



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

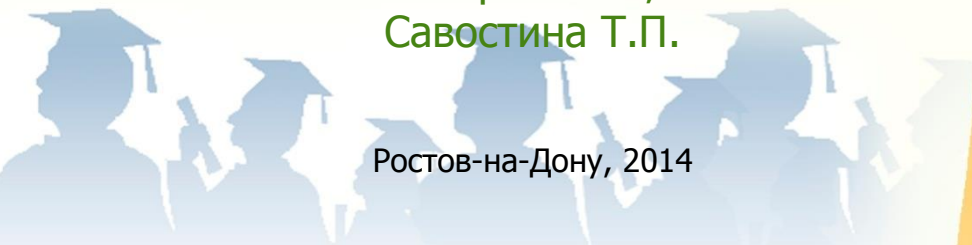
Кафедра «Технология машиностроения»

Лабораторный практикум по курсу

«Детали машин и основы конструирования»

Авторы
Кушнарев В.И.,
Маньшин Ю.П.,
Петров А.М.,
Савостина Т.П.

Ростов-на-Дону, 2014





Аннотация

Учебное пособие содержит описание основных лабораторных работ курса «Детали машин и основы конструирования», порядка выполнения их экспериментальной и расчетной частей. Каждую работу предваряют краткие теоретические сведения относительно объектов исследования, позволяющие глубже понять суть исследуемых закономерностей, оценить их значимость в практике конструирования изделий современного машиностроения. Для лучшего усвоения учебного материала в конце каждой работы приводится список контрольных вопросов, на которые предлагается дать ответы при защите. С целью ускорения поиска необходимых для расчета справочных данных в пособии приведены нормы, рекомендации и выдержки из соответствующих ГОСТов.

Авторы

к. т. н. доцент В.И. Кушнарев,
к. т. н. доцент Ю.П. Маньшин,
к. т. н. А.М. Петров,
ассистент Т.П. Савостина





Оглавление

Лабораторная работа №1 «Определение коэффициента запаса прочности затянутого резьбового соединения»	4
Лабораторная работа №2 «Определение несущей способности шпоночного и шлицевого соединений»	14
Лабораторная работа №3 «Кинематический и энергетический расчет привода»	29
Лабораторная работа №4 «Определение геометрических параметров зубчатых колес»	40
Лабораторная работа №5 «Идентификация подшипников качения»	50
Лабораторная работа №6 «Техническая характеристика редуктора определение основных параметров»	65
Литература	77



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

«ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ЗАТЯНУТОГО РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ»

Цель работы: изучение основных зависимостей теории винтовой пары и методики расчета затянутых резьбовых соединений на прочность. Определение коэффициента запаса прочности для исследуемого образца крепежной детали (болта).

Принадлежности: образцы крепежных деталей, штангенциркуль, линейка, калькулятор.

1.1. Теоретическая часть

В резьбовых соединениях деталей машин широко используют стандартные крепежные детали – болты, гайки, винты, шпильки – с треугольной метрической резьбой. Прочность затянутых соединений, в которых болт испытывает деформации растяжения и кручения, лимитируется прочностью стержня болта, причем опасным является поперечное сечение ослабленное нарезкой, диаметр которого равен внутреннему диаметру резьбы d_f . На рис. 1 приведен эскиз наиболее часто встречающегося болта с шестигранной головкой по ГОСТ 7805-70 в 1-м исполнении (болты 2, 3 и 4-го исполнений отличаются наличием таких конструктивных элементов, как круговых отверстий в стержне или головке болта, заглубленных лунок на торцевой поверхности головок).

Примеры условного обозначения болтов:

Болт М12-6g×60.48 (S18) ГОСТ 7805-70 – болт исполнения 1 (не указывают) с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом (не указывают), с полем допуска резьбы 6g, длиной $l = 60$ мм, класса прочности 4.8, с размером «под ключ» $S = 18$ мм, без покрытия;

Болт 2М12×1,25-6g×60.109.40Х.016 ГОСТ 7805-70 – болт исполнения 2 с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с мелким шагом $P = 1,25$ мм, с полем допуска резьбы 6g, длиной $l = 60$ мм, класса прочности 10.9, из стали марки 40Х. Последние три цифры означают вид и толщину покрытия – цинковое, хромированное (01)

толщиной 6 мкм.

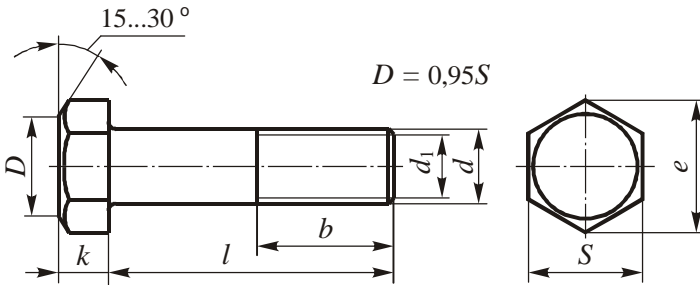


Рис. 1. Болт с шестигранной головкой

При затяжке соединения на гайку действует следующая система сил (рис. 2): момент завинчивания $T_{зав}$ со стороны гаечного ключа, равный произведению $F_{раб} L$ – усилия, прилагаемого рабочим к ключу, на длину рукоятки; момент T_1 сил трения на опорном торце гайки, момент T_p сил сопротивления в резьбе; сила

F_{xr}
равная продольному усилию в винте, и нормальная реакция N со стороны опорной поверхности детали.

Условия равновесия данной системы сил позволяют вывести основное уравнение теории винтовой пары, дающее связь между моментом завинчивания и осевым усилием в болте:

$$T_{зав} = 0,5F_x d_2 [(D_{cp}/d_2)f + tg(\varphi' + \psi)], \quad (1)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы; D_{cp} – средний диаметр опорной поверхности гайки (рис. 3); f – коэффициент трения на опорном торце гайки; φ' – приведенный угол трения в резьбе; ψ – угол подъема резьбы.

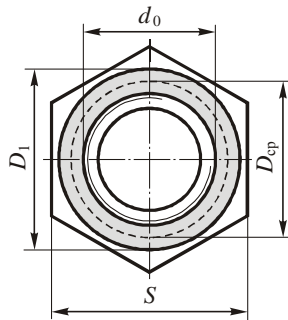
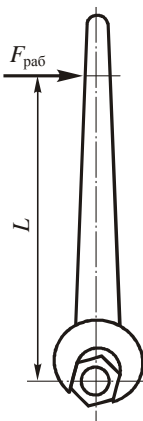
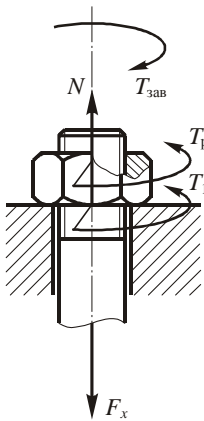


Рис. 2. Силы в соединении Рис. 3. Опорный торец гайки

Средний диаметр опорной поверхности гайки можно определить по формуле

$$D_{\text{сп}} = \frac{2(D_1^3 - d_0^3)}{3(D_1^2 - d_0^2)} \quad (2)$$

или, для стандартных гаек,

$$D_{\text{сп}} \approx \frac{D_1 + d_0}{2}. \quad (3)$$

Приведенный угол трения и угол подъема однозаходной резьбы находят по формулам:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f}{\cos\alpha/2}\right); \quad \psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right), \quad (4)$$

в которых f – коэффициент трения в резьбе; α – угол профиля резьбы; P – шаг резьбы.

Расчет затянутых резьбовых соединений на прочность ведут по эквивалентному напряжению энергетической теории прочности, которое учитывает действие нормальных растягивающих напряжений σ_p в опасном сечении болта, а также касательных напряжений τ_k , обусловленных деформацией кручения. Соответствующее условие прочности записывают в виде:



$$\sigma_{\text{экв}} = k \frac{4F_x}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (5)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое нормальное напряжение при растяжении; k – коэффициент, учитывающий скручивание болта. Для метрической резьбы в грубых расчетах принимают $k = 1,3$.

1.2. Порядок выполнения работы

1.2.1. В соответствии с эскизом болта на рис. 1 провести замеры внешнего диаметра d резьбы, длины l стержня болта, шага P резьбы, ориентируясь на стандартные значения:

$d = 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 24; (27); 30; 36; 42; 48$ мм

(значения в скобках менее предпочтительны);

$l = 20; 25; (28); 30; (32); 35; (38); 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75;$

$80; (85); 90; (95); 100; (105) 110; (115); 120; (125); 130; 140;$

$150; 160; 170; 180; 190; 200; 220; 240; 260; 280; 300$ мм;

$P = 0,5; 0,75; 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5$ мм.

Записать обозначение болта по ГОСТ 7805-70. При отсутствии на головке болта клейма класса прочности присвоить болту класс прочности 4.8.

1.2.2. Выполнить эскиз схемы нагружения соединения в соответствии с рис. 2.

1.2.3. По размерам резьбы выбрать в табл. 1 свой вариант и выписать исходные данные для расчета: № варианта, d , P , f , k , L . Выписать дополнительные данные: d_1 , d_2 из табл. 2; D_1 из табл. 3; d_0 из табл. 4. Коэффициенты трения в резьбе и на опорном торце гайки принять одинаковыми. Усилие на ключе $F_{\text{раб}} = 180$ Н.

