

Т.Г. Комарова, Е.Ю. Куваева

**РАСЧЕТ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ.  
ВЫБОР МУФТ И ШПОНОК**

Учебное пособие

Иваново 2016

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Ивановский государственный химико-технологический университет

Т.Г. Комарова, Е.Ю. Куваева

**РАСЧЕТ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ.  
ВЫБОР МУФТ И ШПОНОК**

Учебное пособие

Иваново 2016

УДК 622

Комарова, Т.Г. Расчет валов и подшипников. Выбор муфт и шпонок: учеб. пособие / Т.Г. Комарова, Е.Ю. Куваева; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2016. – 148 с.

В учебном пособии рассмотрены вопросы конструирования валов и сопутствующих узлов в приводах машин и механизмов. Приведены методики расчета валов, подшипников, шпоночных соединений и выбора муфт, расчетные схемы нагружения валов закрытых передач и справочные данные, необходимые при проектировании.

Предназначено для студентов очной и заочной форм обучения.

Табл. 29. Ил. 38. Библиогр.: 9 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Ивановского государственного химико-технологического университета.

Рецензенты:

кафедра механики, ремонта и деталей машин Ивановской пожарно-спасательной академии ГПС МЧС России;

кандидат технических наук, доцент А.М. Абалихин (Ивановская государственная сельскохозяйственная академия имени Д.К. Беляева)

© Комарова Т.Г., Куваева Е.Ю., 2016

© ФГБОУ ВО «Ивановский государственный химико-технологический университет», 2016

## ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие предназначено для студентов очной и заочной форм обучения и является дополнением к лекционному материалу по разделу «Детали машин» дисциплины «Прикладная механика».

В пособии рассмотрены вопросы конструирования и расчета валов и подшипниковых узлов, являющихся одними из основных частей редукторов, применяемых в общем машиностроении, а также шпоночных соединений и муфт. В каждом разделе приводятся примеры решения задач, которые помогают усвоить методику и порядок инженерных расчетов. Для того чтобы показать взаимную связь расчетов всех элементов привода, приведен расчет привода, состоящего из электродвигателя, муфты упругой с торообразной оболочкой, одноступенчатого цилиндрического редуктора и открытой зубчатой передачи.

Все расчеты выполняются в соответствии с ГОСТами и ОСТами и включают в себя формулы, эскизы, конструктивно проработанные схемы, рисунки. Данные справочного характера приводятся в ограниченном объеме, так как предполагается, что при выполнении заданий студенты будут использовать рекомендованную справочную литературу и ГОСТы.

Авторы выражают глубокую признательность преподавателям кафедры механики и компьютерной графики ИГХТУ Б.Р. Киселеву, А.Э. Козловскому и заведующему кафедрой М.Ю. Колобову за помощь и высказанные замечания в процессе составления и оформления данного издания.

# 1. ВАЛЫ

## 1.1. Требования, предъявляемые к валам, и порядок их расчета

Валы служат для передачи крутящего момента в кинематической цепи механизма, а также несут на себе элементы передач и другие детали машин (зубчатые, червячные колеса, шкивы, муфты, барабаны, втулки, кулачки).

По форме геометрической оси валы разделяют на прямые, коленчатые и гибкие. Коленчатые валы применяют в поршневых машинах, а в кривошипно-шатунных передачах они служат для преобразования возвратно-поступательного движения в поступательное или наоборот. Гибкие валы применяют для передачи момента между узлами машин, меняющими свое относительное положение при работе, например, в механизированных инструментах или зубоорудиях бормашинах. Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям, их изучают в соответствующих специальных курсах.

В большинстве случаев валы бывают круглого сплошного, а иногда кольцевого поперечного сечения. Стоимость валов кольцевого сечения обычно больше, чем сплошного сечения; их применяют в тех случаях, когда необходимо пропустить через вал другую деталь или уменьшить массу конструкции, например в самолетах.

Наибольшее распространение имеют прямые валы. Прямые валы в зависимости от назначения изготавливают либо постоянного диаметра по всей длине (трансмиссионные валы), либо ступенчатыми, т.е. различного диаметра на отдельных участках. Для редукторов конструируют ступенчатые валы, так как их форма удобна для установки на них деталей, каждая из которых должна свободно проходить на свое посадочное место. Количество и продольные размеры ступеней вала зависят от типа и размеров, установленных на валу деталей, от способов закрепления этих деталей в окружном и осевом направлении. При разработке конструкции вала учитывают также технологию сборки передач, механическую обработку и специальные требования. Форма

вала по длине определяется распределением нагрузки, условиями технологии изготовления и сборки.

Валы испытывают сложную деформацию – совместное действие кручения, изгиба и растяжения (сжатия). Деформация кручения возникает под действием вращающих моментов, приложенных со стороны электродвигателя к рабочей машине. Деформация изгиба вызывается силами в зубчатом или червячном зацеплении закрытой передачи и консольными силами от открытых передач и муфт. Растяжение или сжатие вал испытывает от осевой нагрузки в косозубых зубчатых (червячных) передачах. Так как напряжения растяжения (сжатия) невелики по сравнению с напряжениями изгиба и кручения, то обычно их не учитывают при расчете на прочность и жесткость, но расчет ведут по пониженным допускаемым напряжениям.

Размеры и форма валов должны удовлетворять целому ряду требований, основными из которых являются:

- необходимая и достаточная прочность при переменных длительно действующих нагрузках и перегрузках;
- жесткость, выносливость, износоустойчивость сопряженных поверхностей, виброустойчивость (для обеспечения нормальной работы зубчатого и червячного зацепления, а также подшипникового узла);
- технологичность конструкции вала, обеспечивающая удобство механической обработки и простоту сборки деталей;
- минимальный расход металла.

Расчет валов производят в два этапа:

I этап – **проектный (ориентировочный) расчет** – заключается в определении длины и диаметров участков вала из расчета на чистое кручение. Цель этого этапа – определить расстояния между точками приложения нагрузок и реакции в опорах, которые необходимы для расчета вала на изгиб.

II этап – **проверочный (уточненный) расчет** – заключается в расчете вала на прочность по напряжениям изгиба и кручения, при необходимости определяют жесткость и прогиб вала.

Проектирование и расчет валов выполняют в следующей последовательности:

1) выбирают материал и термообработку в зависимости от использования вала в структуре механизма, к которому предъявляются основные требования эксплуатации;

2) конструируют форму вала: определяют диаметры и длины участков и вид их переходов;

3) определяют силы, действующие на вал, опорные реакции и составляют расчетную схему;

4) подбирают подшипники, проводят расчет на сложное сопротивление и при необходимости вносят изменения в конструкцию вала;

5) проводят расчет на жесткость и при необходимости проверяют по другим критериям работоспособности (виброустойчивость, теплостойкость, износостойкость);

6) разрабатывают окончательный вариант конструкции вала, т.е. назначают все размеры, посадки, шероховатость поверхностей.

Если при проверочных расчетах получается несоответствие основным критериям работоспособности, то вносят изменения в конструкцию вала и выполняют повторно проверочные расчеты. Последовательным приближением к необходимой конструкции добиваются удовлетворения всех основных критериев работоспособности.

## **1.2. Материалы валов**

В проектируемых редукторах общего назначения прямые валы изготавливают из углеродистых и легированных сталей. Чаще других применяются:

– сталь Ст.3... Ст.5 без термообработки – для изготовления осей;

– сталь 45 или 40Х – для ответственных валов с термообработкой (улучшение);

– сталь 20 или 20Х – для быстроходных валов на подшипниках скольжения, у которых цапфы цементируются для повышения износостойкости;

– стали 40ХН, 40ХНМА, 40ХН2МА, 18ХГТ, 30ХГТ, 30 ХГСА и другие – для высоконагружаемых валов ответственных передач, подвергают их улучшению или поверхностной закалке. Легированные стали используются при необходимости ограничить вес и габаритные размеры вала. Валы, работающие в агрессивных средах, выполняют из высоколегированных коррозионностойких сталей типа 18–10 (например, Х18Н10, Х18Н10Т, Х18Н12).

Необходимо отметить, что если шестерня быстроходного вала выполняется заодно с валом (нарезная шестерня), то материал вала должен соответствовать выбранному ранее материалу шестерни. Условие, при котором шестерня обязательно выполняется заодно с валом:

$$S < (2,5m+2), \quad (1.1)$$

где  $S$  – расстояние от впадины зуба шестерни до шпоночного паза;

$m$  – модуль шестерни.

При  $S > (2,5m+2)$  зубчатое колесо (шестерня) выполняется съемное.

Механические характеристики наиболее широко применяемых материалов приведены в табл. 1.1 и 1.2.

### 1.3. Конструирование валов

При определении формы вала следует иметь в виду, что необходимую прочность обеспечивает форма, близкая к форме тела равного сопротивления (рис. 1.1). При этом вал имеет минимальный вес.

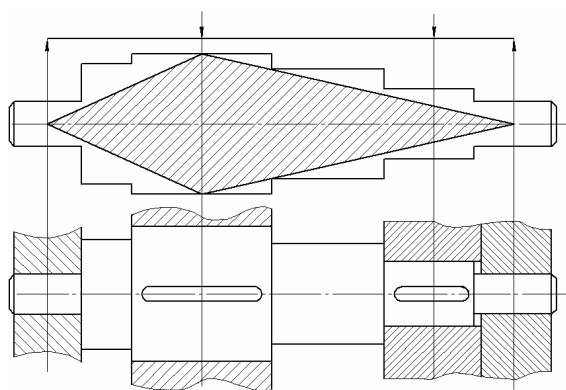


Рис. 1.1. Ступенчатый вал



Механические свойства и допускаемые напряжения качественных  
конструкционных сталей [1]

Марка стали	Термо- обра- ботка	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	Допускаемые напряжения, МПа								
				при растяжении [ $\sigma_p$ ]			при изгибе [ $\sigma_{из}$ ]			при кручении [ $\tau_{кр}$ ]		
				I	II	III	I	II	III	I	II	III
35	Н	540	320	180	125	95	210	155	120	135	90	70
	У	650	380	210	150	115	260	185	145	160	110	85
	В35	1000	650	330	230	180	400	290	220	250	165	135
40	Н	580	340	190	130	105	230	165	130	140	100	75
	У	700	400	230	160	125	270	200	155	170	120	95
	В35	1000	650	340	230	180	400	290	220	250	175	135
45	Н	610	360	200	140	110	240	175	135	150	105	80
	У	750	450	240	170	135	290	215	170	185	130	100
	М35	900	650	300	210	160	360	260	200	230	165	120
45	В42	900-	700	300	210	160	360	260	200	230	160	120
	В48	1200	950	400	280	210	480	340	270	300	210	160
	ТВЧ56	1200 750	450	240	170	135	290	210	170	185	130	100
50	Н	640	380	210	140	115	250	185	145	160	110	85
	У	900	700	300	210	160	360	260	200	230	180	120
50Г	Н	660	400	210	150	115	260	185	145	160	110	75
	В	820	560	270	190	150	330	250	185	250	155	110
65Г	Н	750	440	240	175	135	290	210	170	185	130	100
	У	900	700	300	210	160	360	260	200	230	160	120
	М45	1500	1250	500	350	260	600	430	330	380	260	200

Примечание:

1. Условные обозначения в табл. 1.1, 1.2:

Н – нормализация, У – улучшение, О – отжиг, Ц – цементация,  
ТВЧ – закалка токами высокой частоты (ТВЧ),  
В – закалка с охлаждением в воде, М – закалка с охлаждением в масле,  
НВ – твердость по Бринеллю.

Число после М, В, Н, ТВЧ – среднее значение твердости по HRC.

2. Римскими цифрами обозначен вид нагрузки:

I – статическая,  
II – переменная от нуля до максимума и наоборот,  
III – знакопеременная (симметричная).

Таблица 1.2

Механические свойства и допускаемые напряжения легированных  
конструкционных сталей [1]

Марка стали	Тер- мо- обра- ботка	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	Допускаемые напряжения, МПа								
				при растяжении [ $\sigma_R$ ]			при изгибе [ $\sigma_{ИЗ}$ ]			при кручении [ $\tau_{КР}$ ]		
				I	II	III	I	II	III	I	II	III
20X	H	600	300	190	135	105	230	165	130	140	100	75
	У	700	500	240	175	140	290	20	175	180	130	100
	M59	850	630	290	210	170	350	145	210	220	155	120
40X	H	630	330	200	155	125	240	190	155	150	115	90
	У	800	650	270	200	160	320	250	200	200	150	115
	M39	1100	900	380	280	220	450	340	270	280	200	160
	M48	1300	1100	440	330	260	530	410	320	330	240	190
45X	H	650	350	210	160	130	250	195	160	155	115	90
	У	950	750	320	240	190	380	290	230	240	175	135
	M48	1400	1200	480	350	280	570	430	350	360	260	200
40Г2	H	670	390	220	170	135	260	210	170	165	120	95
	M, HB331	1120	950	380	310	270	460	380	330	290	230	190
45Г2	H	700	410	230	175	140	270	210	175	175	125	100
	M, HB295	850	700	290	210	170	350	145	210	220	155	120
18ХГТ	H	700	430	230	175	140	270	210	175	170	125	100
	Ц- M59	1000	800	330	250	200	400	310	250	250	185	145
30ХГТ	M43	1250	1050	430	310	250	510	390	310	320	230	180
	Ц- M59	1100	800	370	270	220	440	340	270	280	200	160
40ХН	H	780	460	260	195	160	310	240	195	190	140	110
	M43	1200	1000	410	310	240	490	370	300	310	220	170
30ХГС	O	600	360	200	150	120	240	185	150	150	110	85
	У	1100	850	370	270	220	440	340	270	280	200	160
	M46	1500	1300	510	380	300	620	470	380	390	270	210

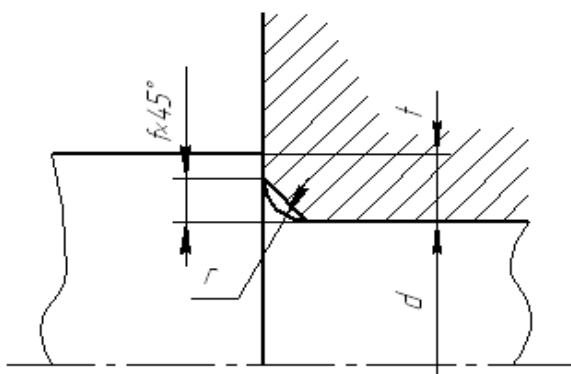
Для механических передач обычно конструируют ступенчатые валы в связи с удобством посадки размещаемых деталей. Например, диаметр под уплотнение назначают больше, чем диаметр выходного конца вала, а диаметр под подшипник – больше, чем диаметр под уплотнение. Так удобнее устанавливать уплотнение и подшипник, причем диаметр под подшипник выбирают таким, чтобы подшипник свободно проходил через вал с установленной шпонкой, так как вынимать шпонку из паза вала нежелательно.

При конструировании вала необходимо стремиться к минимальному числу ступеней, что обеспечивает технологичность конструкции и уменьшает концентрацию напряжений. Свободный проход детали на свое место посадки может быть обеспечен различными допусками одного и того же диаметра вала и шероховатостью. Образовавшиеся конструктивные уступы вала используют для упора деталей и передачи сил, действующих вдоль вала.

Форма вала в каждом конкретном случае определяется кинематической схемой, числом деталей на валу, технологическими и другими требованиями. Поэтому при конструировании надо проанализировать существующие аналогичные конструкции и выбрать оптимальную форму вала.

Передаваемый валом крутящий момент всегда бывает известен, а изгибающие моменты можно точно определить лишь после конструктивного оформления вала и деталей, установленных на него, т.к. только после этого становятся известными расстояния между опорами и расстояния от опор до точек приложения действующих на вал сил.

Кроме этого, только после конструктивного оформления выявляются места, с разными концентраторами напряжений – шпоночные канавки, галтели, выточки. Галтель – это поверхность плавного перехода от одной ступени вала к другой радиуса  $r$  (рис. 1.2).

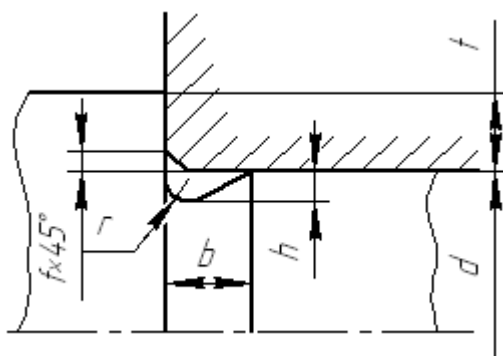


$d$ , мм	20 ... 28	32 ... 45	50 ... 70	80 ... 90
$r$ , мм	1,6	2,0	2,5	3,0
$f$ , мм	2,0	2,5	3,0	4,0

$f$  – фаска ступицы колеса

Рис. 1.2. Галтель [8]

Переход от ступени меньшего диаметра к ступени большего диаметра выполняют со скругленной канавкой шириной  $b$  для выхода шлифовального круга (рис. 1.3), где поверхности вала шлифуются.



$d$ , мм	10...50	50...100	Свыше 100
$b$ , мм	3,0	5,0	8,0
$h$ , мм	0,25	0,5	0,5
$r$ , мм	1,0	1,6	2,0

$h$  – глубина канавки

Рис. 1.3. Канавка [8]

Для снижения концентрации напряжений радиусы закруглений галтелей и канавок принимают возможно большими, а глубину канавок – меньшей.

Если между подшипником и колесом или элементом открытой передачи (муфтой) устанавливают распорную втулку, то переходный участок выполняют галтелью. При этом между буртиком вала и торцом втулки должен быть предусмотрен зазор.

Разность между диаметрами соседних ступеней валов для снижения концентрации напряжений должна быть минимальной. Для облегчения установки деталей на вал и предупреждения травмирования рук торцы валов делают с фасками. Размеры закруглений галтелей и размеры фасок нормализованы.

Проектный расчет валов выполняют по напряжениям кручения без учета напряжений изгиба и других факторов. Для компенсации этого допущения допускаемые напряжения на кручение принимают с учетом коэффициента запаса прочности.

Принципиальная схема ступенчатого вала представлена на рис. 1.4.

**Первая ступень** ( $d_{вх}$ ,  $l_{вх}$ ,  $d_{вых}$ ,  $l_{вых}$ ) предназначена для размещения полумуфты или шкива (звездочки, шестерни) открытой передачи.

Диаметр входного (выходного) конца вала определяют по формуле:

$$d_{вх} \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 16}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (1.2)$$

где  $T$  – крутящий момент на валу, Н·мм;

$[\tau] = (20 \dots 25)$  МПа – допускаемое напряжение на кручение:

$[\tau] = 20$  МПа – на входном конце быстроходного вала,

$[\tau] = 25$  МПа – на выходном конце тихоходного вала.

Если вал имеет шпоночную канавку, то полученный диаметр следует увеличить на (8 ... 10) % для компенсации ослабления сечения.

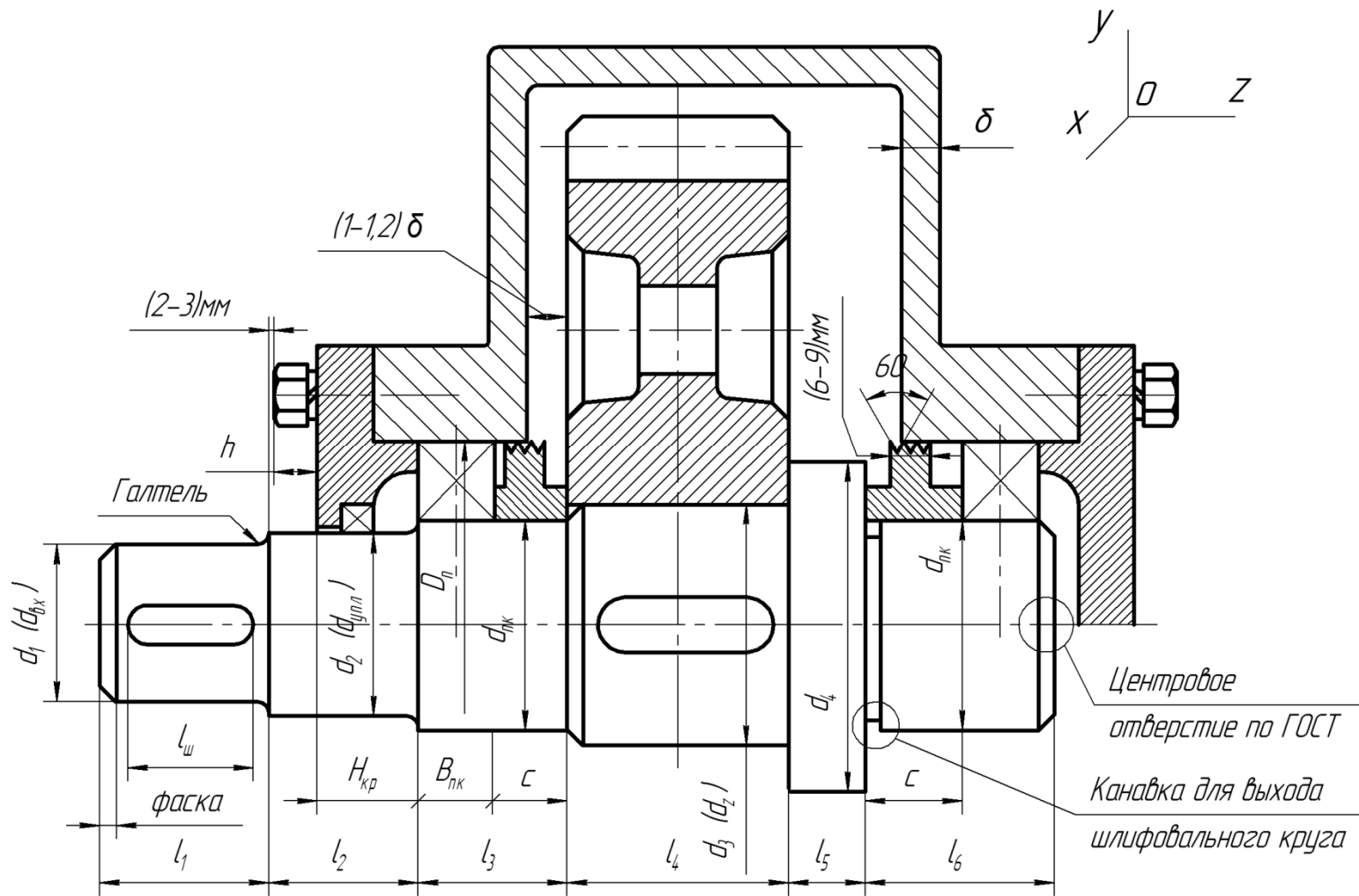


Рис. 1.4. Принципиальная конструкция тихоходного вала

Окончательную величину округляют до ближайшего стандартного значения, выбранного из ряда диаметров валов по ГОСТ 12080-80 и ГОСТ 12081-72: 10, 10.5, 11, 11.5, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160; 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250...

