f2}

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 38 - 2,5 \cdot 2 = 33 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 242 - 2,5 \cdot 2 = 237 \text{ мм}$$

Межосевое расстояние:

$$\alpha_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{38 + 242}{2} = 140 \text{ мм}$$

1.4.5. Проверочный расчет закрытой цилиндрической передачи на контактную прочность

$$\sigma_H = \frac{1000}{\alpha_{wcm} \cdot U'} \sqrt{\frac{(U'+1)^3 K \cdot M_2}{B_2}} \leq [\sigma]_{Hp}$$

где: α_w - межосевое расстояние (см. п. 1.4.4: $\alpha_{wcm}=140$ мм);
 U' - уточненное передаточное число (см. п. 1.4.4): $U'=6,37$;
 K - коэффициент нагрузки ($K=1,2$);
 M_2 - крутящийся момент на 2 валу (см. таблицу 1.5: $M_2=195,7$ Нм);
 B_2 - ширина колеса (см. п. 1.4.4): $B_2=70$ мм

$$\sigma_H = \frac{1000}{140 \cdot 6,37} \sqrt{\frac{(6,37 + 1)^3 \cdot 1,2 \cdot 195,7}{70}} = 410,9 \text{ МПа}$$

Отклонение расчетных контактных напряжений σ_H от допускаемых $[\sigma]_{Hp}$ не должно превышать $\pm 5\%$

$$e\% = \frac{[\sigma]_{Hp} - \sigma_H}{[\sigma]_{Hp}} \cdot 100\% \leq \pm 5\%, \text{ где: } [\sigma]_{Hp} - \text{см. п. 1.4.2}$$

$$e\% = \frac{398 - 410,9}{398} \cdot 100\% = -3,2\%$$

Отклонение в пределах допускаемого $\pm 5\%$

1.4.6. Расчет зубьев цилиндрических зубчатых колес на изгибную прочность

$$\sigma_u = \frac{K \cdot P_2 \cdot Y_F}{B_2 \cdot m_{cm}} \leq [\sigma]_u$$

где: K – коэффициент нагрузки: $K=1,2$

P_2 - окружное усилие на длительном диаметре d_2

$$\text{у прямозубой передачи: } P_2 = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 195,7}{0,242} = 1617,4 \text{ Н}$$

где: M_2 - берется по таблице 1.5;

d_2 - получены в п. 1.4.4

Y_F - коэффициент прочности по местным напряжениям (по таблице 1.8) определяется по числу прямых зубьев.

Коэффициенты прочности зубьев по местным напряжениям Y_F

Таблица 1.8

Число зубьев Z, Z_v	15	20	25	30	40	50	60	80	100	150	200
Коэффициент Y_F	4,7	4,4	3,9	3,8	3,7	3,65	3,6	3,6	3,6	3,6	3,61

B_2 - ширина прямозубого колеса: $B_2=70$ мм

m – модуль прямозубого колеса: $m=2$ мм

K_α - коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие зубьев: $K_\alpha=0,7$

$$\sigma_u = \frac{1,2 \cdot 1617,4 \cdot 3,6}{70 \cdot 2} = 49,9 \text{ МПа}$$

Полученное значение должно быть меньше допускаемых напряжений изгиба, см. п. 1.4.3:

$$[\sigma]_u = 322 \text{ МПа}$$

$$49,9 \text{ МПа} \leq 322 \text{ МПа}$$

Глава 2 КОМПОНОВКА ЦИЛИНДРИЧЕКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

В главе 1 были найдены основные геометрические параметры шестерни и колеса прямозубой передачи:

Межосевое расстояние:	$a_{wcm} = 140$ мм
Ширина колеса:	$B_2 = 70$ мм
Ширина шестерни:	$B_1 = 75$ мм
Модуль:	$m_{cm} = 2$ мм
Делительный диаметр шестерни:	$d_1 = 38$ мм
Делительный диаметр колеса:	$d_2 = 242$ мм
Диаметр вершин зубьев шестерни:	$d_{a1} = 42$ мм
Диаметр впадин зубьев шестерни:	$d_{f1} = 33$ мм
Диаметр вершин зубьев колеса:	$d_{a2} = 246$ мм
Диаметр впадин зубьев колеса:	$d_{f2} = 237$ мм

Компоновка включает наиболее удачное с конструктивной точки зрения взаимное расположение в полости редуктора всех его составных частей: зубчатых колес, валов, подшипников качения, манжет, деталей крепления.

Для качественного выполнения компоновки требуется знать современные конструкции зубчатых колес и валов, а также особенности конструирования литого корпуса и крышек редуктора.

Компоновка осуществляется (см. рис. 2.1) по плоскости разъема редуктора, так как на ней располагаются в натуральных габаритах основные составные части редуктора: зубчатые колеса, валы, подшипники, крышки, уплотнение.

Процесс компоновки ведется в следующей последовательности:

- вначале на плоскость миллиметровки или чертежа наносятся осевые линии шестерни и колеса с расчетным межосевым расстоянием a_{wcm} , полученным в предыдущей главе.

- затем с учетом осей вычерчиваются контуры шестерни 5 и колеса 16 с зубьями, находящимися в зацеплении, по расчетным, полученным ранее, диаметральному размерам $d_1, d_2, d_{a1}, d_{f1}, d_{a2}, d_{f2}$, а также расчетной ширине B_1 и B_2 . При этом учитываются особенности конструктивного исполнения шестерни и колеса при разных методах их изготовления (кузнечная штамповка, литье, механическая обработка проката), размеры обода S , ступицы S_1 диска C , фасок f и f_1 (об этом будет сказано ниже).

- после этого осуществляется ориентировочный выбор диаметров ступеней валов шестерни 5: d_3, d_4, d_5 и колеса 19: d_6, d_7, d_8, d_9 , а также выбираются размеры шпонок 1, 10, 14 (о чем будет рассмотрено ниже).

- наконец намечаются размеры внутренней полости корпуса редуктора (длина и ширина) путем установления величины зазоров Δ между торцами шестерни и корпусом Δ , между вершиной зубьев колеса и корпусом Δ и вершины зубьев шестерни и корпусом Δ_1 . В нашем случае принимаем: $\Delta = 10$ мм, $\Delta_1 = 30$ мм (из рекомендуемых $\Delta = 5...40$ мм).

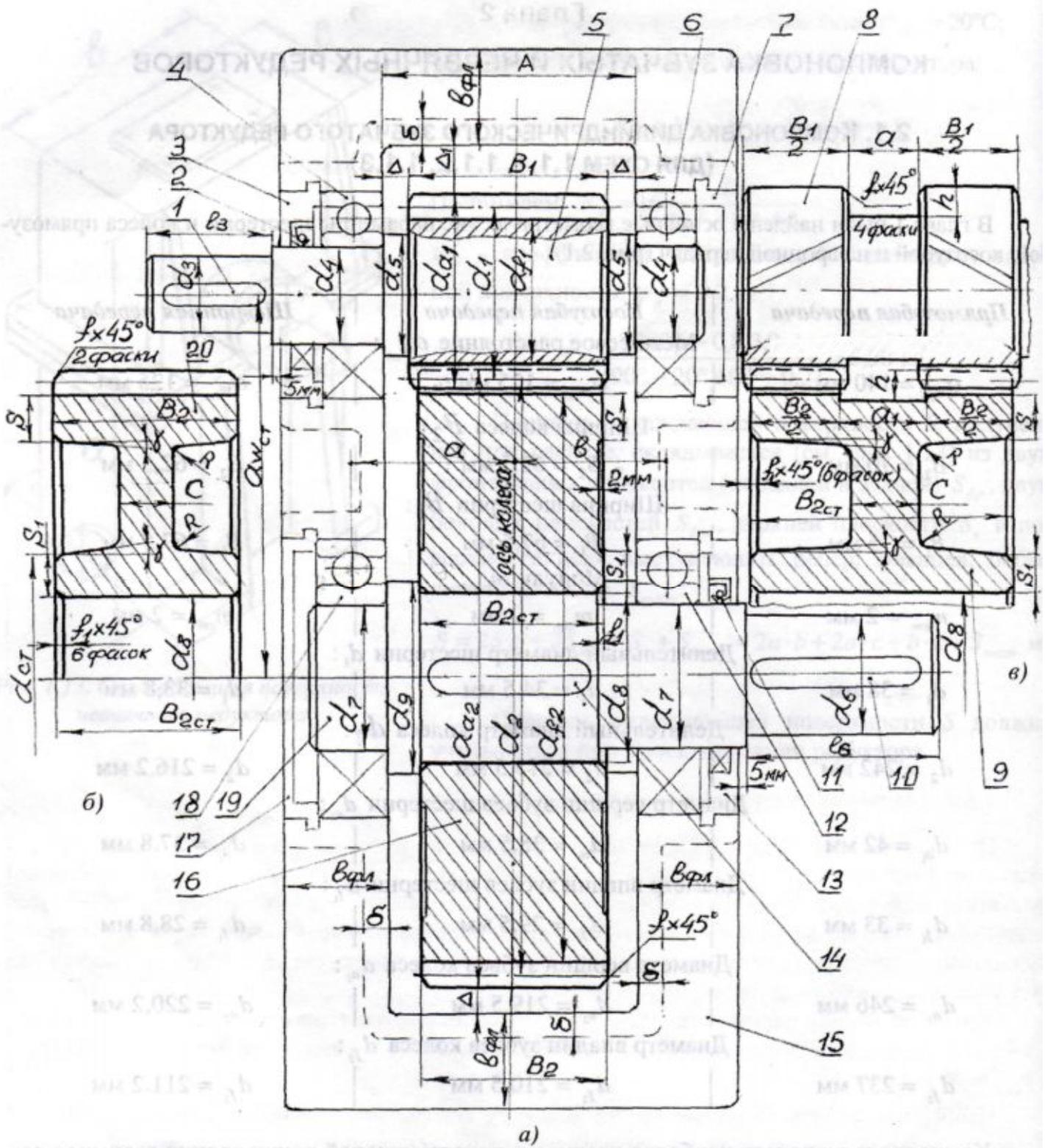


Рис 2.1. компоновка цилиндрического зубчатого редуктора:
 а) – с колесом одной ширины; б) – колесо с внутренним диском;
 в) – шевронное колесо в паре с шестерней

- завершается компоновка установкой в корпусе редуктора пары подшипников 4 и 6 под вал-шестерню и пары подшипников 12 и 18 под вал 19 колеса (каждая пара состоит из одинаковых подшипников качения, взятых из каталога, приведенного в Приложении 2), а также манжетных уплотнений 2 и 11 по диаметрам ступеней валов d_4 и d_7 (см. Приложение 3), устанавливаемых в крышках 3 и 13.

При этом учитывается то, что ширину плоскости разъема корпуса редуктора по всему периметру рекомендуется принимать равной $b_{\phi л} = 40$ мм, а толщину стенок корпуса редуктора равной $\delta = 10$ мм.

Все крышки подшипников 3, 7, 13 и 17 рекомендуется устанавливать утопленными в корпус редуктора, как на рис. 2.1.

Далее по тексту рассматриваются конструкции зубчатых колес и порядок выбора ориентировочных диаметров ступеней валов и шпонок.

Конструкция цилиндрических зубчатых колес

На рис. 2.1 представлены конструкции прямозубых и косозубых зубчатых колес (а,б) и шевронных зубчатых колес (в). Рассмотрим только прямозубую передачу.

Шестерня прямозубой передачи 5 изготавливается заодно с валом в виде вала-шестерни из круглого проката или путем свободнойковки с последующей механической и термической обработкой.

Колесо прямозубой передачи 16 установлено на отдельном ступенчатом валу 19 с помощью шпонки 14. Оно изготавливается путем свободнойковки или из литья с последующей механической и термической обработкой.

При небольшой толщине колеса (до 30...40 мм) оно выполняется в виде диска 16 с небольшими (до 2 мм) углубления на боковых поверхностях. Это делается для того, чтобы обеспечивать точную обработку только торцов ступицы S_1 и обода S , а не всей боковой поверхности.

При широких колесах (толщиной более 40 мм) с целью экономии металла рекомендуется изготавливать колеса с узким внутренним диском C , равным у прямозубой передачи по толщине $C_{\text{мин}} = 15$ мм.

У всех цилиндрических колес (особенно с внутренним диском 9 и 20) необходимо учитывать размер торцов обода S и ступицы S_1 :

- торец обода S должен быть не менее двойной высоты зуба, или $S = 4,5m$.