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Вариант	Резьба	Наружный диаметр d , мм	Шаг резьбы P , мм	Коэф. трения f	Коэф., учитыв. кручение k	Длина ключа L , мм
1	M8	8	1,25	0,10	1,2	115
2	M8×1	8	1,0	0,12	1,25	115
3	M8×0,75	8	0,75	0,14	1,3	115

Детали машин и основы конструирования

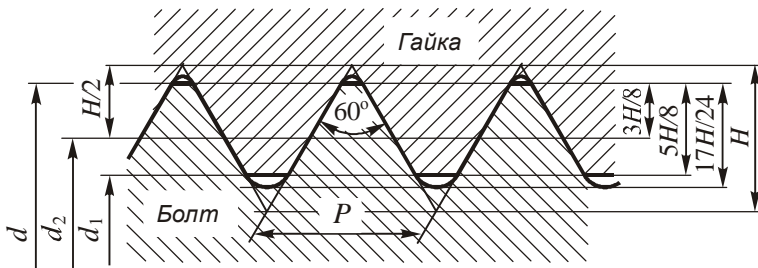
4	M10	10	1,5	0,10	1,2	140
5	M10×1,2 5	10	1,25	0,12	1,2	140
6	M10×1	10	1,0	0,14	1,3	140
7	M12	12	1,75	0,10	1,2	180
8	M12×1,5	12	1,5	0,11	1,25	180
9	M12×1,2 5	12	1,25	0,12	1,3	180
10	M12×1	12	1,0	0,13	1,35	180
11	M14	14	2,0	0,15	1,25	200
12	M14×1,5	14	1,5	0,11	1,3	200
13	M14×1	14	1,0	0,14	1,35	200
14	M16	16	2,0	0,10	1,2	210
15	M16×1,5	16	1,5	0,12	1,25	210
16	M16×1	16	1,0	0,14	1,3	210
17	M18	18	2,5	0,13	1,2	250
18	M18×1	18	1	0,11	1,25	250
19	M20	20	2,5	0,10	1,2	280
20	M20×2	20	2,0	0,12	1,25	280
21	M20×1	20	1,0	0,14	1,35	280
22	M24	24	3,0	0,10	1,35	340
23	M24×2	24	2,0	0,12	1,3	340
24	M24×1,5	24	1,5	0,13	1,25	340
25	M24×1	24	1,0	0,14	1,2	340

Таблица 2

Резьба метрическая. Основные размеры (ГОСТ 24705-2004)

d	P	d_2	d_1	d	P	d_2	d_1
6	1	5,350	4,917	22	2,5	20,376	19,294
	0,75	5,513	5,188		2	20,701	19,835
	0,5	5,675	5,459		1,5	21,026	20,376
			1		21,350	20,917	
8	1,25	7,188	6,647	24	3	22,051	20,752
	1	7,350	6,917		2	22,701	21,835
	0,75	7,513	7,188		1,5	23,026	22,376
	0,5	7,675	7,459		1	23,350	22,917
10	1,5	9,026	8,376	27	3	25,051	23,752
	1,25	9,188	8,647		2	25,701	24,835
	1	9,350	8,917		1,5	26,026	25,376
	0,75	9,513	9,188		1	26,350	25,917
12	1,75	10,863	10,106	30	3,5	27,727	26,211
	1,5	11,026	10,376		3	28,051	26,752
	1,25	11,188	10,647		2	28,701	27,835
	1	11,350	10,917		1,5	29,026	28,376
	0,75	11,513	11,188		1	29,350	28,917
14	2	12,701	11,835	36	4	33,402	31,670
	1,5	13,026	12,376		3	34,051	32,752
	1	13,350	12,917		2	34,701	33,835
	0,75	13,513	13,188		1,5	35,026	34,376
			1		35,350	34,917	
16	2	14,701	13,835	42	4,5	39,077	37,129
	1,5	15,026	14,376		4	39,402	37,670
	1	15,350	14,917		3	40,051	38,752
	0,75	15,513	15,188		2	40,701	39,835
			1,5		41,026	40,376	
18	2,5	16,376	15,294	1	41,350	40,917	
	2	16,701	15,835	48	5	44,752	42,587
	1,5	17,026	16,376		4	45,402	43,670
	1	17,350	16,917		3	46,051	44,752
	0,75	17,513	17,188		2	46,701	45,835
			1,5		47,026	46,376	
20	2,5	18,376	17,294	1	47,350	46,917	
	2	18,701	17,835				
	1,5	19,026	18,376				
	1	19,350	18,917				

Пояснение к табл. 2:



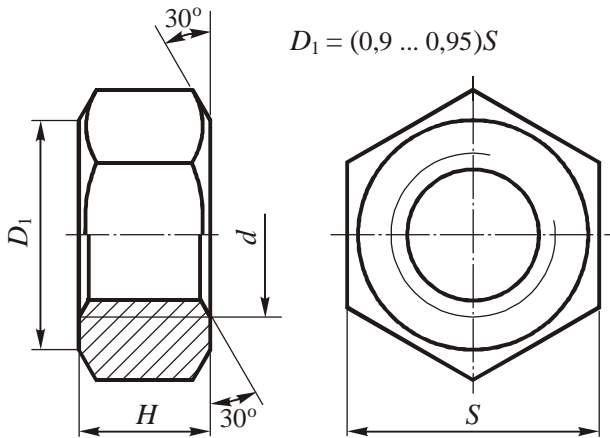
d – наружный диаметр резьбы; P – шаг резьбы; d_2 – средний диаметр резьбы; d_1 – внутренний диаметр резьбы; H – высота исходного профиля. Все размеры даны в мм.

Таблица 3

Гайки нормальной точности (по ГОСТ 5915-70*)

d	S	H	H_1	D_1
6	10	5	4	9,0...9,5
8	13	6,5	5	11,7...12,3
10	17	8	6	15,3...16,1
12	19	10	7	17,1...18,0
14	22	11	8	19,8...20,9
16	24	13	8	21,6...22,8
18	27	15	9	24,3...25,6
20	30	16	9	27,0...28,5
22	32	18	10	28,8...30,4
24	36	19	10	32,4...34,2
27	41	22	12	36,9...38,9
30	46	24	12	41,4...43,7
36	55	29	14	49,5...52,2
42	65	34	16	58,5...61,7
48	75	38	18	67,5...71,2

Пояснение к табл. 3:



d – наружный диаметр резьбы; S – размер "под ключ"; H – высота гайки; H_1 – высота низкой гайки нормальной точности (ГОСТ 5916-70*); D_1 – внешний диаметр опорной поверхности торца гайки. Все размеры даны в мм.

Таблица 4

Отверстия сквозные под крепежные детали (по ГОСТ 11284-75)
(1-й ряд)

d	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
d_0	6,4	8,4	10,5	13	15	17	19	21	23	25	28	31	37	43	50

1.2.4. По формулам (2) – (4) найти средний диаметр $D_{ср}$ опорной поверхности гайки, приведенный угол трения в резьбе φ' и угол подъема резьбы ψ .

1.2.5. Определить момент завинчивания как момент силы $F_{раб}$ относительно оси болта: $T_{зав} = F_{раб}L$.

1.2.6. С помощью формулы (1) выразить осевую силу в болте через момент завинчивания и вычислить ее значение:



$$F_x = \frac{2T_{\text{зав}}}{d_2 [(D_{\text{сп}}/d_2)f + \text{tg}(\varphi' + \psi)]}$$

1.2.7. По известному классу прочности болта определить его прочностные характеристики (к примеру, при классе прочности 4.8 предел прочности материала определяют по первой цифре, умноженной на 100: $\sigma_B = 400$ МПа. Вторая цифра определяет предел текучести материала как соответствующую долю от предела прочности: $\sigma_T = 0,8\sigma_B = 0,8 \cdot 400 = 320$ МПа).

1.2.8. По левой части условия прочности (5) рассчитать максимальное эквивалентное напряжение в опасном сечении болта

и определить расчетный коэффициент запаса прочности S :

$$\sigma_{\text{экв}} = k \frac{4F_x}{\pi d_1^2}; \quad S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}}$$

1.2.9. Сравнить полученный результат с допускаемыми значениями (табл. 5) по условию $S \geq [S]$.

Таблица 5

**Допускаемые коэффициенты запаса прочности [S]
для болтов
с метрической резьбой при неконтролируемой затяжке**

Материал болта	при постоянной нагрузке		при переменной нагрузке	
	M6-M16	M16-M30	M6-M16	M16-M30
Углеродистая сталь ГОСТ 380-71	5...4	4...2,5	12...8,5	8,5
Легированные стали ГОСТ 4543-71	6,5...5	5...3,3	10...6,5	6,5

Примечание: при контролируемой затяжке коэффициент запаса прочности выбирают в пределах $[S] = 1,2...1,5$.

1.2.10. Сделать выводы относительно обеспечения прочности рассчитанного соединения. В случае невыполнения условия



прочности предложить способы исправления ситуации (в виде рекомендаций по выбору размеров болта, длины ключа, материала, способа затяжки...).

1.3. Контрольные вопросы

1. Какие особенности имеет деформированное состояние болта в затянутом резьбовом соединении?
2. Как вводится коэффициент запаса прочности? В каких пределах его назначают?
3. Что собой представляет угол профиля α и каково его численное значение для метрической резьбы?
4. Какие два силовых фактора обуславливают сопротивление завинчиванию соединения?
5. В чем состоит отличие контролируемой затяжки соединения от неконтролируемой?
6. Почему расчет на прочность болта ведут по внутреннему диаметру резьбы, а не по среднему или номинальному?
7. Наличие какого параметра отличает условие прочности затянутого соединения от условия прочности незатянутого соединения?
8. Какие меры можно предпринять в случае невыполнения условия прочности соединения?
9. Как связаны между собой допускаемое напряжение, предельное напряжение и коэффициент запаса прочности?
10. Какое условие относительно приведенного угла трения φ' и угла подъема резьбы ψ должно выполняться для самотормозящих резьб?



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

«ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ШПОНОЧНОГО И ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЙ»

Цель работы: изучение конструкции шпоночных и шлицевых соединений, а также методики их расчета на прочность. Определение максимального передаваемого вращающего момента.

