

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Цель работы: изучение конструкции механических приводов. Определение кинематических, энергетических и силовых параметров на валах привода.

Принадлежности: модель привода, линейка, калькулятор.

3.1 Теоретическая часть

Привод представляет собой устройство, приводящее в движение машину или механизм и состоящее из источника энергии – двигателя, передаточного механизма и аппаратуры управления. Передаточный механизм включает в себя одну или несколько передач и предназначен, как для передачи движения двигателя рабочей машине, так и для согласования параметров этого движения – частот вращения и вращающих моментов.

В состав привода могут входить открытые или закрытые передачи различных видов: зубчатые, червячные, ременные, цепные,.. Разработка схемы привода, выбор двигателя и состава задействованных передач являются типичными инженерными задачами, с которыми приходится сталкиваться при разработке проекта машины.

Обычно в приводах применяют зубчатые или червячные редукторы различных схем. В машиностроении редуктором называют закрытую зубчатую (или червячную) передачу, предназначенную для понижения частоты вращения и увеличения вращающего момента на ведомом валу.

Классификация редукторов моделей. Модели приводов содержат многоступенчатые редукторы с неподвижными осями колес, схемы которых приведены на рис. 8. В зависимости от классифицируемых признаков различают редукторы следующих видов.

По типу используемых передач:

- цилиндрические (рис. 1, а, г, д, ж);
- конические (рис. 1, б);
- червячные (рис. 1, в);
- комбинированные, например, коническо-цилиндрические (рис. 1, е).

По числу ступеней передач:

- одноступенчатые (рис. 1, а, б, в);
- многоступенчатые – двух, трех и т.д. (рис. 1, г, д, е, ж).

Цилиндрические многоступенчатые редукторы также делят на:

- редукторы развернутой схемы, у которых оси валов расположены последовательно в одной плоскости (рис. 1, г, д);
- соосные, у которых оси ведущего и ведомого валов совпадают (рис. 1, ж). По сравнению с развернутыми, соосные редукторы несколько меньше по длине, но имеют увеличенную ширину.

Число ступеней в редукторе всегда на единицу меньше числа валов. В представленных схемах валы в пространстве расположены горизонтально, хотя могут располагаться и вертикально (вертикальные редукторы).

На рис. 1 входной быстроходный вал редуктора везде обозначен буквой *Б*, а выходной тихоходный – буквой *Т*.

Основные расчетные формулы. Характеристиками привода являются его передаточное число *U* и коэффициент полезного действия η , которые находят по формулам:

$$U = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots; \quad (1)$$

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots, \quad (2)$$

где u_k – передаточные числа отдельных передач привода, а η_k – частные значения КПД тех элементов привода, в которых происходит потеря энергии, – передач, муфт, подшипников.

Требуемую мощность двигателя $N_{\text{дв}}^{\text{реб}}$ находят по мощности $N_{\text{вых}}$ на выходном валу привода:

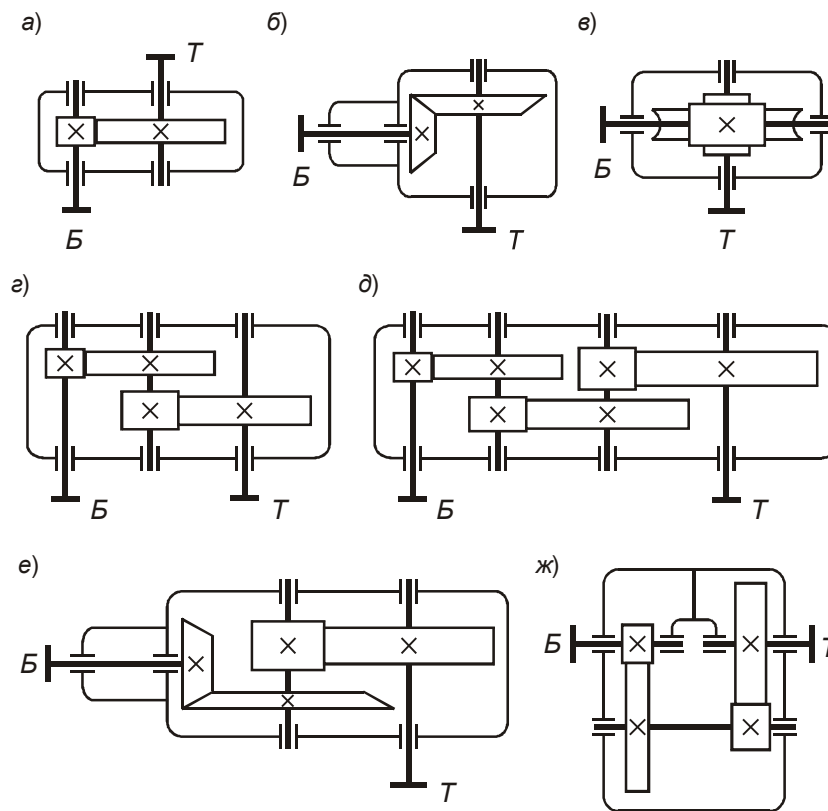


Рис. 1 Схемы редукторов: а – цилиндрический одноступенчатый; б – конический одноступенчатый; в – червячный одноступенчатый; г – цилиндрический двухступенчатый развернутой схемы; д – цилиндрический трехступенчатый развернутой схемы; е – коническо-цилиндрический двухступенчатый; ж – соосный двухступенчатый

$$N_{\text{дв}}^{\text{треб}} = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta}, \quad (3)$$

где $N_{\text{вых}}$ обычно задается или может быть вычислена, как произведение тягового усилия F на скорость движения V исполнительного органа (ленты конвейера, цепи, троса лебедки и т. д.):

$$N_{\text{вых}} = FV. \quad (4)$$

Требуемую частоту вращения электродвигателя $n_{\text{дв}}^{\text{треб}}$ находят по частоте вращения $n_{\text{вых}}$ выходного вала:

$$n_{\text{дв}}^{\text{треб}} = U n_{\text{вых}}. \quad (5)$$

$n_{\text{вых}}$ также является входным параметром задачи либо ее определяют по кинематической формуле

$$n_{\text{вых}} = \frac{30}{\pi} \omega_{\text{вых}} = \frac{60}{\pi} \frac{V}{D}, \quad (6)$$

где $\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость выходного вала, рад/с.

По найденным требуемым параметрам $N_{\text{дв}}^{\text{треб}}$ и $n_{\text{дв}}^{\text{треб}}$ производят подбор двигателя, после чего переходят к расчету частот вращения, передаваемых мощностей и вращающих моментов на валах привода.

Расчет частот вращения ведут исходя из номинальной (паспортной) частоты вращения вала двигателя $n_{\text{дв}}$, а при расчете передаваемых мощностей исходят из требуемой мощности двигателя $N_{\text{дв}}^{\text{треб}}$. Для произвольного k -го вала

$$n_k = \frac{n_{k-1}}{u_{k-1,k}}; \quad (7)$$

$$N_k = \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{оп}} N_{k-1}, \quad (8)$$

где $u_{k-1,k}$ – передаточное число для данной пары валов; $\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи или муфты, соединяющей $k-1$ и k -й валы; $\eta_{\text{оп}}$ – КПД опор k -го вала (иногда потери на опорах учитывают в едином коэффициенте полезного действия $\eta_{\text{пер}}$).

Вращающий момент на k -м валу привода определяют по формуле

$$T_k = \frac{N_k}{\omega_k} = \frac{30N_k}{\pi n_k}. \quad (9)$$

1.2 Порядок выполнения работы

1.2.1. Записать цель лабораторной работы. Из табл. 1 выписать номер варианта и исходные данные для расчета.

1.2.2. Из приведенных в табл. 2 условных обозначений элементов машин составить кинематическую схему привода, соответствующую исследуемой модели.

1.2.3. Определить передаточные числа u_k отдельных передач привода: зубчатых и цепных – как отношение чисел зубьев колес или звездочек, ремённых – как отношение диаметров шкивов.

1.2.4. В соответствии с формулой (1) определить общее передаточное число U привода.

1.2.5. По формулам (5) – (6) рассчитать частоту вращения выходного вала $n_{\text{вых}}$ и требуемую частоту вращения вала электродвигателя $n_{\text{дв}}^{\text{треб}}$.

1.2.6. По формуле (4) определить мощность $M_{\text{вых}}$ на выходном валу привода.

1.2.7. В соответствии с формулой (2) определить общий КПД привода, при этом значения КПД отдельных элементов привода выбрать из табл. 2.

1.2.8. По формуле (3) рассчитать требуемую мощность двигателя $N_{\text{дв}}^{\text{треб}}$.

1.2.9. Ориентируясь по найденным значениям $N_{\text{дв}}^{\text{треб}}$ и $n_{\text{дв}}^{\text{треб}}$, из табл. 3 выбрать подходящий электродвигатель. Допускается перегруз по мощности не более 5%.

1.2.10. В соответствии с формулами (7) – (9) рассчитать частоты вращения n_k , передаваемые мощности N_k и вращающие моменты T_k на валах привода.

1.2.13. Построить графики изменения частоты вращения, мощности и вращающих моментов от вала электродвигателя к валу рабочего органа привода. Масштаб построения для каждого из графиков выбрать самостоятельно.

1.2.14. Сделать выводы, отражающие тенденции изменения частоты вращения, мощности и вращающих моментов по валам привода от двигателя к рабочему органу.