- торец ступицы S_1 зависит от рекомендуемого минимального диаметра ступицы: $d_{cm} = 1,5d$, где d - диаметр ступени вала. Значит, размер торца ступицы равен:

$$S_1 = \frac{d_{cm} - d}{2}.$$

Острые кромки цилиндрических зубчатых колес притупляются фасками. На зубчатом венце предусматриваются фаски размером: $f = (0,5...0,6)m$. На ступицах размер фасок f_1 зависит от диаметральных размеров вала, ступицы и обода (см. таблицу 2.1):

Таблица 2.1

$d, \text{ мм}$	20 ... 30	30 ... 40	40 ... 50	50 ... 80	80 ... 120	120... 150	150 ...250
$f, \text{ мм}$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

На колесах с внутренним диском уклоны поверхности ступицы и обода принимаются равными: $\gamma = 7^\circ$, а радиусы закруглений: $R = 6\text{мм}$.

Длина ступицы колеса B_{2cm} зависит от длины ступени вала (или длины шпонки) и должна быть не менее $B_{2cm} = 1,5d$, где d - диаметр ступени вала. Чаще всего B_{2cm} равняется ширине зубчатого венца B_2 (см. рис. 2.1). Если ширина зубчатого венца B_2 меньше длины ступицы колеса ($B_2 < B_{2cm}$), то ступица расширяется симметрично в обе стороны от среднего диска C .

Выбор ориентировочных диаметров ступеней валов и их длины

Валы проектируются ступенчатыми (см. рис. 2.1). При этом диаметры ступеней должны выбираться, в основном, из стандартного ряда чисел:

$$d_{cm} = 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120 \text{ мм}$$

Допускается применять диаметры ступеней с окончанием на 2 и 8, но при этом разница $\frac{1}{2}$ диаметров соседних ступеней должна быть достаточной для упора в бурт насаженных на вал деталей, то есть должна быть больше фаски ступицы f_1 (см.табл. 2.1).

Выбор диаметра и длины ступеней вала-шестерни

Вал-шестерня 5 имеет входной конец диаметром d_3 , на котором устанавливается с помощью шпонки 1 полумуфта, передающая вращение валу-шестерне от полумуфты на валу электродвигателя.

Диаметр d_3 рекомендуется выбрать из стандартного ряда размером, близким к диаметру вала электродвигателя 112МВ6, выбранного нами ранее в п. 1.2, размеры которого приведены в Приложении 1 (размер диаметра вала двигателя $d_{1\phi} = 32\text{мм}$):

$$d_3 = 0,9 d_{1\phi} \cdot d_3 = 0,9 \cdot 32 = 28,8 \text{ мм. Округляем по стандартному ряду: } d_3 = 30 \text{ мм.}$$

Длина входного конца (первой ступени) l_3 не должна быть меньше $1,5 d_3$:

$$l_3 = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ мм.}$$

Диаметр следующей ступени d_4 , на которой располагаются шарикоподшипник 4 и манжетное уплотнение 2, принимается по стандартному ряду ближайшим большим по размеру диаметру d_3 : $d_4 = 35 \text{ мм}$.

Длина ступени d_4 должна превышать ширину плоскости разъема корпуса $b_{\phi л}$, на 5.. 10мм в зависимости от ширины подшипника 4 и манжетного уплотнения 2. По каталогу (см. Приложение 2) по диаметру $d_4 = 35 \text{ мм}$ выбирается шарикоподшипник средней серии №307 с параметрами: $d = 35 \text{ мм}$, $D = 80 \text{ мм}$, $B = 21 \text{ мм}$, $C = 26 \text{ кН}$. По Приложению 3 на диаметр ступени $d_4 = 35 \text{ мм}$ выбираются размеры манжетного уплотнения: $D=58 \text{ мм}$, $h = 10 \text{ мм}$, $d=35\text{мм}/$

Торец ступени d_4 должен выступать перед краем плоскости разъема редуктора, как минимум, на 5 мм (см. рис. 2.1), чтобы торец полумуфты, насаженной на ступень d_3 , не терся о корпус при вращении вала-шестерни.

Таким образом, длина ступени l_4 в нашем случае равна:

$$l_4 = b_{\phi л} + 5 \text{ мм} = 40 + 5 = 45 \text{ мм.}$$

Следующая ступень d_5 необходима для упора вала-шестерни 5 в подшипник 4, который располагается по кромке внутренней полости редуктора. Диаметр d_5 является ближайшим по стандартному ряду диаметру d_4 : $d_5 = 40\text{мм}$

Длина ступени l_5 равна величине зазора Δ между торцом шестерни 5 и корпусом редуктора, краем его внутренней полости. Величина зазора по желанию может колебаться в пределах: $\Delta = 10 \dots 40$ мм (большие значения для зазора между зубчатым венцом шестерни и корпусом редуктора в продольной плоскости, см. рис. 2.1, зазор Δ_1).

Для нашего случая выбираем $\Delta = 10$ мм, $\Delta_1 = 30$ мм.

Такие же зазоры можно предусматривать и по вертикали редуктора.

С другой стороны шестерни также имеется ступень d_5 , ширина которой соответствует принятому зазору Δ между торцом шестерни и корпусом редуктора, но с противоположной стороны.

Таким образом, шестерня располагается точно посередине полости редуктора.

Следующая за d_5 ступень вала-шестерни является опорной под подшипник 6, такой же размерной серии, как подшипник 4. Поэтому диаметры d_4 ступеней равны, но длина ступени под подшипник 6 равна ширине стандартного подшипника, выбранного по каталогу в Приложении 2.

Из вышеизложенного следует, что ширина внутренней полости редуктора A образуется из ширины шестерни B_1 и двух зазоров Δ для прямозубых редукторов:

$$A = B_1 + 2 \cdot \Delta \text{ мм.}$$

Для нашего расчетного случая: $B_1 = 75$ мм (см. п. 1.4.4), принимая $\Delta = 10$ мм, имеем:

$$A = 75 + 2 \cdot 10 = 95 \text{ мм}$$

Выбор диаметра и длины ступеней вала колеса

Вал колеса 19 по сравнению с валом-шестерней 5 является тихоходным валом. С него передается вращение на вал конвейера. Поэтому он имеет выходной конец диаметром d_6 , с которого и начинается выбор диаметров ступеней вала. Эта ступень d_6 снабжена шпонкой 10 для передачи вращения через полумуфту на полумуфту, насажденную на вал конвейера.

Диаметр d_6 находится по формуле:

$$d_6 = 140 \sqrt[3]{\frac{N_2}{n_2}} = 140 \sqrt[3]{\frac{3,09}{150,8}} = 38,3 \text{ мм}$$

где: N_2 - мощность на валу колеса (по табл. 1.5): $N_2 = 3,09$ кВт;

n_2 - частота вращения колеса (по табл. 1.5): $n_2 = 150,8$ об/мин.

Округляем по стандартному ряду: $d_6 = 40$ мм.

Длина ступени d_6 должна быть не менее $1,5 < d_6$: $l_6 = 1,5 \cdot 40 = 60$ мм. Последующие диаметры ступеней вала 19 принимаются ближайшими в большую сторону по стандартному ряду: $d_7 = 45$ мм, $d_8 = 50$ мм, $d_9 = 60$ мм.

Причем диаметры d_7 под подшипники 12 и 18 равны, так как на валу устанавливаются шарикоподшипники одной размерной серии.

Длина ступицы l_8 зависит от вида зубчатой передачи:

У цилиндрических передач длина ступени d_8 изготавливается размером, меньшим длине ступица колеса B_{2cm} , как минимум, на величину фаски f_1 чтобы колесо 16 было надежно прижато к боковой грани ступени d_9 : $l_8 = B_{2cm} - f_1$ (см. рис. 2.1) с помощью кольца:

при прямозубой передаче: $l_8 = B_2 - f_1 = 70 - 1,5 = 68,5$ мм, где: $B_2 = 70$ мм (см. п. 1.4.4).

Длина ступицы l_7 должна быть такая, чтобы её край выходил на 5 мм за край плоскости разъема (см. рис. 2.1). При этом учитывается размер зазора Δ (см. выше), то есть внутренний край полости A , а также ширина подшипника 12 и крышки 13 с манжетным уплотнением 11, размеры которого даны в Приложении 3 по диаметру $d_7 = 45$ мм в нашем случае ($D = 65$ мм, $h = 10$ мм)

Длина ступени l_7 под подшипник 18 зависит от ширины выбранного по диаметру $d_7 = 45$ мм шарикового подшипника №309 ($d = 45$ мм, $D = 100$ мм, $B_{II} = 25$ мм, $C = 37$ кН) в Приложении 2.

Так как зубчатая пара 5, 16 установлена в полости корпуса редуктора симметрично, а шарикоподшипники 12 и 18 располагаются по кромкам внутренней полости редуктора (см. рис. 2.1), легко подсчитываются размеры a и b , необходимые при прочностном расчете тихоходного вала 19 в дальнейшем: в нашем случае имеем:

$$a=b=\frac{A+B_{II}}{2}=\frac{95+25}{2}=60\text{ мм},$$

длина между опорами: $l_n = a + b = 60 + 60 = 120$ мм

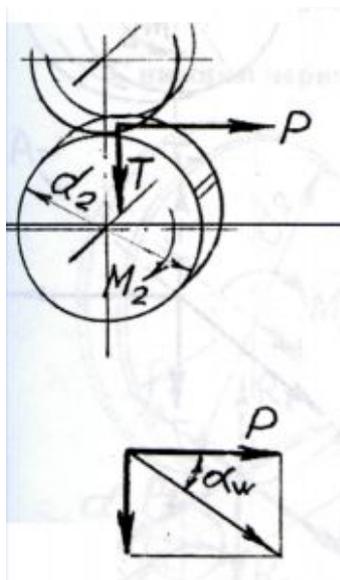
На валах редуктора устанавливаются три шпонки 1, 10 и 14. Их размеры зависят от ступеней d_3 , d_6 и d_8 и выбираются по этим диаметрам из таблицы 3.1 п. 3.2.4.

Каждый вал редуктора устанавливается в корпусе на двух подшипниках одного типоразмера с помощью утопленных крышек, ограничивающих осевое перемещение подшипников (см. рис. 2.1) (однако установка подшипников в шевронной передаче имеет свои особенности).

Образец готового чертежа цилиндрического редуктора с необходимыми размерами, посадками, техническими требованиями и спецификация к нему представлены в Приложении 6.

Глава 3. РАСЧЕТ ВАЛОВ

3.1. Силы, действующие в зацеплении прямозубой цилиндрической зубчатой передаче



На схеме: P -окружное усилие; T -радиальное усилие

Исходные данные:

$$M_2 = 195,7 \text{ Нм (таблица 1,5)}$$

$$d_2 = 0,242 \text{ м (см. п. 1.4.4)}$$

$$\alpha_w = 20^\circ$$

$$P = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 195,7}{0,242} = 1617 \text{ Н}$$

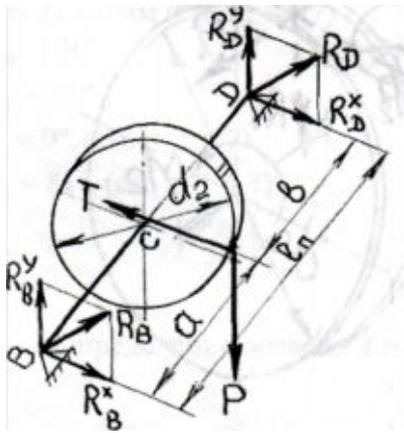
$$T = P \operatorname{tg} \alpha_w = 1617 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 589 \text{ Н}$$

3.2. Проверочный расчет валов на сложное сопротивление (изгиб и кручение)

После компоновки редуктора и выбора диаметров ступеней валов производится их проверка на сложное сопротивление (изгиб и кручение).

Во всех одноступенчатых редукторах проверке подвергается тихоходный (второй) вал. Для примера ниже рассматривается порядок расчета тихоходных валов цилиндрических прямозубого, редуктора, а также конического и червячных редукторов и вала червяка.

3.2.1. Определение опорных реакций на тихоходном валу в прямозубом цилиндрическом редукторе



$$P = 1617 \text{ Н (см. п. 3.1)}$$

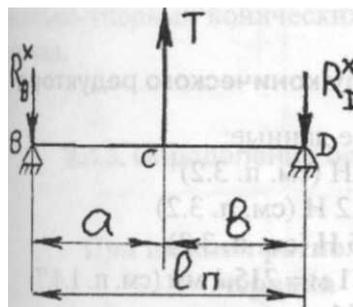
$$T = 589 \text{ Н (см. п. 3.1)}$$

$$a = b = 60 \text{ мм (см. п. 2.1)}$$

$$l_n = 120 \text{ мм}$$

Перед определением опорных реакций все действующие силы в зацеплении переносятся на оси валов.