Принадлежности: образцы деталей соединения – вал, шкив, зубчатое колесо,...; штангенциркуль; линейка; калькулятор.

2.1. Теоретическая часть

Шпоночные и шлицевые соединения предназначены для передачи вращающего момента T между валом и ступицей. Наибольшее распространение в машиностроении получили соединения призматическими, сегментными и клиновыми шпонками, а из шлицевых – прямобочные и эвольвентные соединения.

2.1.1. Размеры призматических или сегментных шпонок, показанных на рис. 4 – 5, выбирают в зависимости от диаметра d вала по соответствующим стандартам (табл. 7 – 9). Шпоночные соединения этих видов рассчитывают по напряжениям смятия на боковом участке паза ступицы колеса площадью $K \cdot l_p$.

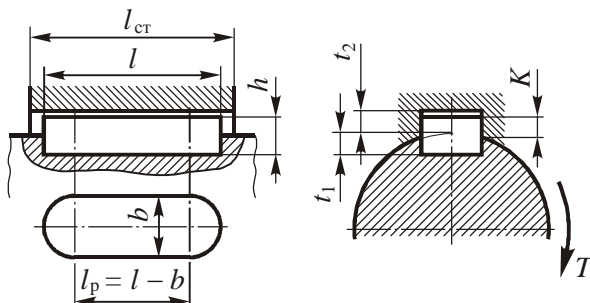


Рис. 4. Соединение призматической шпонкой

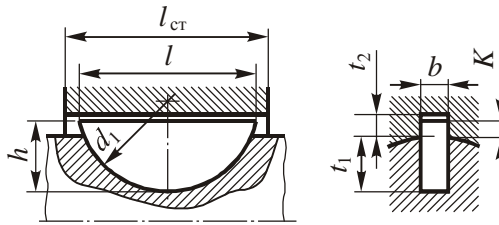


Рис. 5. Соединение сегментной шпонкой

В инженерных расчетах выступ K призматической шпонки принимают равным $0,45 h$, а для сегментной его определяют как разность высоты h и глубины t_1 паза в валу: $K = h - t_1$. Расчетная длина $l_p = l - b$ для призматической или $l_p \approx d_1$ для сегментной шпонки.

Материалом для шпонок служат углеродистые стали с пределом прочности σ_B не ниже 590 МПа.

Условие прочности соединения записывают в виде

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d l_p K} \leq [\sigma_{см}], \quad (6)$$

где допускаемые напряжения $[\sigma_{см}]$ смятия выбирают обычно по материалу ступицы в соответствии с табл. 10.

При проектном расчете с помощью формулы (6) находят длину призматической шпонки, а затем и длину ступицы $l_{ст}$, которая должна на 5...10 мм превышать габаритную длину l шпонки. Последнюю уточняют по стандартному ряду:

$l = 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500$ (мм)

Если в результате расчета длина ступицы превысит $1,5$ диаметра вала, следует поставить две призматические шпонки по разные стороны оси вала либо заменить шпоночное соединение шлицевым. Длина сегментной шпонки расчету не подлежит, а для увеличения несущей способности соединения в некоторых случаях по длине ступицы ставят две шпонки в одну линию.

Нестандартные шпонки дополнительно проверяют на срез

по условию

$$\tau_c = \frac{2T}{dl_p b} \leq [\tau_c]$$

при $[\tau_c] = 60 \dots 90$ МПа.

2.1.2. Соединения клиновыми шпонками (рис. 6) относят к напряженным соединениям, в которых вращающий момент передается благодаря силам трения, возникающим вследствие распорного давления на широких гранях при запрессовке. На боковых гранях при этом предусматривают зазор.

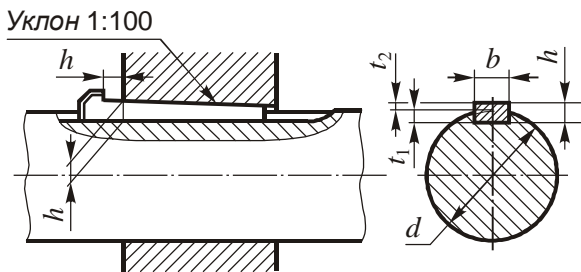


Рис. 6. Соединение клиновой шпонкой

Расчет клиновых шпонок также ведут по напряжениям смятия на рабочих гранях. Соответствующее условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{12T}{l_{ст} b (b + 6f_{тр} d)} \leq [\sigma_{см}], \quad (7)$$

где $f_{тр}$ – коэффициент трения между ступицей и шпонкой. Проверку на срез для данного вида шпонок не производят.

2.1.3. Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными обладают повышенной несущей способностью и более точным центрированием ступицы на валу. На рис. 7 показаны основные геометрические параметры прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений.

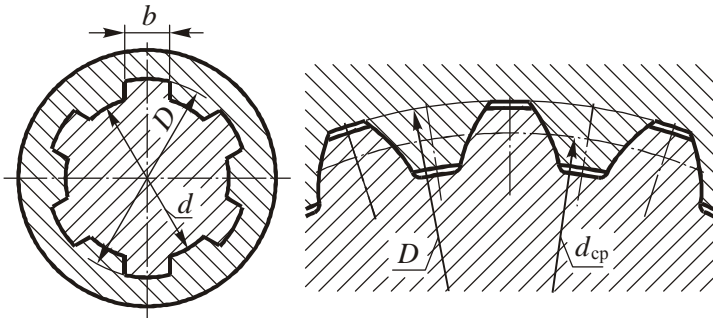


Рис. 7. Прямобочное (слева) и эвольвентное (справа) шлицевые соединения

Шлицевые соединения рассчитывают на смятие боковых поверхностей шлицев (зубьев) по условию:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{\psi d_{\text{cp}} z h l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (8)$$

где z – число зубьев; d_{cp} – средний диаметр соединения; h – рабочая высота зубьев; l – длина соединения (ступицы); коэффициент $\psi = 0,7 \dots 0,8$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по зубьям. Средний диаметр соединения и рабочая высота зубьев зависят от вида соединения:

- для прямобочных зубьев

$$d_{\text{cp}} = (D + d)/2, \quad h = (D - d)/2 - 2f;$$

- для эвольвентных зубьев

$$d_{\text{cp}} = mz, \quad h = (0,9 \dots 1)m.$$

В последней формуле множитель 0,9 берут при центрировании соединения по наружному диаметру, а множитель 1 – при центрировании по боковым поверхностям зубьев. Значения номинальных диаметров d и D , чисел зубьев z , фаски f , модуля m приведены в табл. 12 – 13.

2.2. Порядок выполнения работы

2.2.1. Руководствуясь рис. 4 – 6, выполнить эскиз шпоночного соединения, тип которого соответствует образцам обме-

ряемых деталей.

2.2.2. Замерить геометрические параметры соединения: диаметр d вала или отверстия ступицы; длину ступицы $l_{ст}$; ширину b и длину l шпоночного паза. Выбрать тип и размеры шпонки по табл. 7 – 9. Записать обозначение шпонки по стандарту.

2.3.4. В соответствии с размерами соединения и типом шпонки выбрать свой вариант расчета в табл. 6 и выписать исходные данные: № варианта, тип шпонки, d , $l_{ст}$, $f_{тр}$. Дополнить список заданных параметров размерами b , h , l , t_1 и K шпонки.

2.3.5. Из табл. 10, задавшись материалом ступицы и характером действующей на соединение нагрузки, выбрать допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}]$.

2.3.6. Определить несущую способность соединения как максимальное значение передаваемого вращающего момента T , которое находят из соответствующего условия прочности (6) или (7). Для призматических и сегментных шпонок

$$T_{\max} = 0,5 d l_p K [\sigma_{см}];$$

для клиновых шпонок

$$T_{\max} = \frac{1}{12} l_{ст} b (b + 6 f_{тр} d) [\sigma_{см}].$$

Таблица 6

Исходные данные для расчета шпоночного соединения

№ вар.	Диаметр вала d , мм	Длина ступицы $l_{ст}$, мм	Тип шпонки	Коеф. трения $f_{тр}$
1	15	19	призматич.	–
2	20	26	призматич.	–
3	25	32	призматич.	–
4	34	44	призматич.	–
5	40	52	призматич.	–
6	45	58	призматич.	–
7	53	69	призматич.	–
8	60	78	призматич.	–

Детали машин и основы конструирования

9	71	92	призматич.	–
10	80	105	призматич.	–
11	90	115	призматич.	–
12	15	15	призматич.	–
13	17	20	сегментная	–
14	19	22	сегментная	–
15	21	24	сегментная	–
16	24	27	сегментная	–
17	26	30	сегментная	–
18	30	35	сегментная	–
19	36	40	сегментная	–
20	40	21	клиновья	0,20
21	44	28	клиновья	0,19
22	15	35	клиновья	0,18
23	20	50	клиновья	0,17
24	25	64	клиновья	0,16
25	36	85	клиновья	0,15
26	45	95	клиновья	0,20
27	60	30	клиновья	0,19
28	70	45	клиновья	0,18



Таблица 7

Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78)

d	b	h	t_1	t_2	K	l
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	2,3	10 ... 56
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8	2,6	14 ... 70
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3	3,0	18 ... 90
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3	3,5	22 ... 110
Св. 38 до 44	12	8	5	3,3	3,6	28 ... 140
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8	4,0	36 ... 160
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3	4,3	45 ... 180
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4	4,8	50 ... 200
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9	5,2	56 ... 220
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4	6,0	63 ... 250
Св. 85 до 95	25	14	9	5,4	6,2	70 ... 280
Св. 95 до 110	28	16	10	6,4	7,7	80 ... 320
Св. 110 до 130	32	18	11	7,4	8,7	90 ... 360

Пример условного обозначения шпонки исполнения 1 с размерами

$b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм: Шпонка 18×11×100 ГОСТ 23360-78.