Таблица 1

Исходные данные для расчета привода

№ варианта	№ модели	Исходные данные на исполнительном органе			Область применения привода
		F , Н	V , м/с	D , м	
1	1	1000	2,7	0,3	Подъемник
2	2	1800	1,6	0,45	Конвейер
3	3	1400	3,7	0,25	Конвейер
4	4	1700	3,2	0,3	Конвейер
5	5	2000	3,7	0,2	Центрифуга
6	6	2800	2,5	0,3	Элеватор
7	7	1400	2,7	0,25	Эскалатор
8	8	1300	1,1	0,5	Конвейер
9	9	650	3,8	0,35	Эскалатор
10	10	1250	3,1	0,35	Центрифуга
11	1	800	2,7	0,3	Подъемник
12	2	1350	1,6	0,45	Конвейер
13	3	1000	3,7	0,25	Конвейер
14	4	1200	3,2	0,3	Конвейер
15	5	1450	3,7	0,2	Центрифуга
16	6	850	2,5	0,3	Элеватор
17	7	1800	2,7	0,25	Эскалатор
18	8	3600	1,1	0,5	Конвейер
19	9	900	3,8	0,35	Эскалатор

20	10	2300	3,1	0,35	Центрифуга
21	1	1200	2,7	0,3	Подъемник
22	2	1000	1,6	0,45	Конвейер
23	3	1800	3,7	0,25	Конвейер
24	4	1500	3,2	0,3	Конвейер
25	5	1100	3,7	0,2	Центрифуга
26	6	1250	2,5	0,3	Элеватор
27	7	1600	2,7	0,25	Эскалатор
28	8	2400	1,1	0,5	Конвейер

Таблица 2

**Условные обозначения элементов машин
в кинематических схемах (по ГОСТ 2.770 – 68)**

Наименование элемента	Условное обозначение	К.П.Д.
Вал		–
Муфта упругая		0,95...0,995
Муфта кулачково-дисковая		0,97...0,99
Муфта зубчатая		0,98...0,99
Подшипник без уточнения типа		–
Подшипник скольжения		0,98...0,99 на пару
Подшипник качения		0,98...0,99 на пару
Ременная передача		
- плоскоременная		0,96...0,98
- клиноременная		0,95...0,96
Цепная передача		0,93...0,98 (в зависимости от условий смазки)
Цилиндрическая зубчатая передача (прямозубая и косозубая)		прямозубые: 0,96...0,98 косозубые: 0,97...0,99

Продолжение табл. 2

Наименование элемента	Условное обозначение	К.П.Д.
Коническая зубчатая передача (прямозубая и с круговыми зубьями)		прямозубые: 0,94...0,96 с круговыми зубьями: 0,96...0,98
Червячная передача		при $u > 40$: 0,75...0,70 при $u = 18...40$: 0,82...0,75 при $u = 10...18$: 0,92...0,87


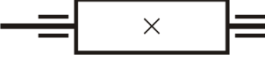
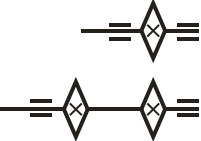
Электродвигатель		–
Барабан		–
Звездочки		–

Таблица 3

**Электродвигатели асинхронные
закрытые обдуваемые (по ГОСТ 19523-81)**

Тип двигателя	Мощность $N_{дв}$ кВт	Частота вращ. $n_{дв}$ об/мин	Диаметр вала d , мм	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Махов. мом. ротора GD^2 , кг·м ²
Синхронная частота $n = 750$ об/мин						
4A80B8	0,55	700	22	1,6	1,7	$1,62 \cdot 10^{-2}$
4A90LA8	0,75	700	24	1,6	1,88	$2,7 \cdot 10^{-2}$
4A90LB8	1,1	700	24	1,6	1,88	$3,45 \cdot 10^{-2}$

Продолжение табл. 17

Тип двигателя	Мощность $N_{дв}$ кВт	Частота вращ. $n_{дв}$ об/мин	Диаметр вала d , мм	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Махов. мом. ротора GD^2 , кг·м ²
Синхронная частота $n = 750$ об/мин						
4A100L8	1,5	700	28	1,6	1,88	$5,2 \cdot 10^{-2}$
4A112MA8	2,2	700	32	1,88	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4A112MB8	3	700	32	1,88	2,2	$10 \cdot 10^{-2}$
4A132S8	4	720	38	1,88	2,59	$17 \cdot 10^{-2}$
4A132M8	5,5	720	38	1,88	2,59	$23 \cdot 10^{-2}$
4A160S8	7,5	730	48	1,38	2,2	$55 \cdot 10^{-2}$
4A160M8	11	730	48	1,38	2,2	$72 \cdot 10^{-2}$
4A180M8	15	730	55	1,2	2	1,0
4A200M8	18,5	735	60	1,2	2,2	1,6
4A200L8	22	730	60	1,2	2	1,81
4A225M8	30	735	65	1,29	2,09	2,95
4A250S8	37	735	65	1,2	2,0	4,62
4A250M8	45	740	65	1,2	2,0	4,62
Синхронная частота $n = 1000$ об/мин						
4A71B	0,55	900	19	2	2,2	$81 \cdot 10^{-4}$
4A80A6	0,75	915	22	2	2,2	$1,85 \cdot 10^{-2}$
4A80B6	1,1	920	22	2	2,2	$1,84 \cdot 10^{-2}$
4A90L6	1,5	935	24	2	2,2	$2,94 \cdot 10^{-2}$
4A100L6	2,2	950	28	2	2,2	$5,24 \cdot 10^{-2}$
4A112MA6	3	955	32	2	2,5	$7 \cdot 10^{-2}$
4A112MB6	4	950	32	2	2,5	$8 \cdot 10^{-2}$
4A132S6	5,5	965	38	2	2,5	$16 \cdot 10^{-2}$
4A132M6	7,5	970	38	2	2,5	$23 \cdot 10^{-2}$
4A160S6	11	975	42	1,2	2	$55 \cdot 10^{-2}$
4A160M6	15	975	42	1,2	2	$73 \cdot 10^{-2}$
4A180M6	18,5	975	48	1,2	2	$88 \cdot 10^{-2}$
4A200M6	22	975	48	1,29	2,4	1,6
4A200L6	30	980	55	1,1	2,4	1,81
4A225M6	37	980	55	1,2	2,3	2,95
4A250S6	45	985	65	1,2	2,1	4,62

Продолжение табл. 3

Тип двигателя	Мощность $N_{дв}$, кВт	Частота вращ. $n_{дв}$, об/мин	Диаметр вала d , мм	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Махов. мом. ротора GD^2 , кг·м ²
Синхронная частота $n = 1500$ об/мин						
4A71A4	0,55	1390	19	2	2,2	$52 \cdot 10^{-4}$
4A71B4	0,75	1390	19	2	2,2	$57 \cdot 10^{-4}$
4A80A4	1,1	1420	22	2	2,2	$1,29 \cdot 10^{-2}$
4A80B4	1,5	1415	22	2	2,2	$1,33 \cdot 10^{-2}$
4A90L4	2,2	1425	24	2,08	2,4	$2,24 \cdot 10^{-2}$
4A100S4	3	1435	28	2	2,4	$3,47 \cdot 10^{-2}$
4A100L4	4	1430	28	2	2,4	$4,5 \cdot 10^{-2}$
4A112M4	5,5	1445	32	2	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4A132S4	7,5	1455	38	2,2	3	0,11
4A132M4	11	1460	38	2,2	3	0,16
4A160S4	15	1465	42	1,38	2,28	0,41
4A160M4	18,5	1465	42	1,38	2,28	0,51
4A180S4	22	1470	48	1,38	2,28	0,76
4A180M4	30	1470	48	1,39	2,29	0,93
4A200M4	37	1475	55	1,4	2,5	1,47
4A200L4	45	1475	55	1,4	2,5	1,78
Синхронная частота $n = 3000$ об/мин						
4A63B2	0,55	2740	14	2,0	2,2	$36 \cdot 10^{-4}$
4A71A2	0,75	2840	19	2	2	$39 \cdot 10^{-4}$
4A71B2	1,1	2180	19	2	2,2	$42 \cdot 10^{-4}$
4A80A2	1,5	2850	22	2,08	2,58	$73 \cdot 10^{-4}$
4A80B2	2,2	2850	22	2,08	2,58	$85 \cdot 10^{-4}$
4A90L2	3	2840	24	2,08	2,5	$1,41 \cdot 10^{-2}$
4A100S2	4	2880	28	2	2,5	$2,37 \cdot 10^{-2}$
4A100L2	5,5	2880	28	2	2,5	0,03
4A112M2	7,5	2900	32	2	2,78	0,04
4A132M2	11	2900	38	1,7	2,78	0,09
4A160S2	15	2940	42	1,38	2,2	0,19
4A160M2	18,5	2940	42	1,38	2,2	0,21
4A180S2	22	2945	48	1,38	2,5	0,28
4A180M2	30	2945	48	1,38	2,5	0,34
4A200M2	37	2945	55	1,39	2,5	0,58
4A200L2	45	2945	55	1,4	2,5	0,67

1.3 Контрольные вопросы

Что характеризует собой КПД механической передачи?

Редуктор в приводе содержит две передачи. КПД каждой из них равен 0,98. Чему равен общий КПД редуктора?

Редуктор в приводе содержит две передачи. Передаточное число одной из них $u = 3$, а другой $u = 4$. Чему равно передаточное число редуктора?

Какие функции в приводе выполняют муфты?

Какова обычная последовательность расположения следующих передач в схеме привода: зубчатая, цепная, ременная? Чем это обусловлено?

Чем отличается частота вращения от угловой скорости вала? Какова связь между этими параметрами?

Какие исходные данные необходимо иметь, приступая к проектированию привода?

Как зависят частоты вращения валов, передаваемая мощность, вращающие моменты от расположения вала по кинематической цепи привода?

Какие названия имеют детали зубчатой, ременной, цепной, фрикционной передач?

Как связаны между собой угловая скорость ω , вращающий момент T и передаваемая валом мощность N ?

Что называют редуктором и каково его назначение?

Перечислите разновидности двухступенчатых редукторов.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цель работы: ознакомление с конструкцией зубчатых колес и способами определения их геометрических параметров.

Принадлежности: комплект зубчатых колес, штангенциркуль, линейка, калькулятор.

2.1 Теоретическая часть

2.1.1 Геометрические параметры цилиндрических колес

Зубчатая передача состоит из двух зубчатых колес, меньшее из которых называют шестерней, а большее – колесом. При одинаковых размерах шестерней называют ведущее колесо. Конструктивно колесо состоит из зубчатого венца 1, на котором нарезаются зубья, ступицы 2, обеспечивающей устойчивое положение колеса на валу и диска 3, связывающего венец со ступицей (рис. 2).