Реакции опор в горизонтальной плоскости



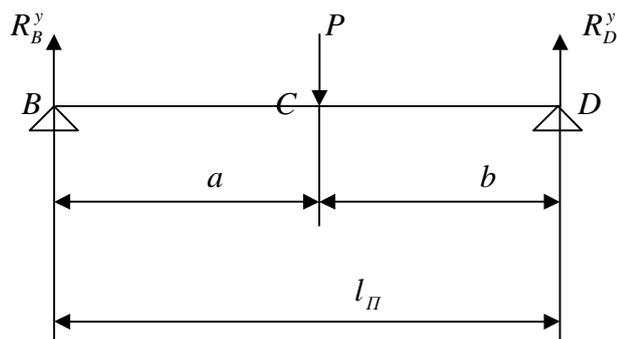
$$\sum M_D = 0$$

$$-R_B^x \cdot l_n + T \cdot b = 0$$

$$R_B^x = \frac{T \cdot b}{l_n} = \frac{589 \cdot 60}{120} = 294,5 \text{ Н}$$

$$R_D^x = T - R_B^x = 589 - 294,5 = 294,5$$

Реакция опор в вертикальной плоскости



$$\sum M_D = 0$$

$$R_B^y \cdot l_n + P \cdot b = 0$$

$$R_B^y = \frac{P \cdot b}{l_n} = \frac{1617 \cdot 60}{120} = 808,5 \text{ Н}$$

$$R_D^y = P - R_B^y = 1617 - 808,5 = 808,5$$

Суммарная реакция опор

$$R_B = \sqrt{R_B^{y^2} + R_B^{x^2}} = \sqrt{808,5^2 + 294,5^2} = 860 \text{ Н}$$

$$R_D = \sqrt{R_D^{y^2} + R_D^{x^2}} = \sqrt{808,5^2 + 294,5^2} = 860 \text{ Н}$$

По суммарной реакции опор R_B и R_D в дальнейшем будет определяться долговечность радиально-упорных конических роликоподшипников №7306, определенных в нашем расчете. При необходимости подбирается другой подшипник этого типа.

3.2.2. Определение действующих на вал изгибающих моментов M_u

$$T = 589 \text{ Н (см.п. 3.1)}$$

$$P = 1617 \text{ Н (см.п. 3.1)}$$

$$a = b = 60 \text{ мм} = 0,06 \text{ м (см.п. 2.1)}$$

Из п. 3.4.1

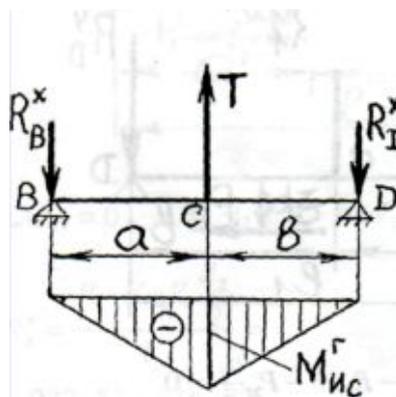
$$R_B^x = 294,5 \text{ Н}$$

$$R_B^y = 808,5 \text{ Н}$$

$$R_D^x = 294,5 \text{ Н}$$

$$R_D^y = 808,5 \text{ Н}$$

Эпюры моментов в горизонтальной плоскости

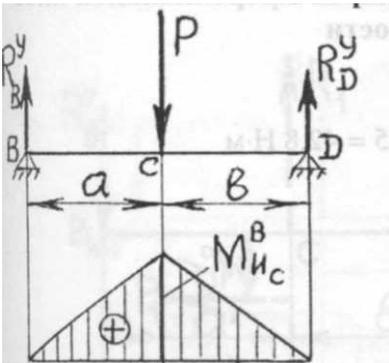


В схеме опасное сечение в т. С

В т. С

$$M_{ис}^Г = -R_B^x \cdot a = -294,5 \cdot 0,06 = -17,67 \text{ Нм}$$

Эпюры моментов в вертикальной плоскости



В схеме опасное сечение в т. С

В т. С

$$M_{Ис}^B = R_B^y \cdot a = 808,5 \cdot 0,06 = 48,51 \text{ Нм}$$

Суммарные изгибающие моменты в опасном сечении (т. С)

$$M_{Ис} = \sqrt{M_{Ис}^T^2 + M_{Ис}^B^2} = \sqrt{17,67^2 + 48,51^2} = 51,6 \text{ Нм}$$

3.2.3. Определение действующих на вал крутящих моментов M_k

Крутящий момент, действующий в опасном сечении (т. с) $M_2 = 195,7 \text{ Нм}$ (см. табл. 1.5)

3.2.4. Определение напряжений в опасном сечении вала (в т. С)

Напряжения изгиба

$$\sigma_{II} = \frac{M_{Ис}}{W_c} \text{ МПа}$$

где: $M_{Ис}$ - суммарный изгибающий момент в т. С (см. выше в п. 3.2.2)

W_c - момент сопротивления в сечении С вала с учетом шпонки:

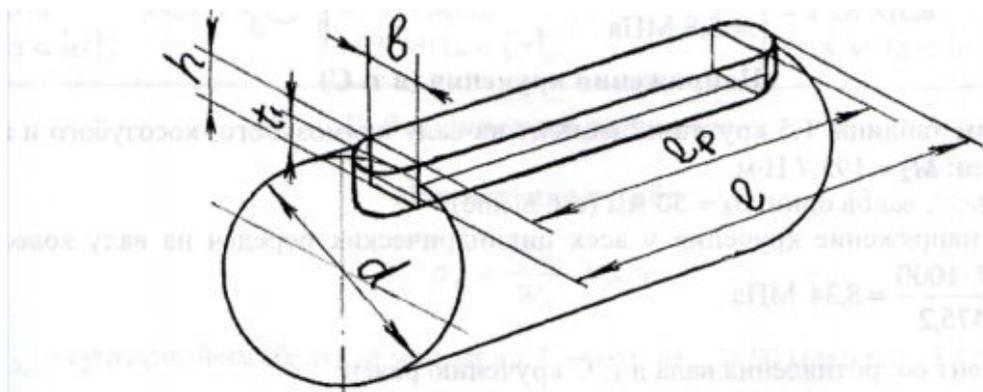
$$W_c = 0,1d_8^3 - \frac{b \cdot t_1 (d_8 - t_1)^2}{2 \cdot d_8} \text{ м}^3$$

где: d_8 - диаметр вала в т. С;

$d_8 = 0,05 \text{ м}$ (см. п. 2.1 и рис. 2.1)

Примечание: Размеры шпонки и шпоночного паза зависят от диаметра вала и находятся по таблице 3.1.

Зависимость размеров призматических шпонок от диаметра вала, в мм



Диаметр вала, d	Ширина шпонки, b	Высота шпонки, h	Глубина паза на валу, t_1	Длина шпонки (не менее)	
				рабочая, l_p	целиком, l
15	5	5	3	16	21
20	6	6	3,5	21	27
25	8	7	4	28	36
30	8	7	4	35	43
35	10	8	4,5	41	51
40	12	8	5	46	58
45	14	9	5,5	52	68
50	14	9	5,5	59	73
60	18	11	7	70	88
70	20	12	7,5	83	103
80	22	14	9	96	118
90	25	16	9	108	133
100	28	16	10	120	148

Для наших расчетов при диаметре вала $d_8 = 50$ мм имеем:

- ширина шпонки (шпоночной канавки): $b = 14$ мм
- глубина паза на валу: $t_1 = 5,5$ мм

Отсюда момент сопротивления на валу d_8 в т. С равен:

$$W_c = 0,1 \cdot 50^3 - \frac{14 \cdot 5,5(50 - 5,5)^2}{2 \cdot 50} = 10975,7 \text{ мм}^3$$

Напряжение изгиба в т.С: $\sigma_{II} = \frac{51,6 \cdot 1000}{10975,7} = 4,7 \text{ МПа}$

Напряжение сжатия

Возникает там, где имеется в зацеплении осевая сила, которая при переносе на ось вала создает напряжение сжатия.

В прямозубой передаче осевой силы нет.

Суммарное нормальное напряжение (в т. С)

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{II} = 4,7 \text{ МПа}$$

Напряжение кручения (в т. С)

По таблице 1.4 крутящий момент на валу прямозубого колеса равен: $M_2 = 195,7 \text{ Нм}$.

Диаметр вала: $d_8 = 50 \text{ мм}$ (см. выше).

$$\text{Напряжение кручения на валу колеса: } \tau = \frac{M_2}{W_{Oc}} = \frac{195,7 \cdot 1000}{23475,2} = 8,34 \text{ МПа}$$

где: W_{Oc} - момент сопротивления вала в т. С кручения равен:

$$W_{Oc} = 0,2d_8^3 - \frac{b \cdot t_1(d_8 - t_1)^2}{2 \cdot d_8} = 0,2 \cdot 50^3 - \frac{14 \cdot 5,5(50 - 5,5)^2}{2 \cdot 50} = 2347,5 \text{ мм}^3$$

Размеры шпонки и паза взяты из таблицы 3.1 (см. выше)

Эквивалентное напряжение (в т. С)

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma]_{II}$$

где: допусаемое напряжение при изгибе равно: $[\sigma]_{II} = \frac{\sigma_{-1}}{n \cdot K_{\sigma}}$

Марка стали для валов выбирается из таблицы 3.2.

Таблица 3.2

Механические свойства материала валов

Марка стали	Предел прочности при растяжении, σ_B МПа	Предел текучести, σ_T МПа	Предел выносливости при симметричной нагрузке		HRC
			при изгибе, σ_{-1} МПа	при кручении, σ_{-1} МПа	
45	1200	950	600 480	240 360	50-80
20X	850	630	425 340	170 255	56-62
40X	1500	1300	750 600	300 450	45-50
40XH	1600	1400	800 640	320 480	48-54

Принимаем для цилиндрических редукторов в качестве материала вала сталь марки 45 ($\sigma_{-1} = 600 \text{ МПа}$), запас прочности $n = 1,5$ (из допустимых $n = 1,5..2,0$), коэффициент концентрации напряжений $K_{\sigma} = 1,8$ (из допустимых $K_{\sigma} = 1,5..3,5$).

$$\text{Получаем: } [\sigma]_{II} = \frac{600}{1,5 \cdot 1,8} = 222 \text{ МПа}$$

Эквивалентное напряжение в т.С:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{4,7^2 + 3 \cdot 8,34^2} = 15,2 \text{ МПа}$$

$$15,2 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{II}$$

Глава 4 РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

В главе 3 были найдены опорные реакции на тихоходном валу редуктора, а в главе 2 были определены диаметры опорных ступеней вала, на которые устанавливаются подшипники качения, выбраны типы и размеры подшипников и их динамическая грузоподъемность C (по Приложению 2).

Проверим выбранные подшипники на долговечность, то есть определим, отвечает ли их срок службы заданному значению по заданию.

4.1. Порядок расчета подшипников качения на долговечность

Расчет подшипников качения на долговечность

$$L_h = \left(\frac{C}{Q} \right)^\alpha \frac{10^6}{60 \cdot n} \geq L_{зад}, \text{ ч}$$

где: L_h - ресурс подшипника в часах;

$L_{зад}$ - заданный срок службы подшипника в часах:

$$L_{зад} = t_{см} \cdot g \cdot T = 8 \cdot 260 \cdot 5 = 10400 \text{ ч}$$

где: $t_{см}$ - время работы в смену: $t_{см} = 8$ ч,

g - число машиномен в году: $g = 260$,

T - срок службы привода: $T = 5$ лет.

C - динамическая грузоподъемность данного подшипника (в Приложении 2);

α - коэффициент: $\alpha = 3$ - для широкоподшипников,

$\alpha = 3,33$ - для роликоподшипников,

n - частота вращения подшипника, об/мин;

Q - приведенная динамическая нагрузка на подшипник, Н.