То же, исполнения 2: Шпонка 2-18×11×100 ГОСТ 23360-78 (в исполнении 2 концы шпонки не имеют закруглений).

Таблица 8

Шпонки сегментные (по ГОСТ 24071-97)

d	b	h	d_1	l	t_1	t_2
Св. 14 до 16	4	7,5	19	18,6	6,0	1,8
Св. 16 до 18	5	6,5	16	15,7	4,5	2,3
Св. 18 до 20	5	7,5	19	18,6	5,5	2,3
Св. 20 до 22	5	9,0	22	21,6	7,0	2,3
Св. 22 до 25	6	9	22	21,6	6,5	2,8
Св. 25 до 28	6	10	25	24,5	7,5	2,8
Св. 28 до 32	8	11	28	27,3	8	3,3
Св. 32 до 38	10	13	32	31,4	10	3,3

Пример условного обозначения шпонки с размерами $b = 5$ мм,

$h = 6,5$ мм: *Шпонка 5×6,5 ГОСТ 24071-97.*

Таблица 9

Шпонки клиновые (по ГОСТ 24068-80)

d	b	h	l	t_1	t_2	h_1 (высота головки)
Св. 12 до 17	5	5	10...56	3,0	1,7	8
Св. 17 до 22	6	6	14...70	3,5	2,2	10
Св. 22 до 30	8	7	18...90	4,0	2,4	11
Св. 30 до 38	10	8	22...110	5,0	2,4	12
Св. 38 до 44	12	8	28...140	5,0	2,4	12
Св. 44 до 50	14	9	36...160	5,5	2,9	14
Св. 50 до 58	16	10	45...180	6	3,4	16
Св. 58 до 65	18	11	50...200	7	3,4	18
Св. 65 до 75	20	12	56...220	7,5	3,9	20
Св. 75 до 85	22	14	63...250	9	4,4	22
Св. 85 до 95	25	14	70...280	9	4,4	22
Св. 95 до 110	28	16	80...320	10	5,4	25
Св. 110 до 130	32	18	90...360	11	6,4	28

Примечание. Длину клиновой шпонки выбирают по тому же ряду, что и длину призматической шпонки.



Детали машин и основы конструирования

Пример условного обозначения шпонки исполнения 1 с размерами

$b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм: Шпонка 18×11×100 ГОСТ 24068-80.

Таблица 10

Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений $[\sigma_{см}]$, МПа

Вид соединения	Материал ступицы	Характер нагрузки		
		Спокойная	Со слабыми толчками	Ударная
Неподвижное	Сталь	150	100	50
	Чугун	80	53	27
Подвижное	Сталь	50	40	30

2.3.7. Выполнить эскиз исследуемого шлицевого соединения.

2.3.8. Подсчитать число зубьев z . Измерить диаметры d и D прямобочного или диаметр D эвольвентного соединения. Уточнить номинальные размеры по табл. 12 – 13. Записать условное обозначение соединения в соответствии со стандартом.

2.3.9. В табл. 11 выбрать свой вариант для расчета шлицевого соединения и выписать исходные данные: № варианта, $l_{ст}$ серию (для прямобочного соединения), d , D . Дополнить этот список значениями числа зубьев z , фаски f для прямобочного или модуля m для эвольвентного соединений.

2.3.10. Из табл. 14, задавшись конкретным видом соединения, условиями эксплуатации, видом термообработки поверхности шлицев, выбрать допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}]$.

2.3.11. Используя условие прочности (8), определить несущую способность соединения:

$$T_{\max} = 0,5 \psi d_{cp} z h l [\sigma_{см}].$$

Таблица 11

Исходные данные для расчета шлицевого соединения

№ вар.	Длина ступицы $l_{ст}$, мм	Прямобочное			Эвольвентное
		Серия	d , мм	D , мм	D , мм
1	26	средн.	21	25	25
2	30	средн.	23	28	23
3	32	легк.	26	30	30
4	34	средн.	26	32	32
5	36	легк.	32	36	35
6	40	средн.	32	38	38
7	40	тяж.	32	40	40
8	41	средн.	36	42	42
9	41	легк.	42	46	45

Продолжение табл. 11

№ вар.	Длина ступицы $l_{ст}$, мм	Прямобочное			Эвольвентное
		Серия	d , мм	D , мм	D , мм
10	46	легк.	46	50	50
11	48	тяж.	46	56	55
12	62	тяж.	56	65	60
13	70	легк.	62	68	65
14	74	средн.	62	72	70
15	80	легк.	72	78	75
16	84	тяж.	72	82	80
17	92	средн.	72	82	85
18	95	средн.	82	92	90
19	90	легк.	82	88	95
20	105	тяж.	82	92	100
21	100	легк.	92	98	110
22	110	средн.	92	102	120
23	115	тяж.	92	102	130
24	95	легк.	102	108	80
25	100	средн.	102	112	85
26	110	тяж.	102	115	100

27	120	средн.	112	125	110
28	130	тяж.	112	125	120

Таблица 12

Соединения шлицевые прямобочные (по ГОСТ 1139-80)

Соединения легкой серии										
d	D	z	b	f		d	D	z	b	f
23	26	6	6	0,3		56	62	8	10	0,5
26	30	6	6	0,3		62	68	8	12	0,5
28	32	6	7	0,3		72	78	10	12	0,5
32	36	8	6	0,4		82	88	10	12	0,5
36	40	8	7	0,4		92	98	10	14	0,5
42	46	8	8	0,4		102	108	10	16	0,5
46	50	8	9	0,4		112	120	10	18	0,5
52	58	8	10	0,5						
Соединения средней серии										
d	D	z	b	f		d	D	z	b	f
13	16	6	3,5	0,3		46	54	8	9	0,5
16	20	6	4	0,3		52	60	8	10	0,5
18	22	6	5	0,3		56	65	8	10	0,5
21	25	6	5	0,3		62	72	8	12	0,5
23	28	6	6	0,3		72	82	10	12	0,5
26	32	6	6	0,4		82	92	10	12	0,5
28	34	6	7	0,4		92	102	10	14	0,5
32	38	8	6	0,4		102	112	10	16	0,5
36	42	8	7	0,4		112	125	10	18	0,5
42	48	8	8	0,4						
Соединения тяжелой серии										
d	D	z	b	f		d	D	z	b	f



Детали машин и основы конструирования

18	23	10	3	0,3	52	60	16	5	0,5
21	26	10	3	0,3	56	65	16	5	0,5
23	29	10	4	0,3	62	72	16	6	0,5
26	32	10	4	0,4	72	82	16	7	0,5
28	35	10	4	0,4	82	92	20	6	0,5
32	40	10	5	0,4	92	102	20	7	0,5
36	45	10	5	0,4	102	115	20	8	0,5
42	52	10	6	0,4	112	125	20	9	0,5
46	56	10	7	0,5					

Пример условного обозначения соединения с параметрами $z = 8$, $d = 36$ мм, $D = 40$ мм, $b = 7$ мм, с центрированием по внутреннему диаметру d :

$d - 8 \times 36 H7/f7 \times 40 H12/a11 \times 7 H9/f9$ ГОСТ 1139-80.

То же для втулки:

$d - 8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 H9$ ГОСТ 1139-80.

То же для вала:

$d - 8 \times 36 f7 \times 40 a11 \times 7 f9$ ГОСТ 1139-80.

Таблица 13

Соединения шлицевые эвольвентные (по ГОСТ 6033-80)

D	Модуль <i>m</i>														
	0,5	0,6	0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10
	Число зубьев <i>z</i>														
<u>20</u>	38	32	<u>23</u>	18	<u>14</u>	12	8	6							
22	42	35	<u>26</u>	20	<u>16</u>	13	9	7	6						
25	48	40	<u>30</u>	24	<u>18</u>	15	11	8	7						
<u>28</u>	54	45	<u>34</u>	26	<u>21</u>	17	12	10	8						
<u>30</u>		48	<u>36</u>	28	<u>22</u>	18	13	10	8						
<u>32</u>		52	<u>38</u>	30	<u>24</u>	20	14	11	9	–	6				
<u>35</u>		57	42	34	<u>26</u>	22	16	12	10	–	7				
38		62	46	36	<u>29</u>	24	18	14	11	–	8				
40		64	48	38	<u>30</u>	25	18	14	12	–	8	6			
42		68	51	40	<u>32</u>	26	20	15	12	–	9	7			
45		74	55	44	<u>34</u>	28	21	16	13	12	10	7			
48		78	58	46	<u>37</u>	30	22	18	14	12	10	8	6		
<u>50</u>			60	48	<u>38</u>	32	24	18	15	12	11	8	7		
<u>52</u>			64	50	40	33	<u>24</u>	19	16	12	11	9	7		
<u>55</u>			66	54	42	35	<u>26</u>	20	17	14	12	9	8		
58			70	56	45	37	<u>28</u>	22	18	14	13	10	8		
<u>60</u>			74	58	46	38	<u>28</u>	22	18	16	13	10	8		
62				48	40	40	<u>30</u>	23	19	16	14	11	9		
<u>65</u>				50	42	<u>31</u>	24	<u>20</u>	18	15	11	9			
68				53	44	<u>32</u>	26	<u>21</u>	18	15	12	10			
<u>70</u>				54	45	<u>34</u>	26	<u>22</u>	18	16	12	10	7		
72				56	46	<u>34</u>	27	<u>22</u>	20	16	13	10	–		
<u>75</u>				58	48	<u>36</u>	28	<u>24</u>	20	17	13	11	8		
78				60	50	<u>38</u>	30	<u>24</u>	21	18	14	11	–		
<u>80</u>				62	52	<u>38</u>	30	<u>25</u>	22	18	14	12	8	6	
82					53	40	31	<u>26</u>	22	19	15	12	–	–	
<u>85</u>					55	41	32	<u>27</u>	24	20	<u>15</u>	13	9	7	
88					57	42	34	<u>28</u>	24	20	<u>16</u>	13	–	–	
<u>90</u>					58	44	34	<u>28</u>	24	21	<u>16</u>	13	10	7	
92					60	44	35	<u>29</u>	25	22	<u>17</u>	14	–	–	
<u>95</u>					62	46	36	<u>30</u>	26	22	<u>18</u>	14	10	8	
98					64	48	38	<u>31</u>	26	23	<u>18</u>	15	–	–	
<u>100</u>					64	48	38	<u>32</u>	28	24	<u>18</u>	15	11	8	
105					68	51	40	<u>34</u>	29	25	<u>20</u>	16	12	9	
<u>110</u>					72	54	42	<u>35</u>	30	26	<u>20</u>	17	12	9	
<u>120</u>						58	46	<u>38</u>	34	28	<u>22</u>	18	13	10	
130						64	50	<u>42</u>	36	31	<u>24</u>	20	15	11	

Примечание. Подчеркнуты предпочтительные значения по каждому из параметров.