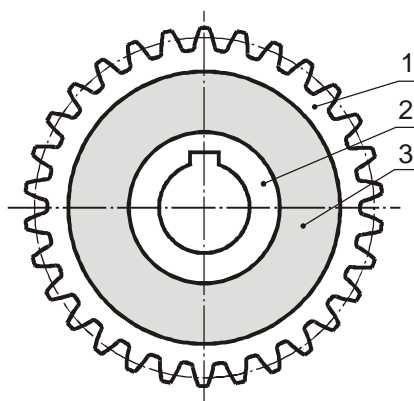


Рис. 2 Конструкция зубчатого колеса

Поверхность венца, на которой нарезаются зубья, может быть цилиндрической, тогда передача называется цилиндрической, или конической, тогда передача коническая. При диаметре колеса более 600 мм вместо диска могут быть спицы. Для колёс малого диаметра диск может отсутствовать. Если диаметр шестерни мал, то она может изготавливаться заодно с валом (вал-шестерня). В отверстии ступицы может быть выполнен шпоночный паз или нарезаны шлицы, также возможно гладкое отверстие в случае посадки на вал с натягом (рис. 3).

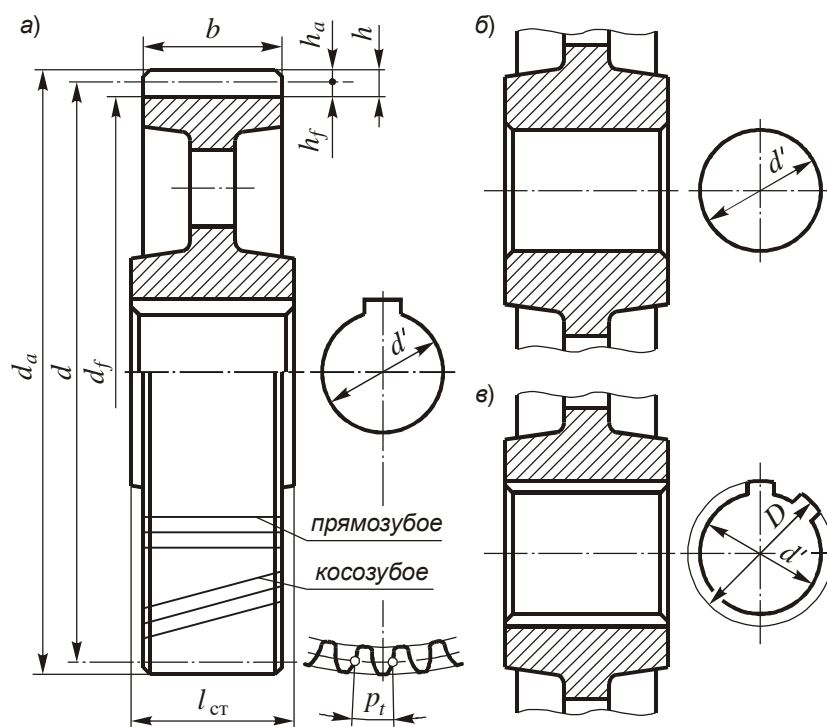


Рис. 3 Эскиз зубчатого колеса: а – со шпоночным пазом; б – с гладким отверстием; в – с прямобочными шлицами

Передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами применяют в тех случаях, когда оси вращения валов параллельны.

Цилиндрические колёса могут быть с прямыми, косыми или шевронными зубьями.

Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колёс определены ГОСТ 16532 – 70. Главными параметрами нормальных (некорректированных) колес являются модуль m , число зубьев z и, для косозубых колес, угол наклона линии зуба β . Задание этих параметров позволяет рассчитать основные размеры колеса и его зубьев.

Расчетный модуль цилиндрического зубчатого колеса, или просто модуль, определяется как отношение делительного шага p зубьев к числу π :

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (10)$$

где шаг зубьев – расстояние между одноименными профилями соседних зубьев – измеряют по дуге делительной окружности прямозубого колеса. Для косозубых колес шаг p измеряют на делительном цилиндре по нормали к линиям зубьев и называют нормальным делительным шагом, в отличие от окружного делительного шага p_t , который измеряют в окружном направлении по торцу колеса. В соответствии с этим у косозубого колеса различают два модуля – нормальный m , определяемый формулой (18), и окружной m_t , равный

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta}. \quad (11)$$

Модули m эвольвентных зубчатых колес стандартизированы, выбор стандартного модуля производят по табл. 4.

Таблица 4

Модули эвольвентных зубчатых колес (по ГОСТ 9563-80)

I ряд предпочтит.)	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100
II ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45; 55; 70; 90

Чтобы определить модуль зубчатого колеса по формуле (11), необходимо измерить нормальный делительный шаг p зубьев. На практике такой замер выполнить достаточно сложно, поскольку он производится на малой базе по дуге делительной окружности, которая никак не обозначена на колесе. Более надежным способом является определение модуля по замеру диаметров вершин d_a и впадин d_f колеса в соответствии с одной из формул:

$$m = \frac{d_a}{\frac{z}{\cos\beta} + 2}; \quad m = \frac{h}{2,25} = \frac{d_a - d_f}{4,5}, \quad (12)$$

которые вытекают из соотношений, приведенных в табл. 19.

Для прямозубого колеса угол $\beta = 0$. Для косозубого

$$\beta = \arccos \frac{b}{l}, \quad (13)$$

где b – ширина зубчатого венца; l – длина зуба.

Следует заметить, что для узких колес расчет угла β по формуле (13) не является надежным, поскольку требует точного замера параметров b и l .

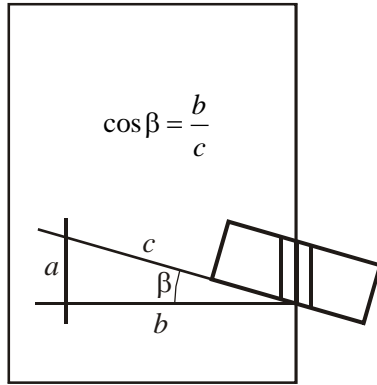


Рис. 4 К определению угла β

С достаточной точностью угол β можно найти, поставив колесо на край листа бумаги, ориентируя при этом линию верхнего зуба вдоль края, как показано на рис. 4. К колесу придвигают линейку и проводят наклонную линию. Косинус вычисляют как отношение соответствующих сторон прямоугольного треугольника. При необходимости сам угол β находят по формуле

$$\beta = \arccos(b/c).$$

Полученное с помощью формул (12) или (13) значение модуля подлежит уточнению по табл. 4.

Далее по формулам табл. 5 определяют основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес, нарезаемых без смещения инструмента.

Таблица 5

Параметры цилиндрических зубчатых колес

Наименование параметра	Формула	
	прямозубое колесо	косозубое колесо
Число зубьев	z	z
Угол наклона зубьев	–	β
Делительный диаметр	$d = mz$	$d = \frac{mz}{\cos\beta}$
Высота головки зуба	$h_a = 1 \cdot m$	$h_a = 1 \cdot m$
Высота ножки зуба	$h_f = 1,25 \cdot m$	$h_f = 1,25 \cdot m$
Диаметр окружности вершин зубьев	$d_a = d + 2h_a$	$d_a = d + 2h_a$
Диаметр окружности впадин	$d_f = d - 2h_f$	$d_f = d - 2h_f$
Коэффициент ширины колеса относительно модуля	$\Psi_{bm} = \frac{b}{m}$	$\Psi_{bm} = \frac{b}{m}$

2.1.2 Геометрические параметры конических колес

Конические зубчатые колёса применяют в тех случаях, когда оси вращения валов пересекаются под углом. Для ортогональной конической передачи угол между осями $\Sigma = 90^\circ$. Передаточное число конической передачи редуктора обычно не превышает 4.

В машиностроении получили распространение колёса с прямыми и круговыми зубьями. Колёса с прямыми зубьями используют при окружных скоростях до 3 м/с, при шлифованных зубьях – до 8 м/с. Колёса с круговыми зубьями используют при окружных скоростях до 80 м/с.

Геометрические параметры конических колёс, приведенные на рис. 5, определяются стандартами: ГОСТ 19624 – 74 для прямозубых колёс и ГОСТ 19326 – 73 для колёс с круговыми зубьями.

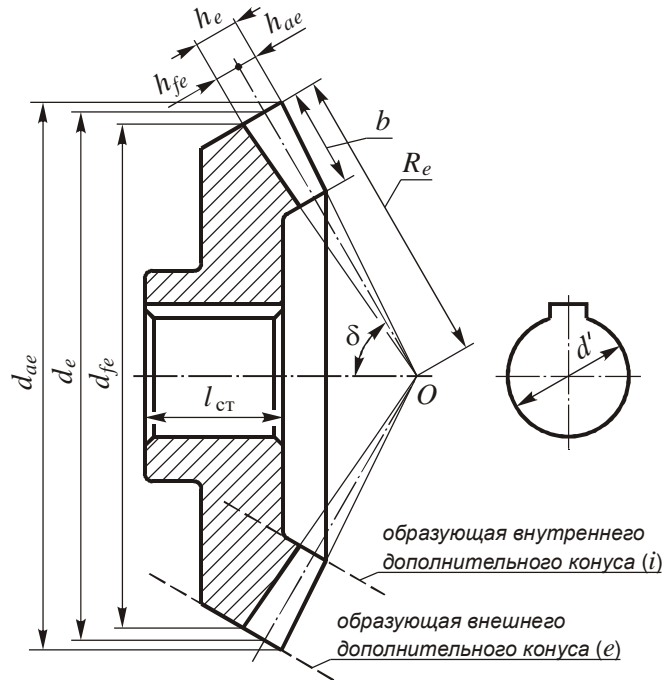


Рис. 5 Эскиз конического зубчатого колеса

Ширина зубчатого венца конического колеса b определяется расстоянием между поверхностями e и i внешнего и внутреннего дополнительных конусов, перпендикулярных поверхности делительного конуса (рис. 5).

Большинство параметров конических колёс задают на внешнем дополнительном конусе. Все размеры, относящиеся к этому конусу, имеют индекс e .

Внешний окружной модуль m_e , измеряемый на внешнем дополнительном конусе прямозубых колёс, принимается по ГОСТ 9563-80 (см. табл. 4). Для колёс с круговыми зубьями стандартизован средний нормальный модуль m_n , измеряемый по нормали к линиям зубьев на среднем дополнительном конусе.

Главными параметрами конических прямозубых колёс являются внешний окружной модуль m_e , число зубьев z и угол делительного конуса δ . Задание этих параметров позволяет рассчитать основные размеры колеса и его зубьев.