Для радиальных шариковых и радиально-упорных шариковых и роликовых конических подшипников:

$$Q = (X \cdot K_K \cdot R + Y \cdot A') K_\sigma \cdot K_T \text{ при } \frac{A'}{K_K \cdot R} > e$$

$$Q = K_K \cdot R \cdot K_\sigma \cdot K_T \text{ при } \frac{A'}{K_K \cdot R} \leq e$$

Для радиальных роликовых подшипников:

$$Q = K_K \cdot R \cdot K_\sigma \cdot K_T$$

где: X и Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (по таблице 4.1);

R и A - радиальная и осевая нагрузка на подшипник (см. п. 3.4);

A' - расчетная осевая нагрузка (см. таблицу 4.2 и рис. 4.1);

K_K - коэффициент вращения:

$K_K = 1$ - при вращении внутреннего кольца,

$K_K = 1,2$ - при вращении наружного кольца,

K_σ - коэффициент безопасности:

$K_\sigma = 1$ - при спокойной нагрузке,

$K_\sigma = 1,2$ - при легких толчках,

$K_\sigma = 1,5$ - при вибрационной нагрузке,

K_T - температурный коэффициент:

$K_T = 1$ - при температуре до 100°C,

$K_T = 1,05 \dots 1,4$ - при температуре >100°C,

e - коэффициент: определяется по таблице 4.1 с учетом относительной нагрузки $\frac{A}{C_o}$ (для радиальных шариковых подшипников), $\frac{A'}{C_o}$ (для

радиально-упорных шариковых подшипников), или же с учетом угла контакта α (для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников). При этом: A' - осевая нагрузка расчетная определяется по таблице 4.2. C_o - статическая грузоподъемность подшипника по Приложению 2.

Следует иметь в виду, что у одноступенчатых зубчатых редукторов проверке на долговечность подвергаются подшипники тихоходного вала, так как их частота вращения значительно меньше частоты вращения подшипников быстроходного вала, а она и определяет в первую очередь ресурс подшипника (см. формулу расчета ресурса) при одинаковых для валов внешних сил, действующих в зацеплении.

Таблица 4.1

Коэффициенты радиальной нагрузки X, осевой нагрузки Y и коэффициент e однорядных подшипников качения

Тип подшипника	Угол контакта α , град.	Относительная нагрузка		$\frac{A'}{K_K \cdot R} \leq e$		$\frac{A'}{K_K \cdot R} > e$		e	
		$\frac{A}{C_o}$	$\frac{A'}{C_o}$	X	Y	X	Y		
Шариковые радиальные	0	0,014		1	0	0,56	2,30	0,19	
		0,028					1,99	0,22	
		0,056					1,71	0,26	
		0,084					1,55	0,28	
		0,11					1,45	0,30	
		0,17					1,31	0,34	
		0,28					1,15	0,38	
		0,42					1,04	0,42	
Шариковые радиально-упорные	12.. 15		0,014	1	0	0,45	1,81	0,30	
			0,029				1,62	0,34	
			0,057				1,46	0,37	
			0,086				1,34	0,41	
			0,11				1,22	0,45	
			0,17				1,13	0,48	
			0,29				1,04	0,52	
			0,43				1,01	0,54	
		0,57	1,00	0,54					
	18.. 20 24.. 26 30 35, 36 40						0,43	1,00	0,57
							0,41	0,87	0,68
							0,39	0,76	0,80
							0,37	0,66	0,99
							0,35	0,57	1,14
	Роликовые конические радиально-упорные	11.. 30			1	0	0,40	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$

Расчетная осевая нагрузка A' в опорах I и II вала при двух нижеприведенных схемах а и б установки радиально-упорных конических и шариковых подшипников.

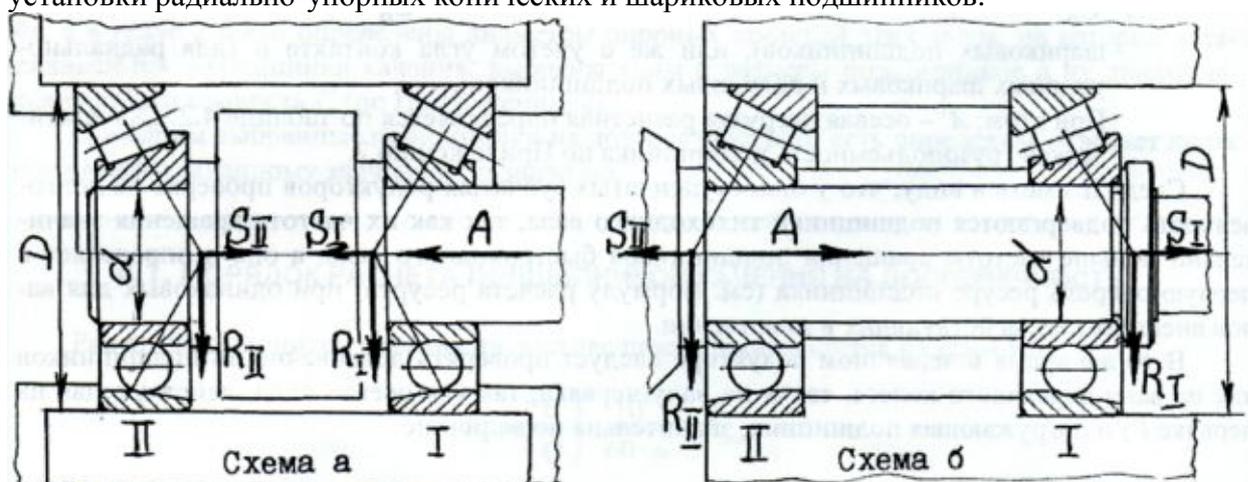


рис. 4.1

Осевую нагрузку воспринимают в обеих схемах опоры II.

Условия нагружения	Расчетная осевая нагрузка A'	
	В опоре I	В опоре II
$S_1 \geq S_{II}$ $A \geq 0$	$A'_I = S_{II}$	$A'_{II} = S_1 + A$
$S_1 < S_{II}$ $A \geq S_{II} - S_1$	$A'_I = S_1$	$A'_{II} = S_1 + A$
$S_1 < S_{II}$ $A \leq S_{II} - S_1$	$A'_I = S_{II} - A$	$A'_{II} = S_{II}$

где: S_1 и S_{II} - осевые составляющие от радиальных нагрузок R_1 и R_{II} в опорах I и II:

Для радиально-упорных шарикоподшипников:

$$S_1 = R_1 e, \text{ Н,}$$

$$S_{II} = R_{II} e, \text{ Н.}$$

Для радиально-упорных конических роликоподшипников:

$$S_1 = 0,83 R_1 e, \text{ Н,}$$

$$S_{II} = 0,83 R_{II} e, \text{ Н.}$$

где: коэффициенты e по табл. 4.1.

4.2. Определение долговечности подшипников качения в редукторах

Исходные данные:

$$d_7 = 45 \text{ мм (см. п. 2.1)}$$

$$n_2 = 150,8 \text{ об/мин (табл. 1.5)}$$

$$R_B = 860 \text{ Н (см. п.3.4.1)}$$

$$R_D = 860 \text{ Н (см. п.3.4.1)}$$

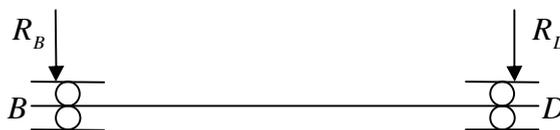
Выбран радиальный шарикоподшипник №309:

$d = 45$ мм, $D = 100$ мм,

$B_{II} = 25$ мм, $C = 37000$ Н,

$C_o = 26000$ Н (см. приложение 2)

Схема нагружения подшипников



Из двух подшипников на валу расчету подвергается тот, который нагружен больше.

Определение приведенной нагрузки

$$Q_B = Q_D = K_K \cdot R_B \cdot K_\sigma \cdot K_T = 1 \cdot 860 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1032 \text{ Н}$$

где: $K_K = 1$, $K_\sigma = 1,2$.

$K_T = 1$ (см.п. 4.1)

Определение ресурса подшипника в часах

$$L_h = \left(\frac{C}{Q_B} \right)^\alpha \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{37000}{1032} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 150,8} = 5093467 \text{ ч} > L_{зад} = 10400 \text{ ч}$$

Глава 5 МУФТЫ

Муфты служат для передачи вращения и крутящего момента с одного вала на другой. Кроме того муфты могут компенсировать осевое, радиальное и угловое смещение валов, а также смягчать (демпфировать) нагрузки и предохранять трансмиссии от поломок при перегрузках.

В схеме привода конвейера предусмотрены две муфты: компенсирующая муфта 6 между двигателем и редуктором и комбинированная муфта 7 между редуктором и валом конвейера.

Многие типы муфт выпускаются серийно. Поэтому их размеры можно найти в справочниках по муфтам. Пользуясь справочником, муфты следует подбирать по крутящему моменту и диаметру вала. Таким образом, подбирается компенсирующая муфта 6, предусмотренная в техническом задании.

На рис. 5.1 представлена наиболее распространенная компенсирующая муфта типа МУВП (муфта упругая втулочно-пальцевая), способная компенсировать осевое, радиальное и угловое смещение валов и демпфировать нагрузки.

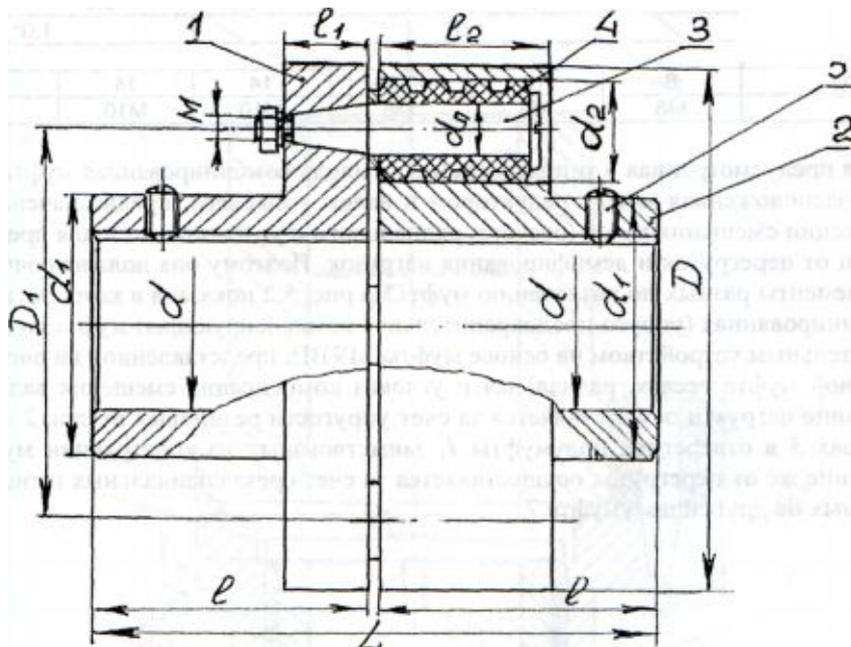


Рис 5.1. Муфта МУВП по ГОСТ 21424-75:
 1 – полумуфта, 2 – полумуфта, 3 – палец, 4 – резиновая втулка,
 5 – винт установочный

Размеры муфты МУВП представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Геометрические параметры муфт МУВП (ГОСТ 21424-75), в мм

Геометрические параметры	Крутящий момент, Нм																							
	16		31,5		63		125		250		500													
d	12	14 16	18	16	18 20	22	20	22 25	28	25	28 32	36	32	36 40	45	40	45 50	56						
D	71		90		100		125		140		170													
L	63	83	84	104	104	124	125	165	165	225	225	225	225	225	225	225	225	225						
l	30	40	40	50	50	60	60	80	80	110	110	110	110	110	110	110	110	110						
D_1	50		63		71		90		105		130													
l_1	9		16		16		18		18		18													
l_2	12		20		20		32		32		32													
d_2	17		20		20		28		28		28													
d_1	25	30	30	36	36	45	45	56	56	71	71	90	32	32	32	38	40	48	50	60	63	75	80	95
Количество пальцев	4		4		6		4		6		8													
Допускаемое смещение:																								
радиальное, мм	0,2										0,3													
угловое, град, °	1,5°										1,0°													
Палец:																								
диаметр: $d_{п}$	8		10		10		14		14		14													
резьба: M	М6		М8		М8		М10		М10		М10													

Другая предусмотренная в схеме привода комбинированная муфта 7, расположенная между редуктором и валом конвейера, предназначена не только для компенсации смещения валов (осевого, радиального и углового), но и для предохранения трансмиссии от перегрузок и демпфирования нагрузок. Поэтому она должна сочетать в конструкции элементы разных по назначению муфт. На рис. 5.2 показана в качестве примера типовая комбинированная (упруго-предохранительная компенсирующая) муфта со штифтовым предохранительным устройством на основе муфты МУВП, представленной на рис. 5.1.

В данной муфте осевая, радиальная и угловая компенсация смещения валов, а также демпфирование нагрузки осуществляется за счет упругости резиновых втулок 2 и установки их на пальцах 3 в отверстиях полумуфты 1, заимствованных из конструкции муфт МУВП. Предохранение же от перегрузок осуществляется за счет среза специальных штифтов 10, устанавливаемых на другой полумуфте 7.