Пример условного обозначения соединения с параметрами $D = 40$ мм, $m = 2$ мм, с центрированием по боковым поверхностям зубьев 9Н/9г,



Детали машин и основы конструирования

с посадкой по боковым поверхностям зубьев:

50×2×9H/9g ГОСТ 6033-80.

То же для втулки:

50×2×9H ГОСТ 6033-80.

То же для вала:

50×2×9g ГОСТ 6033-80.

Таблица 14

Допускаемые напряжения смятия для шлицевых (зубчатых) соединений [$\sigma_{см}$], МПа

Вид соединения	Условия эксплуатации	Поверхность шлицев	
		Без термообработки	С термообработкой
Неподвижное	Тяжелые	42	55
	Средние	80	120
	Легкие	100	160
Подвижное не под нагрузкой	Тяжелые	17	27
	Средние	25	45
	Легкие	32	55
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые	—	7
	Средние	—	10
	Легкие	—	15

П р и м е ч а н и е . Условия эксплуатации: тяжелые – знакопеременная нагрузка с ударами в обоих направлениях; средние – слабые толчки; легкие – спокойная нагрузка.

2.3. Контрольные вопросы

1. Какие виды шпонок используют в шпоночных соединениях?
2. Какие из видов шпонок можно отнести к ненапряженным, а какие – к напряженным?
3. По каким критериям работоспособности рассчитывают шпоночные соединения?
4. Запишите условие прочности шпоночного соединения на смятие;



Детали машин и основы конструирования

5. Запишите условие прочности шпоночного соединения на срез;
6. В чем состоит особенность расчета подвижного шпоночного соединения?
7. Запишите обозначение стандартной призматической шпонки сечением 14×9 и длиной 80 мм;
8. Как соотносятся расчетная и габаритная длина призматической шпонки?
9. Какие виды шлицевых соединений используются в общем машиностроении?
10. Каковы достоинства шлицевых соединений в сравнении со шпоночными?
11. По какому критерию работоспособности рассчитывают шлицевые соединения?
12. На какие серии делят прямобочные шлицевые соединения?
13. Какое число зубьев может иметь прямобочное шлицевое соединение?
14. Как рассчитывают средний диаметр и рабочую высоту зубьев в шлицевых соединениях прямобочного и эвольвентного типов?
15. В чем состоит особенность расчета подвижного шлицевого соединения?
16. Что учитывает коэффициент ψ в записи условия прочности шлицевого соединения?
17. Какие параметры входят в обозначения призматических, сегментных, клиновых шпонок?
18. Какие параметры входят в обозначения прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений?



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3

«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. 8, а, г, д, ж);
- конические (рис. 8, б);



Детали машин и основы конструирования

- червячные (рис. 8, в);
 - комбинированные, например коническо – цилиндрические (рис. 8, е).

По числу ступеней передач:

- одноступенчатые (рис. 8, а, б, в);
 - многоступенчатые – двух, трех и т.д. (рис. 8, г, д, е, ж).

Цилиндрические многоступенчатые редукторы также делят на:

- редукторы развернутой схемы, у которых оси валов расположены последовательно в одной плоскости (рис. 8, г, д);

- соосные, у которых оси ведущего и ведомого валов совпадают (рис. 8, 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. 8 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:

$$U = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots; \quad (9)$$

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots, \quad (10)$$

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 $N_{\text{дв}}^{\text{треб}}$ находят по мощности $N_{\text{вых}}$ на выходном валу привода:

Детали машин и основы конструирования

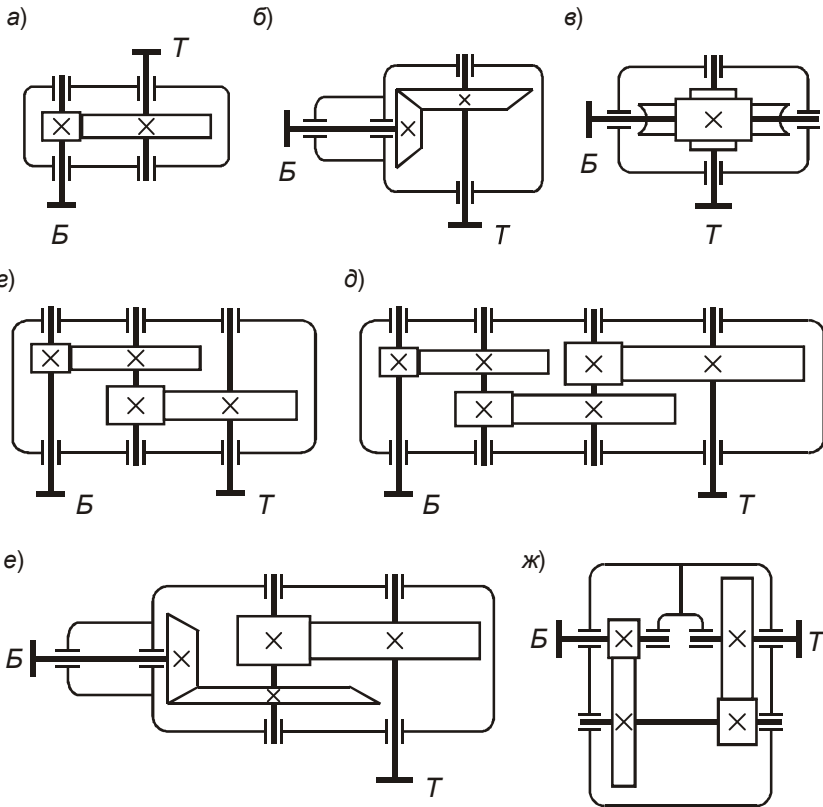


Рис. 8. Схемы редукторов: *а* – цилиндрический одноступенчатый; *б* – конический одноступенчатый; *в* – червячный одноступенчатый; *г* – цилиндрический двухступенчатый развернутой схемы; *д* – цилиндрический трехступенчатый развернутой схемы; *е* – коническо-цилиндрический двухступенчатый; *ж* – соосный двухступенчатый

$$N_{\text{дв}}^{\text{треб}} = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta}, \quad (11)$$

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.):



Детали машин и основы конструирования

$$N_{\text{ВЫХ}} = FV. \quad (12)$$

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

$$n_{\text{ДВ}}^{\text{треб}} = U n_{\text{ВЫХ}}. \quad (13)$$

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

$$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{30}{\pi} \omega_{\text{ВЫХ}} = \frac{60 V}{\pi D}, \quad (14)$$

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

$$n_k = \frac{n_{k-1}}{u_{k-1,k}}; \quad (15)$$

$$N_k = \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{оп}} N_{k-1}, \quad (16)$$

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

$$T_k = \frac{N_k}{\omega_k} = \frac{30 N_k}{\pi n_k}. \quad (17)$$

3.2. Порядок выполнения работы

3.2.1. Записать цель лабораторной работы. Из табл. 15 выписать номер варианта и исходные данные для расчета.



Детали машин и основы конструирования

3.2.2. Из приведенных в табл. 16 условных обозначений элементов машин составить кинематическую схему привода, соответствующую исследуемой модели.

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

3.2.4. В соответствии с формулой (9) определить общее передаточное число U привода.

3.2.5. По формулам (13) – (14) рассчитать частоту вращения выходного вала $n_{\text{вых}}$ и требуемую частоту вращения вала электродвигателя $n_{\text{дв}}^{\text{треб}}$.

3.2.6. По формуле (12) определить мощность $N_{\text{вых}}$ на выходном валу привода.

3.2.7. В соответствии с формулой (10) определить общий КПД привода, при этом значения КПД отдельных элементов привода выбрать из табл. 16.

3.2.8. По формуле (11) рассчитать требуемую мощность двигателя $N_{\text{дв}}^{\text{треб}}$.

3.2.9. Ориентируясь по найденным значениям $N_{\text{дв}}^{\text{треб}}$ и $n_{\text{дв}}^{\text{треб}}$, из табл. 17 выбрать подходящий электродвигатель. Допускается перегруз по мощности не более 5%.

3.2.10. В соответствии с формулами (15) – (17) рассчитать частоты вращения n_k , передаваемые мощности N_k и вращающие моменты T_k на валах привода.

3.2.13. 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.