Внешний окружной модуль можно определить путем измерения с привлечением одной из формул:

$$m_e = \frac{p_e}{\pi}; \quad m_e = \frac{h_e}{2,2}, \quad (14)$$

где p_e – внешний делительный шаг; h_e – внешняя высота зуба. Оба параметра измеряют на внешнем дополнительном конусе. Полученное значение модуля уточняют по ГОСТ 9563-80 (табл. 4).

Угол делительного конуса δ может быть найден с помощью замеров внешних диаметров вершин зубьев d_{ae} и впадин d_{fe} . При этом используют формулу

$$\delta = \arccos \frac{d_{ae} - d_{fe}}{2h_e}. \quad (15)$$

Остальные геометрические параметры конических зубчатых прямозубых колёс, нарезанных без смещения инструмента, определяют по формулам, приведённым в табл. 6.

Таблица 6

Параметры конических колес с прямыми зубьями

Наименование параметра	Формула
Число зубьев	z
Внешний делительный диаметр	$d_e = m_e \cdot z$
Внешнее конусное расстояние	$R_e = \frac{m_e \cdot z}{2 \sin \delta}$
Внешняя высота головки зуба	$h_{ae} = 1 \cdot m_e$
Внешняя высота ножки зуба	$h_{fe} = 1,2 \cdot m_e$
Внешняя высота зуба	$h_e = 2,2 \cdot m_e$
Внешний диаметр окружности вершин зубьев	$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cdot \cos \delta =$ $= m_e(z + 2 \cos \delta)$
Внешний диаметр окружности впадин	$d_{fe} = d_e - 2h_{fe} \cdot \cos \delta =$ $= m_e(z - 2,4 \cos \delta)$
Угол делительного конуса	$\delta = \arccos \frac{d_{ae} - d_{fe}}{2h_e}$
Передаточное число ортогональной передачи ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$)	$u = \operatorname{ctg} \delta$ при $\delta \leq 45^\circ$ (шестерня) $u = \operatorname{tg} \delta$ при $\delta \geq 45^\circ$ (колесо)
Коэффициент ширины зубчатого венца	$K_{be} = \frac{b}{R_e}$

2.2 Порядок выполнения работы

2.2.1. Получить у преподавателя комплект зубчатых колес.

2.2.2. Выполнить эскиз цилиндрического прямозубого колеса по образцу рис. 3.

2.2.3. Провести замеры ширины b зубчатого венца, диаметров окружностей вершин зубьев d_a и впадин d_f , длины ступицы $l_{ст}$, посчитать число зубьев z .

2.2.4. Определить модуль зубьев по одной из формул (14). Принять модуль по стандарту, округлив полученное значение до ближайшего из табл. 4.

2.2.5. Вычислить основные геометрические параметры прямозубого цилиндрического колеса по формулам табл. 5.

2.2.6. Сравнить измеренный диаметр d_a окружности вершин зубьев с вычисленным по формуле. Если разница не превышает 5%, делается вывод о правильности расчетов. Если же разница более 5%, необходимо принять из табл. 4 другой модуль и произвести пересчет, доведя разницу посчитанного и измеренного диаметра окружности вершин зубьев до нормы.

2.2.7. На эскизе колеса проставить размеры, полученные расчетным путем.

2.2.8. Аналогичные действия провести с цилиндрическим косозубым колесом. При этом до начала расчета геометрических параметров по формулам табл. 5 требуется определить не только модуль m , но и угол наклона линии зуба β , в соответствии с формулой (13) и пояснениями к рис. 4.

2.2.9. Выполнить эскиз конического колеса. По формулам (14) определить внешний окружной модуль m_e , затем по формуле (15) найти угол делительного конуса δ . Дальнейшие расчеты геометрических параметров колеса ведут по формулам табл. 7. По окончании расчета сравнивают

измеренный внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} с рассчитанным. Выводы делают аналогичные предыдущим.

2.3 Контрольные вопросы

- Как отличить шестерню от колеса в зубчатой паре?
- Как связаны между собой модуль и делительный шаг зубьев?
- Какой из модулей в косозубом колесе больше – нормальный или окружной?
- Перечислите конструктивные элементы, имеющиеся на зубчатом колесе.
- Чему равно передаточное число зубчатой пары?
- Какая из деталей передачи имеет меньшую частоту вращения – шестерня или колесо?
- Какими достоинствами обладают косозубые передачи?
- В каких случаях используют конические передачи?
- Какой из модулей зубьев прямозубого конического колеса назначают по стандарту – внешний, средний или внутренний?
- Какие инструменты используют для замеров геометрических параметров зубчатых колес?
- Как можно измерить диаметр окружности вершин колеса, габарит которого превышает шкалу штангенциркуля?
- Как можно измерить диаметры окружностей вершин и впадин при нечетном числе зубьев колеса?
- Известен ли вам способ прямого измерения делительного диаметра колеса?
- В каких пределах изменяется угол наклона зубьев для косозубых колес? Из каких соображений эти пределы установлены?
- Какими способами зубчатые колеса фиксируют на валах?
- Под каким углом передается вращение в ортогональной прямозубой конической передаче? – в ортогональной конической передаче с круговыми зубьями?

Лабораторная работа №3

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: ознакомление с конструкцией основных типов подшипников качения, их применением и маркировкой.

Принадлежности: комплект подшипников, линейка, штангенциркуль, ГОСТы на подшипники качения.

3.1 Теоретическая часть

5.1.1. Обозначение подшипников

Подшипниками называют устройства, предназначенные для направления движения валов и осей, а также для передачи нагрузок этих деталей на корпус машины.

Подшипник качения представляет собой узел, деталями которого являются наружное и внутреннее кольца с выполненными на них дорожками качения, тела качения и сепаратор. Наличие в подшипниках тел качения – шариков или роликов различной формы – позволяет перейти от режима трения скольжения к энергетически более выгодному режиму трения качения. Сепаратор предназначен для разделения тел качения, что уменьшает потери на трение, препятствует сбиванию тел качения в кучу и последующему их выпадению.

По направлению воспринимаемой нагрузки различают:

- радиальные подшипники, предназначенные для восприятия преимущественно радиальных сил, действующих перпендикулярно оси вращения вала;
- радиально-упорные – для восприятия радиальных и осевых сил, действующих вдоль оси вращения;
- упорно-радиальные – для восприятия осевых и небольших радиальных сил;
- упорные подшипники – для восприятия только осевых сил.

На рис. 6 приведены сечения некоторых широко применяемых типов подшипников.

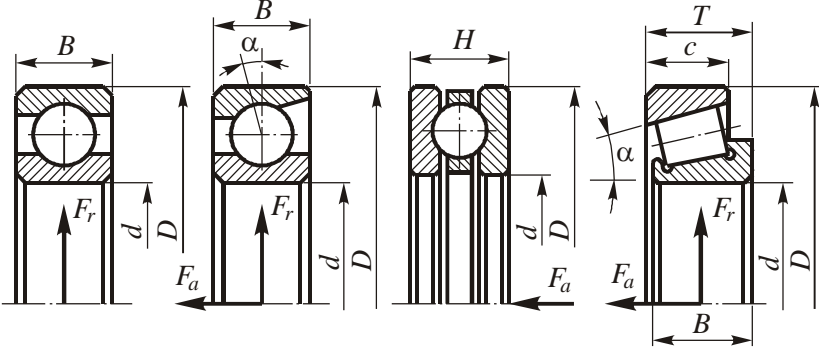


Рис. 6. Типы подшипников (слева направо): шариковый радиальный, радиально-упорный шариковый, упорный шариковый, конический

По радиальным размерам и по ширине подшипники разделяют на размерные серии. ГОСТ Р 52598 – 2006 устанавливает для радиальных шариковых и роликовых и радиально-упорных шариковых подшипников следующие серии, в порядке увеличения размеров:

- серии диаметров: 7; 8 и 9 – сверхлегкие; 0 и 1 – особо легкие; 2 – легкая; 3 – средняя; 4 – тяжелая;
- серии ширин: 7 и 8 – особо узкие; 9 – узкая; 0 – узкая или нормальная, по ситуации; 1 – нормальная; 2 – широкая; 3, 4, 5, 6 – особо широкие.

На рис. 7 показаны сравнительные габариты подшипников с одинаковым отверстием под вал, относящихся к разным сериям диаметров (слева) и ширин (справа).

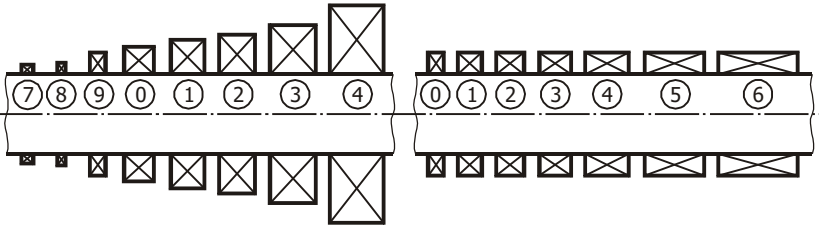


Рис. 7. Размерные серии подшипников

На конические и упорные подшипники распространяется действие более раннего ГОСТ 3478 – 79, добавляющего к сериям диаметров: для конических подшипников 5-ю (легкую широкую) и 6-ю (среднюю широкую); для упорных – 5-ю (тяжелую).

Подшипникам качения присваивают условные обозначения, составленные из цифр и букв. Структура условного обозначения для подшипников с диаметрами отверстий от 20 до 495 мм дана в табл. 7. Полное обозначение подшипника состоит из основной части и знаков, указывающих на дополнительные требования, которые проставляют слева и справа от основного обозначения (в таблице выделены серой заливкой). Основное обозначение состоит только из цифр. Знаки дополнительных требований, стоящие слева от основного обозначения, отделены от него тире. Знаки дополнительных требований справа от основного обозначения всегда начинаются с буквы. В маркировке конкретного подшипника знаки дополнительных требований могут отсутствовать, также может отсутствовать часть цифр в основном обозначении, если это нули, стоящие в левых открытых позициях. Назначение каждой из групп индексов, составляющих обозначение подшипника, приведено в табл. 7.