B-C (на левой половине муфты) *B-D* (на правой половине муфты)

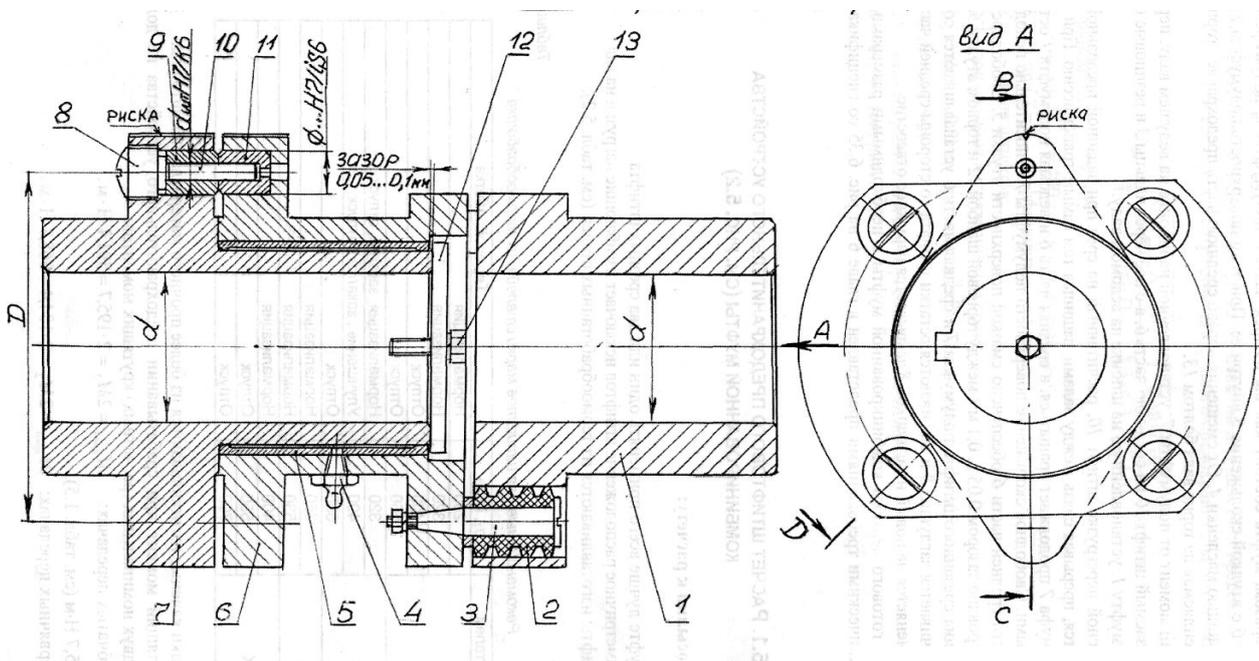


Рис. 5.2. Комбинированная упруго-предохранительная муфта с штифтовым предохранительным устройством: 1 – полумуфта правая, 2 – резиновая втулка, 3 – палец, 4 – масленка, 5 – втулка, 6 – средняя часть, 7 – полумуфта левая, 8 – заглушка, 9 – втулка каменная, 10 – штифт, 11 – втулка каменная, 12 – торцевая шайба, 13 – болт

Таким образом, муфта состоит как бы из трех частей: полумуфты 1, полумуфты 7 и средней части 6 с втулкой скольжения 5 внутри ее. При этом поверхность полумуфты 7 смазывается с помощью масленки 4. От смещения вправо среднюю часть предохраняет торцевая шайба 12, укрепляемая на торце вала болтом 13.

Крутящий момент от полумуфты 7, установленной на шпонке на ведущем валу, передается через срезаемый штифт 10 на среднюю часть 6, а с неё через пальцы 3 и резиновые втулки 2 - на полумуфту 1, установленную на шпонке на ведомом валу.

При опасной перегрузке штифт 10, рассчитанный на срез при заданной предельной нагрузке, срезается, прерывая связь между валами, защищая тем самым трансмиссию. При этом ведущая полумуфта 7 продолжает вращаться, а средняя часть 6 и ведомая полумуфта 1 остаются неподвижными. Свободное скольжение поверхности полумуфты 7 относительно неподвижной поверхности средней части 6 обеспечено смазкой

поверхности втулки 5. Свободное вращение гарантировано зазором 0,05 ... 0,1 мм между торцевой шайбой 12 и торцом втулки 5.

Для замены срезанного штифта полумуфта 7 и средняя часть 6 устанавливаются соосно рискам, отвинчивается заглушка 8 и выбиваются остатки штифта со стороны средней части 6. Затем штифт меняется на новый и заглушкой 8 закрывается наружное отверстие.

5.1. Расчет штифтового предохранительного устройства комбинированной муфты (см. рис. 5.2)

Предпосылки к расчету:

1. В муфте лучше всего применять один или два срезных штифта.
2. Симметричное расположение штифтов исключает изгибающие нагрузки на вал.
3. Штифты изготавливаются из термообработанных сталей (см. табл. 5.2).

Таблица 5.2

Рекомендуемые для штифтов марки сталей и их термообработка

Марки сталей	σ_r , МПа	Термообработка
35	250	Нормализация
	320	Нормализация
	400	Отпуск
	550	Отпуск
45	320	Нормализация, закалка, отпуск
	400	Улучшение, закалка, отпуск
	550	Отпуск
50	350	Нормализация
	530	Нормализация
40X	400	Нормализация
	550	Отпуск
	700	Отпуск

4. Втулки закаленные изготавливаются из более прочного материала, чем штифты.

5. Крутящий момент при срабатывании предохранительного устройства не должен быть менее двух номинальных (расчетных) крутящих моментов:

$$\text{При зубчатых передачах: } M_{пред} = 2M_2 = 2 \cdot 195,7 = 391,4 \text{ Нм,}$$

где: $M_2 = 195,7 \text{ Нм}$ (см. табл. 1.5).

Расчет состоит в определении диаметра штифтов при действии предельного крутящего момента $M_{пред}$, то есть при срабатывании штифтового предохранительного устройства:

$$d_{ум} = \sqrt{\frac{8 \cdot M_{пред} \cdot K_n \cdot 10^3}{\pi \cdot Z \cdot [\tau] \cdot D}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 400 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1 \cdot 165 \cdot 140}} = 6,6 \text{ мм} .$$

Принимаем $d_{ум} = 7 \text{ мм}$;

где: принимаем $M_{пред} = 400 \text{ Нм}$;

$K_n = 1$ при $Z = 1$ – коэффициент нагрузки;

$Z = 1$ – число штифтов;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение при срезе:

$[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$: принимаем $[\tau] = 0,3$. $\sigma_T = 0,3 \cdot 550 = 165 \text{ МПа}$
($\sigma_T = 550 \text{ МПа}$ – для стали 45 по табл. 5.2)

D – диаметр разнесения места расположения штифта:

$D = 140 \text{ мм}$ (см. рис 5.2).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

5. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. Изд. 4-е. - М.: Машиностроение, 1989
6. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. Изд. 5-е в 2 ч. - М.: Машиностроение, 1992.
7. Бандаков Б.Ф. Расчет и проектирование зубчатых и червячных передач: учеб.-метод. пособие. - М.: РИЦ МГИУ, 2006.
8. Расчет зубчатых передач. Ч. 1, У/П Клоков В.Г. М.: МГИУ,
9. Расчет и проектирование деталей передач. Ч. 2, У/П Клоков В.Г. М.: МГИУ,
10. Детали машин: курсовое проектирование : учеб.-метод. пособие Клоков В.Г. М.: МГИУ, 2007
11. Детали машин: проектирование узлов и деталей машин; выбор материалов и методов их упрочнения : учеб. пособие для выполнения курс. проекта Клоков В.Г., Курбатова И.А. М.: МГИУ, 2005

ПРИЛОЖЕНИЯ (содержание)

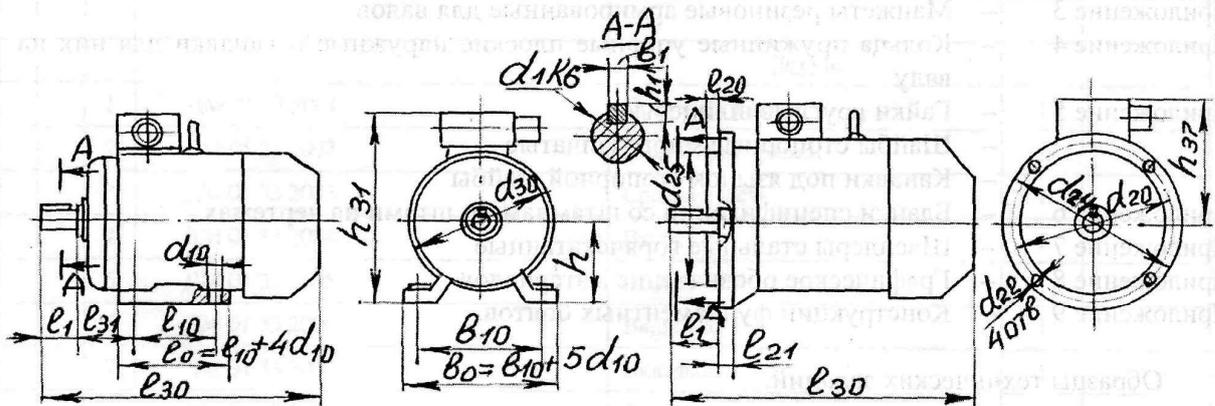
- Приложение 1 - Электродвигатели серии АИР
- Приложение 2 - Подшипники качения
- Приложение 3 - Манжеты резиновые армированные для валов
- Приложение 4 - Кольца пружинные упорные плоские наружные и канавки для них на валу
- Приложение 5 - Гайки круглые шлицевые
- Шайбы стопорные многолапчатые
- Канавки под язычок стопорной шайбы
- Приложение 6 - Образец чертежа и спецификации изделия к сборочному чертежу «Редуктор цилиндрический»
- Приложение 7 - Швеллеры стальные горячекатаные
- Приложение 8 - Типовые конструкции маслоуказателей,
- Пробки
- Сапуны
- Приложение 9 - Рабочие чертежи деталей: вала, колеса и крышек (подшипника)

http://www3.msiu.ru/detalim/SM/SM_index.htm

Электродвигатели серии АИР, основные размеры в мм

Исполнение IM 1081

Исполнение IM 3081



Параметры	Тип электродвигателя												
	71A,B	80A	80B	90L	100S	100L	112M	132S	132M	160S	160M	180S	180M
d_1	19	22	22	24	28	28	32	38	38	48	48	55	55
d_{10}	7	10	10	10	12	12	12	12	12	15	15	15	15
d_{20}	165	165	165	215	215	215	265	300	300	300	300	350	350
d_{22}	12	12	12	15	15	15	15	19	19	19	19	19	19
d_{24}	200	200	200	250	250	250	300	350	350	350	350	400	400
d_{25}	130	130	130	180	180	180	230	250	250	250	250	300	300
d_{30}	170	190	190	210	240	240	246	288	288	334	334	375	375
l_1	40	50	50	50	60	60	80	80	80	110	110	110	110
l_{10}	90	100	100	125	110	140	140	140	178	178	210	203	241
l_{20}	3,5	3,5	3,5	4	4	4	5	5	5	5	5	5	5
l_{21}	10	10	10	12	14	14	16	18	18	15	15	18	18
l_{30}	273	297	321	337	360	391	435	460	498	630	660	630	680
l_{31}	45	50	50	56	63	63	70	89	89	108	108	121	121
b_1	6	6	6	8	8	8	10	10	10	14	14	16	16
b_{10}	112	125	125	140	160	160	190	216	216	254	254	279	279
h	71	80	80	90	100	100	112	132	132	160	160	180	180
h_1	6	6	6	7	7	7	8	8	8	9	9	10	10
h_{10}	9	10	10	11	12	12	12	13	13	18	18	20	20
h_{31}	188	205	205	225	247	247	285	285	325	325	385	448	448
h_{37}	117	125	125	135	147	147	173	193	193	225	225	260	260

**Подшипники шариковые однорядные
(по ГОСТ 8338-75).**

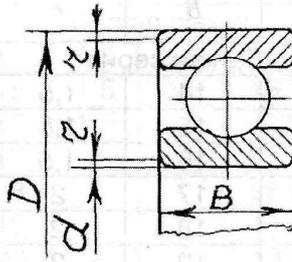


Таблица П.2.1

Легкая серия							Средняя серия						
Обозначение	размеры, мм				грузоподъемность, кН		Обозначение	размеры, мм				грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C	C ₀		d	D	B	r	C	C ₀
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2	304	20	52	15	2	15,9	7,8
205	25	52	15	1,5	14	7	305	25	62	17	2	22,5	11,4
206	30	62	16	1,5	19,5	10	306	30	72	19	2	28,1	15
207	35	72	17	2	25,5	14	307	35	80	21	2,5	33,2	18
208	40	80	18	2	32	18	308	40	90	23	2,5	41	22,4
209	45	85	19	2	33,2	18,6	309	45	100	25	2,5	52,7	30
210	50	90	20	2	35,1	20	310	50	110	27	3	61,8	36
211	55	100	21	2,5	43,6	25	311	55	120	29	3	71,6	42
212	60	110	22	2,5	52	31	312	60	130	31	3,5	81,9	48
213	65	120	23	2,5	56	35	313	65	140	33	3,5	92,3	56
214	70	125	24	2,5	61,8	38	314	70	150	35	3,5	104	63
215	75	130	25	2,5	66,3	41	315	75	160	37	3,5	112	72,5

Пример обозначения подшипника 308: "Подшипник 308 ГОСТ 8338-75".

**Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные
(по ГОСТ 831-75).**

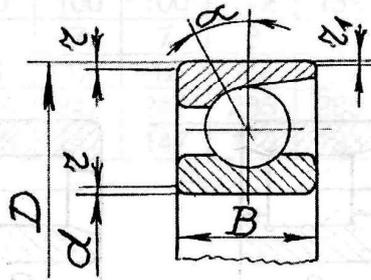


Таблица П.2.3

Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$	d	D	B	r	r_1	C при $\alpha=12^\circ$	C_0 при $\alpha=12^\circ$	C при $\alpha=26^\circ$	C_0 при $\alpha=26^\circ$
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	8,4	14,8	7,7
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	9,1	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22	12	21,9	12
36207	46207	35	72	17	2	1	30,8	17,8	29	16,4
36208	46208	40	80	18	2	1	38,9	23,2	36,8	21,3
36209	46209	45	85	19	2	1	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	2	1	43,2	27	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	40,1	60,8	38,8
-	46213	65	120	23	2,5	1,2	-	-	69,4	45,9
36214	-	70	125	24	2,5	1,2	80,2	54,8	-	-
-	46215	75	130	25	2,5	1,2	-	-	78,4	-
Средняя серия										
-	46304	20	52	15	2	1	-	-	17,8	9
-	46305	25	62	17	2	1	-	-	26,9	14,6
-	46306	30	72	19	2	1	-	-	32,6	18,3
-	46307	35	80	21	2,5	1,2	-	-	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	53,9	32,8	50,8	30,1
-	46309	45	100	25	2,5	1,2	-	-	61,4	37
-	46310	50	110	27	3	1,5	-	-	71,8	44
-	46311	55	120	29	3	1,5	-	-	82,8	51,6
-	46312	60	130	31	3,5	2	-	-	100	65,3
-	46313	65	140	33	3,5	2	-	-	113	75
-	46314	70	150	35	3,5	2	-	-	127	85,3

Пример обозначения подшипника 46307: "Подшипник 46307 ГОСТ 831-75".

Подшипники роликовые конические однорядные с $\alpha=12^\circ \dots 16^\circ$
(по ГОСТ 27365-87).

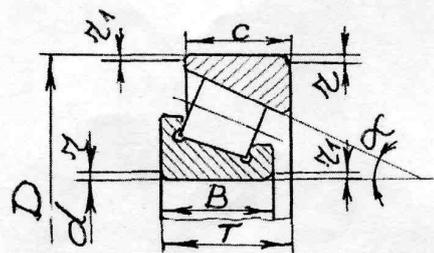


Таблица П.2.4

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	T	B	c	r	r ₁	C	C ₀	e	y	y ₀
Легкая серия												
7204A	20	147	15,5	14	12	1,5	0,5	26,0	16,6	0,35	1,7	0,9
7205A	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	29,2	21	0,37	1,6	0,9
7206A	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	38	25,5	0,37	1,6	0,9
7207A	35	72	18,5	17	15	2	0,8	48,4	32,5	0,37	1,6	0,9
7208A	40	80	20	18	16	2	0,8	58,3	40	0,37	1,6	0,9
7209A	45	85	21	19	16	2	0,8	62,7	50	0,4	1,5	0,8
7210A	50	90	22	20	17	2	0,8	70,4	55	0,43	1,4	0,8
7211A	55	100	23	21	16	2,5	0,8	84,2	61	0,40	1,5	0,8
7212A	60	110	24	22	19	2,5	0,8	91,3	70	0,40	1,5	0,8
7213A	65	120	25	23	20	2,5	0,8	108	78	0,40	1,5	0,8
7214A	70	125	26,5	24	21	2,5	0,8	119	89	0,43	1,4	0,8
7215A	75	130	27,5	25	22	2,5	0,8	130	100	0,43	1,4	0,8
Средняя серия												
7304A	20	52	16,5	15	13	2	0,8	31,9	20	0,3	2	1,1
7305A	25	62	18,5	17	15	2	0,8	41,8	28	0,3	2	1,1
7306A	30	72	21	19	16	2	0,8	52,8	39	0,31	1,9	1,1
7307A	35	80	23	21	18	2,5	0,8	68,2	50	0,31	1,9	1,1
7308A	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	80,9	56	0,35	1,7	0,9
7309A	45	100	27,5	25	22	2,5	0,8	101	72	0,35	1,7	0,9
7310A	50	110	29,5	27	23	3	1	117	90	0,35	1,7	0,9
7311A	55	120	32	29	25	3	1	134	110	0,35	1,7	0,9
7312A	60	130	34	31	26	3,5	1,2	161	120	0,35	1,7	0,9
7313A	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	183	150	0,35	1,7	0,9
7314A	70	150	38,5	35	30	3,5	1,2	209	170	0,35	1,7	0,9
7315A	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	229	185	0,35	1,7	0,9

Пример обозначения подшипника 7307A: "Подшипник 7307A ГОСТ 27365-87".

Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (по ГОСТ 8328-75).

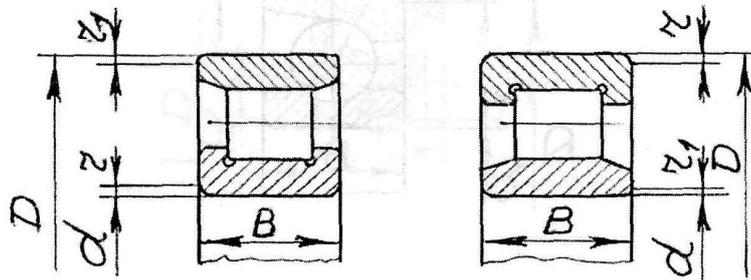


Таблица П.2.2

Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
тип 2000	тип 32000	d	D	B	r	r_1	C	C_0
Легкая серия								
2204	32204	20	47	14	1,5	1	14,7	7,35
2205	32205	25	52	15	1,5	1	16,8	8,8
2206	32206	30	62	16	1,5	1	22,4	12
2207	32207	35	72	17	2	1	31,9	17,6
2208	32208	40	80	18	2	2	41,8	24
2209	32209	45	85	19	2	2	44	25,5
2210	32210	50	90	20	2	2	45,7	27,5
2211	32211	55	100	21	2,5	2	56,1	34
2212	32212	60	110	22	2,5	2,5	64,5	43
2213	32213	65	120	23	2,5	2,5	76,5	51
2214	32214	70	125	24	2,5	2,5	79,2	51
2215	32215	75	130	25	2,5	2,5	91,3	63
Средняя серия								
2305	32305	25	62	17	2	2	28,6	15
2306	32306	30	72	19	2	2	36,9	20
2307	32307	35	80	21	2,5	2	44,6	27
2308	32308	40	90	23	2,5	2	56,1	32,5
2309	32309	45	100	25	2,5	2	72,1	41,5
2310	32310	50	110	27	3	3	88	52
2311	32311	55	120	29	3	3	102	67
2312	32312	60	130	31	3,5	3,5	123	76,5
2313	32313	65	140	33	3,5	3,5	138	85
2314	32314	70	150	35	3,5	3,5	151	102
2315	32315	75	160	37	3,5	3,5	183	125

Пример обозначения подшипника 2310: "Подшипник 2310 ГОСТ 8328-75".

**Манжеты резиновые армированные для валов
(по ГОСТ 8152-79)**

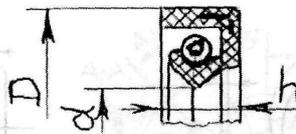


Таблица П.3.1

Параметры	Диаметр вала d , мм											
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Диаметр манжеты D , мм	40	42	52	58	60	65	70	80	85	90	95	100
Ширина манжеты h , мм	8	8	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

**Кольца пружинные упорные плоские наружные
(ГОСТ 13942-86) и канавка для них на валу, в мм**

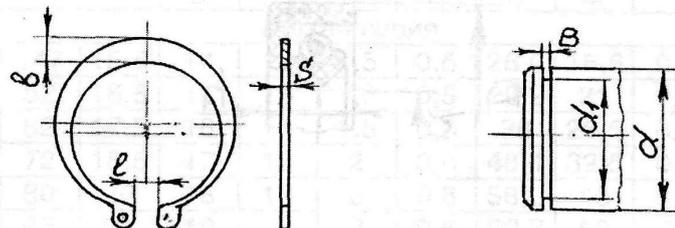


Таблица П.4.1

Параметры, в мм	Диаметр d , мм									
	20	25	30	35	40	45	50	60	70	75
Кольца :										
S	1,2	1,2	1,2	1,7	1,7	1,7	2,0	2,0	2,5	2,5
b	2,6	3,0	3,5	3,9	4,4	4,7	5,1	5,8	6,6	7,0
l	3,0	3,0	3,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0
Канавки:										
d_1	18,6	23,5	28,5	33	37,5	42,5	47	57	67	72
B	1,4	1,4	1,4	1,9	1,9	1,9	2,2	2,2	2,8	2,8

Пример обозначения кольца для вала $d = 45$ мм: "Кольцо 45 ГОСТ 13942-86".