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



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	Эlevator
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	Эlevator
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	Эlevator
27	7	1600	2,7	0,25	Эскалатор
28	8	2400	1,1	0,5	Конвейер



**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		
- плоскоремennая		0,96...0,98
- клиноремennая		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

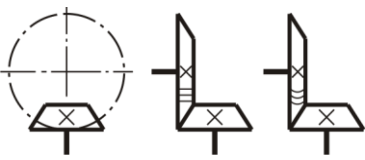
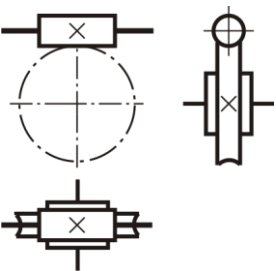


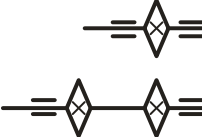
Наименование элемента	Условное обозначение	К.П.Д.
Коническая зубчатая передача (прямозубая и с круговыми зубьями)		прямозубые: 0,94...0,96 с круговыми зубьями: 0,96...0,98
Червячная передача		при $u > 40$: 0,75...0,70 при $u = 18...40$: 0,82...0,75 при $u = 10...18$: 0,92...0,87
Электродвигатель		—
Барабан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

Таблица 17

**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. ро- тора 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. ро- тора 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

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. ро- тора 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



3.3. Контрольные вопросы

1. Что характеризует собой КПД механической передачи?
2. Редуктор в приводе содержит две передачи. КПД каждой из них равен 0,98. Чему равен общий КПД редуктора?
3. Редуктор в приводе содержит две передачи. Передаточное число одной из них $u = 3$, а другой $u = 4$. Чему равно передаточное число редуктора?
4. Какие функции в приводе выполняют муфты?
5. Какова обычная последовательность расположения следующих передач в схеме привода: зубчатая, цепная, ременная? Чем это обусловлено?
6. Чем отличается частота вращения от угловой скорости вала? Какова связь между этими параметрами?
7. Какие исходные данные необходимо иметь, приступая к проектированию привода?
8. Как зависят частоты вращения валов, передаваемая мощность, вращающие моменты от расположения вала по кинематической цепи привода?
9. Какие названия имеют детали зубчатой, ременной, цепной, фрикционной передач?
10. Как связаны между собой угловая скорость ω , вращающий момент T и передаваемая валом мощность N ?
11. Что называют редуктором и каково его назначение?
12. Перечислите разновидности двухступенчатых редукторов.



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4

«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.

4.1. Теоретическая часть

4.1.1. 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. 9).

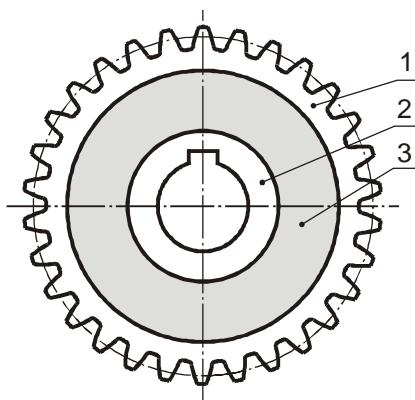


Рис. 9. Конструкция зубчатого колеса

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

Детали машин и основы конструирования

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. 10).

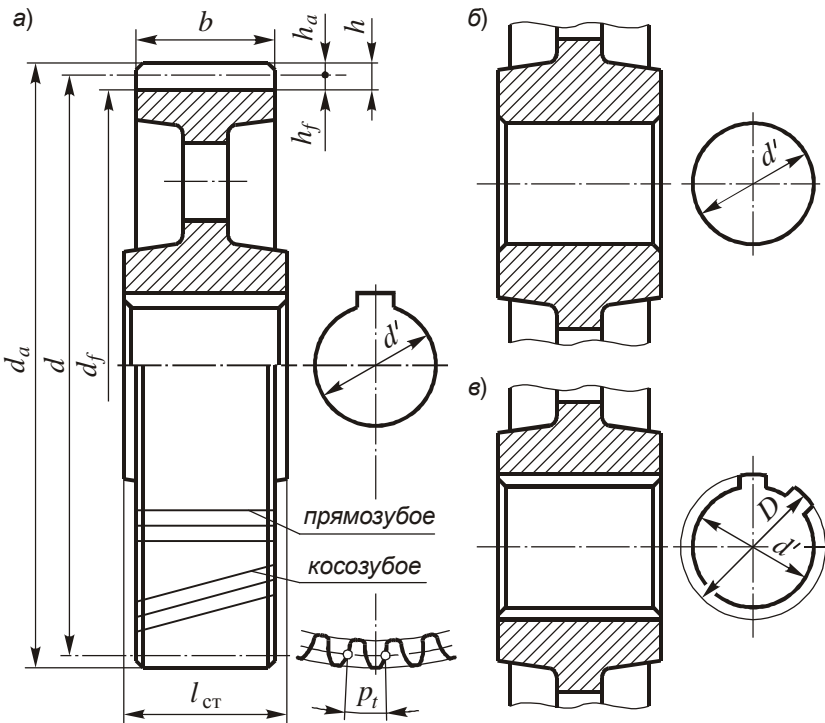


Рис. 10. Эскиз зубчатого колеса: *а* – со шпоночным пазом; *б* – с гладким отверстием; *в* – с прямобочными шлицами

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) колёс являются модуль m , число зубьев z и, для косозубых колёс, угол наклона линии зуба β . Задание этих



Детали машин и основы конструирования

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 :

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (18)$$

где шаг зубьев – расстояние между одноименными профилями соседних зубьев – измеряют по дуге делительной окружности прямоугольного 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_b , 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_b , равный

$$m_b = \frac{m}{\cos\beta}. \quad (19)$$

Модули m эвольвентных зубчатых колес стандартизированы, выбор стандартного модуля производят по табл. 18.

Таблица 18

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 (18), 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:

$$m = \frac{d_a}{\frac{z}{\cos\beta} + 2}; \quad m = \frac{h}{2,25} = \frac{d_a - d_f}{4,5}, \quad (20)$$

19. которые вытекают из соотношений, приведенных в табл.

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

$$\beta = \arccos \frac{b}{l}, \quad (21)$$

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

Следует заметить, что для узких колес расчет угла β по формуле (21) не является надежным, поскольку требует точного замера параметров b и l .

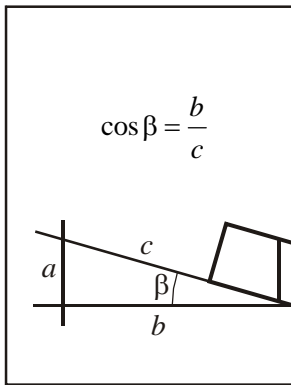


Рис. 11. К определению угла β

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. 11. 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 (18) или (20) значение модуля подлежит уточнению по табл. 18.

Далее по формулам табл. 19 определяют основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес, нарезаемых без смещения инструмента.

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	$\Psi_{bm} = \frac{b}{m}$	$\Psi_{bm} = \frac{b}{m}$

4.1.2. 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. 12, определяются стандартами: ГОСТ 19624 – 74 для прямозубых колёс и ГОСТ 19326 – 73 для колёс с круговыми зубьями.

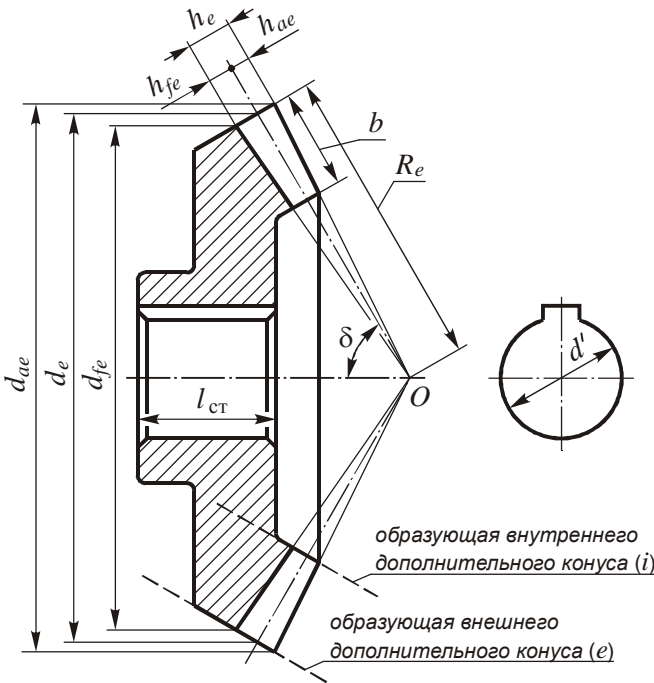


Рис. 12. Эскиз конического зубчатого колеса

Ширина зубчатого венца конического колеса b определяется расстоянием между поверхностями e и i внешнего и внутреннего дополнительных конусов, перпендикулярных поверхности делительного конуса (рис. 12).

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

Внешний окружной модуль m_{er} , измеряемый на внешнем дополнительном конусе прямозубых колёс, принимается по ГОСТ 9563-80 (см. табл. 18). Для колёс с круговыми зубьями стандартизован средний нормальный модуль m_{rn} , измеряемый по нормали к линиям зубьев на среднем дополнительном конусе.

Главными параметрами конических прямозубых колёс являются внешний окружной модуль m_{er} , число зубьев z и угол дели-



Детали машин и основы конструирования

тельного 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:

$$m_e = \frac{p_e}{\pi}; \quad m_e = \frac{h_e}{2,2}, \quad (22)$$

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. 18).

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

$$\delta = \arccos \frac{d_{ae} - d_{fe}}{2h_e}. \quad (23)$$

Остальные геометрические параметры конических зубчатых прямозубых колёс, нарезанных без смещения инструмента, определяют по формулам, приведённым в табл. 20.

Таблица 20

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 ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$)	$u = \operatorname{ctg}\delta \quad \text{при } \delta \leq 45^\circ \text{ (шестерня)}$ $u = \operatorname{tg}\delta \quad \text{при } \delta \geq 45^\circ \text{ (колесо)}$
Коэффициент ширины зубчатого венца	$K_{be} = \frac{b}{R_e}$

4.2. Порядок выполнения работы

4.2.1. Получить у преподавателя комплект зубчатых колес.