Длины участков вала, полученные при конструировании, нормализуют по ряду  $R_a 40$  или по дополнительному ряду по ГОСТ 6636-80 (табл. 1.3).

Диаметр входного конца вала редуктора, соединяемого с валом электродвигателя, независимо от результатов расчета на прочность (но не меньше, чем определенный по формуле (1.2)) следует окончательно принимать в зависимости от принимаемой муфты, где указаны диаметры возможного соединения этих валов.

*Пример: пусть  $T_B = 36,4$  Нм.*

$$d_{\text{вх}} \geq \sqrt[3]{\frac{36,4 \cdot 1000 \cdot 16}{\pi \cdot [20]}} = 21 \text{ мм}.$$

*Увеличиваем на 10%, получаем 23 мм. Если известно, какой электродвигатель будет соединен с рассчитываемым валом, то по справочным таблицам можно узнать диаметр вала электродвигателя. Предположим, что диаметр вала электродвигателя  $d_{\text{эл}} = 32$  мм. Определяем по таблицам муфт, что  $d_{B(\text{вх})}$  должен быть 28 мм (если выбрана муфта упругая со звездочкой).*

Более подробно вопрос выбора муфты рассмотрен в главе 3.

Длину входного (выходного) конца вала  $l_I = l_{\text{вх}}$  принимают минимальной для уменьшения консольных нагрузок на подшипники. Она определяется по осевым размерам ступицы шкива ременной передачи или звездочки цепной передачи. Если устанавливается полумуфта, то  $l_{\text{вх}}$  принимается равным длине посадочного места полумуфты.

Таблица 1.3

## Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-80), мм

Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры				
R <sub>a</sub> 10	R <sub>a</sub> 20	R <sub>a</sub> 40		R <sub>a</sub> 10	R <sub>a</sub> 20	R <sub>a</sub> 40		R <sub>a</sub> 10	R <sub>a</sub> 20	R <sub>a</sub> 40					
8,0	8,0	8,0	8,2	40	40	40	41	200	200	200	205				
		8,5	8,8			42	44			210					
	9,0	9,0	9,2		45	45	46		220	220		230			
		9,5	9,8			48	49			240					
10	10	10	10,2	50	50	50	52	250	250	250	270				
		10,5	10,8			53	55			260					
	11	11	11,2		56	56	58		280	280		290			
		11,5	11,8			60	62			300			310		
	12	12	12		12,5	63	63		63	65		320	320	320	330
			13						67	70				340	
14		14	13,5	71	71		73	360	360	370					
		15	14,5		75		78		380						
16	16	16	16,5	80	80	80	82	400	400	400	410				
		17	17,5			85				420		440			
	18	18	18,5		90	90	92		450	450		460			
		19	19,5			95	98			480			490		
	20	20	20		20,5	100	100		100	102		500	500	500	515
			21						105	108				530	
22		22	21,5	110	110		112	560	560	580					
		24	23,0		120		115		600						
25	25	25		125	125	125		630	630	630	615				
		26	27			130	135			670		650			
	28	28	29		140	140	145		710	710		690			
		30	31			150	155			750			730		
	32	32	32		33	160	160		160	165		800	800	800	775
			34		35				170	175				850	
36		36	37	180	180		185	900	900	875					
		38	39		190		195		950		925				
											975				



Входной конец вала может быть цилиндрическим или коническим. Посадка деталей на конус обладает следующими достоинствами: легкость сборки и разборки, высокая точность базирования, возможность создания любого натяга. В проектируемых редукторах в равной мере применяют цилиндрические и конические концы валов. Однако для быстроходных червячных валов или вала с нарезной шестерней предпочтительно использовать конический конец вала.

Более подробно конструкции выходных концов валов и варианты посадки на них деталей изложены в литературе [8].

**Вторая ступень** – под уплотнение крышки с отверстием ( $d_{унл}, l_{унл}$ ).

**Третья ступень** – под установку подшипника ( $d_{нк}, l_{нк}$ ).

На быстроходных валах с коническим концом вала 2-ю и 3-ю ступени обычно не разделяют, на тихоходных валах с цилиндрическим концом – конструируют отдельно.

Диаметр участка вала под подшипником следует назначать таким образом, чтобы подшипник и крышка подшипника свободно проходили через выступающую часть шпонки выходного конца вала, соединяющей муфту с валом редуктора. В общем виде диаметр этого участка вала можно определить по формулам:

$$d_{унл} = d_{ex} + 2t, \text{ (согласовывают с ГОСТом на уплотнения),} \quad (1.3)$$

$$d_{нк} = d_{унл} + 2t, \text{ (выбирают кратным 5),} \quad (1.4)$$

где  $t$  – величина буртика, зависящая от диаметра вала (табл. 1.4).

При значительной разнице в диаметрах вала выходного конца  $d_{вых}$  и под подшипником  $d_{нк}$  (более 10 мм) для исключения большой концентрации напряжений в местах перехода с одного диаметра вала на другой, диаметр вала под уплотнением делают меньше  $d_{нк}$ , при этом его величина должна соответствовать диаметру уплотнения.

Высота буртика  $t$ , координаты фаски подшипника  $r$ , величина фаски ступицы  $f$  в зависимости от диаметра ступени

$d$ , мм	17..24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
$t$ , мм	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,3	3,5
$r$ , мм	1,6	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5
$f$ , мм	1,0	1,0	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5

Для нашего примера: по диаметру вала  $d_{\text{вх}} = 28$  мм выбираются размеры шпонки (выбор и расчет шпонок – глава 4). Получаем, что диаметр участка вала под подшипник и уплотнение должен быть больше 33 мм ( $28 + 4,4 = 32,4$ ). С учетом того, что диаметры валов под подшипником, начиная с  $d_{\text{нк}} = 20$  мм, должны иметь размер, кратный 5, принимаем  $d_{\text{нк}} = 35$  мм (рис. 1.5).

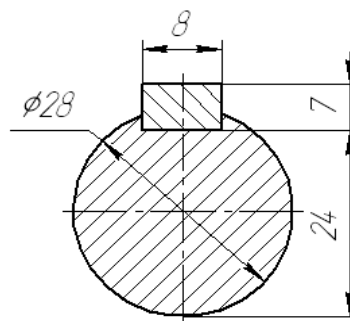


Рис. 1.5. Сечение вала со шпонкой

Тип и номер подшипника предварительно выбирают по двум показателям:

1) номер подшипника – это диаметр цапфы вала, деленный на 5:

$$\frac{d_{\text{нк}}}{5} = \frac{35}{5} = 07;$$

2) тип подшипника качения выбирают в зависимости от отношения осевой силы к силе радиальной в зубчатом или червячном зацеплении.

Например,  $F_a/F_r = 0,3$  – подшипник ШП № 307.

## Рекомендации по выбору типа подшипника

$Fa/ Fr$	$< 0,35$	$0,35...0,7$	$0,71...1,0$	$1,0...1,5$	$> 1,5$
Тип	<b>Шариковый</b>	<b>ШРУ*</b>	<b>ШРУ</b>	<b>ШРУ</b>	<b>Роликовый</b>
Пк	<b>радиальный</b> <b>(ШР)</b>	<b>Тип 36000</b> <b>(<math>\alpha = 12^\circ</math>)</b>	<b>Тип 46000</b> <b>(<math>\alpha = 26^\circ</math>)</b>	<b>Тип 66000</b> <b>(<math>\alpha = 36^\circ</math>)</b>	<b>конический</b> <b>(РК)</b>

\* ШРУ – шариковый радиально-упорный

Выбирают соответствующий подшипник средней серии на быстроходный вал (на тихоходный вал – легкой серии), записывают его геометрические размеры ( $B_{нк}$  – ширина подшипника,  $D$  – диаметр внешнего кольца). По внешнему диаметру подшипника подбирают крышку подшипника (с отверстием), определяют толщину крышки  $H_{кр}$  (например, 18 мм) и диаметр отверстия под винт  $d_{отв}$  (например, 11 мм). После этого выбирают винт для крепления крышки к корпусу редуктора и определяют высоту головки винта. Данные выбирают из справочников [1,5] по соответствующим ГОСТам.

Длина участка вала под крышку с уплотнением  $l_2 = l_{упл}$  складывается из толщины крышки подшипника  $H_{кр}$ , высоты головки винта для крепления крышки  $k$  и зазора в (3...5) мм:

$$l_2 = l_{упл} = H_{кр} + k + (3...5) \text{ мм} . \quad (1.5)$$

В нашем примере выбираем винт М8 с высотой головки  $k = 5$  мм, а диаметр вала под уплотнением ( $d_{упл}$ ), находящимся в крышке подшипника, принимаем  $d_{упл} = d_{нк} = 35$  (мм), длина участка под уплотнение будет равна  $l_{упл} = 18 + 5 + 3 = 26$  мм.

Длина ступени  $l_2$  должна быть такой, чтобы муфта свободно вращалась и не касалась крышки подшипника или головки винта.

Длина участка вала под установку подшипника  $l_3 = l_{нк}$  принимается конструктивно в зависимости от того, как расположен подшипник:

а) подшипник упирается в буртик;

б) подшипник упирается в распорное мазеудерживающее кольцо.

Можно воспользоваться следующей ориентировочной формулой:

$$l_3 = l_{нк} = B_{нк} + X_1 + X_2, \quad l_3 = l_{нк} = 21 + 10 + 15 = 36 \text{ мм}, \quad (1.6)$$

где  $X_1 = \delta = [0,036a + (0...5)]$  мм – толщина стенки корпуса редуктора, составляет (10...15) мм;

$X_2 = (1,2...1,3)\delta$  мм – зазор между наружной поверхностью колеса передачи и стенкой корпуса, составляет (12...15) мм.

**Четвертая ступень** – для посадки колеса или шестерни ( $d_{T(Z)}, l_{T(Z)}$ ).

Диаметр вала под шестерню  $d_{B(Z)}$  или колесо  $d_{T(Z)}$  не должен быть менее рассчитанного по формуле (1.2):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 16}{\pi \cdot [\tau]}}$$

где  $[\tau] = 10$  МПа – для быстроходного вала,

$[\tau] = 15$  МПа – для тихоходного вала.

Однако диаметр этой ступени вала должен быть больше диаметра предыдущего участка.

### 1. Для тихоходных валов

Диаметр ступени под колесо конструктивно принимают

$$d_{T(Z)} = d_{T(нк)} + 3,2r, \quad (1.7)$$

где  $r$  – координата фаски внутреннего кольца подшипника (табл. 1.4).

Для передачи вращающего момента парой зацепления применяют шпоночные соединения и соединения с натягом. Для нормальной работы редуктора должно быть обеспечено осевое фиксирование колеса. Если ступица колеса имеет достаточно большую длину (отношение  $l_{cm}/d \geq 0,8$ ), то колесо будет сидеть на валу без перекосов. В проектируемых редукторах принимают длину ступицы цилиндрического зубчатого колеса  $l_{cm2} = (1...1,5)d_B$ , для червячного колеса  $l_{cm2} = (1,2...1,8)d_B$  [4]. В этом случае достаточно предохранить колесо от осевых перемещений по валу одним из двух вариантов:

- упором одного из торцов ступицы колеса в буртик между 4-й и 6-й ступенями вала и установкой на 3-й или 4-й ступени вала распорной втулки (рис. 1.6,а);
- при отсутствии 5-й ступени (упорного буртика) установкой двух распорных втулок на 4 ступени вала между обоими торцами ступицы колеса и торцами внутренних колец подшипников или мазеудерживающих колец (рис. 1.6,б).

Длина 4-й ступени равна длине ступицы колеса  $l_4 = l_{cm2}$ . На этом участке располагают шпонку (чаще всего призматическую) для крепления колеса. Сечение шпонки ( $b \times h$ ) выбирают по величине диаметра ступени по таблице шпонок, длину – из стандартного ряда, приведенного там же, но так, чтобы она была меньше длины ступицы колеса на (5...15) мм. Шпонку рассчитывают на смятие, после этого уточняют необходимую длину ступицы колеса (главы 4, 5).

## 2. Для вала-шестерни цилиндрической и червячного вала

На практике цилиндрические и конические шестерни при  $u \geq 3,15$  выполняют заодно с валом, а при  $u \leq 2,8$  они могут быть насадными, если это конструктивно необходимо. Однако стоимость производства при отдельном исполнении вала и шестерни увеличивается вследствие увеличения числа посадочных поверхностей и необходимости применения того или иного соединения. Поэтому шестерни чаще всего выполняют заодно с валом.

Отметим, что червяк всегда выполняется заодно с валом [8].

На чертежах вала-шестерни и червячного вала изображают выход фрезы. Диаметр ступени под нарезную шестерню или червяк определяют в зависимости от диаметра вала под подшипником и координаты фаски внутреннего кольца подшипника  $r$ :

$$d_{(z)} = d_{нк} + 3,2r.$$

При этом должен быть обеспечен свободный выход фрезы.

Величина выхода фрезы  $l_\phi$  зависит от модуля зацепления  $m$  и внешнего диаметра фрезы  $D_\phi$  (табл. 1.6) и определяется графически (рис. 1.7,б,в и рис. 1.8,в) [8].

Длина данной ступени вала определяется при конструировании всего узла быстроходного вала в целом (рис. 1.7, 1.8).

Таблица 1.6

## Внешний диаметр фрезы, мм

Модуль зацепления $m$		2...2,5	2,...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7	
$D_\phi$	Степень	7	90	100	112	125	140	160
	точности	8...10	70	80	90	100	112	125

Конструкция быстроходного вала-шестерни цилиндрической и червячного вала зависит не только от передаточного числа  $u$ , но и от межосевого расстояния  $a_w$  [8]. При небольшом  $u$  и относительно большом  $a_w$  будет  $d_{(z)} < d_{fl}$  (рис. 1.7,а и 1.8,а) ( $d_{fl}$  – диаметр впадин червяка) ; при большом  $u$  и относительно малом  $a_w$  будет  $d_{(z)} > d_{fl}$ , и тогда конструкцию 4–й ступени выполняют по одному из вариантов на рис. 1.7,б,в и 1.8,б,в, предусматривающих участки выхода фрезы.

В случае если наружный диаметр шестерни (червяка)  $d_{al} < d_{(z)}$ , четвертую ступень обтачивают под диаметр  $d_{al}$ . Участок выхода фрезы допускается распространить и на образовавшуюся при этом упорную ступень (буртик) для подшипника (рис. 1.7,г).

**Пятая ступень** ( $d_{бур}, l_{бур}$ ) – под упорный буртик, предотвращающий осевое смещение колеса. Диаметр буртика определяют по формуле:

$$d_{бур} = d_{(z)} + 3f, \quad (1.8)$$

где  $f$  – фаска ступицы колеса.

Чаще высоту буртика для упора зубчатого колеса принимают  $t = (3 \dots 10)$  мм соответственно для диаметров вала (15...100) мм. Толщину буртика выбирают конструктивно  $l_{бур} = (5 \dots 10)$  мм.

В червячных и цилиндрических редукторах в ряде случаев вместо этой ступени на тихоходных валах устанавливают распорные втулки на 3-ю или 4-ю ступени.

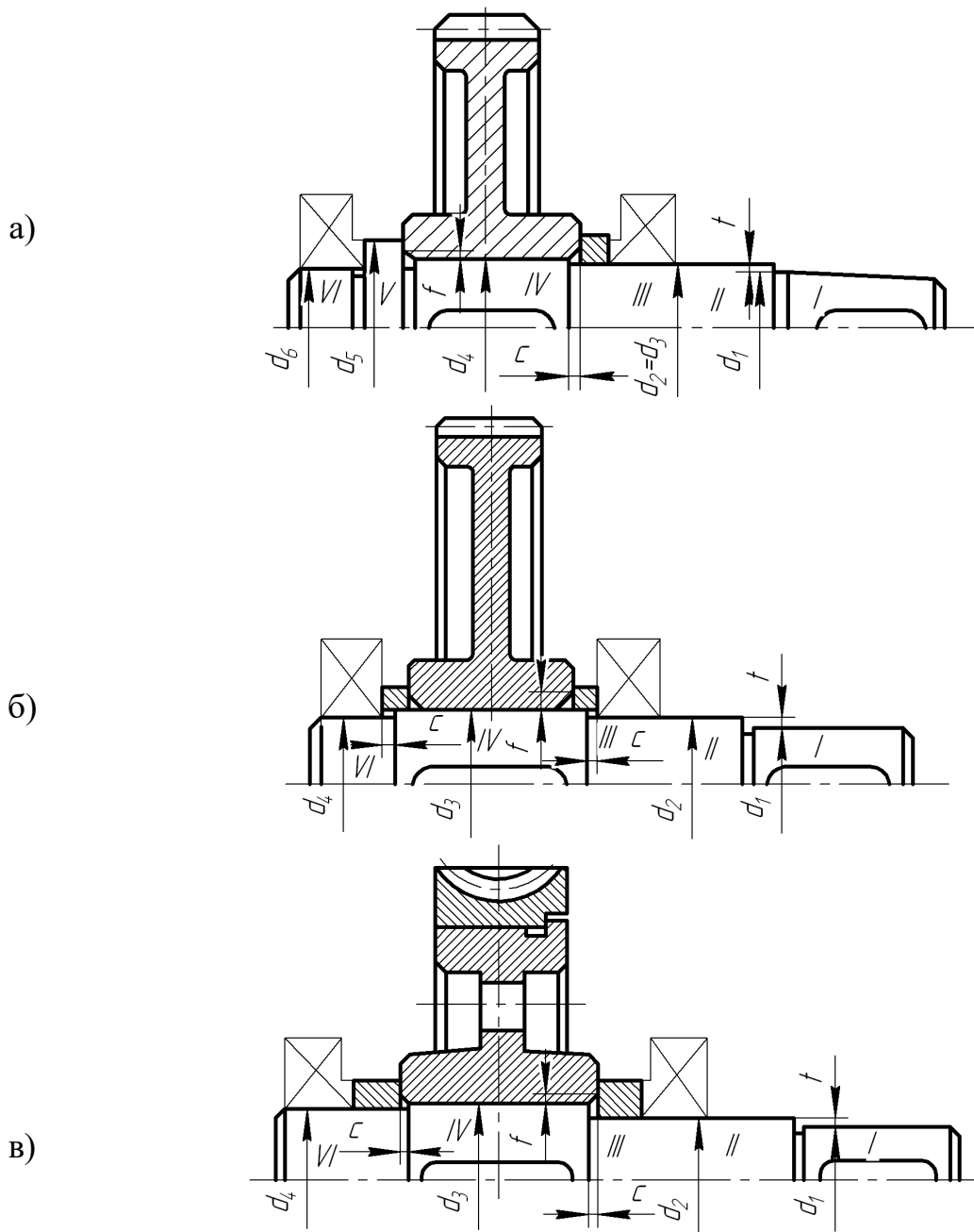


Рис. 1.6. Конструкции тихоходного вала [8]:

а – вал с зубчатым колесом с 5-й ступенью (1-я ступень – конический вал; 2-я и 3-я ступени объединены, распорная втулка – на 3-й ступени);

б – вал с зубчатым колесом без 5-й ступени (1-я ступень – цилиндрический вал; 2-я и 3-я ступени объединены, распорные втулки – на 4-й ступени);

в – вал с червячным колесом без 5-й ступени (1-я ступень – цилиндрический вал; 2-я и 3-я ступени объединены, распорные втулки – на 3-й и 6-й ступенях)

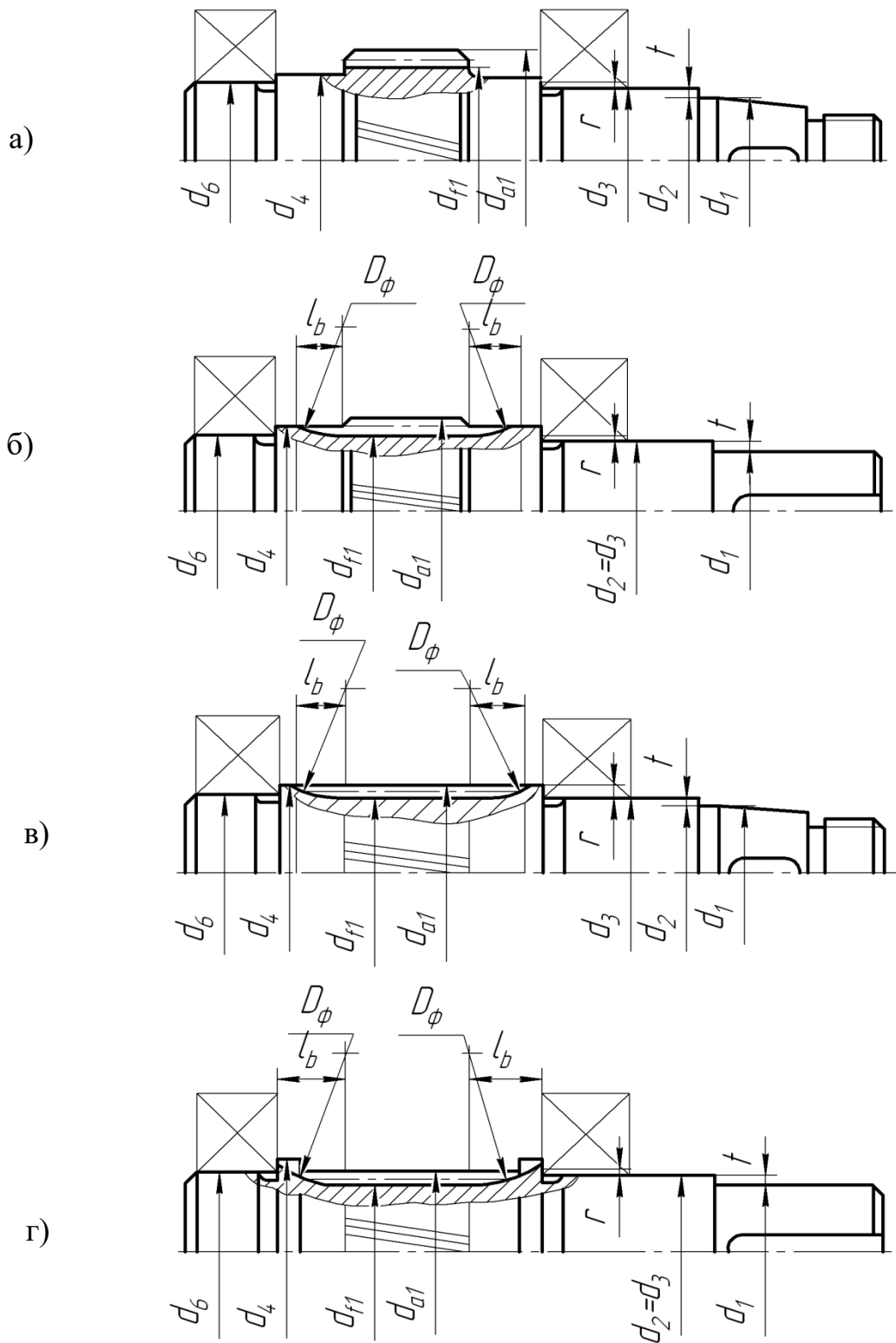


Рис. 1.7. Конструкции вала-шестерни цилиндрической [8]:

- а)  $d_{f1} > d_{Б(Z)}$ ;                      б)  $d_{f1} < d_{Б(Z)}$ ,  $d_{a1} > d_{Б(Z)}$ ;  
в)  $d_{f1} < d_{Б(Z)}$ ,  $d_{a1} = d_{Б(Z)}$ ;            г)  $d_{a1} < d_{Б(Z)}$



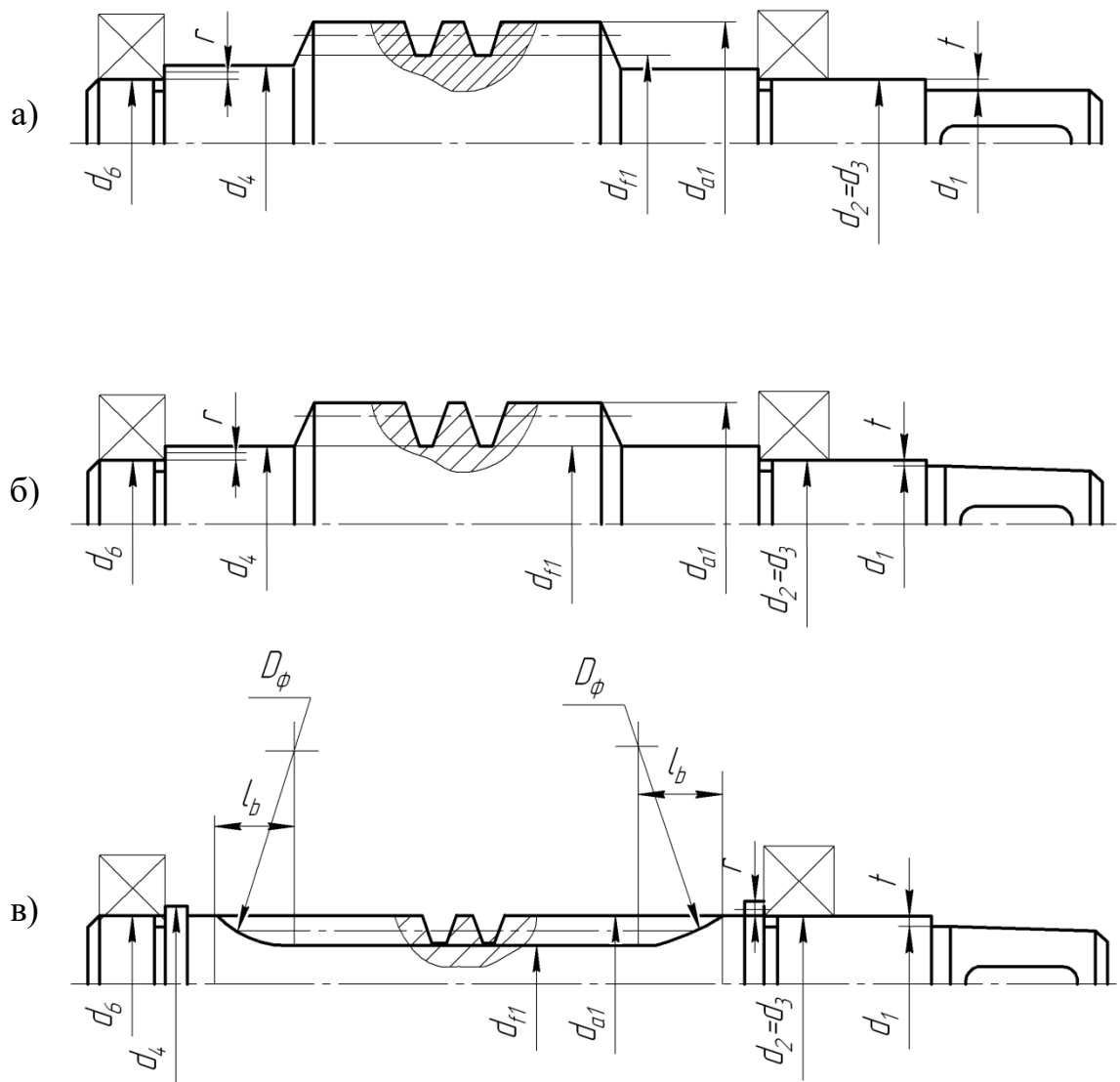


Рис. 1.8. Конструкции червячного вала [8]:

а)  $d_{f1} > d_{Б(З)}$ ; б)  $d_{f1} = d_{Б(З)}$ ;  $d_{a1} > d_{Б(З)}$ ; в)  $d_{a1} = d_{Б(З)}$ ;  $d_{f1} < d_{Б(З)}$

**Шестая ступень** – под подшипник ( $d_{нк}$ ,  $l_{нк}$ ).

Диаметр и длина этого участка вала равны диаметру и длине третьей ступени, на конце вала после подшипника устанавливают глухую крышку.

Промежуточный (средний) вал в двухступенчатом редукторе не имеет концевых участков (рис. 1.9). На данном валу расположены зубчатое колесо быстроходной ступени  $d_k$ , шестерня тихоходной  $d_{иn}$ , подшипники качения  $d_n$ .

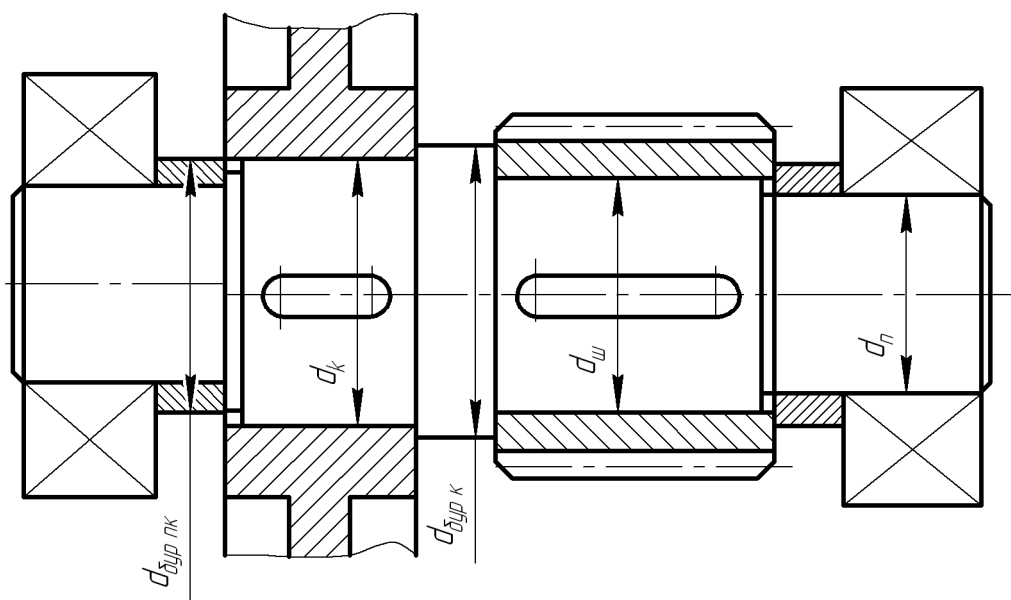


Рис. 1.9. Конструкция промежуточного (среднего) вала

Между подшипником и колесом расположены распорная втулка и мазеудерживающие кольца, так как для смазки подшипникового узла применяются смазки, отличающиеся от масла для смазывания зубчатого зацепления.

При размещении на валу двух шестерен (в случае раздвоенной тихоходной ступени), шестерни проектируются насадными (рис. 1.10).

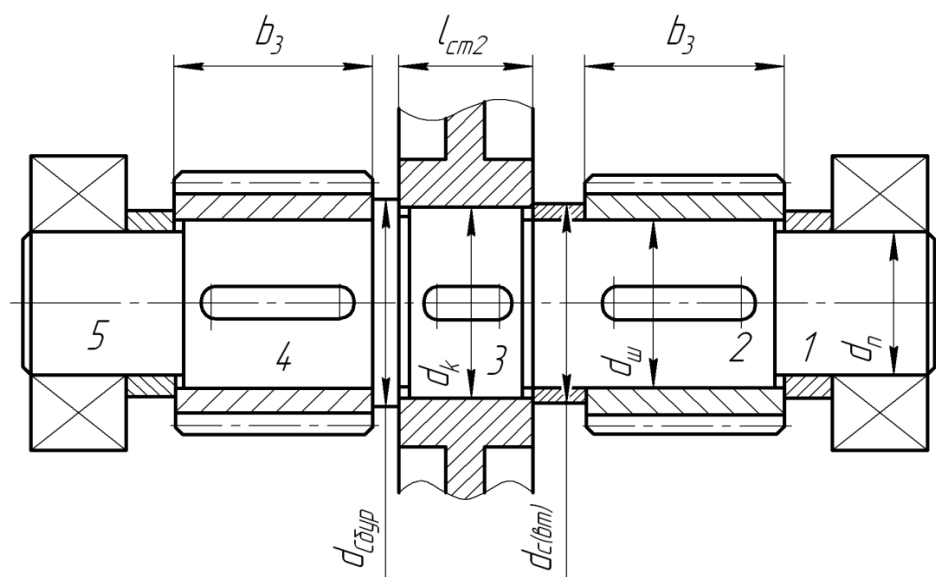


Рис. 1.10. Конструкция промежуточного вала с раздвоенной тихоходной ступенью

#### 1.4. Расчет вала на сложное сопротивление

Расчет валов основывается на разделах курса сопротивления материалов, в которых рассматривается применение гипотез прочности и расчет при переменных напряжениях. При этом действительные условия работы вала заменяются условными, конструкция заменяется расчетной схемой и производится схематизация нагрузок, опор и формы вала. В результате таких преобразований расчет валов становится приближенным.

Нагрузки, действующие на вал, не являются сосредоточенными, они распределяются по длине ступицы, ширине подшипника и т.п. Расчетные нагрузки в зубчатых передачах рассматриваются обычно как сосредоточенные, приложенные в полюсе зацепления.

Деформация кручения на валах возникает под действием крутящих моментов, приложенных со стороны электродвигателя к рабочей машине. Деформация изгиба валов вызывается силами в зубчатом (червячном) зацеплении закрытой передачи и консольными силами со стороны открытых передач и муфт.

Существуют следующие рекомендации при составлении схемы нагружения вала:

– в цилиндрических косозубых передачах с углом наклона зуба  $\beta = (8 \dots 16^\circ)$ , конических и червячных передачах возникают окружные  $F_t$ , радиальные  $F_r$  и осевые  $F_a$  силы. За точку приложения сил принимают точку зацепления в средней плоскости колеса (червяка). Окружную силу на колесе  $F_{t2}$  направляют в сторону вращения вала (на шестерне – в сторону, обратную направлению вращения вала), радиальную силу  $F_{r2}$  – из полюса зацепления к оси вала, осевую  $F_{a2}$  – в сторону упорного буртика. Формулы для определения сил приведены в табл. 1.7, схема их расположения – на рис. 1.11...1.13;

– направление сил в открытых зубчатых передачах определяют так же, как и в закрытых передачах. Точка приложения этих сил проецируется на ось вала посередине ширины венца шестерни (колеса);

Таблица 1.7

## Силы в зацеплении закрытых передач

Вид передачи	Силы в зацеплении	Значение силы, Н	
		на шестерне (червяке)	на колесе
Цилиндрическая косозубая	Окружная	$F_{t1} = F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{r2}$	$F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$
	Осевая	$F_{a1} = F_{a2}$	$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta$
Коническая с круговым зубом	Окружная	$F_{t1} = F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{0,857d_{e2}}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{t1} \cdot \gamma_r$	$F_{r2} = F_{a1}$
	Осевая	$F_{a1} = F_{t1} \cdot \gamma_a$	$F_{a2} = F_{r1}$
Червячная	Окружная	$F_{t1} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{r2}$	$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$
	Осевая	$F_{a1} = F_{t2}$	$F_{a2} = F_{t1}$

*Примечание:*

$T_1$  и  $T_2$  – вращающие моменты на быстроходном и тихоходном валах, Нм;

$d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_{e2}$  – делительные диаметры червяка и колеса червячной (цилиндрической) передачи и внешний делительный диаметр колеса конической передачи, мм;

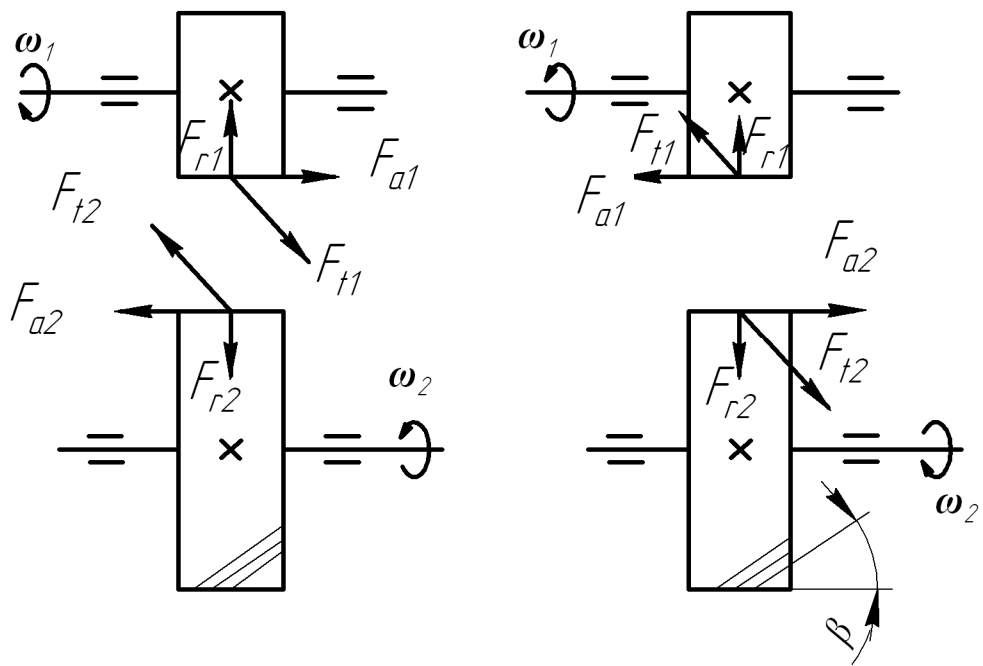
$\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления при эвольвентном профиле зубьев;

$\beta$  – угол наклона зубьев цилиндрических колес, град;

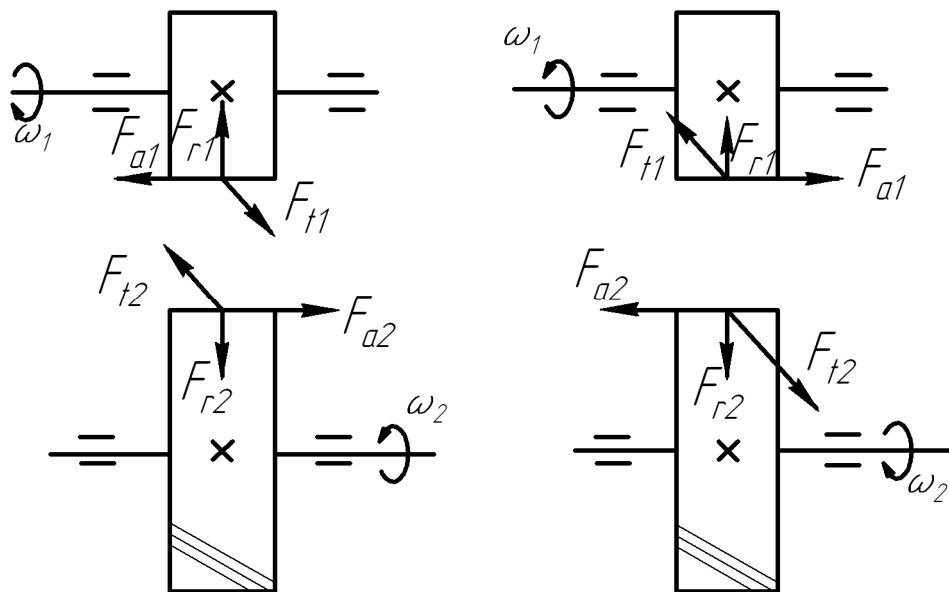
$\delta_1$  – угол делительного конуса конической передачи, град;

$\gamma_r = (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1)$  – коэффициент радиальной силы;

$\gamma_a = (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1)$  – коэффициент осевой силы [8].

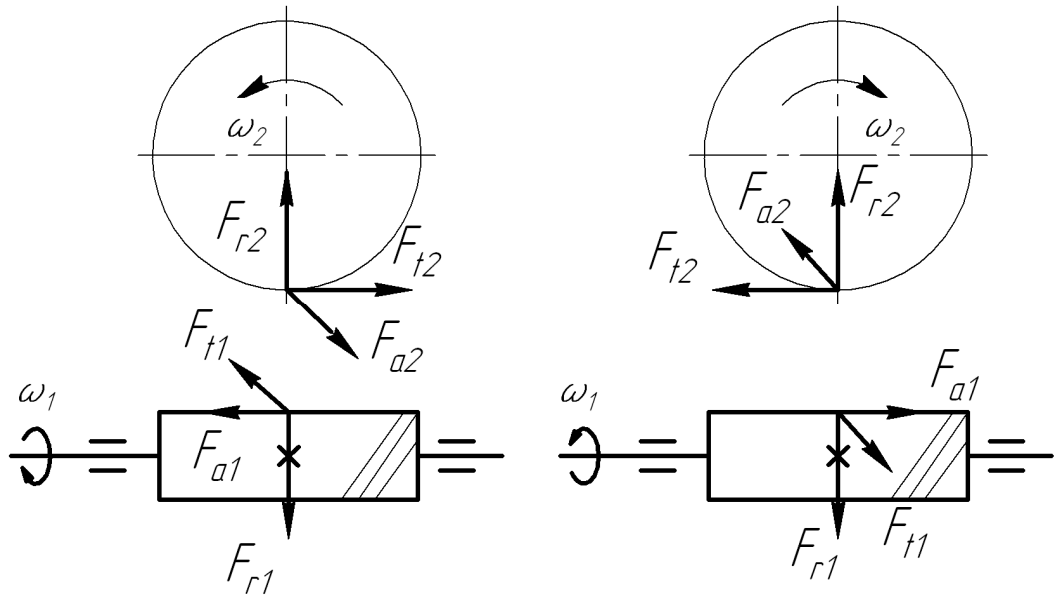


a)

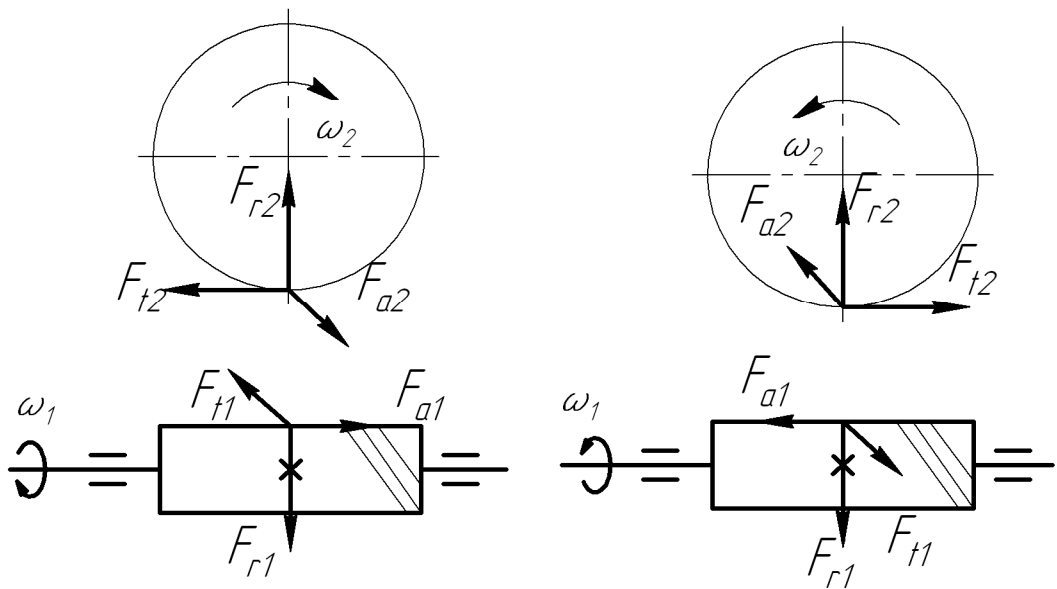


б)

Рис. 1.11. Схема сил в зацеплении косозубой цилиндрической передачи (зубчатые колеса условно разомкнуты):  
 направление линии зуба колеса – левое, шестерни – правое (а);  
 колеса – правое, шестерни – левое (б) [8]



а)



б)

Рис. 1.12. Схема сил в зацеплении червячной передачи  
(червячное зацепление условно разомкнуто):

а – направление линии витка левое; б – правое [8]