**Гайки круглые
шлицевые
(ГОСТ 11871-88)**

**Шайбы стопорные много-
лапчатые (ГОСТ 11872-89)**

**Канавки под язычок
стопорной шайбы**

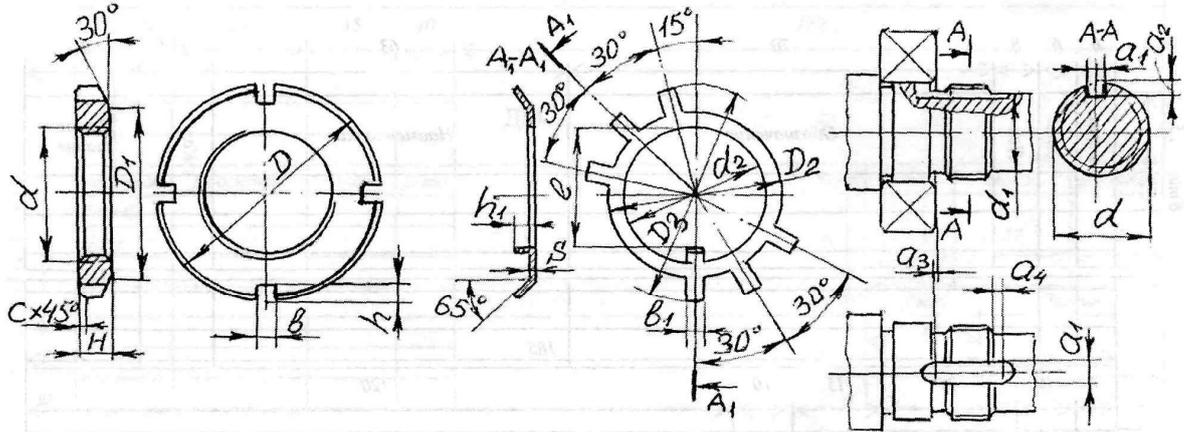


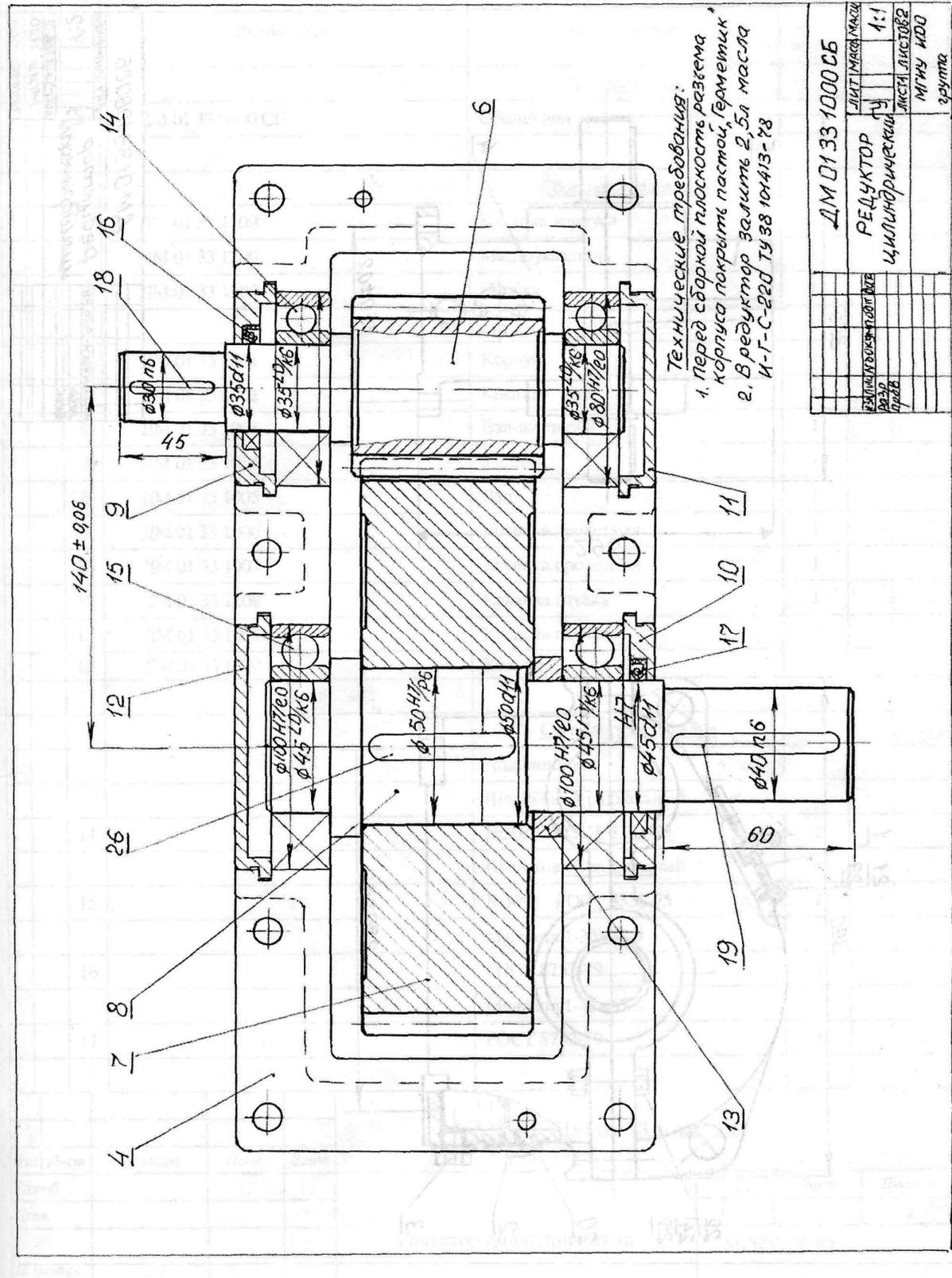
Таблица П.5.1

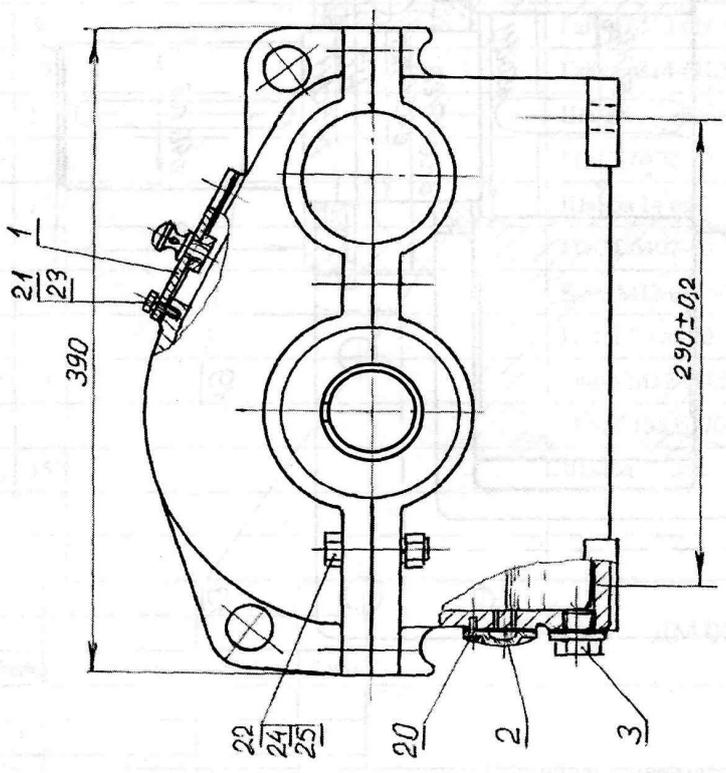
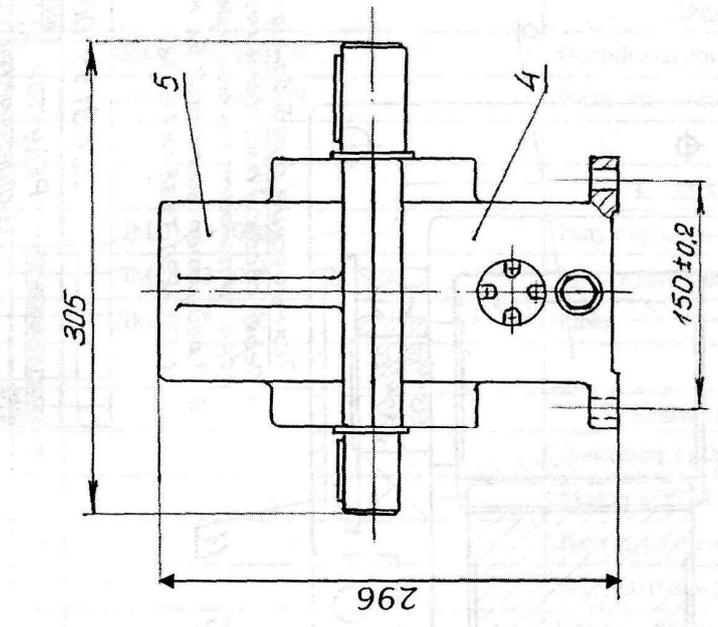
d, мм	Гайки, мм						Шайбы, мм							Канавки, мм				
	D	D ₁	H	b	h	c	d ₂	D ₃	D ₂	l	b ₁	h ₁	S	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	d ₁
M20×1,5	34	26	8	6	2	1	20,5	36	27	17	4,8	4	1,0	6	2	3,5	1,0	16,5
M22×1,5	38	29	10	6	2,5	1	22,5	40	30	19	4,8	4	1,0	6	2	3,5	1,0	18,5
M24×1,5	42	31	10	6	2,5	1	24,5	44	33	21	4,8	4	1,0	6	2	3,5	1,0	20,5
M27×1,5	45	35	10	6	2,5	1	27,5	47	36	24	4,8	5	1,0	6	3	4,0	1,5	23,5
M30×1,5	48	38	10	6	2,5	1	30,5	50	39	27	4,8	5	1,0	6	3	4,0	1,5	26,5
M33×1,5	52	40	10	8	3	1	33,5	54	42	30	5,8	5	1,6	6	3	4,0	1,5	29,5
M36×1,5	55	42	10	8	3	1	36,5	58	45	33	5,8	5	1,6	6	3	4,0	1,5	32,5
M39×1,5	60	48	10	8	3	1	39,5	62	48	36	5,8	5	1,6	6	3	4,0	1,5	35,5
M42×1,5	65	52	10	8	3	1	42,5	67	52	39	5,8	5	1,6	8	3	5,0	1,5	38,5
M45×1,5	70	55	10	8	3	1	45,5	72	56	42	5,8	5	1,6	8	3	5,0	1,5	41,5
M48×1,5	75	58	12	8	3,5	1	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6	8	3	5,0	1,5	44,5
M52×1,5	80	61	12	10	3,5	1	52,5	82	65	49	7,8	6	1,6	8	3	5,0	1,5	48,0
M56×2,0	85	65	12	10	4	1,6	57,0	87	70	53	7,8	6	1,6	8	3	5,0	1,5	52,0
M60×2,0	90	70	12	10	4	1,6	61,0	92	75	57	7,8	6	1,6	8	3	6,0	1,5	56,0
M64×2,0	95	75	12	10	4	1,6	65,0	98	80	61	7,8	6	1,6	8	3	6,0	1,5	60,0

Пример обозначения гайки с диаметром резьбы 39мм: "Гайка М39×1,5-7Н.05.05 ГОСТ11871-88"

Пример обозначения шайбы под гайку с резьбой М39×1,5: "Шайба 39.08кп05 ГОСТ11872-89"

Образец чертежа и спецификации изделия к сборочному чертежу «Редуктор цилиндрический»
 Образец сборочного чертежа «Редуктор цилиндрический»





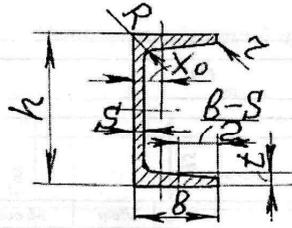
ДМ 01 33 1000 СБ	
Лист	№ 001
Масштаб	1:2
Материал	АЛЮМИНИЙ Д60
Группа	ЭР0102
Исполнитель	М.А.С.
Проверенный	
Утвержденный	
Специальность	
Стаж	
Дата	
Подпись	

редуктор
цилиндрический

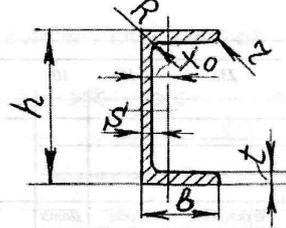
Образец спецификации изделия к сборочному чертежу «Редуктор цилиндрический»

Форм.	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
				<u>Документация</u>			
			ДМ 01 33 0000 СБ	Общий вид привода			
				<u>Сборочные единицы</u>			
		1	ДМ 01 33 1100	Крышка корпуса	1		
		2	ДМ 01 33 1200	Маслоуказатель	1		
		3	ДМ 01 33 1300	Пробка	1		
				<u>Детали</u>			
		4	ДМ 01 33 1001	Корпус	1		
		5	ДМ 01 33 1002	Крышка	1		
		6	ДМ 01 33 1003	Вал-шестерня	1		
		7	ДМ 01 33 1004	Колесо	1		
		8	ДМ 01 33 1005	Вал	1		
		9	ДМ 01 33 1006	Крышка проходная	1		
		10	ДМ 01 33 1007	Крышка проходная	1		
		11	ДМ 01 33 1008	Крышка глухая	1		
		12	ДМ 01 33 1009	Крышка глухая	1		
		13	ДМ 01 33 1010	Кольцо	1		
				<u>Стандартные изделия</u>			
				Подшипники:			
				Шариковый радиальный			
		14		№307 ГОСТ 8338-75	2		
				Шариковый радиальный			
		15		№309 ГОСТ 8338-75	2		
				Манжета 1-35×58-3			
		16		ГОСТ 8752-79	1		
				Манжета 1-45×65-3			
		17		ГОСТ 8752-79	1		
				ДМ 01 33 1000 СБ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.					Лит.	Лист	Листов
Пров.						1	2
Н. контр.					МГИУ ИДО		
Утв.					группа		

Швеллеры стальные горячекатанные (по ГОСТ 8240-89)



с уклоном полок 4 ... 10%



с параллельной поверхностью полок

Номер профиля	Размеры, дм						
	h	b	S	t	R	r	x_0
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	11,6
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	12,4
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	13,1
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	14,5
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	15,4
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	16,7
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,0
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	19,4
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	20,7
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	22,1
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	24,2
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	24,7
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	25,2
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	25,9
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	26,8
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	27,5

Рабочие чертежи деталей: вала, колеса и крышек (подшипника)