Таблица 7

Структура условного обозначения подшипника
(а ... ж – группы индексов)

XX...X	–	X	XX	X	X	XX	XX...X
<i>e</i>		<i>д</i>	<i>г</i>	<i>в</i>	<i>б</i>	<i>а</i>	<i>ж</i>

Условные обозначения подшипников качения

Группа индексов по табл. 21	Место группы в обозначении	Что обозначает
1	2	3
<i>a</i>	Первая и вторая цифры справа	Начиная с $d = 20$ мм, – диаметр отверстия подшипника, деленный на 5. (Образец: 07 для $d = 35$ мм; 13 для $d = 65$ мм)

Продолжение табл. 22

1	2	3
<i>б</i>	Третья цифра справа	Серия диаметров: 7 8, 9 – сверхлегкие 0, 1 – особо легкие; 2 – легкая; 3 – средняя; 4 – тяжелая; 5 – легкая широкая (для конических), она же тяжелая (для упорных подшипников); 6 – средняя широкая (для конических подшипников)
<i>в</i>	Четвертая цифра справа	Тип подшипника: 0 – шариковый радиальный; 1 – шариковый радиальный сферический; 2 – роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 – роликовый радиальный сферический; 4 – роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами; 5 – радиальный роликовый с витыми роликами; 6 – радиально-упорный шариковый; 7 – роликовый конический (радиально-упорный роликовый); 8 – упорный или упорно-радиальный шариковый; 9 – упорный или упорно-радиальный роликовый
<i>г</i>	Пятая и шестая цифры справа	Конструктивные особенности исполнения подшипника. Например, для шариковых радиальных подшипников пятая цифра справа означает: 1 – подшипник с коническим отверстием; 5 – подшипник с канавкой для стопорной шайбы на наружном кольце; 6 – с одной защитной шайбой; 7 – с увеличенным числом шариков и т. д. Шестая цифра справа означает: 1 – защитные шайбы облицованы резиной; 8 – на наружном кольце имеется буртик и т. д.

Продолжение табл. 8

1	2	3
<i>д</i>	Седьмая цифра справа	Серия ширин подшипника: 7, 8 – особо узкие; 9 – узкая; 0 и 1 – нормальные; 2 – широкая; 3, 4, 5, 6 – особо широкие

е	Буквы и цифры, отделенные от основного обозначения знаком тире	Самая правая из цифр этой группы обозначает класс точности подшипника: 0 – нормальный класс точности (в обозначении не указывают, если слева отсутствуют прочие знаки); 6, 5, 4, 2 – классы точности в порядке ее возрастания. Прочие символы этой группы указывают группу радиального зазора, момент трения и категорию подшипника.
ж	Буквы с цифрами правее основного обозначения	Изменение металла или конструкции, виды смазочных материалов, требования по уровню вибраций и другие специальные технические требования, предъявляемые к подшипникам.

Пример обозначения подшипника и его расшифровка

Полное обозначение: А75–3180206С2 .

Основное обозначение: 3180206, где 06 соответствует диаметру отверстия в 30 мм; 2 – серия диаметров (легкая); 0 между двойкой и восьмеркой – тип (шариковый радиальный); 18 – конструктивные особенности (с двусторонним уплотнением); 3 – серия ширин (особо широкая).

Дополнительные требования слева: 5 – класс точности; 7 – радиальный зазор по группе 7; А – категория подшипника.

Дополнительные требования справа: С2 – смазка ЦИАТИМ 221.

3.1.2 Расчет подшипников качения на долговечность

Основной причиной выхода из строя подшипников качения является усталостное выкрашивание рабочих поверхностей после длительной эксплуатации в нормальных условиях, в связи с чем подшипники качения, имеющие частоту вращения кольца более 1 об/мин, рассчитывают на долговечность по динамической грузоподъемности. Невращающиеся или медленно вращающиеся

(до 1 об/мин) подшипники качения, например упорные подшипники поворотных кранов, грузовых крюков, домкратов и пр., рассчитывают на статическую грузоподъемность.

Динамической грузоподъемностью C называют такую постоянную нагрузку, которую 90% подшипников данной серии выдерживают в течение 1 млн оборотов без появления признаков усталостного разрушения.

Ресурсом L называют общую продолжительность работы подшипника, измеряемую в млн оборотов.

Эквивалентной динамической нагрузкой P для радиальных и радиально-упорных подшипников качения называют такую постоянную радиальную силу, которая при действии на подшипник с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает ему ту же долговечность, что и при действительных условиях нагружения и вращения (для упорных и упорно-радиальных подшипников в качестве эквивалентной динамической нагрузки P соответственно принимают силу осевого направления, действующую в условиях вращения одного из колец).

Зависимость между ресурсом L , эквивалентной динамической нагрузкой P и динамической грузоподъемностью C дается следующей эмпирической формулой:

$$C = P^m \sqrt[m]{L}, \quad (16)$$

где показатель степени $m = 3$ для шариковых и $m = 3,33$ для роликовых подшипников. Данная формула справедлива при частоте вращения кольца $n > 10$ об/мин. При $n = 1 \dots 10$ об/мин расчет подшипника производится для значения $n = 10$ об/мин.

По ресурсу L может быть определена долговечность L_h подшипника, измеряемая в часах:

$$L_h = 10^6 \frac{L}{60n}. \quad (17)$$

Минимальная долговечность подшипников качения редукторов общего назначения в соответствии с ГОСТ 16162—78 установлена в 10000 ч для зубчатых и 5000 ч для червячных редукторов. Предпочтительно, чтобы долговечность подшипников качения равнялась регламентированному ГОСТом ресурсу редуктора, который составляет 36000 ч для зубчатых и 20000 ч для червячных редукторов.

При определении эквивалентной динамической нагрузки P учитывают тип подшипника, значения радиальной F_r и осевой F_a нагрузок на подшипник, характер действия этих нагрузок, температуру нагрева подшипника и иные факторы.

В общем случае эквивалентная динамическая нагрузка определяется формулой

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\delta K_T, \quad (18)$$

где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, учитывающие их значение; V – коэффициент вращения, учитывающий, какое из колец вращается ($V = 1$ при вращении внутреннего кольца и $V = 1,2$ при вращении наружного кольца); K_δ – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник; K_T – температурный коэффициент, учитывающий рабочую температуру нагрева подшипника, если она превышает 100°C . В частных случаях в формуле (18) принимают:

- для радиальных роликоподшипников $X = 1$; $Y = 0$;
- для упорных подшипников $X = 0$; $Y = 1$;
- для упорно-радиальных шарико- и роликоподшипников $V = 1$.

Расчет подшипника качения на долговечность и подбор его по ГОСТу обычно ведут в следующем порядке. Вначале намечают тип подшипника, учитывая при этом условия эксплуатации, конструкцию подшипникового узла, значения действующих на подшипник радиальной и осевой нагрузок, режим нагружения, частоту вращения вала. Далее по формуле (18) вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку P . По этой нагрузке, а также по требуемому ресурсу L или долговечности

с помощью формулы (16) находят требуемую динамическую грузоподъемность C подшипника, которая должна быть не выше паспортной грузоподъемности, приводимой в таблицах ГОСТ.

3.2 Порядок выполнения работы

3.2.1. Получить у преподавателя комплект подшипников.

3.2.2. Ознакомиться с конструкцией каждого подшипника, выполнить его эскиз в соответствии с рис. 6.

3.2.3. Провести замеры штангенциркулем внутреннего d и наружного D диаметров колец, а также ширины B подшипника (для конического подшипника измеряется ширина B внутреннего кольца, а для подшипника упорного типа – его высота H). Результаты замеров занести в форму отчета.

3.2.4. Занести в форму отчета следующие сведения о подшипнике:

- тип подшипника;
- тип тел качения и число их рядов;
- тип сепаратора;
- имеющиеся конструктивные особенности: наличие защитных крышек, одной или двух; канавок для стопорных шайб, монтажного буртика и др.

3.2.5. По отмеченным признакам с помощью табл. 8 установить четвертую цифру справа, соответствующую типу подшипника, в его основном обозначении, а также две цифры справа, соответствующие диаметру отверстия.

3.2.6. С помощью табл. 9 – 11 по замеренным диаметрам и ширине установить серию диаметров – третью цифру справа в обозначении подшипника, а затем серию ширин (высот для упорных подшипников) – седьмая цифра справа. При отсутствии сведений в таблицах следует воспользоваться ГОСТом на подшипники данного типа.

3.2.7. При затруднении с идентификацией пятой и шестой позиций справа принять для них нулевые значения.

3.2.7. Внести в форму отчета обозначение подшипника по образцу: *Подшипник 2007308 ГОСТ 333 – 79* или *Подшипник 0000412 ГОСТ 8338 – 75* (нули, стоящие в левых открытых позициях, не пишут). ГОСТы на подшипники взять у преподавателя.

3.2.8. В соответствии с типом подшипника записать в отчет формулы для определения эквивалентной динамической нагрузки P и динамической грузоподъемности C .