4.2.2. Выполнить эскиз цилиндрического прямозубого колеса по образцу рис. 10.

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

4.2.4. Определить модуль зубьев по одной из формул (20). Принять модуль по стандарту, округлив полученное значение до ближайшего из табл. 18.

4.2.5. Вычислить основные геометрические параметры прямозубого цилиндрического колеса по формулам табл. 19.

4.2.6. 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. 18 другой модуль и произвести пересчет, доведя разницу посчитанного и измеренного диаметра окружности вершин зубьев до нормы.

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



Детали машин и основы конструирования

4.2.8. Аналогичные действия провести с цилиндрическим косозубым колесом. При этом до начала расчета геометрических параметров по формулам табл. 19 требуется определить не только модуль m , но и угол наклона линии зуба β , в соответствии с формулой (21) и пояснениями к рис. 11.

4.2.9. Выполнить эскиз конического колеса. По формулам (22) определить внешний окружной модуль m_e , затем по формуле (23) найти угол делительного конуса δ . Дальнейшие расчеты геометрических параметров колеса ведут по формулам табл. 20. По окончании расчета сравнивают измеренный внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} с рассчитанным. Выводы делают аналогичные предыдущим.

4.3. Контрольные вопросы

1. Как отличить шестерню от колеса в зубчатой паре?
2. Как связаны между собой модуль и делительный шаг зубьев?
3. Какой из модулей в косозубом колесе больше – нормальный или окружной?
4. Перечислите конструктивные элементы, имеющиеся на зубчатом колесе.
5. Чему равно передаточное число зубчатой пары?
6. Какая из деталей передачи имеет меньшую частоту вращения – шестерня или колесо?
7. Какими достоинствами обладают косозубые передачи?
8. В каких случаях используют конические передачи?
9. Какой из модулей зубьев прямозубого конического колеса назначают по стандарту – внешний, средний или внутренний?
10. Какие инструменты используют для замеров геометрических параметров зубчатых колес?
11. Как можно измерить диаметр окружности вершин колеса, габарит которого превышает шкалу штангенциркуля?
12. Как можно измерить диаметры окружностей вершин и впадин при нечетном числе зубьев колеса?
13. Известен ли вам способ прямого измерения делительного диаметра колеса?
14. В каких пределах изменяется угол наклона зубьев для ко-



Детали машин и основы конструирования

созубых колес? Из каких соображений эти пределы установлены?

15. Какими способами зубчатые колеса фиксируют на валах?

16. Под каким углом передается вращение в ортогональной прямозубой конической передаче? – в ортогональной конической передаче с круговыми зубьями?



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5

«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.

5.1. 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. 13 приведены сечения некоторых широко применяемых типов подшипников.

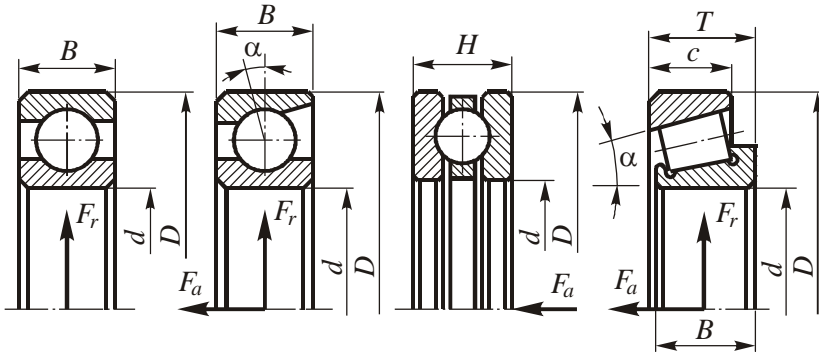


Рис. 13. Типы подшипников (слева направо): шариковый радиальный, радиально-упорный шариковый, упорный шариковый, конический

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

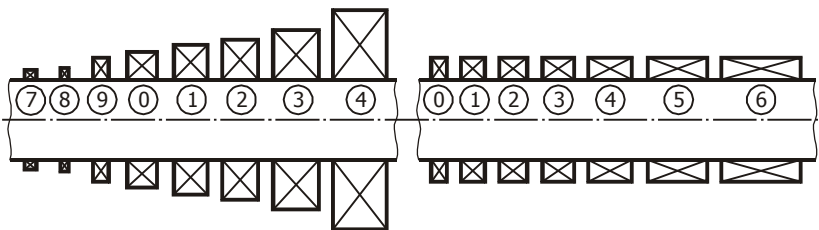


Рис. 14. Размерные серии подшипников

На конические и упорные подшипники распространяется



Детали машин и основы конструирования

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. 21. 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. 22.

Таблица 21

Структура условного обозначения подшипника

(а ... ж – группы индексов)

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

ТАБЛИЦА 22

Условные обозначения подшипников качения

Группа индексов по табл. 21	Место группы в обозначении	Что обозначает
1	2	3
<i>а</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)

1	2	3
б	Третья цифра справа	Серию 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)
в	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

Детали машин и основы конструирования

Г	Пятая и шестая цифры справа	<p>Конструктивные особенности исполнения подшипника. Например, для шариковых радиальных подшипников пятая цифра справа означает:</p> <p>1 – подшипник с коническим отверстием;</p> <p>5 – подшипник с канавкой для стопорной шайбы на наружном кольце;</p> <p>6 – с одной защитной шайбой;</p> <p>7 – с увеличенным числом шариков</p> <p>И Т. Д.</p> <p>Шестая цифра справа означает:</p> <p>1 – защитные шайбы облицованы резиной;</p> <p>8 – на наружном кольце имеется буртик</p> <p>и т. д.</p>
1	2	3
Д	Седьмая цифра справа	<p>Серию ширин подшипника:</p> <p>7, 8 – особо узкие;</p> <p>9 – узкая;</p> <p>0 и 1 – нормальные;</p> <p>2 – широкая;</p> <p>3, 4, 5, 6 – особо широкие</p>
Е	Буквы и цифры, отделенные от основного обозначения знаком тире	<p>Самая правая из цифр этой группы обозначает класс точности подшипника:</p> <p>0 – нормальный класс точности (в обозначении не указывают, если слева отсутствуют прочие знаки);</p> <p>6, 5, 4, 2 – классы точности в порядке возрастания.</p> <p>Прочие символы этой группы указывают группу радиального зазора, момент трения и категорию подшипника.</p>
Ж	Буквы цифрами правее основного обозначения	<p>Изменение металла или конструкции, виды смазочных материалов, требования по уровню вибраций и другие специальные технические требования, предъявляемые к подшипникам.</p>



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 ширины (особо широкая).

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

Дополнительные требования справа: С2 – смазка ЦИАТИМ 221.

5.1.2. 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 направ-



Детали машин и основы конструирования

ления, действующую в условиях вращения одного из колец).

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

$$C = P^m \sqrt{L}, \quad (24)$$

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:

$$L_h = 10^6 \frac{L}{60n}. \quad (25)$$

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

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_6 K_T, \quad (26)$$

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_6 – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник; K_T – температурный коэффициент, учитывающий рабочую температуру нагрева подшипника, если она превышает 100°C. Порядок выбора значений указанных коэффициентов подробно описан в [1].



Детали машин и основы конструирования

В частных случаях в формуле (26) 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 (26) вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку P . По этой нагрузке, а также по требуемому ресурсу L или долговечности L_h подшипника с помощью формулы (24) находят требуемую динамическую грузоподъемность C подшипника, которая должна быть не выше паспортной грузоподъемности, приводимой в таблицах ГОСТ.

5.2. Порядок выполнения работы

5.2.1. Получить у преподавателя комплект подшипников.

5.2.2. Ознакомиться с конструкцией каждого подшипника, выполнить его эскиз в соответствии с рис. 13.

5.2.3. 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.

5.2.4. 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.

5.2.5. По отмеченным признакам с помощью табл. 22 установить четвертую цифру справа, соответствующую типу подшипника, в его основном обозначении, а также две цифры справа, соответствующие диаметру отверстия.

5.2.6. С помощью табл. 23 – 25 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.

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

5.2.7. 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.

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

Таблица 23

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

Серия диаметров 0 – особо легкая																	
d	D	В для серий ширин							d	D	В для серий ширин						
		0	1	2	3	4	5				6	0	1	2	3	4	5
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	В для серий ширин							d	D	В для серий ширин						
		8	0	2	3	4	5				6	8	0	2	3	4	5

Детали машин и основы конструирования

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

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i> для серий ширин				<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i> 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

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i> для серий ширин		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i> для серий ширин	
		0	2			0	2



Детали машин и основы конструирования

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

Таблица 24

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

Серия диаметров 1 – особо легкая							
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B= T</i> для серий ширин		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B= T</i> 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)													
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>T</i>	<i>B= T</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>T</i>	<i>B= T</i>
		серии ширин							серии ширин				
		0		(0)*		3			0		(0)*		3

Детали машин и основы конструирования

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 25

Подшипники упорные шариковые и роликовые одинарные.

Основные размеры (по ГОСТ 3478 – 79)

Серия диаметров 1 – особо легкая									
d	D	H для серий вы- сот			d	D	H для серий вы- сот		
		7	9	0			7	9	0



Детали машин и основы конструирования

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

d	D	H для серий вы- сот			d	D	H для серий вы- сот		
		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 вы- сот			d	D	H для серий вы- сот		
		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

Серия диаметров 4 – тяжелая

d	D	H для серий вы- сот			d	D	H для серий вы- сот		
		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 вы-			d	D	H для серий вы-		
		сот					сот		
		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.