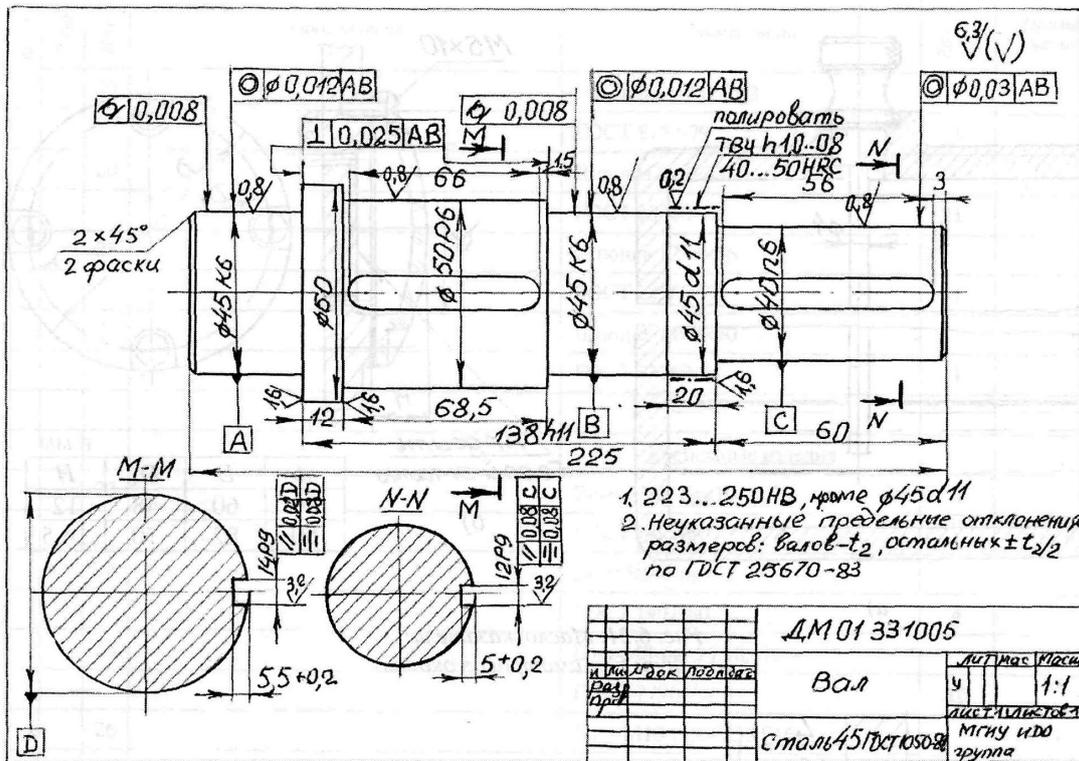


Рис. 6.24. Образец чертежа "Вал"

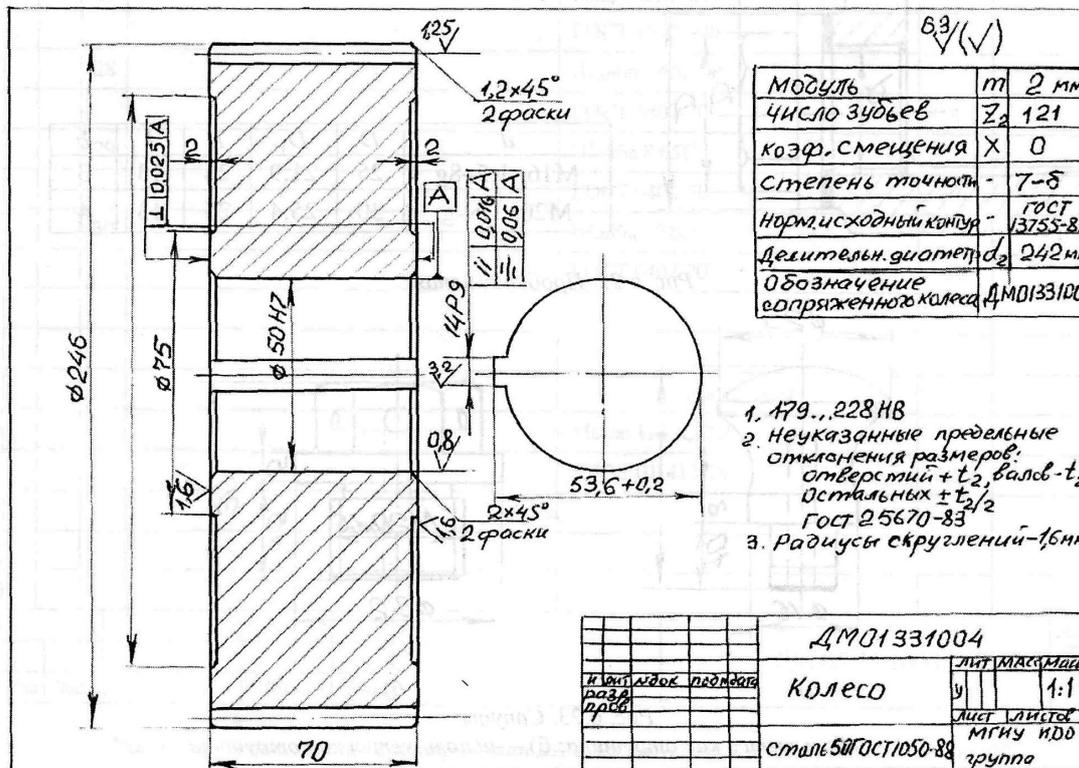


Рис. 6.25. Образец чертежа "Колесо"

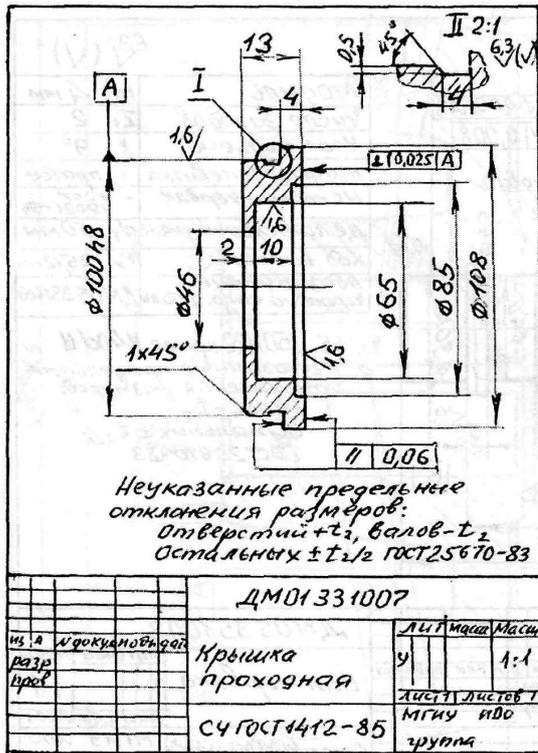


Рис. 6.33. Образец чертежа
"Крышка проходная"

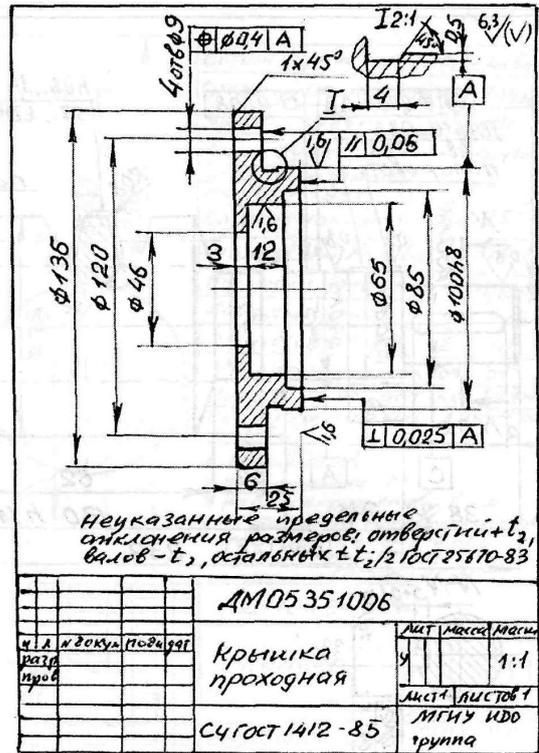


Рис. 6.34. Образец чертежа
"Крышка проходная"

Типовые конструкции маслоуказателей, пробки, сапуны

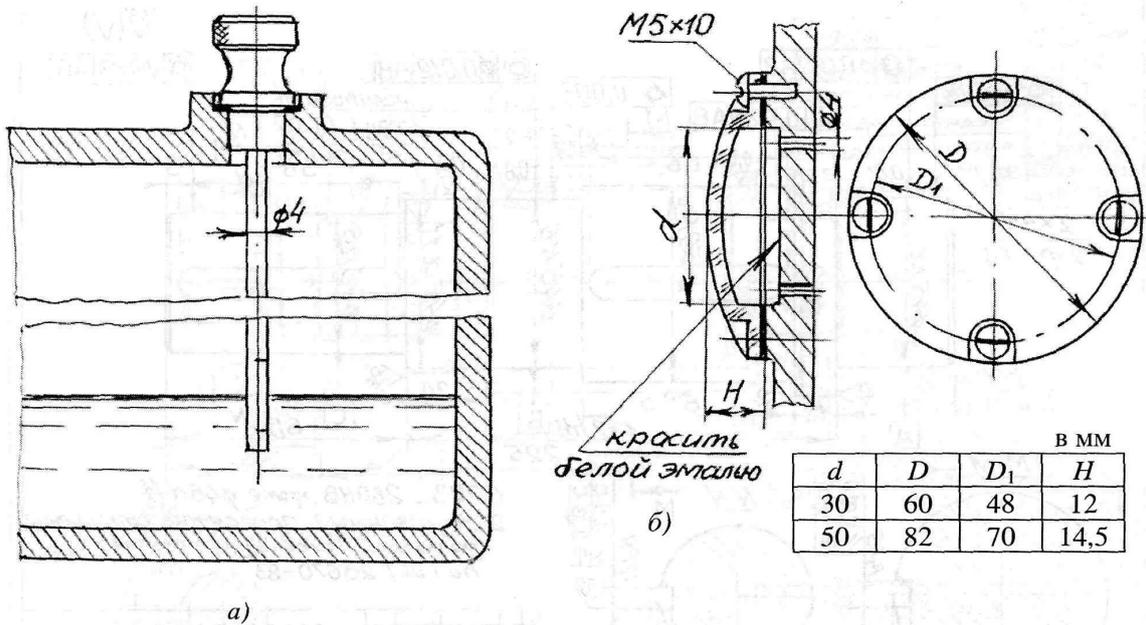


Рис. 6.21. Маслоуказатели:
а) – щуп; б) – смотровое окошко

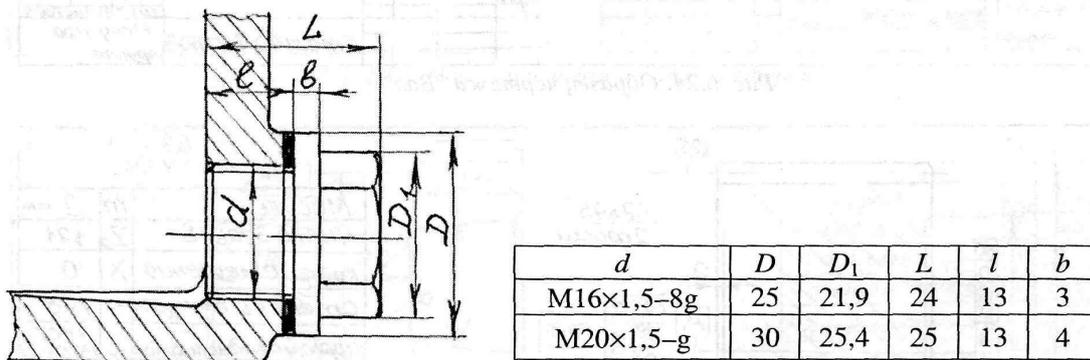


Рис. 6.22. Пробка сливная

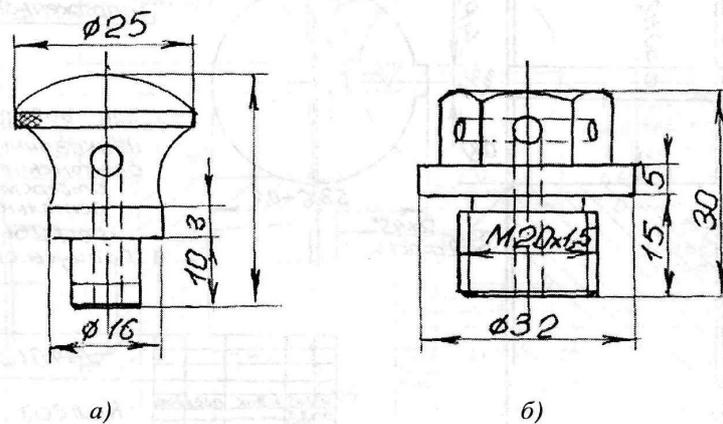


Рис. 6.23. Сапуны:
а) – используется как отдушина; б) – используется как отдушина и как заливная (для масла) пробка