Подшипники радиальные шариковые и роликовые и радиально-упорные шариковые. Основные размеры (по ГОСТ Р 52598 – 2006)

Серия диаметров 0 – особо легкая																			
d	D	B для серий ширин								d	D	B для серий ширин							
		0	1	2	3	4	5	6	0			1	2	3	4	5	6		
20	42	8	12	14	16	22	30	40	70	110	13	20	24	30	40	54	71		
25	47	8	12	14	16	22	30	40	75	115	13	20	24	30	40	54	71		
30	55	9	13	16	19	25	34	45	80	125	14	22	27	34	45	60	80		
35	62	9	14	17	20	27	36	48	85	130	14	22	27	34	45	60	80		
40	68	9	15	18	21	28	38	50	90	140	16	24	30	37	50	67	90		
45	75	10	16	19	23	30	40	54	95	145	16	24	30	37	50	67	90		
50	80	10	16	19	23	30	40	54	100	150	16	24	30	37	50	67	90		
55	90	11	18	22	26	35	46	63	105	160	18	26	33	41	56	75	100		
60	95	11	18	22	26	35	46	63	110	170	19	28	36	45	60	80	109		
65	100	11	18	22	26	35	46	63	120	180	19	28	36	46	60	80	109		
Серия диаметров 2 – легкая																			
d	D	B для серий ширин								d	D	B для серий ширин							
		8	0	2	3	4	5	6	8			0	2	3	4	5	6		
20	47	9	14	18	20,6	27	36	48	70	125	18	24	31	39,7	56	75	100		
25	52	10	15	18	20,6	27	36	48	75	130	18	25	31	41,3	56	75	100		
30	62	10	16	20	23,8	32	43	58	80	140	19	26	33	44,4	60	80	109		
35	72	12	17	23	27,0	37	50	67	85	150	21	28	36	49,2	65	88	118		
40	80	13	18	23	30,2	40	54	71	90	160	22	30	40	52,4	69	95	125		
45	85	13	19	23	30,2	40	54	71	95	170	24	32	43	55,6	75	100	136		
50	90	13	20	23	30,2	40	54	71	100	180	25	34	46	60,3	80	109	145		
55	100	14	21	25	33,3	45	60	80	105	190	27	36	50	65,1	85	115	155		
60	110	16	22	28	36,5	50	67	80	110	200	28	38	53	69,8	90	122	160		
65	120	18	23	31	38,1	56	75	100	120	215	–	40	58	76,0	95	128	170		
Серия диаметров 3 – средняя																			
d	D	B для серий ширин				d	D	B для серий ширин											
		8	0	2	3			8	0	2	3								
20	52	10	15	21	22,2	70	150	25	35	51	63,5								
25	62	12	17	24	25,4	75	160	27	37	55	68,3								
30	72	13	19	27	30,2	80	170	28	39	58	68,3								
35	80	14	21	31	34,9	85	180	30	41	60	73,0								
40	90	16	23	33	36,5	90	190	30	43	64	73,0								
45	100	17	25	36	39,7	95	200	33	45	67	77,8								
50	110	19	27	40	44,4	100	215	36	47	73	82,6								
55	120	21	29	43	49,2	105	225	37	49	77	87,3								
60	130	22	31	46	54,0	110	240	42	50	80	92,1								
65	140	24	33	48	58,7	120	260	44	55	86	106								
Серия диаметров 4 – тяжелая																			
d	D	B для серий ширин		d	D	B для серий ширин													
		0	2			0	2												
20	72	19	33	75	190	45	77												
25	80	21	36	80	200	48	80												
30	90	23	40	85	210	52	86												
35	100	25	43	90	225	54	90												
40	110	27	46	95	240	55	95												
45	120	29	50	100	250	58	98												
50	130	31	53	105	260	60	100												
55	140	33	57	110	280	65	108												
60	150	35	60	120	310	72	118												
65	160	37	64	130	340	78	128												
70	180	42	74	140	360	82	132												

Подшипники роликовые с коническими роликами, однорядные. Основные размеры (по ГОСТ 3478 – 79)

Серия диаметров 1 – особо легкая											
d	D	B=T для серий ширин				d	D	B=T для серий ширин			
		2		3				2		3	
20	42	15		17		70	110	35		31	
25	47	15		17		75	115	25		31	
30	55	17		20		80	125	29		36	
35	62	18		21		85	130	29		36	
40	68	19		22		90	140	32		39	
45	75	20		24		95	145	32		39	
50	80	20		24		100	150	32		39	
55	90	23		27		105	160	35		43	
60	95	23		27		110	170	38		47	
65	100	23		27		120	180	38		48	

Серия диаметров 2(5)* – легкая (легкая широкая)													
d	D	B	T	B	T	B=T	d	D	B	T	B	T	B=T
		серии ширин							серии ширин				
		0		(0)*		3			0		(0)*		3
20	47	14	15,25	18	19,25	–	70	125	24	26,25	31	33,25	41
25	52	15	16,25	18	19,25	22	75	130	25	27,25	31	33,25	41
30	62	16	17,25	20	21,25	25	80	140	26	28,25	33	35,25	46
35	72	17	18,25	23	24,25	28	85	150	28	30,50	36	38,50	49
40	80	18	19,75	23	24,75	32	90	160	30	32,50	40	42,50	55
45	85	19	20,75	23	24,75	32	95	170	32	34,50	43	45,50	58
50	90	20	21,75	23	24,75	32	100	180	34	37,00	46	49,00	63
55	100	21	22,75	25	26,75	35	105	190	36	39,00	50	53,00	68
60	110	22	23,75	28	29,75	38	110	200	38	41,00	53	56,00	–
65	120	23	24,75	31	32,75	41	120	215	40	43,50	58	61,50	–

Серия диаметров 3(6)* – средняя (средняя широкая)															
d	D	B	T	B	T	B	T	d	D	B	T	B	T		
		серии ширин								серии ширин					
		0		1		(0)*				0		1		(0)*	
20	52	15	16,25	–	–	21	22,25	65	140	33	36,00	33	36,00	48	51,00
25	62	17	18,25	17	18,25	24	25,25	70	150	35	38,00	35	38,00	51	51,00
30	72	19	20,75	19	20,75	27	28,75	75	160	37	40,00	37	40,00	55	58,00
35	80	21	22,75	21	22,75	31	32,75	80	170	39	42,50	39	42,50	58	61,50
40	90	23	25,25	23	25,25	33	35,25	85	180	41	44,50	41	44,50	60	63,50
45	100	25	27,25	25	27,25	36	38,25	90	190	43	46,50	43	46,50	64	67,50
50	110	27	29,25	27	29,25	40	42,25	95	200	45	49,50	45	49,50	67	71,50
55	120	29	31,50	29	31,50	43	45,50	100	215	47	51,50	51	56,50	78	77,50
60	130	31	33,50	31	33,50	46	48,50	105	225	49	53,50	53	58,00	77	81,50

* Цифры (5), (0) означают серию диаметров 5. Цифры (6), (0) – серию 6.

Таблица 11

Подшипники упорные шариковые и роликовые одинарные. Основные размеры (по ГОСТ 3478 – 79)

Серия диаметров 1 – особо легкая										
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>H</i> для серий высот				<i>d</i>	<i>D</i>	<i>H</i> для серий высот		
		7	9	0				7	9	0
20	35	7	–	10		65	90	11	–	18
25	42	8	–	11		70	95	11	–	18
30	47	8	–	11		75	100	11	–	19
35	52	8	–	12		80	105	11	–	19
40	60	9	–	13		85	110	11	–	19
45	65	9	–	14		90	120	14	–	22
50	70	9	–	14		100	135	16	21	25
55	78	10	–	16		110	145	16	21	25
60	85	11	–	17		120	155	16	21	25

Серия диаметров 2 – легкая										
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>H</i> для серий высот				<i>d</i>	<i>D</i>	<i>H</i> для серий высот		
		7	9	0				7	9	0
20	40	9	–	14		65	100	16	21	27
25	47	10	–	15		70	105	16	21	27
30	52	10	–	16		75	110	16	21	27
35	62	12	–	18		80	115	16	21	28
40	68	13	–	19		85	125	18	24	31
45	73	13	–	20		90	135	20	27	35
50	78	13	–	22		100	150	23	30	38

55	90	16	21	25		110	160	23	30	38
60	95	16	21	26		120	170	23	30	39
Серия диаметров 3 – средняя										
d	D	H для серий высот				d	D	H для серий высот		
		7	9	0				7	9	0
20	47	12	–	18		65	115	23	30	36
25	52	12	–	18		70	125	25	34	40
30	60	14	18	21		75	135	27	36	44
35	68	15	20	24		80	140	27	36	44
40	78	17	22	26		85	150	29	39	49
45	85	18	24	28		90	155	29	39	50
50	95	20	27	31		100	170	32	42	55
55	105	23	30	35		110	190	36	48	63
60	110	23	30	35		120	210	41	54	70

Продолжение табл. 11

Серия диаметров 4 – тяжелая										
d	D	H для серий высот				d	D	H для серий высот		
		7	9	0				7	9	0
25	60	16	21	24		65	140	34	45	56
30	70	18	24	28		70	150	36	48	60
35	80	20	27	32		75	160	38	51	65
40	90	23	30	36		80	170	41	54	68
45	100	25	34	39		85	180	42	58	72
50	110	27	36	43		90	190	45	60	77
55	120	29	39	48		100	210	50	67	85
60	130	32	42	51		110	230	54	73	95
Серия диаметров 5 – тяжелая										
d	D	H для серий высот				d	D	H для серий высот		
		9						9		
20	60	24				65	170	63		
25	73	29				70	180	67		
30	85	34				75	190	69		
35	100	39				80	200	73		
40	110	42				85	215	78		
45	120	45				90	225	82		
50	135	51				100	250	90		
55	150	58				110	270	95		
60	160	60				120	300	109		

Примечание. Номинальный диаметр d измеряют по тугому кольцу.

3.3 Контрольные вопросы

Как классифицируют подшипники качения в зависимости от воспринимаемой нагрузки?

Дайте сравнительную характеристику шариковых и роликовых подшипников. Укажите достоинства и недостатки для каждой из этих групп.

Из каких деталей состоит подшипник качения?

Какую функцию выполняет сепаратор в подшипнике? Возможны ли конструкции подшипников, которые не имеют сепаратора?

Из скольких цифр состоит основная часть в обозначении подшипника? Что означают эти цифры?

Диаметр цапфы вала равен 44 мм. Где выбрать соответствующий подшипник?

Какие классы точности установлены стандартом для подшипников?

С какой целью вводят понятие эквивалентной нагрузки на подшипник?

Какой зависимостью связаны ресурс работы подшипника и динамическая грузоподъемность?

Можно ли радиальный подшипник использовать в качестве подпятника? – почему?

Подойдут ли для деталей подшипника стали марок Ст 2; 15; 20? - почему?

Где можно найти значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок?

Перечислите типы роликов, применяемых в роликовых подшипниках качения.

Классы точности трех подшипников обозначены как 0, 2 и 5. Какой из них обладает более высокой точностью, а какой более низкой?

Какую роль играет жидкая смазка в процессе усталостного выкрашивания контактирующих поверхностей?

В каких источниках можно найти сведения по значениям статической и динамической грузоподъемности для конкретного подшипника?

Какой вид посадки следует применить при установке подшипников на валы редуктора?

Какой вид посадки следует применить при установке подшипников в подшипниковые гнезда корпуса редуктора?

На каких поверхностях выполняют маркировку подшипников?