5.3. Контрольные вопросы

1. Как классифицируют подшипники качения в зависимости от воспринимаемой нагрузки?
2. Дайте сравнительную характеристику шариковых и роликовых подшипников. Укажите достоинства и недостатки для каждой из этих групп.
3. Из каких деталей состоит подшипник качения?
4. Какую функцию выполняет сепаратор в подшипнике? Возможны ли конструкции подшипников не имеющие сепаратора?
5. Из скольких цифр состоит основная часть в обозначении подшипника? Что означают эти цифры?
6. Диаметр цапфы вала равен 44 мм. Где выбрать соответствующий подшипник?
7. Какие классы точности установлены стандартом для подшипников?
8. С какой целью вводят понятие эквивалентной нагрузки на подшипник?



Детали машин и основы конструирования

9. Какой зависимостью связаны ресурс работы подшипника и динамическая грузоподъемность?

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

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

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

13. Перечислите типы роликов, применяемых в роликовых подшипниках качения.

14. Классы точности трех подшипников обозначены как 0, 2 и

5. Какой из них обладает более высокой точностью, а какой более низкой?

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

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

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

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

19. На каких поверхностях выполняют маркировку подшипников?



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6

«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 [2, 3], штангенциркуль, линейка, калькулятор.

6.1. Теоретическая часть

6.1.1. 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 №3 (см. рис. 8).

При малых передаточных числах $u \leq 6,3$ применяют одноступенчатые зубчатые редукторы (рис. 8, а, б). Большие значения удается реализовать с использованием двухступенчатых редукторов (рис. 8, г, е), у которых диапазон передаточных чисел лежит в границах $6,3 \leq u \leq 40$. Для трехступенчатых редукторов (рис. 8, д) этот диапазон составляет $25 \leq u \leq 250$.

При передаче вращения под прямым углом применяют конические и коническо-цилиндрические редукторы (рис. 8, б, е). Коническая ступень всегда стоит первой (от двигателя) по схеме редуктора, остальные ступени – цилиндрические.

Цилиндрические двух- и трехступенчатые редукторы развернутой схемы (рис. 8, г, д) в сравнении с соосными редукторами (рис. 8, 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



Детали машин и основы конструирования

передачи вращения вдоль единой оси входного и выходного валов.

Червячные редукторы (рис. 8, *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 – $100 \leq u \leq 6300$.

6.1.2. 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.

6.1.2.1. Передачи

В зависимости от типа зубчатой передачи ее деталями являются колеса цилиндрической или конической формы. Детальными 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.

6.1.2.2. Валы

Типовая конструкция вала редуктора и связанных с ним деталей представлена на рис. 15. 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 диамет-

ра вала. Если на валу имеется несколько шпонок, их сечения обычно берут одинаковыми, выбранными по меньшему диаметру.

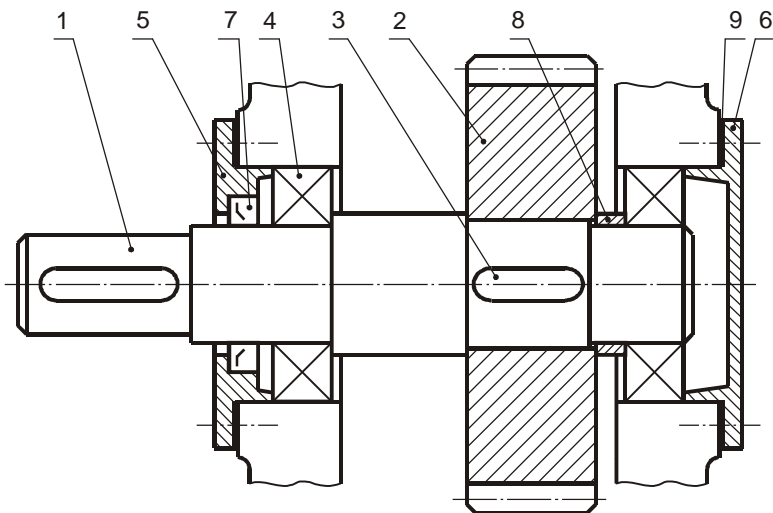


Рис. 15. Выходной вал редуктора

6.1.2.3. 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.

6.1.2.4. 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.

6.1.2.5. Корпусные детали редуктора

Корпуса редукторов должны обладать достаточной прочностью и жесткостью. Детали корпусов изготавливают литыми из чу-



Детали машин и основы конструирования

гуна 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.

6.1.3. 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 образуется слабо. В этом случае подшипники смазывают консистентными смазками, и чтобы густая смазка не вымывалась в полость редуктора, подшипники отделяют от нее специ-



альными мазеудерживающими шайбами.

6.1.4. 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.

6.1.5. Обозначение серийных редукторов общемашино-строительного 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;



Детали машин и основы конструирования

- 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 (У3 – 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.

6.2. Порядок выполнения работы

6.2.1. Используя условные обозначения из табл. 16, изобразить кинематическую схему редуктора по образцу рис. 8. Обозна-



Детали машин и основы конструирования

чить цифрами номера колес, а также номера валов.

6.2.2. Провести замеры геометрических параметров редуктора и его деталей. Результаты занести в табл. 26 для цилиндрического или в табл. 27 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.

6.2.3. Вычислить параметры редуктора во второй части табл. 26(27).

6.2.4. По результатам расчетов заполнить техническую характеристику редуктора, приведенную в табл. 28.

6.2.5. По примеру рис. 15 изобразить конструкцию одного из валов (по выбору преподавателя) с закрепленными на нем деталями: зубчатыми колесами, подшипниками, втулками и др.

Таблица 26

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	$h_b =$			$h_T =$		


 Детали машин и основы конструирования

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 $\beta = \arccos \frac{m(z_{ш} + z_к)}{2a_w}$	$\beta_1 =$	$\beta_2 =$	$\beta_3 =$
Допустимый вращающий момент T_T на выходном валу (табл. 29)	$T_T =$		
Общее передаточное число редуктора	$U = u_1 u_2 u_3 =$		
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	$N_{\text{вх}} = N_{\text{вых}} / \eta =$		

Измерения на червячном редукторе		
Параметр	I ступень	II ступень
Число заходов червяка	$z_1 =$	$z_3 =$
Число зубьев черв. колеса	$z_2 =$	$z_4 =$
Длина червяка l_1 , мм	$l_1 =$	$l_1 =$
Ширина колеса b , мм	$b_2 =$	$b_4 =$
Осевой шаг ρ , 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	$d_б =$ $l_б =$	$d_г =$ $l_г =$
Высота оси вращения H , мм	$h_б' =$	$h_г' =$
Высота оси вращения h , мм, по ГОСТ 24386 – 91	$h_б =$	$h_г =$
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 $m' = \rho / \pi$	$m_1' =$	$m_2' =$
Модуль по ГОСТ 19672-74 (табл. 30), мм	$m_1 =$	$m_2 =$
Коэффициент диаметра червяка расчетный, мм $q' = (2a_w' / m) - z_k$	$q_1' =$	$q_2' =$
Коэффициент диаметра червяка принятый (табл. 31), мм	$q_1 =$	$q_2 =$
Допустимый вращающий момент $T_г$ на выходном валу (табл. 29)	$T_г =$	
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	$N_{\text{ВЫХ}} = T_1 n_{\text{ВЫХ}} \pi / 30 =$
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 28

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)	
Общее передаточное число U	
Общий КПД η	
Вращающий момент на выходном валу T_1 , 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 $a_{\text{вс}}$, мм	
Высота осей вращения над опорной плоскостью h , мм	



Таблица 29

**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 30

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 31

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

6.3. Контрольные вопросы

1. Каково назначение редуктора в приводе?
2. С какими узлами редуктор может соединяться на входе и выходе и какой вид соединения для этого применяется?
3. Перечислите узлы и детали, из которых состоит редуктор. Каково их назначение?
4. Классифицируйте детали передач данного редуктора.
5. Чему равна полная высота зуба в долях модуля?
6. Что дает ступенчатая форма вала?
7. Как вал устанавливается в редукторе?
8. Как на валу крепятся зубчатые колеса?
9. Какой участок вала испытывает деформацию кручения?
10. На каких участках вал подвержен деформации изгиба?
11. Каково назначение подшипников в редукторе? К какому



Детали машин и основы конструирования

типу они относятся? Обоснуйте название типа подшипников.

12. Объясните назначение крышек подшипников, есть ли между ними отличие?

13. Как регулируют зазоры в подшипниках?

14. Какими качествами должны обладать корпусные детали?

15. Почему корпуса редукторов делают разъемными?

16. Предложите технологию изготовления и сборки корпуса редуктора.

17. Как добиться точного совмещения разъемных частей корпуса редуктора?

18. Как детали корпуса соединяются между собой?

19. Как корпус редуктора крепится к раме?

20. Как в редукторе осуществляется смазка зубчатых колес и подшипников?

21. Куда заливается смазка?

22. Как определить уровень смазки в редукторе?

23. Как слить отработанную смазку?

24. Как провести осмотр состояния передач без разборки редуктора?

25. Каковы достоинства и недостатки червячных редукторов в сравнении с зубчатыми?

26. Каковы материалы червяка и червячного колеса?

27. Какие конструктивные меры применяют для увеличения теплоотдачи в червячных редукторах?

28. Какие размеры имеют значение для сборки редуктора?

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

30. Какие приспособления имеет редуктор для его перемещения при монтажных работах?

31. Перечислите исходные данные, необходимые для проектирования редуктора.



ЛИТЕРАТУРА

1. Ерохин М.Н. Детали машин и основы конструирования: Учебник. М.: КолосС, 2011.
2. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование: Учебное пособие. М.: ВШ, 2004.
3. Детали машин: Атлас конструкций (Под ред. Д.Н. Решетова). – М.: Машиностроение, 1989.