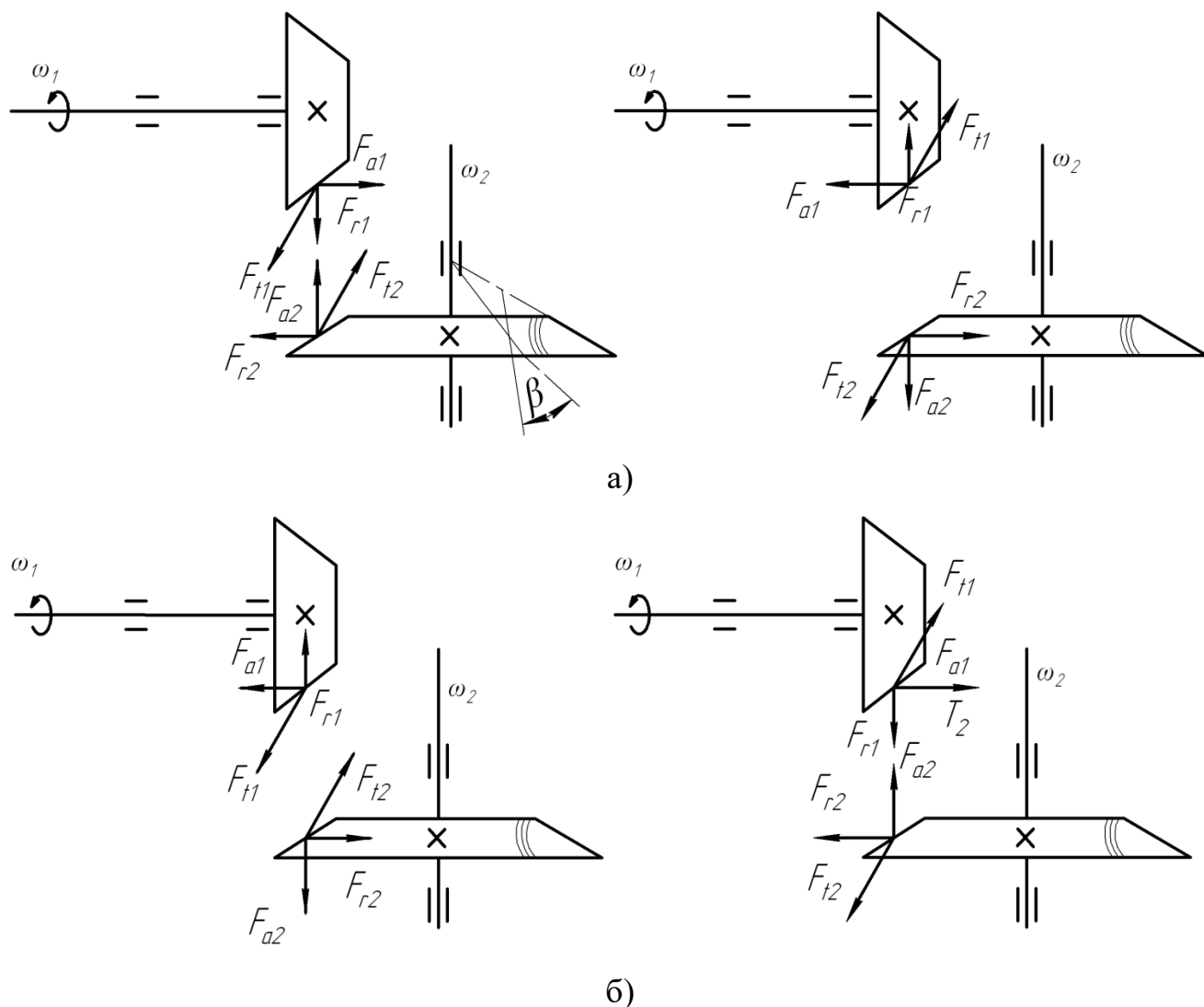


Рис. 1.13. Схема сил в зацеплении конической передачи

(зубчатое зацепление условно разомкнуто):

направление линии зуба колеса – левое, шестерни – правое (а);

колеса – правое, шестерни – левое (б) [8]

– консольная сила от ременной (цепной) передачи  $F_{ОП}$  перпендикулярна оси вала и в соответствии с положением передачи в кинематической схеме привода может быть направлена вертикально, горизонтально или под углом к горизонту. Если заданием предусмотрено наклонное положение передачи, то силу нужно разложить на две составляющие – горизонтальную  $F_{ОПх}$  и вертикальную  $F_{ОПy}$ . Точка приложения силы  $F_{ОП}$  – посередине шкива ременной передачи или в полноте зацепления цепной передачи (эта точка может быть расположена не по середине ступицы шкива или звездочки);

– радиальные реакции в подшипниках быстроходного и тихоходного валов направляют противоположно направлению окружных ( $F_{t1}$  и  $F_{t2}$ ) и радиальных ( $F_{r1}$  и  $F_{r2}$ ) сил в зацеплении редукторной передачи. При этом считают, что реакции от действия консольных нагрузок геометрически сложены с реакциями от сил в зацеплении. Реакции обозначают буквой  $R$  с индексом подшипника и координатной оси ( $R_{Ax}$ ,  $R_{Ay}$  и т.д.).

Для опор с радиальными подшипниками опорную реакцию принимают приложенной в середине подшипника (рис. 1.14,а).

Для радиально-упорных шариковых подшипников точку приложения опорной реакции принимают на пересечении оси вала с линией, проходящей через точки контакта шарика (рис. 1.14,б), для радиально-упорных роликовых подшипников – на пересечении с перпендикуляром к оси ролика, проведенным через середину его длины (рис. 1.14,в).

Если подшипники качения установлены по два в опоре, то условно местом приложения опорной реакции считают точку, отстающую от середины внутреннего подшипника на одну треть расстояния между подшипниками (рис. 1.14,г). Допускается совмещение опоры с внутренним подшипником.

Сила давления муфты  $F_M$  приложена между полумуфтами, поэтому можно принять, что в полумуфте точка приложения силы  $F_M$  находится в торцевой плоскости выходного конца соответствующего вала и перпендикулярна оси вала. Ее направление относительно окружной силы  $F_t$  может быть любым, поэтому рекомендуется направить силу  $F_M$  противоположно окружной силе  $F_t$  редукторного элемента, что увеличит напряжения и деформацию вала. Числовое значение силы от муфты можно определить по следующим формулам, предложенным Шейнблитом А.Е. в [8]:

$$F_M = 125 \sqrt{T_T} \text{ – на тихоходном валу зубчатого редуктора:} \quad (1.9)$$

$$F_M = 250 \sqrt{T_T} \text{ – на тихоходном валу червячного редуктора,}$$

$$F_M = (50 \dots 125) \cdot \sqrt{T_B} \text{ – на быстроходном валу,}$$

где  $T$  – в Нм,  $F_M$  – в Н.



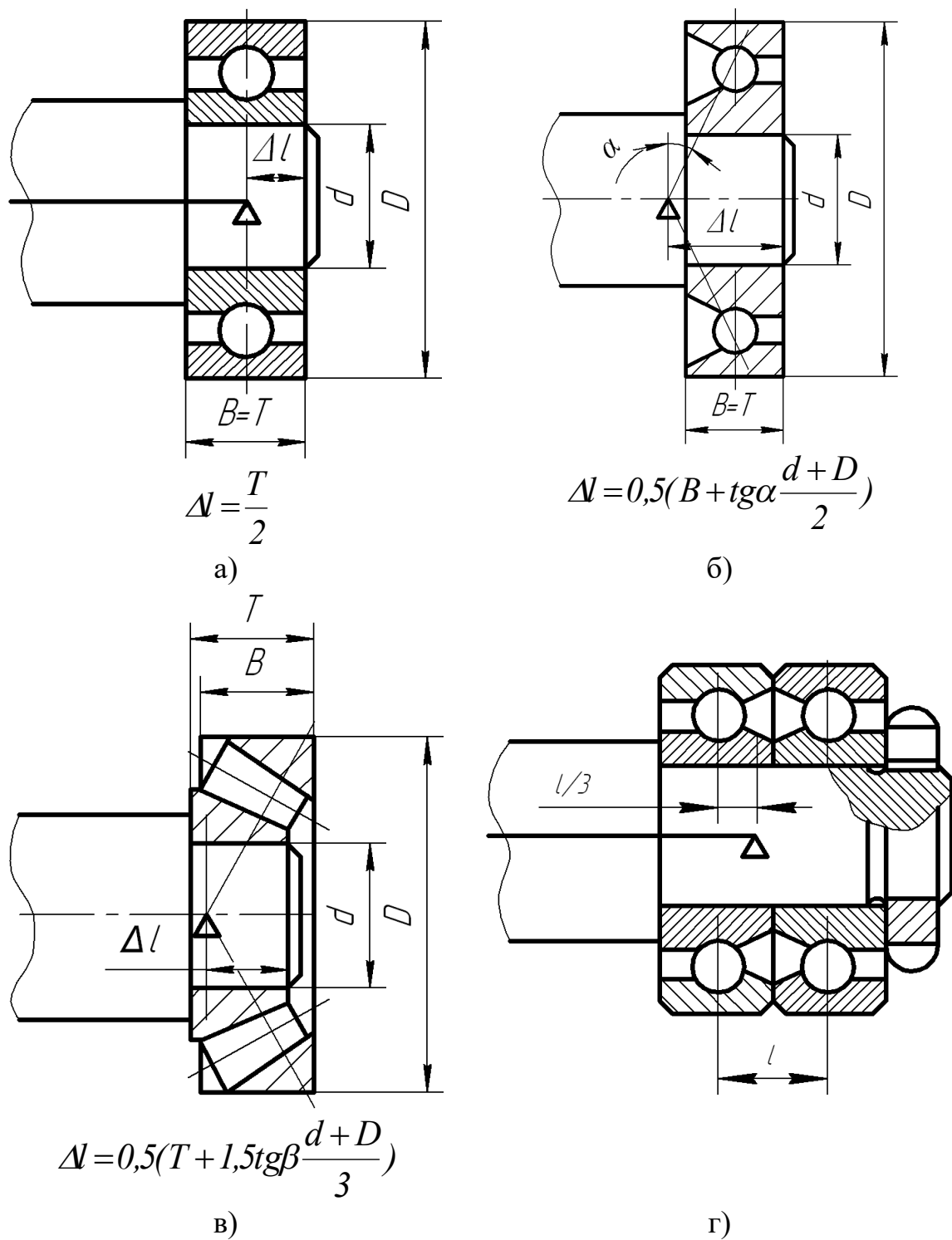


Рис. 1.14. Подшипники качения:

$d, D, B, T$  – геометрические размеры подшипников;

$\alpha, \beta$  – угол контакта в подшипнике

На рис. 1.15...1.16 показаны примеры расположения сил, действующих на редукторные валы цилиндрического и червячного редукторов.

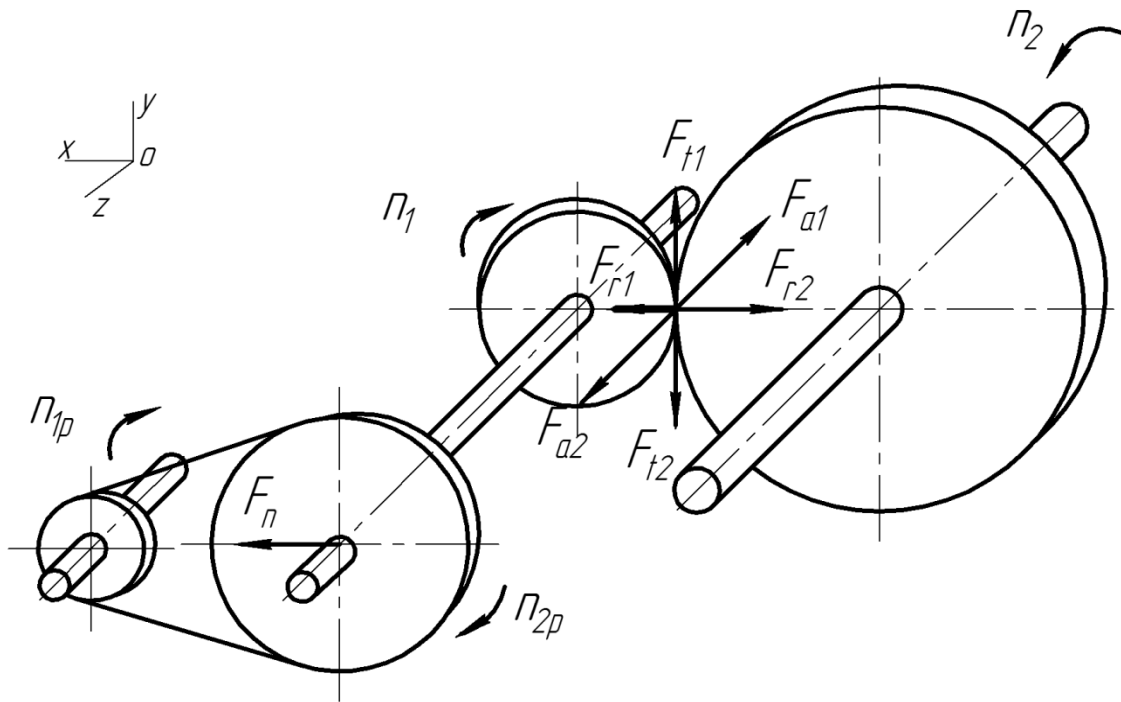


Рис. 1.15. Редуктор цилиндрический одноступенчатый с ременной передачей

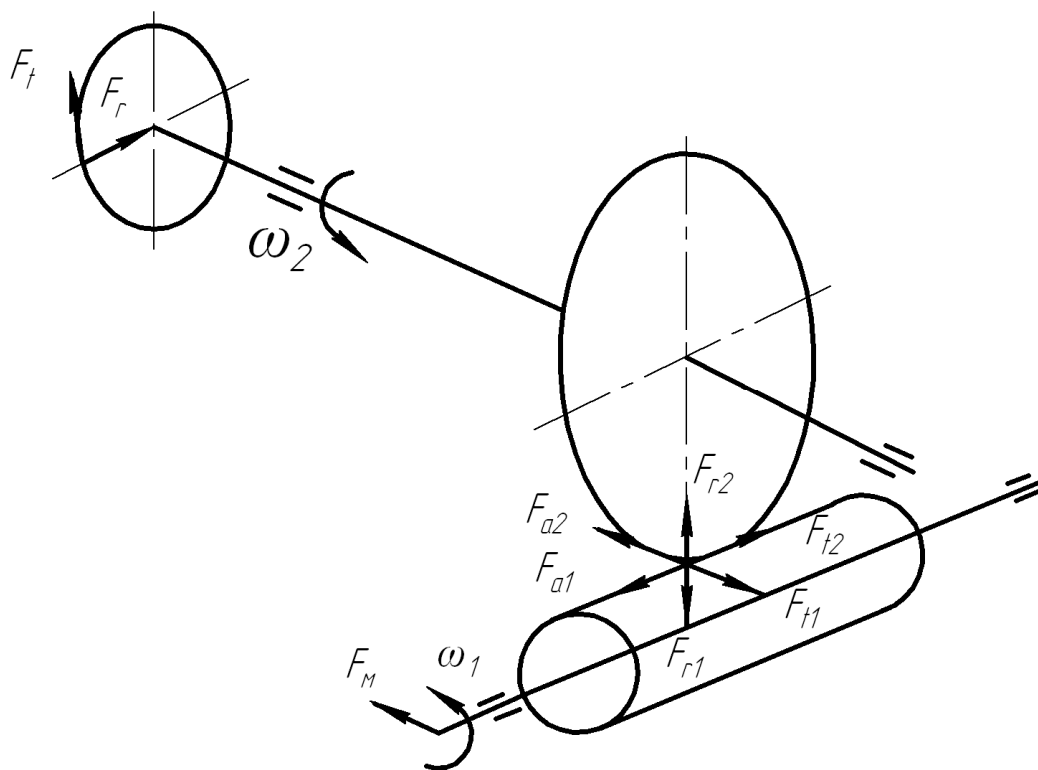


Рис. 1.16. Редуктор червячный с открытой цилиндрической передачей (показана только шестерня ОЗП)

Для расчета вала на изгиб с кручением определяют расстояния между точками приложения сил, действующих на вал (рис. 1.17):

$c$  – расстояние между силой от открытой передачи ( $F_{OП}$ ) и опорой А ( $R_A$ )

$$c = \frac{l_{шк}}{2} + l_{упл} + \Delta l, \quad (1.10)$$

$$c' = l_{вх} + l_{упл} + \Delta l, \text{ если на конце вала расположена муфта} \quad (1.11)$$

$a$  – расстояние от опоры А до точки приложения сил в зацеплении

$$a = (l_{нк} - \Delta l) + \frac{l_{см}}{2}, \quad (1.12)$$

$e$  – расстояние от опоры В до сил в зацеплении ( $F_t, F_r, F_a$ )

$$e = \frac{l_{см}}{2} + l_{бур} + (l_{нк} - \Delta l) = a + l_{бур}. \quad (1.13)$$

В формулах (1.10...1.13) размеры в мм:

$B_{нк}$  – ширина подшипника;

$l_{шк}$  – ширина шкива открытой ременной передачи (или толщина звездочки цепной передачи);

$l_{вх}$  – длина входной (выходной) ступени вала;

$l_{упл}$  – длина участка под уплотнение;

$l_{нк}$  – длина участка под подшипник;

$l_{см}$  – длина участка под колесо (шестерню);

$l_{бур}$  – ширина упорного буртика.

На рис. 1.17 представлены эпюры изгибающих и крутящих моментов быстроходного вала цилиндрического редуктора с нарезной шестерней и ведомым шкивом открытой ременной передачи, схема нагружения которого дана на рис. 1.15.

Далее определяют изгибающие моменты в вертикальной плоскости  $M_{изг}^y$ , в горизонтальной плоскости  $M_{изг}^x$  и крутящие моменты  $M_{кр}$ . По эпюрам моментов определяют опасные сечения (на рис. 1.17 это будет сечение под шестерней).

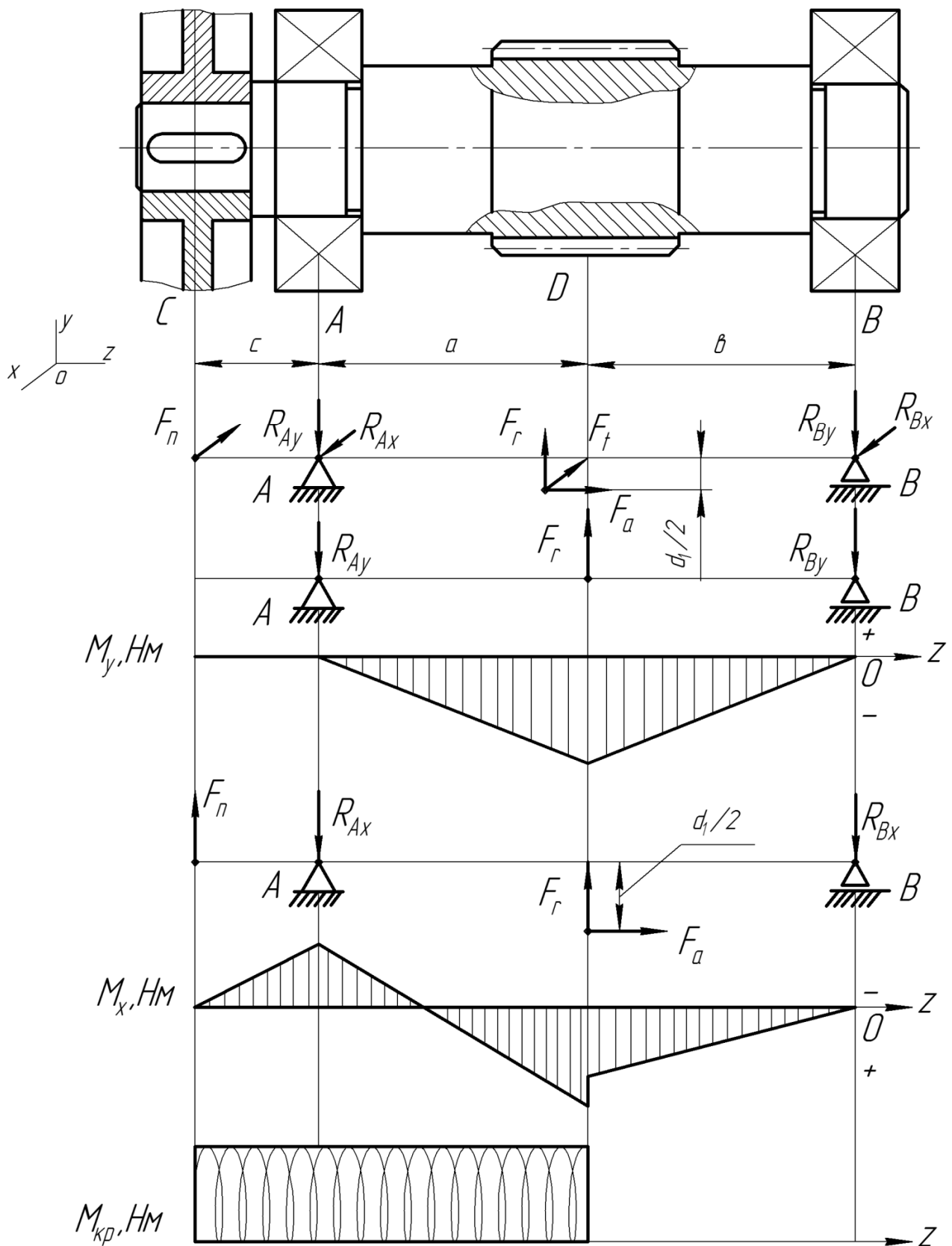


Рис. 1.17. Расчетная схема нагружения быстроходного вала цилиндрического одноступенчатого редуктора с открытой передачей, эпюры крутящих и изгибающих моментов

(реакции в опорах  $R_{Ax} = A_x, R_{Ay} = A_y, R_{Bx} = B_x, R_{By} = B_y$ ).

По построенным эпюрам определяют величину результирующего максимального изгибающего момента в опасном сечении (приведенный момент):

$$M_{прив} = M_{изг}^{max} = \sqrt{(M_{изг}^y)^2 + (M_{изг}^x)^2}. \quad (1.14)$$

Эквивалентный момент вычисляют по одной из теорий прочности (гипотеза наибольших касательных напряжений):

$$M_{эkv}^{max} = \sqrt{(M_{изг}^{max})^2 + (M_{кр})^2}. \quad (1.15)$$

Постоянные по размеру и направлению силы вызывают во вращающихся валах переменные напряжения. Из-за опасности усталостного разрушения валы рассчитывают на статическую прочность и сопротивление усталости.

**Условие статической прочности вала** при совместном действии изгиба и кручения по третьей теории прочности (гипотеза наибольших касательных напряжений):

$$\begin{aligned} \sigma_{эkv} &= \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{прив}}{W_x}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{кр}}{W_p}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{32M_{прив}}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16M_{кр}}{\pi d^3}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{32M_{прив}}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot 16M_{кр}}{\pi d^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{32}{\pi d^3}\right)^2 + (M_{прив}^2 + M_{кр}^2)} = \sqrt{\left(\frac{32M_{эkv}}{\pi d^3}\right)^2}. \end{aligned}$$

$$\text{Отсюда } \sigma_{эkv} = \frac{M_{эkv}}{W_x} = \frac{32M_{эkv}}{\pi d^3} \leq [\sigma_{из}], \quad (1.16)$$

где  $\sigma_{эkv}$  – расчетное эквивалентное напряжение для расчетного сечения, МПа;

$d$  – диаметр в опасном сечении, назначенный при конструировании вала, мм;

$W_x = (\pi d^3/32)$  – момент сопротивления вала при изгибе, мм<sup>3</sup>;

$W_p = (\pi d^3/16)$  – полярный момент сопротивления вала при кручении, мм<sup>3</sup>;

$[\sigma_{из}]$  – допускаемое напряжение на изгиб, МПа.