Лабораторная работа №4

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РЕДУКТОРА определение основных параметров

Цель работы: практическое изучение конструкций редукторов основных типов и определение их основных параметров.

Принадлежности: образцы редукторов, плакаты с изображением устройства редукторов, атласы конструкций, штангенциркуль, линейка, калькулятор.

4.1 Теоретическая часть

4.1.1 Основные типы редукторов

Редукторы состоят из зубчатых и червячных передач в различных комбинациях, установленных в жестком корпусе. Назначение редуктора – понижение частоты вращения и увеличение вращающего момента на выходном валу. Вид и конструкция редуктора определяются типом, количеством и расположением передач – ступеней.

Кинематические схемы некоторых из типов редукторов были рассмотрены в описании лабораторной работы №1 (см. рис. 1).

При малых передаточных числах $u \leq 6,3$ применяют одноступенчатые зубчатые редукторы (рис. 1, а, б). Большие значения удается реализовать с использованием двухступенчатых редукторов (рис. 1, г, е), у которых диапазон передаточных чисел лежит в границах $6,3 \leq u \leq 40$. Для трехступенчатых редукторов (рис. 1, д) этот диапазон составляет $25 \leq u \leq 250$.

При передаче вращения под прямым углом применяют конические и коническо-цилиндрические редукторы (рис. 1, б, е). Коническая ступень всегда стоит первой (от двигателя) по схеме редуктора, остальные ступени – цилиндрические.

Цилиндрические двух- и трехступенчатые редукторы развернутой схемы (рис. 1, г, д) в сравнении с соосными редукторами (рис. 1, ж) имеют узкие корпуса с компактной внутренней компоновкой внутреннего механизма передач, благодаря чему получили более широкое практическое применение. Достоинствами соосных редукторов являются укороченный корпус и возможность передачи вращения вдоль единой оси входного и выходного валов.

Червячные редукторы (рис. 1, в) выполняют одно- или двухступенчатыми либо в комбинации с цилиндрическими зубчатыми ступенями. Различают схемы с верхним и нижним расположением червяка по отношению к червячному колесу. Также возможно боковое (при горизонтальном колесе) и вертикальное расположение червяка, однако эти варианты не рекомендуют к применению. Диапазон передаточных чисел одноступенчатых червячных редукторов составляет $8 \leq u \leq 63$, двухступенчатых – $100 \leq u \leq 6300$.

4.1.2 Элементы редукторов

Редукторы состоят из следующих основных узлов и деталей:

- передач того или иного вида;
- валов;
- опор валов, в качестве которых используют подшипники качения или скольжения;
- корпуса, обеспечивающего постоянство положения деталей передач в пространстве и изоляцию их от окружающей среды.
- деталей и узлов, обеспечивающих смазку и уплотнение.

4.1.2.1 Передачи

В зависимости от типа зубчатой передачи ее деталями являются колеса цилиндрической или конической формы. Детали червячной передачи являются червяк и червячное колесо. По сравнению с зубчатыми, червячные передачи обеспечивают большие значения передаточных чисел, но имеют низкий КПД и обладают повышенным тепловыделением.

4.1.2.2 Вала

Типовая конструкция вала редуктора и связанных с ним деталей представлена на рис. 8. Вал 1 предназначен для передачи вращающего момента между установленными на нем деталями: зубчатыми колесами 2, полумуфтами и др. Вал имеет ступенчатую форму поверхности, упрощающую установку и фиксацию деталей в осевом направлении. В окружном направлении детали фиксируют на валу шпонками 3 или шлицевым соединением. Размеры поперечного сечения шпонок выбирают в зависимости от диаметра вала. Если на валу имеется несколько шпонок, их сечения обычно берут одинаковыми, выбранными по меньшему диаметру.

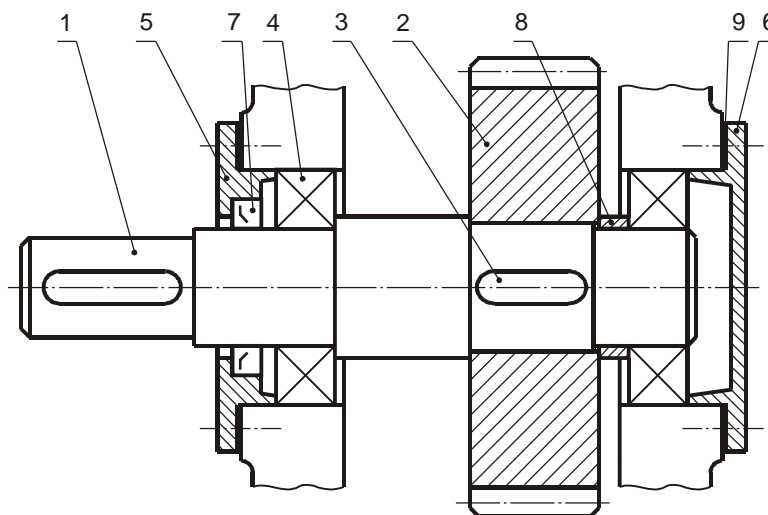


Рис. 8 Выходной вал редуктора

4.1.2.3 Подшипники

Подшипники 4 служат для установки валов в корпусе редуктора. Они обеспечивают свободу вращения вала вокруг своей оси и не позволяют валу перемещаться вдоль нее. Тип используемых подшипников зависит от величины и соотношения осевых и радиальных нагрузок на опорах.

4.1.2.4 Крышки подшипников, манжеты

Крышки подшипников закрывают подшипниковые узлы. Они могут быть сквозными 5 или глухими 6. В сквозных крышках, имеющих отверстие для выхода вала, устанавливают манжеты 7, предотвращающие вытекание масла из редуктора. Одним из способов осевой фиксации деталей является установка между ними распорных колец или втулок 8. Набор тонких металлических прокладок 9 позволяет регулировать величину зазора в подшипниках.

4.1.2.5 Корпусные детали редуктора

Корпуса редукторов должны обладать достаточной прочностью и жесткостью. Детали корпусов изготавливают литыми из чугуна или алюминиевых сплавов, реже сварными из стального листа. Дополнительную прочность корпусу редуктора придают ребра жесткости. Сочетание тонких стенок и ребер жесткости позволяет уменьшить массу корпуса.

С целью удобства сборки редуктора его корпус делают разъемным, состоящим из основания корпуса и крышки. Конструкция некоторых корпусов включает дополнительные промежуточные секции. Для обеспечения точного взаимного положения деталей корпуса относительно друг друга их фиксируют штифтами.

Удобство контроля состояния рабочих поверхностей зубьев передач обеспечивает смотровой люк, обычно выполняемый на крышке редуктора. Для транспортировки тяжелых редукторов применяют грузовые винты (рым-болты) или проушины.

Контроль уровня масла, заливаемого в корпус редуктора, осуществляют маслоуказателем. В нижней части корпуса имеется отверстие, закрытое завинчивающейся пробкой для слива отработанного масла. Кроме того, конструкция корпуса предусматривает наличие отдушины (сапуна)

для поддержания давления внутри полости редуктора на уровне атмосферного.

Корпуса червячных редукторов часто выполняют ребристыми с целью увеличения поверхности теплоотдачи.

4.1.3 Смазка передач редуктора

В большинстве случаев в редукторах применяется картерная смазка путем окунания зубчатых колес в масляную ванну. При этом в корпус редуктора заливают масло из расчета 0,3...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности для зубчатых и 0,7... 1 л на 1 кВт – для червячных редукторов. Уровень масла должен обеспечивать погружение зубчатых колес на глубину 4...5 модулей. Тихоходные зубчатые колеса при необходимости погружают глубже, но не более, чем на 1/3 их диаметра.

Смазывание подшипников обычно осуществляется масляным туманом за счет разбрызгивания масла зубчатыми колесами. При окружных скоростях зубчатых колес менее 3...4 м/с масляные брызги образуются слабо. В этом случае подшипники смазывают консистентными смазками, и чтобы густая смазка не вымывалась в полость редуктора, подшипники отделяют от нее специальными мазеудерживающими шайбами.

4.1.4 Основные параметры редукторов

Потребительские характеристики редукторов, относящихся к определенному типу, определяются следующими параметрами:

- передаточным числом U ;
- коэффициентом полезного действия η ;
- вращающим моментом T_T , а также допускаемой консольной нагрузкой на выходном валу.

Общим критерием технического уровня редуктора в классе ему подобных является удельная материалоемкость q_m , равная отношению массы редуктора m в кг к величине вращающего момента на выходном валу T_T в Н·м. Данный показатель в большей степени зависит от поверхностной твердости зубьев и для редукторов с цементированными и закаленными зубьями составляет 0,03...0,05.

4.1.5 Обозначение серийных редукторов общемашиностроительного применения

Полное условное обозначение редуктора состоит из следующих позиций, указываемых в его маркировке слева направо:

- тип редуктора – набор букв и цифр, содержащих информацию о виде передач в редукторе, их количестве, последовательном расположении от входного вала к выходному, об общем назначении редуктора. Ступени обозначают буквами в порядке их следования: Ц – цилиндрическая; К – коническая; Ч – червячная. Цифрами указывают количество однотипных ступеней. Буква С используется для обозначения соосного редуктора, например, Ц2С;

- главный параметр редуктора. Для цилиндрических, коническо-цилиндрических и червячных редукторов главным параметром является межосевое расстояние тихоходной ступени (для

некоторых типов цилиндрических редукторов – указывают суммарное межосевое расстояние ступеней). Для конических редукторов главный параметр – внешний делительный диаметр колеса;

- характеристика зацепления, для эвольвентного типа не указывают, для зацепления Новикова ставят букву Н;

- исполнение, для фланцевого исполнения ставят букву Ф;

- номинальное передаточное число редуктора;

- вариант сборки по ГОСТ 20373 – 94 в виде цифр, обозначающих схему расположения концов входного и выходного валов (11 – концы обоих валов цилиндрического редуктора расположены справа по отношению к основному направлению потока передаваемой мощности; 22 – оба слева; 12

- входной справа, выходной слева; 21 – входной слева, выходной справа, и т. п.);

- исполнение конца входного вала (Ц – цилиндрического типа; К – конического типа);

- исполнение конца выходного вала (Ц – цилиндрического типа; К – конического типа; М – в виде зубчатой полумуфты; П –

с полым выходным валом, имеющим шлицевый участок);

- климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150 – 69 (УЗ – для макроклиматического района с умеренным климатом в нерегулярно отапливаемых помещениях, и т. п.).

В сокращенном обозначении часть позиций может быть опущена, при этом позиции, отмеченные значком •, являются обязательными.

Примеры условного обозначения редукторов:

Редуктор ЦЗУ-200-125-12КУ2 ГОСТ Р 50891-96 – тип ЦЗУ (цилиндрический трехступенчатый, универсальный); межосевое расстояние тихоходной ступени 200 мм; передаточное число 125; вариант сборки 12; К – с коническим концом выходного вала; У – климатическое исполнение; 2 – категория размещения;

Редуктор КЦ2-250-80-42 ГОСТ Р 50891-96 – тип КЦ2 (коническо-цилиндрический трехступенчатый); межосевое расстояние тихоходной ступени 250 мм; передаточное число 80; вариант сборки 42.

Редуктор Ч2-160-248-12 ГОСТ Р 50891-96 – тип Ч2 (червячный двухступенчатый); межосевое расстояние тихоходной ступени 160 мм; передаточное число 248; вариант сборки 12.

4.2 Порядок выполнения работы

4.2.1. Используя условные обозначения из табл. 2, изобразить кинематическую схему редуктора по образцу рис. 1. Обозначить цифрами номера колес, а также номеров валов.

4.2.2. Провести замеры геометрических параметров редуктора и его деталей. Результаты занести в табл. 12 для цилиндрического или в табл. 13 для червячного редуктора. Значения a_w и h уточнить по ГОСТ 2185 – 66, 2144 – 76, 24386 – 91 в соответствии с рядом:

63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224/225 (значение в числителе – для межосевого расстояния, в знаменателе – для высоты оси), 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 мм.

4.2.3. Вычислить параметры редуктора во второй части табл. 12 (13).

4.2.4. По результатам расчетов заполнить техническую характеристику редуктора, приведенную в табл. 14.

6.2.5. По примеру рис. 8 изобразить конструкцию одного из валов (по выбору преподавателя) с закрепленными на нем деталями: зубчатыми колесами, подшипниками, втулками и др.

Таблица 12

Измерения на цилиндрическом редукторе						
Параметры передач	I ступень		II ступень		III ступень	
Число зубьев	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6
Ширина колеса b , мм						
Длина зуба колеса l , мм						
Межосевое расстояние a_w' , мм						
Межосевое расстояние a_w , мм, по ГОСТ 2185 – 66						
Присоединительные размеры	Входной вал			Выходной вал		
Диаметр d и длина l концевой участка вала, мм	$d_B =$ $l_B =$			$d_T =$ $l_T =$		
Высота оси вращения h' , мм	$h_B' =$			$h_T' =$		
Высота оси вращения h , мм, по ГОСТ 24386 – 91	$h_B =$			$h_T =$		
Расчеты по цилиндрическому редуктору						
Параметр	I ступень		II ступень		III ступень	
Передаточное число	$u_1=z_2/z_1=$		$u_2=z_4/z_3=$		$u_3=z_6/z_5=$	
Угол наклона линии зуба $\beta' = \arccos(b/l)$	$\beta'_1 =$		$\beta'_2 =$		$\beta'_3 =$	
Модуль расчетный $m'=2a_w \cos \beta'/(z_{ш}+z_к)$	$m'_1=$		$m'_2=$		$m'_3=$	
Модуль по ГОСТ 9563-80 (табл. 18)	$m_1=$		$m_2=$		$m_3=$	

Уточненный угол наклона линии зуба $\beta = \arccos \frac{m(z_{ш} + z_k)}{2a_w}$	$\beta_1 =$	$\beta_2 =$	$\beta_3 =$
Допустимый вращающий момент T_T на выходном валу (табл. 29)	$T_T =$		
Общее передаточное число редуктора	$U = u_1 u_2 u_3 =$		

Продолжение табл. 12

Частота вращения $n_{вых}$ выходного вала при номинальной частоте вращения входного вала $n_{вх} = 1500$ об/мин	$n_{вых} = n_{вх} / U =$
Допустимая мощность $N_{вых}$, передаваемая редуктором	$N_{вых} = T_T n_{вых} \pi / 30 =$
Общий КПД редуктора (взять данные из табл. 16)	$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots =$
Мощность $N_{вх}$ на входном валу	$N_{вх} = N_{вых} / \eta =$

Таблица 13

Измерения на червячном редукторе		
Параметр	I ступень	II ступень
Число заходов червяка Число зубьев черв. колеса	$z_1 =$	$z_3 =$
	$z_2 =$	$z_4 =$
Длина червяка l_1 , мм	$l_1 =$	$l_1 =$
Ширина колеса b , мм	$b_2 =$	$b_4 =$
Осевой шаг p , мм		
Межосевое расстояние a_w' , мм		
Межосевое расстояние a_w , мм, по ГОСТ 2144 – 76		
Присоединительные размеры	Входной вал	Выходной вал
Диаметр d и длина l концевой участка вала, мм	$d_B =$	$d_T =$
	$l_B =$	$l_T =$
Высота оси вращения h' , мм	$h_B' =$	$h_T' =$
Высота оси вращения h , мм, по ГОСТ 24386 – 91	$h_B =$	$h_T =$

Продолжение табл. 13

Расчеты по червячному редуктору		
Параметр	I ступень	II ступень
Передаточное число	$u_1 = z_2 / z_1 =$	$u_2 = z_4 / z_3 =$
Модуль расчетный, мм $m' = p / \pi$	$m'_1 =$	$m'_2 =$

Модуль по ГОСТ 19672-74 (табл. 30), мм	$m_1 =$	$m_2 =$
Коэффициент диаметра червяка расчетный, мм $q'_1 = (2a_w / m) - z_k$	$q'_1 =$	$q'_2 =$
Коэффициент диаметра червяка принятый (табл. 31), мм	$q_1 =$	$q_2 =$
Допустимый вращающий момент T_T на выходном валу (табл. 29)	$T_T =$	
Общее передаточное число редуктора	$U = u_1 u_2 =$	
Частота вращения $n_{\text{ВЫХ}}$ выходного вала при номинальной частоте вращения входного вала $n_{\text{ВХ}} = 1500$ об/мин	$n_{\text{ВЫХ}} = n_{\text{ВХ}} / U =$	
Допустимая мощность $N_{\text{ВЫХ}}$, передаваемая редуктором	$N_{\text{ВЫХ}} = T_T n_{\text{ВЫХ}} \pi / 30 =$	
Общий КПД редуктора (взять данные из табл. 16)	$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots =$	
Мощность $N_{\text{ВХ}}$ на входном валу	$N_{\text{ВХ}} = N_{\text{ВЫХ}} / \eta =$	

Таблица 14

Техническая характеристика редуктора

Обозначение редуктора по ГОСТ Р 50891-96	
Число ступеней передач	
Конструктивная схема редуктора (развернутая, соосная, зацепления в одной или в разных плоскостях)	

Продолжение табл. 14

Общее передаточное число U	
Общий КПД η	
Вращающий момент на выходном валу T_T , Н·м	
Частота вращения выходного вала $n_{\text{ВЫХ}}$, об/мин	
Приводится от двигателя в диапазоне частот вращения 1500 об/мин (выбрать двигатель по табл. 17)	тип $N_{\text{ДВ}} =$ $n_{\text{ДВ}} =$
Межосевое расстояние общее $a_{w\Sigma}$, мм	
Высота осей вращения над опорной плоскостью h , мм	

Таблица 15

Зависимость допустимого вращающего момента на выходном валу от его диаметра

d_T , мм	T_T , Н·м	d_T , мм	T_T , Н·м	d_T , мм	T_T , Н·м	d_T , мм	T_T , Н·м
18	31,5	35	250	70	2000	140	16000
20	45	40	355	80	2800	160	22400
22	63	45	500	90	4000	180	31500
25	90	50	710	100	5600	200	45000
28	125	55	1000	110	8000	220	63000
30	140	60	1120	125	11200	250	90000

Таблица 16

Модули червячных передач (по ГОСТ 19672-74)

I ряд (предпочтит.)	1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25
II ряд	1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12

Таблица 17

Коэффициенты диаметра червяка (по ГОСТ 19672-74)

I ряд (предпочтит.)	6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25
II ряд	7,1; 9; 11,2; 14; 18; 22,4

4.3 Контрольные вопросы

Каково назначение редуктора в приводе?

С какими узлами редуктор может соединяться на входе и выходе и какой вид соединения для этого применяется?

Перечислите узлы и детали, из которых состоит редуктор. Каково их назначение?

Классифицируйте детали передач данного редуктора.

Чему равна полная высота зуба в долях модуля?

Что дает ступенчатая форма вала?

Как вал устанавливается в редукторе?

Как на валу крепятся зубчатые колеса?

Какой участок вала испытывает деформацию кручения?

На каких участках вал подвержен деформации изгиба?

Каково назначение подшипников в редукторе? К какому типу они относятся? Обоснуйте название типа подшипников.

Объясните назначение крышек подшипников, есть ли между ними отличие?

Как регулируют зазоры в подшипниках?

Какими качествами должны обладать корпусные детали?

Почему корпуса редукторов делают разъемными?

Предложите технологию изготовления и сборки корпуса редуктора.

Как добиться точного совмещения разъемных частей корпуса редуктора?

Как детали корпуса соединяются между собой?

Как корпус редуктора крепится к раме?

Как в редукторе осуществляется смазка зубчатых колес и подшипников?

Куда заливается смазка?

Как определить уровень смазки в редукторе?

Как слить отработанную смазку?

Как провести осмотр состояния передач без разборки редуктора?

Каковы достоинства и недостатки червячных редукторов в сравнении с зубчатыми?

Каковы материалы червяка и червячного колеса?

Какие конструктивные меры применяют для увеличения теплоотдачи в червячных редукторах?

Какие размеры имеют значение для сборки редуктора?

Какие размеры имеют значение для соединения редуктора с другими узлами (двигателем, муфтами, рамой)?

Какие приспособления имеет редуктор для его перемещения при монтажных работах?

Перечислите исходные данные, необходимые для проектирования редуктора.