Допускаемые напряжения  $[\sigma]$  и  $[\tau]$  при статических нагрузках, т.е. при постоянных напряжениях и отсутствии концентрации напряжений для пластичных материалов определяют по формулам:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{[s]}, \quad (1.17)$$

$$[\tau] = \frac{\tau_{пред}}{[s]}, \quad (1.18)$$

где  $\sigma_{пред}$  и  $\tau_{пред}$  – соответственно предельное нормальное и касательное напряжения, при достижении которых рассчитываемая деталь выходит из строя вследствие возникновения недопустимо большой остаточной деформации или разрушения;

$[s]$  – допускаемый (заданный) коэффициент запаса прочности.

При расчете на прочность деталей машин при симметричном цикле напряжений в качестве предельного напряжения  $\sigma_{пред}$  и  $\tau_{пред}$  принимают  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$ , которые можно определять по приближенным эмпирическим зависимостям, рекомендованным в литературе [1]:

– для углеродистых сталей

при изгибе  $\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,45) \sigma_B;$  (1.19)

– для стального литья

при изгибе  $\sigma_{-1} = (0,35 \dots 0,45) \sigma_B;$  (1.20)

– для легированных сталей

при изгибе  $\sigma_{-1} = (0,45 \dots 0,55) \sigma_B;$  (1.21)

– для вышеперечисленных сталей

при растяжении и сжатии  $\sigma_{-1p} = (0,65 \dots 0,75) \sigma_{-1};$  (1.22)

при кручении  $\tau_{-1} = (0,55 \dots 0,65) \sigma_{-1},$

где  $\sigma_B$  – предел прочности (временное сопротивление) материала, МПа.

### Допускаемый коэффициент запаса прочности

$$[s] = [s_1] \cdot [s_2] \cdot [s_3], \quad (1.23)$$

где  $[s_1]$  – коэффициент, учитывающий точность определения действующих на деталь нагрузок и возникающих в ней напряжений [при точных расчетах принимается  $[s_1] = 1$ , при расчетах средней точности – (1,2...1,6)];

$[s_2]$  – коэффициент, учитывающий однородность материала детали [для стальных поковок и проката равен (1,2...1,5); для деталей из стального литья – (1,5...1,8); для чугунных деталей – (2...3)];

$[s_3]$  – коэффициент, учитывающий степень ответственности рассчитываемой детали [принимается (1...1,5), большие значения – для дорогостоящих деталей и повышенной надежности] по данным из [1].

$$\text{Тогда } [\sigma_{из}] = \frac{\sigma_{-1}}{[s]} = \frac{\sigma_{-1}}{(2,4...6,75)}. \quad (1.24)$$

Если принять среднее значение коэффициента запаса прочности, то можно принять

$$[\sigma_{из}] = \frac{0,42\sigma_{\sigma}}{4,6} = 0,09\sigma_{\sigma}. \quad (1.25)$$

В табл. 1.8 приведены значения допускаемых напряжений на изгиб для валов диаметром (30...100) мм, рекомендованные в литературе [3]. В некоторых пособиях для валов из конструкционной стали рекомендуется принимать значения  $[\sigma_{из}] = (40...60)$  МПа.

Можно оценить прочность вала через определение минимально необходимого диаметра в опасном сечении, зная механические характеристики материала вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 32}{\pi \cdot [\sigma_{из}]}}. \quad (1.26)$$

Полученное расчетное значение округляют в большую сторону по стандартному ряду диаметров валов и сравнивают с диаметром в опасном

сечении, назначенном при конструировании вала. Если опасное сечение находится под червяком или нарезной шестерней, то сравнивают с диаметром впадин червяка или шестерни.

Выполнение условий (1.16) или (1.25) свидетельствует о том, что вал обладает необходимой прочностью.

Таблица 1.8

Допускаемые напряжения на изгиб для валов и осей [ $\sigma_{из}$ ], МПа [3]

Источник концентрации напряжений	Диаметр вала, мм	Стали, термообработка, механические характеристики, МПа			
		Сталь 35 $\sigma_e \geq 500$ $\sigma_{-1} \geq 220$	Сталь 45 $\sigma_e \geq 600$ $\sigma_{-1} \geq 260$	Сталь 45, закалка $\sigma_e \geq 850$ $\sigma_{-1} \geq 340$	Сталь 40Х, закалка $\sigma_e \geq 1000$ $\sigma_{-1} \geq 400$
Деталь, посаженная с небольшим натягом	30	85	85	90	95
	50	65	70	75	80
	100	60	65	70	75
Напрессованная деталь (без усиления вала)	30	58	63	67	70
	50	48	50	55	60
	100	45	48	50	55
Галтель	30	60	70	80	90
	50	55	65	75	80
	100	50	55	65	70

**Расчет на сопротивление усталости** заключается в том, что для каждого предположительно опасного сечения определяют действительный коэффициент запаса прочности  $s$  и сравнивают с допускаемым коэффициентом запаса прочности  $[s]$ . Условие прочности имеет вид:

$$s \geq [s] . \quad (1.27)$$

При сложном напряженном состоянии при любых циклах напряжений расчетный коэффициент запаса прочности:



$$S = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}, \quad (1.28)$$

где  $s_{\sigma}$ ,  $s_{\tau}$  – расчетные коэффициенты запаса прочности при симметричном цикле напряжений, соответственно, при изгибе и кручении:

$$\text{при изгибе} \quad s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (1.29)$$

$$\text{при кручении} \quad s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (1.30)$$

где  $K_{\sigma}$ ,  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$\varepsilon_{\sigma}$ ,  $\varepsilon_{\tau}$  – масштабные факторы для напряжения изгиба и кручения;

$\psi_{\sigma}$ ,  $\psi_{\tau}$  – коэффициенты чувствительности асимметрии цикла напряжений;

$\sigma_m$ ,  $\tau_m$  – средние значения напряжений циклов нормальных и касательных

напряжений,  $\sigma_m = 0$ ,  $\tau_m = \tau_a$ ;

$\sigma_a$ ,  $\tau_a$  – амплитуды циклов нормальных и касательных напряжений при изгибе и кручении.

В опасных сечениях вала нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, при этом амплитуда напряжений определяется по формуле:

$$\sigma_a = \sigma_{uz} = \frac{32 M_{max}}{\pi d^3}. \quad (1.31)$$

Касательные напряжения изменяются по отнулевому циклу, при котором амплитуда цикла  $\tau_a$  равна половине расчетных напряжений кручения.

$$\tau_a = 0,5 \tau_{кр} = 0,5 \frac{M_{кр} 16}{\pi d^3}; \quad (1.32)$$

$$M_{max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, \quad M_{кр} = T_{кр}.$$

Значения коэффициентов  $K_{\sigma}$ ,  $K_{\tau}$ ,  $\varepsilon_{\sigma}$ ,  $\varepsilon_{\tau}$ ,  $\psi_{\sigma}$ ,  $\psi_{\tau}$  приведены в табл. 1.9.

Если условие (1.26) не выполняется, то ведется пересчет диаметров вала в сторону увеличения до обеспечения необходимой прочности.

В главе 5 приведены примеры конструирования и расчета быстроходного и тихоходного валов одноступенчатого цилиндрического редуктора.

Таблица 1.9

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений, масштабных факторов для напряжений изгиба и кручения, коэффициентов, учитывающих влияние среднего напряжения цикла на усталостную прочность

К в месте расположения шпоночной канавки							
$\sigma_b$ , МПа	600	800	900	1000			
$K_\sigma$	1,6	1,8	1,9	2			
$K_\tau$	1,5	1,7	1,9	2,1			
К для вала-шестерни в месте расположения зубьев							
$\sigma_b$ , МПа	600	800	900	1000			
$K_\sigma$	1,55	1,65	1,7	1,72			
$K_\tau$	1,46	1,52	1,55	1,58			
К для червячного вала							
$\sigma_b$ , МПа	600	800	900	1000			
$K_\sigma$	2,2	2,3	2,4	2,5			
$K_\tau$	1,6	1,7	1,8	1,9			
Значения $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ и $K_\tau/\varepsilon_\tau$ в месте посадки подшипников							
Диаметр цапфы	$\sigma_b$ , МПа	500	600	800	900	1000	
	$K_\sigma/\varepsilon_\sigma$	1,88	2,06	2,44	2,63	2,82	
30...50	$K_\tau/\varepsilon_\tau$	1,53	1,64	1,86	1,98	2,09	
	$K_\sigma/\varepsilon_\sigma$	2,28	2,52	2,97	3,2	3,45	
50...100	$K_\tau/\varepsilon_\tau$	1,87	2,03	2,28	2,42	2,57	
	Значения $\varepsilon_\sigma$ и $\varepsilon_\tau$ для стали						
Сталь	$d$ , мм	20	30	40	50	70	100
Углеродист.	$\varepsilon_\sigma$	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,7
	$\varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59
Легирован.	$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59
Значения $\psi$ для стальных валов							
$\sigma_b$ , Н/мм <sup>2</sup>	350...550	550...750	750...1000	1000...1200			
$\psi_\sigma$	0	0,05	0,1	0,2			
$\psi_\tau$	0	0	0,05	0,1			

#### 1.4. Расчет на жесткость

Упругие перемещения вала отрицательно влияют на работу связанных с ним деталей: от прогиба вала в зубчатом зацеплении возникает концентрация нагрузки по длине контактных линий зуба и перекос колец шарикоподшипников, при больших углах поворота в подшипнике может произойти защемление вала. Параметры, характеризующие степень жесткости вала:  $f$  (мм) – наибольший прогиб,  $\Theta$  (рад) – угол наклона поперечного сечения вала,  $\varphi_o$  (рад) – угол закручивания на 1 м длины вала. Для обеспечения жесткости вала необходимо, чтобы расчетные значения не превышали допускаемые:  $f \leq [f]$ ,  $\Theta \leq [\Theta]$ ,  $\varphi_o \leq [\varphi_o]$ .

Расчет валов на жесткость производят только после расчета их на прочность, когда форма и все размеры известны. При небольшом расстоянии между опорами (подшипниками) и относительно большом диаметре вала, когда деформация изгиба вала оказывает малое воздействие на работу передач (например, в случае ременных и цепных передач), жесткость при изгибе обычно не определяют.

Действительные значения прогибов валов и углов наклона их упругой линии определяют по соответствующим формулам сопротивления материалов. Для упрощения расчетов рекомендуется пользоваться готовыми формулами (табл. 1.10), предполагая, что вал имеет постоянное сечение приведенного диаметра.

В формулах:  $l = (a+b)$  – расстояние между опорами, мм;

$E = 2 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости для стали;

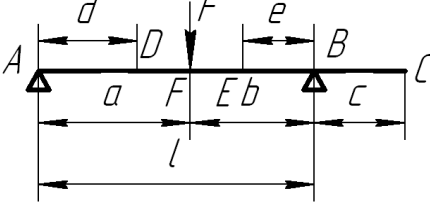
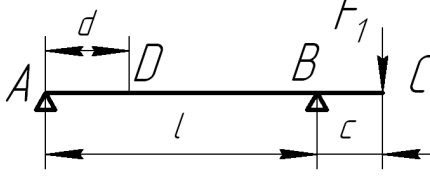
$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$  – максимально действующая изгибающая сила, Н;

$F_t$  и  $F_r$  – окружная и радиальная силы, Н;

$F_l$  – консольная сила от муфты или открытой передачи, Н;

$J_x = \frac{\pi d^4}{64}$  – осевой момент инерции, мм<sup>4</sup>.

Формулы для определения прогибов и углов наклона двухопорных валов [3]

Углы наклона и прогибы		
$\Theta_A$	$\frac{Fab(l+b)}{6EJ_x l}$	$\frac{F_1 c l}{6EJ_x}$
$\Theta_B$	$\frac{Fab(l+a)}{6EJ_x l}$	$\frac{F_1 c l}{3EJ_x}$
$\Theta_C$	$\Theta_B$	$\frac{F_1 c (2l+3c)}{6EJ_x}$
$\Theta_D$	$\frac{Fb(l^2 - b^2 - 3d^2)}{6EJ_x l}$	$\frac{F_1 c (3d^2 - l^2)}{6EJ_x l}$
$\Theta_E$	$\frac{Fa(l^2 - a^2 - 3e^2)}{6EJ_x l}$	—
$\Theta_F$	$\frac{Fab(b-a)}{3EJ_x l}$	—
$f_C$	$\frac{Fabc(l+a)}{6EJ_x l}$	$\frac{F_1 c^2 (l+c)}{3EJ_x}$
$f_D$	$\frac{Fbd(l^2 - b^2 - d^2)}{6EJ_x l}$	$\frac{F_1 cd(l^2 - d^2)}{6EJ_x l}$
$f_E$	$\frac{Fae(l^2 - a^2 - e^2)}{6EJ_x l}$	—
$f_F$	$\frac{Fa^2 b^2}{3EJ_x l}$	—

По данным [3] существуют следующие нормы допускаемых углов наклона поперечных сечений и прогибов валов:

- угол наклона под шестерней  $\theta \leq 0,001$  рад;
- в шариковом радиальном подшипнике  $\theta \leq 0,005$  рад;
- в шариковом радиальном сферическом  $\theta \leq 0,05$  рад;
- в роликовом коническом  $\theta \leq 0,0016$  рад;
- в роликовом радиальном с короткими цилиндрическими роликами  $\theta \leq 0,0025$  рад;
- прогиб максимальный  $[f] \leq (0,0002 \dots 0,0003) l$ ;
- прогиб в месте установки зубчатого колеса  $[f] \leq (0,01 \dots 0,03) m$ ;

где  $l$  – расстояние между опорами;

$m$  – модуль зубьев зубчатой передачи.

Прогиб для червячных валов определяют по формуле, рекомендованной [4]:

$$f = \frac{b_l (F_t^2 + F_r^2)^{1/3}}{48EJ_{np}} \leq [f], \quad (1.33)$$

где  $b_l$  – длина нарезаемой части червяка, мм;

$J_{np}$  – приведенный момент инерции, мм<sup>4</sup>:

$$J_{np} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left( 0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right),$$

$$[f] = (0,005 \dots 0,007) m, \quad (1.34)$$

где  $m$  – модуль червячного зацепления, мм.

Для большинства валов жесткость на кручение не имеет существенного значения и такой расчет не производят. В тех случаях, когда деформация кручения должна быть ограничена определенными пределами, жесткость на кручение рассчитывают по формуле:

$$\varphi_o = \frac{M_{kp}}{GJ_p} \leq [\varphi_o], \quad (1.35)$$

где  $\varphi_o$  – действительный угол закручивания на 1 м длины вала, рад;

$[\varphi_0] = (0,004...0,008)$ рад – допустимый угол закручивания на 1 м длины вала;

$G = 8 \cdot 10^4$  МПа – модуль сдвига для стали;

$J_p = \frac{\pi d^4}{32}$  – полярный момент инерции, мм<sup>4</sup>.

В случае неудовлетворительного результата расчета на жесткость необходимо увеличить диаметр вала или принять материал с более высокими механическими характеристиками.

## 2. ПОДШИПНИКИ

Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки и передают их на раму машины. При этом вал должен быть зафиксирован в определенном положении и должен вращаться вокруг заданной оси. Потери крутящего момента в подшипниках должны быть минимальны.

Подшипники (Пш) различают по виду трения и по воспринимаемой нагрузке.

**По виду трения** подшипники делят на две основные группы:

- 1) подшипники скольжения, у которых опорный участок вала (цапфа, или шип) скользит по поверхности подшипника;
- 2) подшипники качения, у которых трение скольжения заменено трением качения посредством установки шариков или роликов между опорными поверхностями вала и подшипника.

**По воспринимаемой нагрузке** различают:

- радиальные подшипники, воспринимающие радиальные нагрузки;
- упорные подшипники, воспринимающие осевые нагрузки;
- радиально-упорные подшипники, которые воспринимают радиальные и осевые нагрузки.

Подшипники скольжения, воспринимающие осевую нагрузку, называются **подпятниками**.

Область применения **подшипников скольжения** (ПШСк) в современном машиностроении значительно сократилась в связи с массовым производством стандартизованных подшипников качения. Однако в определенных областях они сохраняют свое преимущество. К таким подшипникам относятся:

- высокоскоростные подшипники (до десятков тысяч об/мин), в таких условиях работы долговечность подшипников качения резко сокращается;
- подшипники прецизионных машин, от которых требуется особо точное направление валов и возможность регулировки зазоров;
- разъемные подшипники, необходимые по условиям сборки, например, для коленчатых валов;
- подшипники тяжелых валов (диаметром до 1м и более), для которых не выпускаются стандартные подшипники качения;
- подшипники, работающие в особых условиях (в воде, агрессивных средах, вакууме), в которых подшипники качения неработоспособны;
- подшипники, воспринимающие ударные и вибрационные нагрузки, в которых используется демпфирующее свойство масляного слоя;
- подшипники дешевых тихоходных механизмов (например, стеклоочистители и т.п.) и некоторые другие.

К **недостаткам** подшипников скольжения можно отнести следующее:

- сравнительно высокий коэффициент трения, особенно в момент пуска и остановки;
- большой расход смазки и сложность системы смазывания;
- трудность защиты трущихся поверхностей от загрязнений;
- неравномерный износ подшипника и цапфы вала;
- применение дорогостоящих антифрикционных материалов для изготовления вкладышей подшипников;
- относительно большие размеры в осевом направлении по сравнению с подшипниками качения.

Подшипники скольжения состоят из **корпуса** и помещенного в него **вкладыша** (втулки), на который опирается цапфа вала или оси. Обязательно предусматриваются смазочные устройства. Корпус и крышку подшипника обычно делают из чугуна СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20, обладающего хорошими литейными свойствами. Вкладыши изготавливают из материалов, которые в паре с цапфой стального вала имеют незначительный коэффициент трения (бронзы, бронзографиты, баббиты, антифрикционный чугун АСЧ, полиамиды, текстолит, тефлон, дерево твердых пород, резина и др.). Смазочный материал может быть жидким, пластичным, твердым или газообразным. Выбор материалов зависит от условий эксплуатации, характера нагрузок, скорости вращения вала, метода смазывания [7].

Условно подшипники скольжения можно разделить на следующие виды:

- разъемные и неразъемные;
- встроенные и присоединенные;
- вкладышные и безвкладышные;
- самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

**Неразъемные подшипники** скольжения применяются при малой скорости скольжения с перерывами в работе; имеют простую конструкцию и низкую стоимость; имеют ограниченное применение, поскольку не дают возможность компенсировать износ рабочих поверхностей втулок и валов. Корпус и вкладыши цельные, вкладыш (втулку) запрессовывают в корпус. Применяют их для концевых цапф валов и осей небольших диаметров.

Корпус **разъемного подшипника** состоит из двух частей – основания и крышки, вкладышей обычно тоже два – верхний и нижний, но бывают и многовкладышевые разъемные подшипники. Крышка крепится к основанию стяжными болтами. Эти подшипники удобны при монтаже и допускают регулировку зазоров, износ рабочей поверхности подшипника компенсируется поджатием крышки к верхней половине вкладыша. Для предупреждения боковых смещений крышки относительно основания корпуса плоскость разъема корпуса обычно делают ступенчатой или применяют центрирующие



штифты (рис. 2.1). Разъемные подшипники скольжения широко применяются в транспортном и тяжелом машиностроении.

Подшипники скольжения с **самоустанавливающимися вкладышами** применяются при большой длине цапф, когда даже незначительный перекосяк вала приводит к возникновению больших кромочных давлений между цапфой и вкладышем подшипника. В них вкладыши изготавливают со сферической опорной поверхностью или с опорой на упругой подушке из маслостойкой резины, при работе в режиме жидкостного трения применяют самоустанавливающиеся сегментные вкладыши. Благодаря наличию радиальных канавок и скосов, в окружном направлении происходит автоматическое образование масляных клиньев при вращении вала и выравнивание давления по всей длине вкладыша.

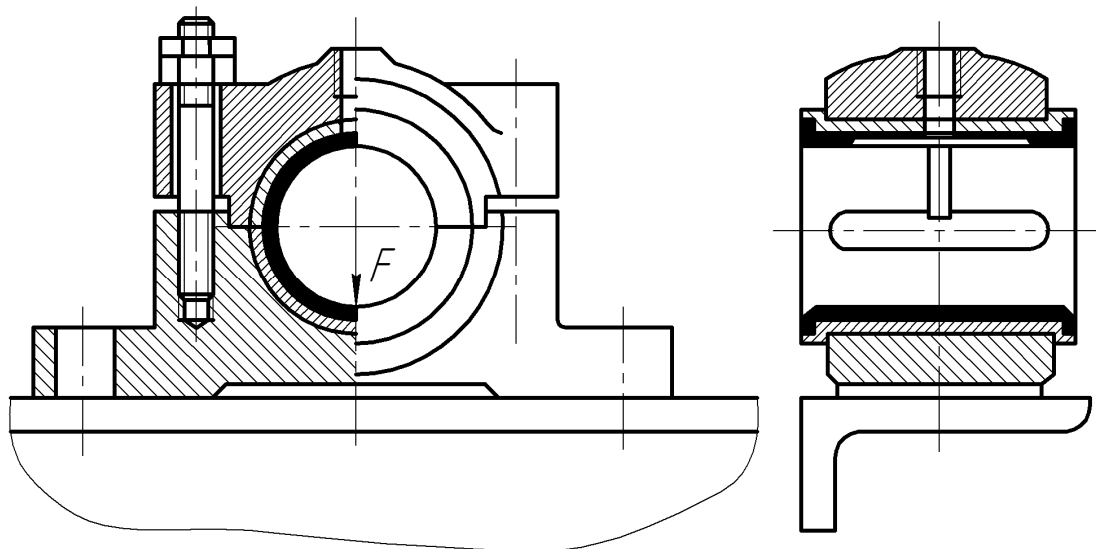


Рис. 2.1. Подшипник скольжения с разъемным корпусом и вкладышем

Основной **критерий работоспособности** подшипника скольжения – износостойкость, то есть сопротивление заеданию и изнашиванию. Для оценки работоспособности выбранного подшипника в условиях граничной (несовершенной) смазки служат среднее давление на трущейся поверхности  $P$  и удельная работа сил трения  $pv$ . Расчет по  $P$  гарантирует невыдавливаемость смазочного материала из узла трения, по  $pv$  – нормальный тепловой режим и отсутствие заедания.

Проводят условный расчет:

1) по допустимому давлению в подшипнике

$$P = \frac{F_r}{ld} \leq [P], \quad (2.1)$$

2) по допустимой удельной работе сил трения

$$pv \leq [pv], \quad (2.2)$$

где  $[P]$  и  $[pv]$  – допускаемые значения параметров;

$p$  – давление в подшипнике, МПа;

$v$  – окружная скорость в подшипнике, м/с;

$F_r$  – радиальная сила, действующая на подшипник, Н;

$l$  и  $d$  – соответственно длина и диаметр цапфы вала, мм.

**Подшипники качения** (ПК) (рис. 2.2) во многих отраслях машиностроения почти полностью вытеснили подшипники скольжения. Они состоят из наружного и внутреннего колец с дорожками качения, тел качения (шариков или роликов), сепараторов, разделяющих и направляющих тела качения. Основные материалы, применяемые для изготовления колец и тел качения – подшипниковые высокоуглеродистые стали ШХ15 и ШХ15СГ; сепараторы делают из мягкой углеродистой стали, из антифрикционной бронзы, анодированного дюралюминия, полиамида, текстолита.

К несомненным **достоинствам** подшипников качения следует отнести:

- низкий коэффициент трения (до 0,0015 – 0,006), а значит, и меньший нагрев, и более высокий КПД;
- низкий пусковой момент (в 10 – 20 раз меньше, чем в подшипнике скольжения);
- более низкая стоимость вследствие массового производства, экономия более дорогих цветных металлов, меньший расход масла;
- простота обслуживания и замены, взаимозаменяемость, поскольку подшипники качения стандартизованы;
- меньшие габариты в осевом направлении.



Рис. 2.2. Подшипники качения: а – шариковые однорядные; б – шариковые двухрядные; в – роликовые; г – игольчатые; д – радиально-упорные; е – конические роликовые

**Недостатки** подшипников качения: ограниченная способность воспринимать ударные нагрузки вследствие большой жесткости конструкции и ограниченное применение при очень высоких нагрузках и угловых скоростях.

Для подшипников качения можно отметить следующие основные причины потери работоспособности:

- **усталостное выкрашивание** (после длительного времени их работы в нормальных условиях);
- **износ** (при недостаточной защите от попадания абразивных частиц – пыли и грязи);
- **разрушение сепараторов** (основная причина выхода из строя подшипников на быстроходных валах);
- **раскалывание колец и тел качения** (при неправильном монтаже, перекосе, заклинивании, ударных и вибрационных перегрузках);
- **пластические деформации** (возникают вмятины или лунки на беговых дорожках у тяжело нагруженных подшипников на тихоходных валах).

Более подробные сведения о классификации, устройстве и установке подшипников на вал приведены в литературе [3,4,8,9], о смазывании подшипников – в пособии [7].

Выбор подшипника зависит от его назначения, режима работы рабочей машины, направления и величины нагрузки, частоты вращения вала, стоимости, особенности монтажа.

Выбор типа подшипника качения для конкретных условий эксплуатации надо выполнять с особым вниманием, так как от этого зависят условия работы и ресурс не только подшипников, но и сопряженных деталей (зубчатых и червячных колес). При выборе типа подшипников целесообразно, прежде всего, рассмотреть возможность применения радиальных однорядных шарикоподшипников как более простых в эксплуатации и дешевых. Применение других типов должно быть обосновано.

В редукторах с закаленными цилиндрическими зубчатыми колесами обычно применяют конические подшипники даже при незначительной осевой нагрузке, в червячных передачах для вала червячного колеса также применяют конические подшипники, т.к. жесткость их выше, чем шариковых. При выборе подшипников необходимо учитывать и экономические факторы (в узлах передач общего назначения рекомендуется применять подшипники 0 класса точности).

**Предварительный выбор** подшипника качения осуществляют по двум показателям:

- 1) **номер подшипника** соответствует диаметру цапфы вала, деленному на 5;
- 2) **тип подшипника** можно ориентировочно определить по отношению  $\frac{F_a}{F_r}$  в зубчатой передаче:

– при отношении осевой силы к радиальной  $\frac{F_a}{F_r} < 0,35$  можно применять шариковые или роликовые радиальные подшипники (ШР или РЦ);

– при  $\frac{F_a}{F_r} = (0,35 - 0,37)$  – радиально-упорные шарикоподшипники с углом контакта  $\alpha = 12^\circ$  (ШРУ тип 36000);

– при  $\frac{F_a}{F_r} = (0,37 - 0,7)$  – радиально-упорные шарикоподшипники с углом контакта  $\alpha = 26^\circ$  (ШРУ тип 46000);

– при  $\frac{F_a}{F_r} = (0,71 - 1,0)$  – ШРУ с углом контакта  $\alpha = 36^\circ$  (тип 66000);

– при  $\frac{F_a}{F_r} > 1,5$  – конические радиально-упорные подшипники (РК).

На быстроходном валу редуктора чаще всего устанавливают подшипники средней или тяжелой серии, на тихоходных валах – легкой или средней серии.

**Проверку пригодности** подшипника осуществляют:

- 1) **по статической грузоподъемности**  $C_{or}$ , предупреждающей остаточные пластические деформации;

2) по динамической грузоподъемности  $C_r$  и долговечности  $L_h$ , предупреждающей усталостные разрушения (выкрашивание).

По статической грузоподъемности выбирают подшипники качения, у которых угловая скорость вращающегося кольца не превышает 1 об/мин.

Если вал вращается с частотой  $n > 1$  об/мин, то проверку подшипников производят по динамической грузоподъемности  $C_r$  и долговечности  $L_h$ :

$$C_r = P_{\text{экв}} \sqrt[\alpha]{\frac{573\pi n [L_{10h}]}{30 \cdot 10^6}} \leq [C_r], \quad (2.3)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{[C_r]}{P_{\text{экв}}} \right)^\alpha \geq [L_{10h}], \quad (2.4)$$

где  $C_r$  – расчетная величина динамической грузоподъемности подшипника, Н;

$[C_r]$  – табличное значение динамической грузоподъемности подшипника, Н;

$[L_{10h}]$  – заданная долговечность, час;

$L_h$  – расчетная долговечность, час;

$P_{\text{экв}}$  – эквивалентная нагрузка, Н;

$n$  – частота вращения вала, об/мин;

$\alpha = 3$  (для шариковых подшипников);  $\alpha = 10/3$  (для роликовых подшипников).

**Табличная (номинальная, базовая) динамическая грузоподъемность  $[C_r]$**  для радиальных и радиально-упорных подшипников представляет собой такую постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник может выдержать без разрушения в течение одного миллиона оборотов внутреннего кольца. Для упорных подшипников определение динамической грузоподъемности выполняют аналогично, но вместо радиальной для них подразумевается осевая нагрузка.

Табличная динамическая грузоподъемность сдвоенного подшипника равна  $[C_r]$  однорядного, умноженная на 1,6 для шариковых подшипников и на 1,7 для роликовых подшипников.

**Заданная (номинальная) долговечность  $[L_{10h}]$**  подшипника представляет срок службы, в течение которого не менее 90% подшипников из данной группы при одинаковых условиях должны проработать без появления признаков усталости (в авиации – 100%).

Минимальная долговечность подшипников качения редукторов общего назначения должна быть для зубчатых 10000 ч и для червячных – 5000 ч. Предпочтительно, чтобы долговечность подшипников качения была равна регламентированному ГОСТом ресурсу редуктора, который равен для зубчатых редукторов (28800...36000) ч и для червячных – 20000 ч [3]. Также следует обратить внимание и на рекомендации по  $[L_{10h}]$  для различных типов машин, приведенные в пособии [7].

**Эквивалентная нагрузка  $P_{эkv}$**  для радиальных и радиально-упорных подшипников есть такая условная постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при реальных условиях нагружения и вращения.

Для упорных подшипников соответственно это будет постоянная центральная, осевая нагрузка при вращающемся кольце, закрепленном на валу, и неподвижном кольце в корпусе.

Эквивалентную нагрузку каждой опоры вала определяют по формулам: для подшипников ШР, ШРУ, РК

$$P_{эkv} = (XVF_r + YF_a)K_B K_t, \quad (2.5)$$

подшипников РЦ

$$P_{эkv} = F_r K_B K_t, \quad (2.6)$$

подшипников ШУ, РУ, ШУР, РУР

$$P_{эkv} = (XF_r + YF_a)K_B K_t, \quad (2.7)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

$X$  – коэффициент радиальной нагрузки (табл. 2.1 и 2.2);

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки (табл. 2.1 и 2.2);

$V$  – коэффициент вращения ( $V = 1$  при вращении внутреннего кольца,  $V = 1,2$  при вращении наружного кольца подшипника);

$K_B$  – коэффициент безопасности, учитывающий динамичность нагрузки, действующей на подшипник (табл. 2.3);

$K_t$  – температурный коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника (табл. 2.4);

$F_a$  – осевая нагрузка на подшипник, Н (табл. 2.5);

$e$  – вспомогательный коэффициент (табл. 2.1 и 2.2).

За **радиальную нагрузку**  $F_r$  подшипника принимается действительная нагрузка (результатирующая реакция), которая определяется, как суммарная вертикальной и горизонтальной реакции в опоре, определенная при расчете вала на сложное сопротивление:

$$F_{rA} = R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} . \quad (2.8)$$

**Осевые нагрузки**, действующие на радиально-упорные подшипники, определяют с учётом осевых составляющих  $S_i$ , которые возникают от действия радиальных нагрузок  $F_{ai} = F_a \pm S_i$ . Расчётная осевая нагрузка на каждый из двух подшипников зависит от схемы воздействия внешних сил и относительного расположения подшипников, которые могут быть установлены на валу «враспор» или «врастяжку» (табл. 2.5).

При определении осевой нагрузки  $F_{ai}$  для каждого подшипника находят алгебраическую сумму внешних осевых сил  $F_a$  и осевых составляющих  $S_1$  и  $S_2$  радиальных нагрузок. При этом осевые силы, нагружающие данный подшипник, считают положительными, а разгружающие его – отрицательными.

Если полученная сумма окажется положительной, то расчётная осевая нагрузка  $F_{ai}$  для этого подшипника определяется как алгебраическая сумма внешних сил  $F_a$  и силы  $S$  парного подшипника. Если сумма окажется отрицательной, то за расчётную силу  $F_{ai}$  принимается сила  $S$  данного подшипника. Например, пусть сумма всех осевых сил, действующих на опору



положительна, т.е.  $S_2 - S_1 - F_a > 0$ , тогда  $F_{a1} = S_2 - S_1$ . Если эта сумма отрицательна, то  $F_{a1} = S_2$ .

Осевые составляющие  $S$  при отсутствии радиального зазора и предварительного натяга определяют для шариковых радиально-упорных подшипников (ШРУ):

$$S = e F_{ri}, \quad (2.9)$$

для конических роликовых подшипников (РК):

$$S = 0,83 e F_{ri}, \quad (2.10)$$

где  $e = 1,5 \operatorname{ctg} \beta$ .

Значения коэффициентов  $X$  и  $Y$  зависят от отношения  $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$  и вспомогательного коэффициента  $e$ , который, в свою очередь, зависит от отношения осевой нагрузки подшипника к его статической грузоподъёмности  $\frac{F_a}{C_{0r}}$  (табл. 2.2). Значения даются в технической характеристике подшипников.

При  $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$  принимают  $X=1$  и  $Y=0$ , промежуточные величины находят линейной интерполяцией.

Следует отметить, что при установке сдвоенных радиально-упорных подшипников при отношении  $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$  их рассчитывают как двухрядные, если

$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$  – рассчитывают как однорядный подшипник.

Существуют несколько методов выбора подшипников. Наиболее часто применяется метод последовательных приближений, поскольку конструкция вала предварительно разработана и диаметры опорных участков (цапф) вала известны.

Порядок выбора подшипников при этом следующий:

– по диаметру цапфы вала и соотношению действующих нагрузок по каталогу намечают тип подшипника и его размеры с записью табличных значений  $[C_r]$  и  $[C_{or}]$ ;

– определяют величину эквивалентной динамической нагрузки;

– по частоте вращения вала и заданной долговечности  $[L_{10h}]$  определяют расчетную необходимую динамическую грузоподъемность и сравнивают ее с табличной. Если  $C_r < [C_r]$  незначительно – подшипник обеспечивает заданную долговечность. При значительном превышении следует принять подшипник более легкой серии и определить долговечность, которую он может обеспечить (при этом внутренний диаметр должен быть не меньше диаметра цапфы вала, определенного из расчета на прочность).

Если  $C_r > [C_r]$ , то следует принять подшипник более тяжелой серии или другой тип подшипника (не изменяя диаметр цапфы вала, назначенный при конструировании) и повторить расчет. Если же предварительно выбранный номер подшипника не обеспечивает необходимую динамическую грузоподъемность, можно уменьшить заданную долговечность  $[L_{10h}]$  в два раза, при этом во время эксплуатации привода необходимо будет менять подшипники в два раза чаще. Если и этот вариант не дает положительного результата, прежде всего надо проверить, не допущены ли грубые ошибки при конструировании и расчете вала; внести коррективы в конструкцию вала и повторить все расчеты.

В приложениях (П1 – П4) приведены данные по наиболее часто применяемым подшипникам качения (ШР, ШРУ 36000, ШРУ 46000, ШРУ 66000, РК, ШУР).

В главе 5 приведены примеры расчета подшипников качения на быстроходном и тихоходном валах редуктора в приводе к роликовому конвейеру.

Таблица 2.1

Значение  $X$ ,  $Y$ ,  $e$  для радиальных, радиально-упорных и конических подшипников

Тип подшипника	$\alpha$ , град	$\frac{F_a}{C_{0r}}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		$e$
			$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Радиальный шариковый	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56			1,00	0,44	
Радиально-упорный шариковый	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,11	0,52
	0,43	1,01	0,54				
			0,57			1,00	0,54
	26	-	1	0	0,41	0,87	0,68
36	-	1	0	0,37	0,66	0,95	

Таблица 2.2

Значения коэффициентов  $e, X, Y$  для подшипников РК

$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		$e$
$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Однорядные				
1	0	0,4	0,4 ctg $\beta$	1,5ctg $\beta$
Двухрядные				
1	0,45 ctg $\beta$	0,67	0,67 ctg $\beta$	1,5ctg $\beta$

Таблица 2.3

Значение коэффициента  $K_t$ 

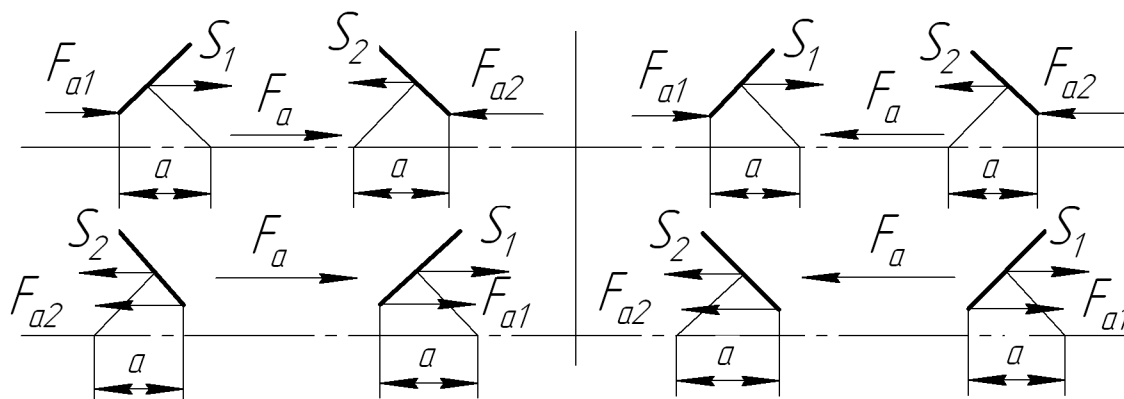
$t, ^\circ\text{C}$	100	125	150	175	200	250
$K_t$	1,0	1,05	1,10	1,25	1,25	1,40

Таблица 2.4

Значение коэффициента безопасности  $K_B$ 

Характер нагрузки на подшипник	$K_B$
Спокойная нагрузка, толчки отсутствуют	1,0
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 %	1,0 ... 1,2
Умеренные толчки, вибрации, кратковременные перегрузки до 150%	1,2 ... 1,5
Умеренные толчки в условиях повышенной надежности	1,5 ... 1,8
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями, кратковременные перегрузки до 200%	1,8 ... 2,5
Нагрузка с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300%	2,5 ... 3,0

## Формулы определения результирующей осевой нагрузки для ШРУ и РК



Условия нагружения	Первая опора	Вторая опора	Условия нагружения	Первая опора	Вторая опора
$S_1 \geq S_2,$ $F_a \geq 0$	$F_{a1} = S_1$	$F_{a2} = F_a + S_1,$	$S_2 \geq S_1,$ $F_a > 0$	$F_{a1} = F_a + S_2$	$F_{a2} = S_2$
$S_2 > S_1,$ $F_a > S_2 - S_1,$	$F_{a1} = S_1$	$F_{a2} = F_a + S_1$	$S_2 < S_1$ $F_a > S_1 - S_2$	$F_{a1} = F_a + S_2$	$F_{a2} = S_2$
$S_2 > S_1,$ $F_a < S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$	$F_{a2} = S_2$	$S_2 < S_1$ $F_a < S_1 - S_2$	$F_{a1} = S_1$	$F_{a2} = S_1 - F_a$

### 3. МУФТЫ

Муфтами называют устройства, которые служат для соединения концов валов и передачи крутящего момента без его изменения.

Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин komponуют из ряда отдельных частей (узлов) с входными и выходными валами. Такими частями являются, например, двигатель, редуктор и рабочая машина (исполнительный механизм). Непосредственная кинематическая и силовая связь отдельных частей машины выполняется с помощью муфт (рис. 3.1).

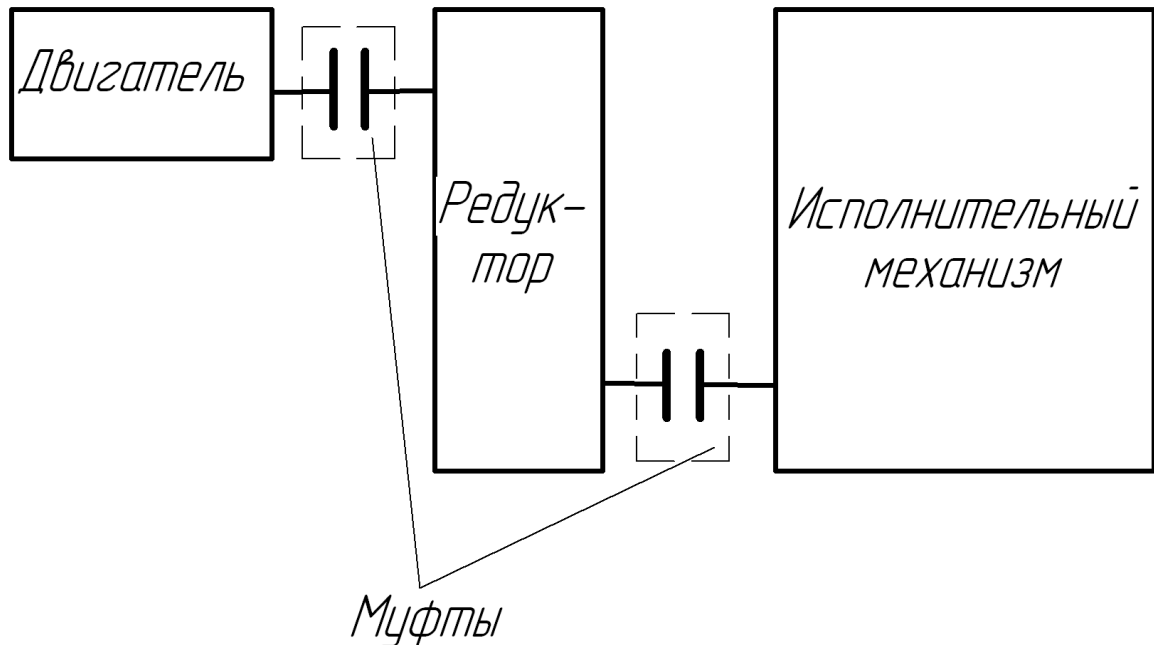


Рис. 3.1. Схема привода

Муфты приводов позволяют соединить продольно два вала, концы которых подходят один к другому вплотную или разведены на небольшое расстояние (осевое смещение). Кроме осевого смещения  $\Delta l$ , соединяемые валы могут иметь радиальное  $\Delta r$  и угловое смещение  $\Delta \alpha$  (рис. 3.2), обусловленные неточностями монтажа или деформациями деталей. Диаметры соединяемых валов могут различаться, но не более чем на 20%.

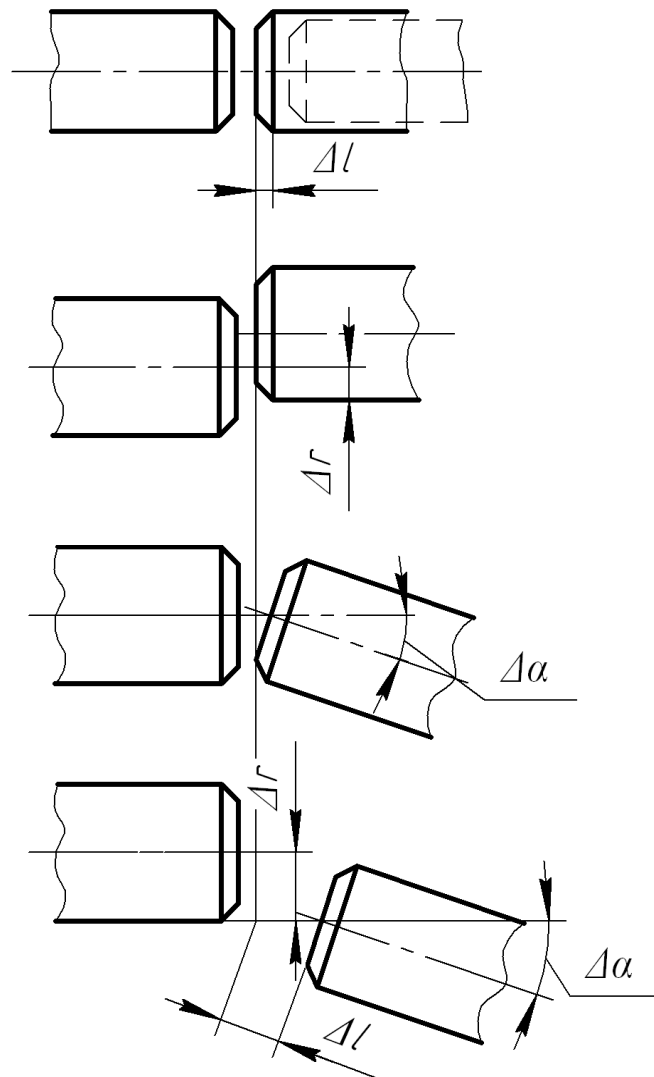


Рис. 3.2. Возможные неточности в соединении валов

Применяемые в машиностроении муфты приводов по назначению, принципу действия и конструкции многочисленны и разнообразны, что объясняется разнообразными условиями их применения и работы. Практически в каждом учебнике по деталям машин приводится более или менее подробная схема классификации муфт [4,8,9]. Самая подробная схема классификации муфт предложена П.Г. Гузенковым [3], согласно которой муфты приводов подразделяются на четыре класса:

класс 1 – **нерасцепляемые муфты**, в которых ведущая и ведомая полумуфты соединены между собой постоянно;

класс 2 – **управляемые муфты**, которые позволяют сцеплять и расцеплять соединенные валы как во время их остановки, так и во время работы;

класс 3 – **самодействующие муфты**, в которых ведущий и ведомый валы сцепляются или расцепляются автоматически при изменении заданного режима работы муфты;

класс 4 – **прочие муфты**, которые не могут быть отнесены к предыдущим классам (специальные, комбинированные и др.)

**Классы разделяются на группы, группы – на подгруппы, подгруппы – на виды.** Кроме того, каждый вид имеет несколько разновидностей муфт, различающихся между собой конструктивными особенностями.

Таким образом, соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт. Муфты используют для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые муфты); для предохранения машин от перегрузки (предохранительные муфты); для компенсации вредного влияния несоосности валов, связанной с неточностью монтажа (компенсирующие муфты); для уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты) и т.д.

Широко применяемые муфты стандартизованы. Некоторые нестандартные муфты изготавливают по техническим условиям (ТУ) заводов или проектных организаций. В их паспортных данных указаны габаритные размеры, конфигурация отверстий под вал, размеры посадочных мест, момент инерции, допустимый момент вращения и др.

Подробные сведения об устройстве, области применения, достоинствах и недостатках различных видов муфт приведены в литературе [3,9].

При выборе муфты учитывают диаметры соединяемых валов, режимы и условия работы машины, конструктивные особенности привода и пр.

Основная характеристика, по которой выбирают муфту – передаваемый крутящий момент, учитывающий наиболее тяжелое условие ее нагружения и называемый **расчетным крутящим моментом ( $T_p$ )**:



$$T_p = K_p T_{кр}, \quad (3.1)$$

где  $T_{кр}$  – крутящий момент, передаваемый муфтой в установившемся режиме работы (номинальный момент);

$K_p$  – коэффициент динамичности или режима работы, учитывающий дополнительные динамические нагрузки на муфту; его значения зависят от назначения рабочей машины и вида двигателя (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Значения коэффициента режима работы муфты, которая соединяет вал электродвигателя и редуктора

Рабочие машины	$K_p$
Транспортеры ленточные	1,25 – 1,5
Транспортеры цепные, винтовые, скребковые	1,5 – 2,0
Вентиляторы, насосы центробежные	1,2 – 1,7
Компрессоры, насосы поршневые	1,5 – 2,5
Станки металлорежущие:	
1) с непрерывным движением	1,25 – 1,5
2) с возвратно-поступательным движением	1,5 – 2,5
Деревообрабатывающие станки	1,5 – 2,0
Мельницы шаровые, молоты, дробилки, ножницы	2,0 – 3,0
Краны грузоподъемные, элеваторы, лебедки	3,0 – 4,0

**Фланцевые** – жесткие муфты – допустимо устанавливать, если в процессе эксплуатации строго выдерживается соосность соединяемых валов (рис. 3.3).

Фланцевая муфта состоит из двух одинаковых полумуфт, насаживаемых на концы валов и соединяемых между собой болтами. Различают два конструктивных исполнения:

1) половину болтов устанавливают во фланцах полумуфт без зазора. В этом случае центрирование полумуфт осуществляют эти болты. Вращающий

момент с одной полумуфты на другую передается стержнями болтов, поставленных без зазора, и силами трения во фланцах;

2) все болты во фланцах полумуфт устанавливаются с зазором. В этом случае весь вращающий момент передается с одной полумуфты на другую силами трения на фланцах.

Материал полумуфт – сталь 40 и сталь 35Л. Возможно применение чугуна СЧ 30.

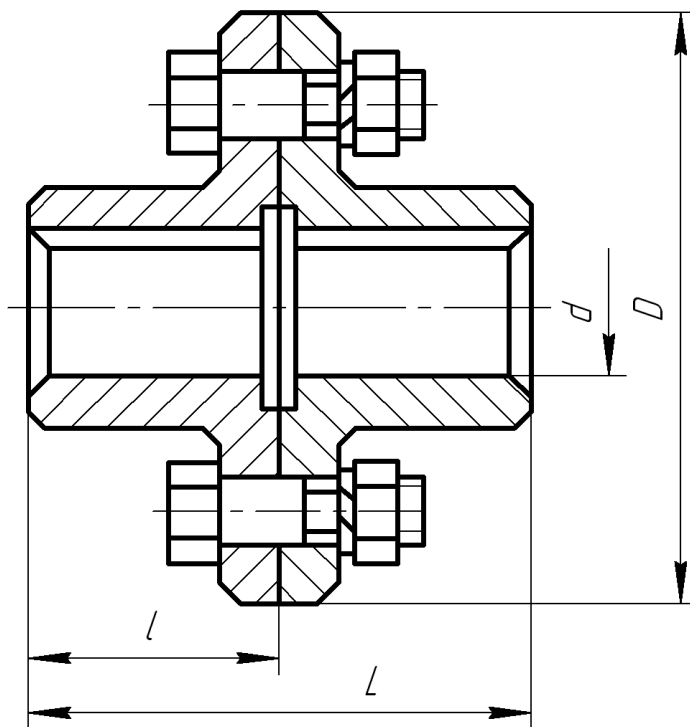


Рис. 3.3. Муфта фланцевая

Так как фланцевая муфта проста по конструкции, может воспринимать большие нагрузки, в том числе и ударного действия, то ее широко применяют для соединения валов диаметром до 250 мм. Для жесткого соединения валов большого диаметра полумуфты выполняют как одно целое с валами или приваркой полумуфт к валам. Расчет фланцевой муфты заключается в проверочном расчете на прочность ее болтов (срез и смятие) и соединения полумуфт с валами – шпоночного, шлицевого или с натягом.

Таблица 3.2

## Муфты фланцевые (ГОСТ 20761-96)

[T], Нм	d, мм	D	l, не более		L, не более	
			Исполнение			
			1	2	1	2
16	16;18	80	40	28	84	60
31,5	16;18 20;22	90	40;50	28;36	84;104	60;76
63	20;22;25;28	100	50;60	36;42	104;124	76;83
125	25;28;(30) 32;(35);36	112	60;80	42;58	124;170	83;120
250	32;(35);36 40;45	140	80;110	58;82	170;230	120;170
400	(35);36;40 45;50	150	80;110	58;82	170;230	120;170
630	45;50;55;60	170	110;140	82;105	230;290	170;220
1000	50;55;60 (63);70	180	110;140	82;105	230;290	170;220
1600	50;60;(63) 65;70;(75);80	190	110;140	82;105	230;290	170;220
2500	70;(75);80 (85);90; (95);105	224	140;170 210	105;130 165	290;350 430	220;270 340

*Примечание:*

1. Значения [T] момента указаны для муфт из стали 40 и 35Л; для муфт из чугуна СЧ 20 значения [T] снижать в 2 раза.

2. Окружная скорость для стальных муфт (на наружном диаметре) до 70 м/с, для чугунных – до 35 м/с.

3. Исполнение 1 – для муфт, устанавливаемых на длинных концах валов; исполнение 2 – для муфт на коротких концах валов.

В скобках приведены не рекомендуемые значения.

Для уменьшения динамических нагрузок, передаваемых соединяемыми валами, применяют упругие муфты. Кроме того, эти муфты предохраняют соединяемые валы от резонансных колебаний и позволяют несколько компенсировать точности взаимного расположения валов. Наиболее широкое распространение получили муфты **упругие втулочно-пальцевые МУВП** (рис. 3.4) благодаря простоте конструкции и удобству замены упругих элементов. Основным материал неметаллических упругих элементов – резина, которая обладает высокой эластичностью и демпфирующей способностью, а также электроизолирующими свойствами.

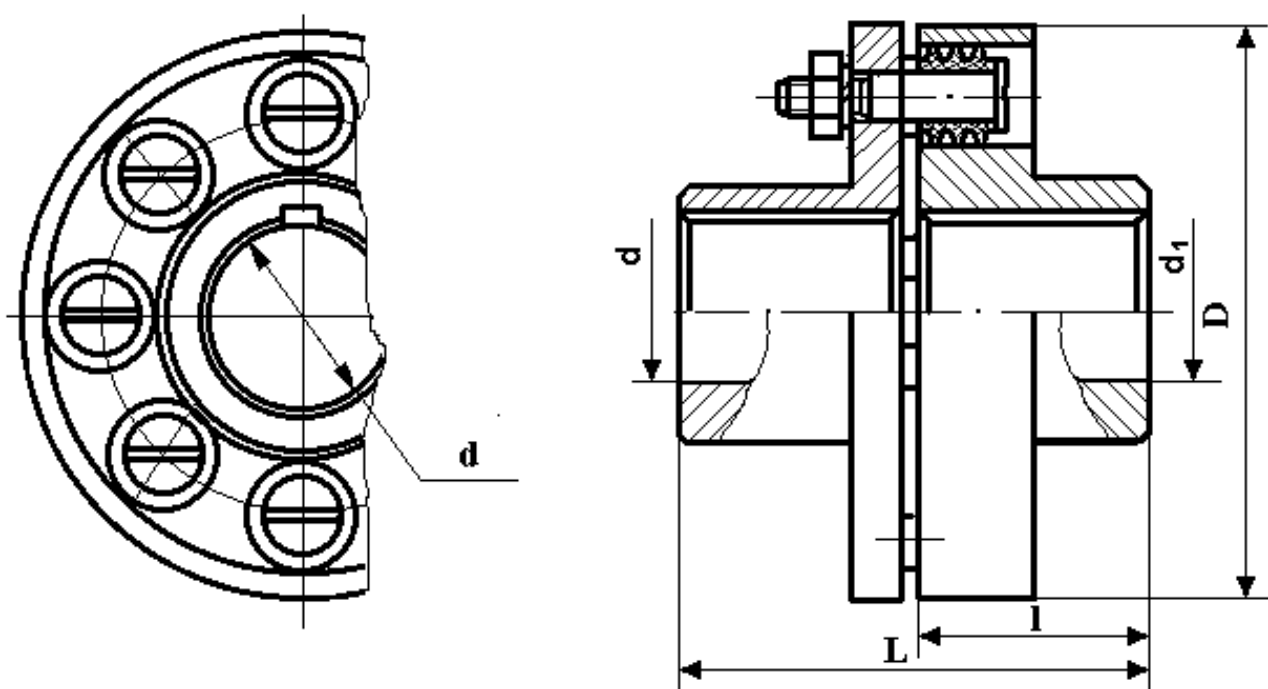


Рис. 3.4. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Муфты МУВП часто применяют для соединения валов электродвигателя и редуктора. Они могут соединять валы диаметром от 9 до 160 мм и передавать момент до 16000 Нм.

Однако они имеют небольшую компенсирующую способность и при соединении несоосных валов оказывают большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро выходят из строя. Основные

параметры, габаритные и присоединительные размеры муфт указаны в приложении 5.

Полумуфты изготавливают из чугуна марки СЧ 20 (ГОСТ 1412-85) или стали 30Л (ГОСТ 977-88), материал пальцев – сталь 45 (ГОСТ 1050-2013), материал упругих втулок – резина с пределом прочности при разрыве не менее 8 МПа.

К упругим относятся также муфты упругие со звездочкой (рис. 3.5, приложение 6) и муфты с упругими оболочками (торообразные) (рис. 3.6, приложение 7), у которых упругие резиновые элементы работают на сдвиг и кручение.

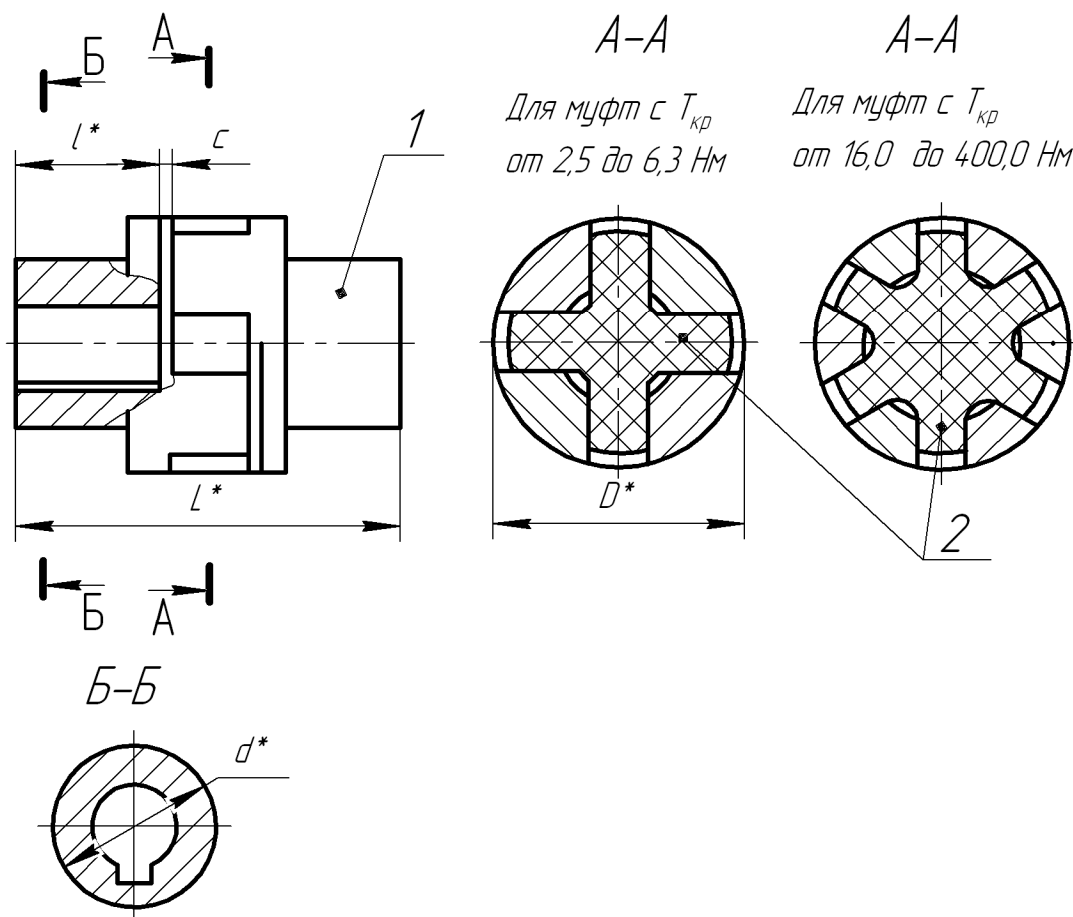


Рис. 3.5. Муфта упругая со звездочкой: 1 – полумуфта; 2 – звездочка

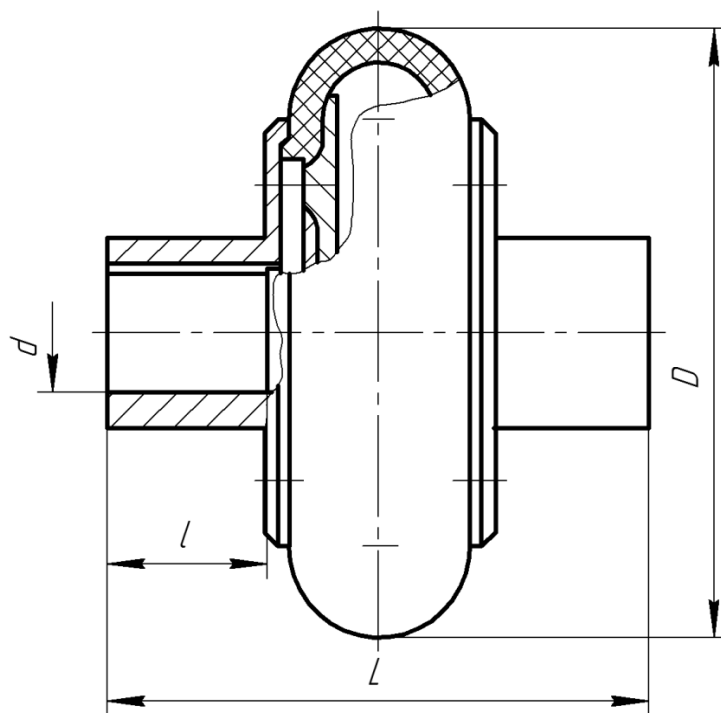


Рис. 3.6. Муфта с упругой торообразной оболочкой

Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов.

Если в процессе эксплуатации привода возможно некоторое смещение валов, то их соединяют **компенсирующими** муфтами. Из компенсирующих самоустанавливающихся универсальных муфт самые распространенные зубчатые и цепные. Чаще всего их применяют для соединения тихоходного вала передачи с валом рабочей машины, когда они расположены не на одной раме.

**Зубчатые** муфты широко применяются в транспортных и стационарных машинах, т.к. имеют следующие преимущества: технологичность конструкции и возможность использования в практически неограниченных диапазонах угловых скоростей и передаваемых моментов; компактность и высокая нагрузочная способность, что обусловлено передачей нагрузки большим числом одновременно работающих пар зубьев. Кроме этого, зубчатые муфты в

зависимости от размера компенсируют всевозможные взаимные смещения валов: осевое  $\Delta l - 1 \dots 8$  мм, радиальное  $\Delta r - 0,2 \dots 0,6$  мм и угловое  $\Delta \alpha -$  до  $1^\circ$ .

Зубчатая муфта (рис. 3.7 и табл. 3.3) состоит из двух полу муфт с наружными зубьями и разъемной обоймы с двумя рядами внутренних зубьев. Наиболее распространен эвольвентный профиль зубьев  $\alpha = 20^\circ$ , что позволяет нарезать их нормальным зуборезным инструментом. Детали зубчатых муфт изготавливают из стали марок 40, 45 и 40Х или стального литья 45Л. Зубья втулок подвергают термообработке до твердости не ниже HRC 40...45, а зубья обоймы до твердости не ниже HB 350. Для уменьшения изнашивания зубьев и смягчения ударов в муфту через отверстие в обойме заливают смазку (до уровня уплотнения). Основным критерием работоспособности зубчатых муфт является износ зубьев.

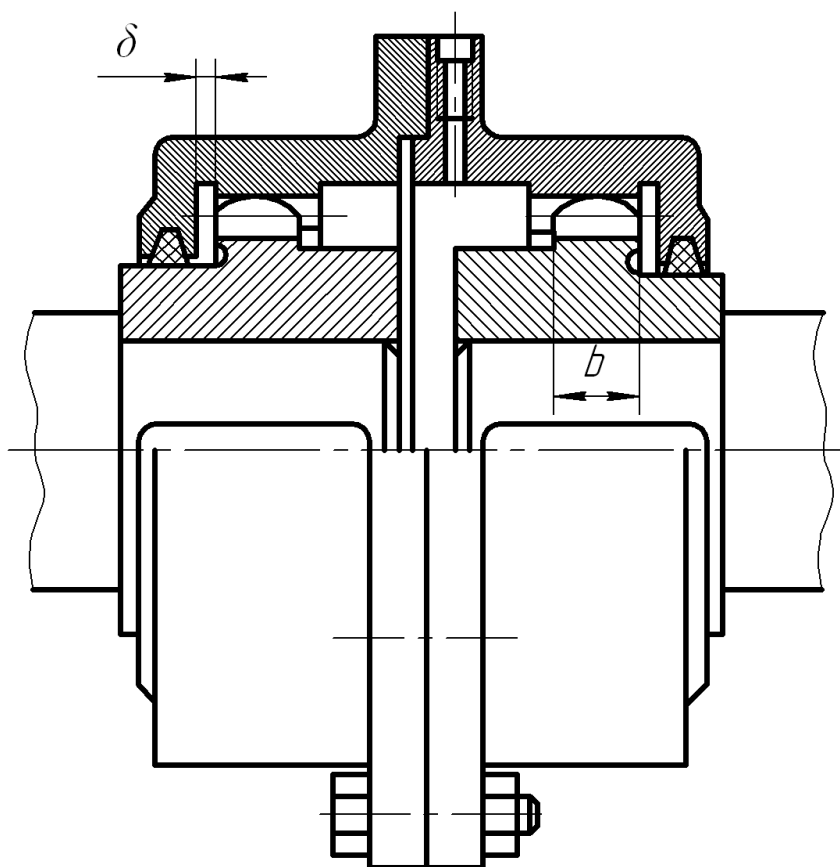


Рис. 3.7. Муфта зубчатая

## Муфта зубчатая ГОСТ 50895-96

Номинальный крутящий момент $T_{кр}$ , Нм	$d, d_1$	$D$	$D_1$	$D_2$	$l$	$L$	$c^{-1}$ , не менее	Частота вращения для типа 1, $c^{-1}$ , не более*	Динамический момент для типа 1, кг·м <sup>2</sup>
	не более								
1000	40	145	100	60			12	90	0,05
1600	55	170	125	80	82	174		80	0,06
2500	60	185	135	85				75	0,08
4000	65	200	150	95	105	220	18	62	0,15
6300	80	230	175	115	130	270		55	0,25
10000	100	270	200	145		340		47	0,50
16000	120	300	230	175	165	345	25	40	1,15
25000	140	330	260	200				35	2,25
40000	160	410	330	230	200	115	30	29	6,00
63000	200	470	390	290	240	500	35	20	10,50

\*Для муфт с индексом С, для остальных муфт частота вращения не более 50% от указанной в таблице.

Примечание:

1. Номинальный крутящий момент – наибольший крутящий момент, передаваемый муфтой в течение срока службы при длительном режиме работы с постоянной нагрузкой и постоянным направлением вращения.

2. Допускаемое значение крутящего момента, действующего кратковременно, – не более двукратной величины  $T_{кр}$ .

3. Предельные отклонения размеров  $d$  – по Н7,  $d_1$  – по Н9. Допускается усадка отверстий по диаметрам  $d$  и  $d_1$  в зоне зубчатого венца до 0,03 мм после закалки ТВЧ.

4. Допускается изготавливать муфты с втулками или фланцевыми полумуфтами для длинных концов валов по ГОСТ 12080 и ГОСТ 12081 или уменьшать их длину в пределах двух диапазонов диаметра  $d$  расточки по ГОСТ 12080 по заказу потребителя с соблюдением требований, установленных для  $d, d_1, D_1, D_2$  и частоты вращения.

5. Наружный диаметр муфт типа 3 должен соответствовать размеру  $D_1$ , а параметры и другие размеры – приведенным в таблице.



В **цепных муфтах** (рис. 3.8 и приложение 8) в качестве соединительного элемента применяют цепи роликовые однорядные, двухрядные и зубчатые. Цепные муфты стандартизованы по ГОСТ 20742-93, просты, малогабаритны, удобны при монтаже и демонтаже, так как не требуют осевых смещений валов. Они допускают перекося валов до  $1^\circ$  и радиальное смещение  $\Delta r$  до 1,2 мм.

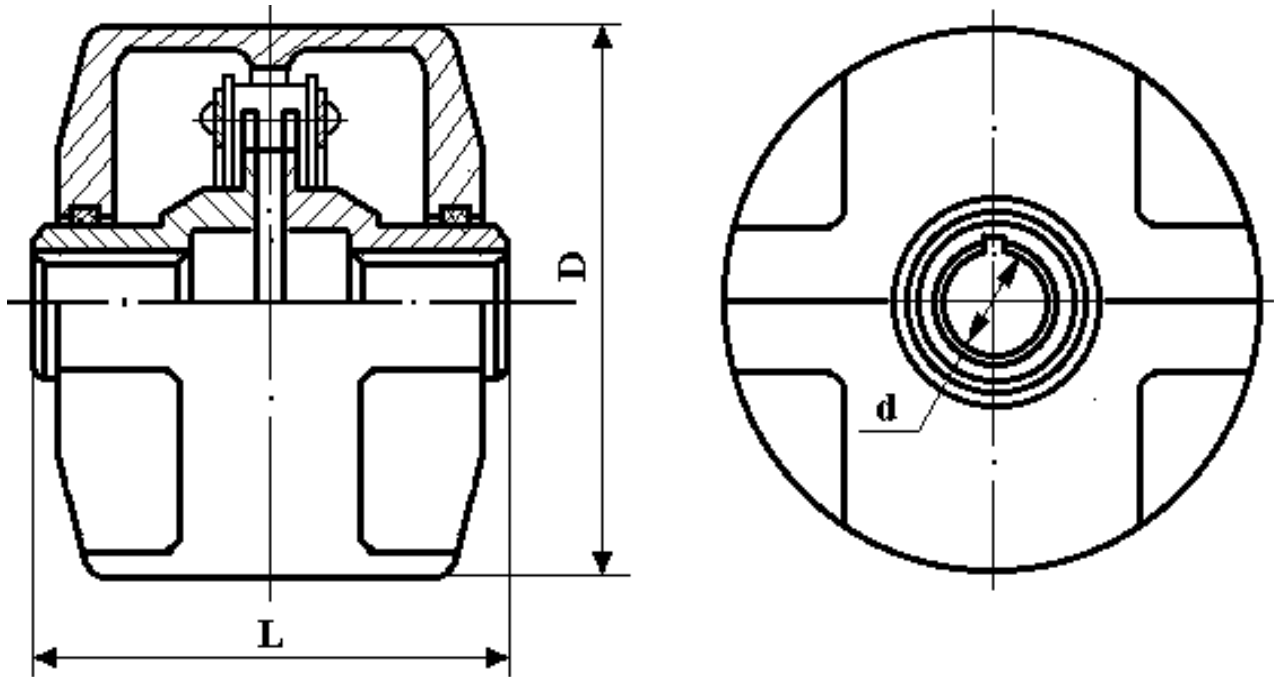


Рис. 3.8. Муфта цепная:  $d$  – отверстие под вал;  
 $D$  – наружный диаметр муфты;  $L$  – длина муфты

## 4. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные и шлицевые соединения служат для закрепления деталей (шкивов, звездочек, зубчатых колес, муфт) на валах и осях и могут передавать вращающий момент с вала на колесо или обратно.

Основным отрицательным свойством всех шпоночных соединений является ослабление вала или ступицы сравнительно глубокими шпоночными пазами, из-за чего приходится увеличивать диаметр вала или толщину ступицы. Концентрация напряжений в зоне шпоночной канавки снижает усталостную прочность валов.

**Призматические шпонки** в настоящее время наиболее широко применяются во всех отраслях машиностроения, т.к. имеют простую конструкцию и сравнительно низкую стоимость (рис. 4.1).

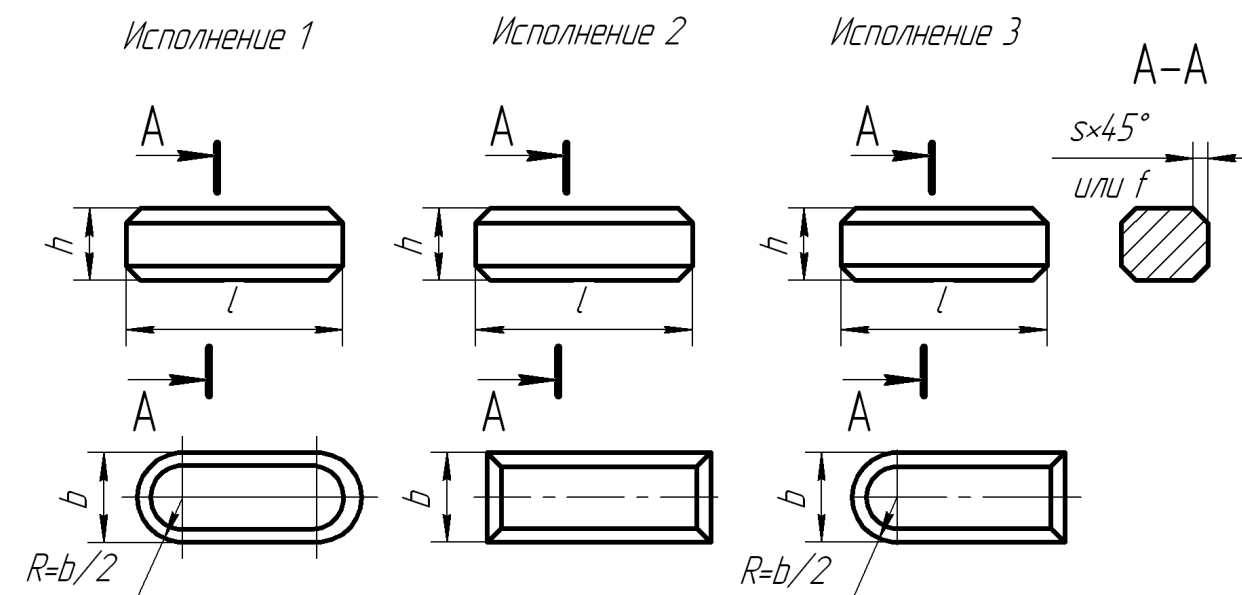


Рис. 4.1. Шпонки призматические:

исполнение 1:  $l_p = (l_{\text{упн}} - b)$ ;

исполнение 2:  $l_p = l_{\text{упн}}$ ;

исполнение 3:  $l_p = (l_{\text{упн}} - b/2)$

Это соединение является ненапряженным и требует изготовления вала и отверстия в ступице с большой точностью, во многих случаях посадка ступицы на вал производится с натягом. Их недостатком является трудность обеспечения взаимозаменяемости, то есть необходимость ручной пригонки при подборе шпонок в ответственных соединениях, при этом стремятся обеспечить устойчивое положение шпонки в пазах и не допустить перекоса (выворачивания) шпонки.

Призматические шпонки – врезные. При проектировании шпоночного соединения ширину  $b$  и высоту  $h$  шпонок принимают по ГОСТу в зависимости от диаметра вала. Длину шпонки  $l_{шп}$  принимают на (5...15) мм меньше длины ступицы насаживаемой детали и согласовывают с ГОСТом для шпонки.

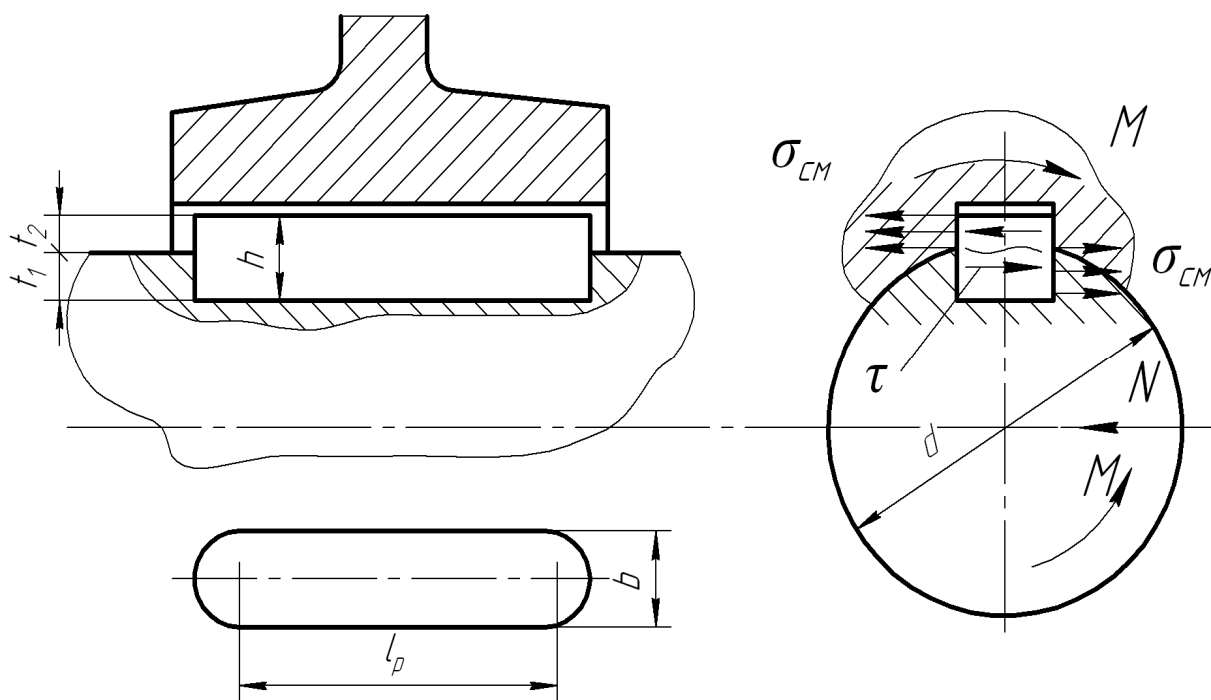


Рис. 4.2. Схема для расчета соединения призматической шпонкой

Большая часть высоты шпонки  $t_1 \approx 0,6h$  расположена в пазу вала, меньшая часть  $t_2 \approx 0,4h$  – в пазу ступицы. Момент передается с вала на ступицу их боковыми узкими гранями. При этом на них возникают напряжения смятия  $\sigma_{см}$ , а в продольном сечении шпонки – напряжения среза  $\tau_{ср}$  (рис. 4.2). Для простоты расчета допускают, что напряжения смятия распределяются

равномерно по высоте и длине шпонки, а плечо равнодействующей этих напряжений равно половине диаметра вала  $d/2$ . Рассматривая равновесие вала или ступицы при таких допущениях, получают условия прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2T_{кр}}{t_2 l_p d} \leq [\sigma_{см}], \quad (4.1)$$

$$\tau_{ср} = \frac{2T_{кр}}{l_p b d} \leq [\tau_{ср}], \quad (4.2)$$

где  $T_{кр}$  – крутящий момент, передаваемый шпонкой, Нм;

$d$  – диаметр вала, мм;

$t_2$  – глубина паза в ступице колеса, мм;

$b$  – ширина шпонки, мм;

$l_p$  – рабочая длина, зависящая от типа шпонки, мм.

У стандартных шпонок размеры  $b$  и  $h$  подобраны так ( $b > h$ ), что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия. Поэтому при расчетах достаточно использовать формулу (4.1): выполнение условия прочности на смятие обеспечивает прочность соединения на срез.

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков – углеродистой или легированной стали с пределом прочности  $\sigma_B$  не ниже 500 МПа. Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы соединения, а также от материалов вала, ступицы и шпонки. Существуют следующие рекомендации выбора допускаемых напряжений смятия при расчете шпоночных соединений:

Материал шпонки	Ст.6	Сталь 20	Сталь 45
$[\sigma_{см}]$ , МПа	100–120	120–140	140–190

При чугунной ступице колеса принимают  $[\sigma_{см}] = (55...80)$  МПа.

В зависимости от режима работы привода  $[\sigma_{см}]$  необходимо уменьшить:

- при легком режиме работы – на 20%;
- при среднем режиме – на 30%;
- при среднем режиме с возможными ударами – на 40%;
- при тяжелом режиме со значительными перегрузками – на 50%.

Если расчетное напряжение смятия будет значительно ниже допускаемого, можно взять шпонку на номер меньше и проверить ее. Если же  $\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$ , следует поставить две шпонки (обычно под углом  $180^\circ$ ) того же сечения или на номер меньше или деталь устанавливают внатяг. При проверке считают, что каждая шпонка передает половину вращающего момента.

Существуют также сегментные и клиновые шпонки, однако в редукторах их не применяют. Подробнее о сегментных и клиновых шпонках можно узнать в учебнике [3] или других учебниках по деталям машин.

**Шлицевые (зубчатые) соединения** (рис. 4.3) часто применяют на выходных концах тихоходных валов для посадки элементов открытых передач. В зависимости от формы профиля зубьев различают соединения с **прямобочными** (рис. 4.4,а), **эвольвентными** (рис. 4.5,а) и **треугольными** (рис. 4.6) шлицами (зубьями). Все размеры шлицевых соединений стандартизованы.

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными:

- детали на шлицевых валах лучше центрируются и имеют лучшее направление при осевом перемещении;
- усталостная прочность шлицевых валов выше, чем в соединениях со шпонками, вследствие снижения концентрации напряжений, передача нагрузки здесь распределяется равномерно по всей окружности вала, а не сосредоточивается в одном месте, как у шпоночного.

**Соединения с прямоугольным (прямобочным) профилем шлицев** выполняют с центрированием по боковым граням шлицев, по наружному или по внутреннему диаметру вала (рис. 4.4). Число шлицев изменяется от 4 до 20,

наиболее часто применяются соединения с (6...10) шлицами. Стандартом предусмотрены три серии соединений (легкая, средняя, тяжелая), которые отличаются высотой и количеством шлицев. У тяжелой серии шлицы выше, а их количество больше, чем у соединений средней и легкой серии. Центрирование по диаметрам ( $D$  или  $d$ ) обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы по сравнению с центрированием по боковым граням. При центрировании по боковым граням получается более равномерное распределение нагрузки по шлицам, поэтому его применяют при передаче больших крутящих моментов.

**Эвольвентное шлицевое соединение** по сравнению с прямобочным имеет более высокую прочность шлицев за счет их утолщения к основанию и технологичность шлицевых валов. Указанные соединения выполняют с центрированием по боковым граням или по наружному диаметру (рис. 4.5), причем чаще применяют первый способ центрирования. Эвольвентные шлицы можно изготавливать на зуборезных станках с достаточно высокой точностью.

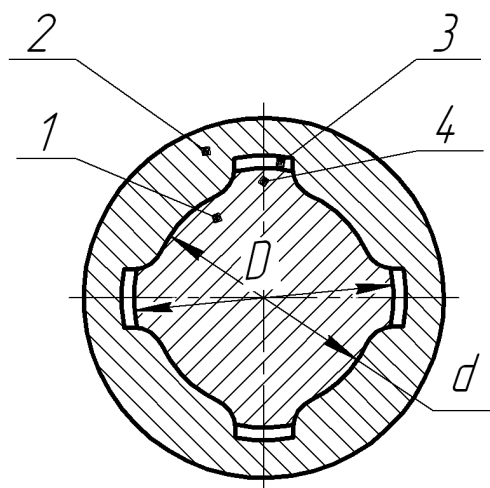


Рис. 4.3. Шлицевое соединение: 1 – вал; 2 – втулка; 3 – паз; 4 – шлиц

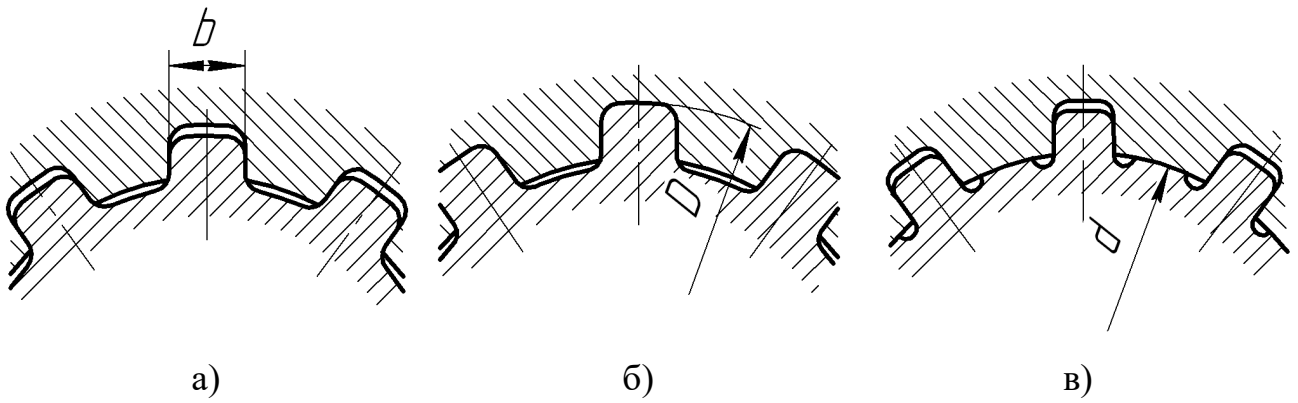


Рис. 4.4. Прямоугольные шлицы с центрированием: а – по боковым граням; б – по наружному диаметру; в – по внутреннему диаметру

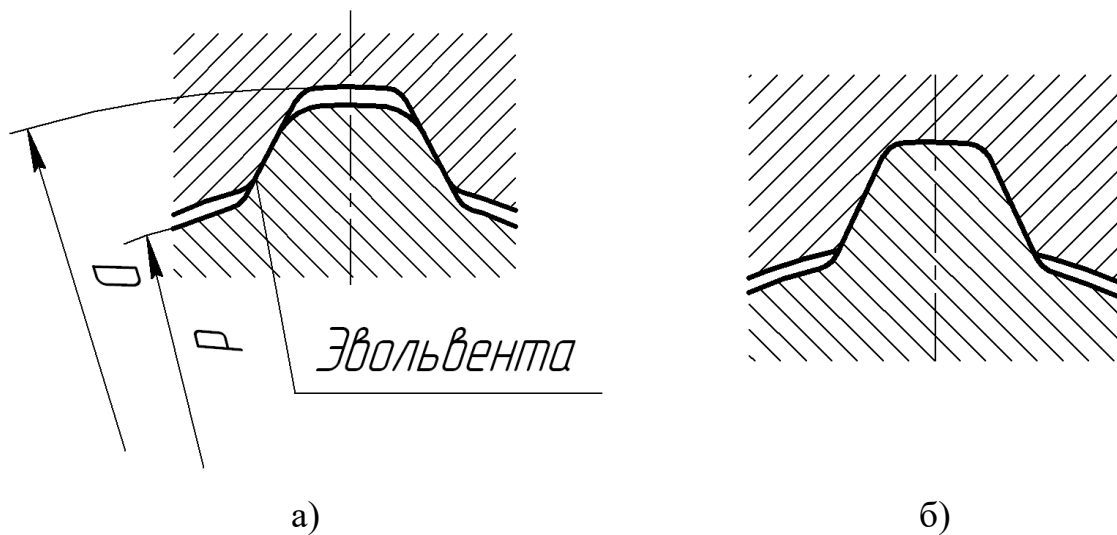


Рис. 4.5. Эвольвентные шлицы с центрированием: а – по боковым граням; б – по наружному диаметру

**Соединения с треугольным профилем шлицев** (рис. 4.6) не стандартизованы, их применяют, главным образом, как неподвижные при тонкостенных втулках и стесненных габаритах по диаметру, при передаче небольших моментов; центрирование осуществляют только по боковым сторонам шлицев.

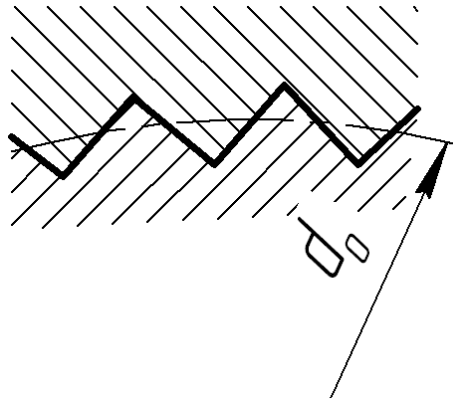


Рис. 4.6. Шлицы с треугольным профилем

Размеры шлицев, аналогично шпонкам, выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала. Боковые поверхности шлицев испытывают напряжения смятия, а в сечениях у их оснований возникают напряжения среза и изгиба. Для шлицев стандартного профиля решающее значение имеют напряжения смятия, которые определяют по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_{кр}}{KzFl d_{cp}} \leq [\sigma_{см}], \quad (4.3)$$

где  $K \approx (0,7 \dots 0,8)$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий между шлицами;

$z$  – число шлицев;

$l$  – рабочая длина шлицев, равная длине ступицы, мм;

$d_{cp} = \frac{D-d}{2}$  – средний диаметр, мм;

$F$  – проекция рабочей поверхности шлица длиной, равной единице, на его среднюю диаметральную плоскость, мм:

$F = \frac{D-d}{2} - (f+r)$  – для прямоугольных шлицев;

$F \approx 0,8 m$  – для эвольвентных шлицев ( $m$  – модуль);

$F = \frac{D-d}{2}$  – для треугольных шлицев.



В литературе [3] рекомендовано принимать следующие значения допускаемого напряжения на смятие шлицевого соединения при среднем режиме работы:

– для неподвижного с термической обработкой шлицев

$$[\sigma_{см}] = (100...140) \text{ МПа};$$

– там же без термической обработки  $[\sigma_{см}] = (60...100) \text{ МПа};$

– для подвижных под нагрузкой с термической обработкой шлицев

$$[\sigma_{см}] = (10...20) \text{ МПа};$$

– для подвижных не под нагрузкой с термической обработкой шлицев

$$[\sigma_{см}] = (10...20) \text{ МПа};$$

– там же без термической обработки шлицев  $[\sigma_{см}] = (20...30) \text{ МПа}.$

При легком режиме работы значение этих напряжений можно увеличить на (20...40)%, при тяжелом режиме их необходимо снизить на (30...50)%.

## 5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Расчеты валов, подшипников и соединений неразрывно связаны между собой и зависят от кинематических, силовых и геометрических параметров передач, входящих в привод. В свою очередь, расчет передач зависит от расположения составляющих элементов и значений мощности, скорости и крутящих моментов на валах. Для этого необходимо выполнить кинематический расчет. Для конструирования и расчета валов, выбора подшипников, муфты и шпоночных соединений потребуются геометрические и силовые параметры передач, расположенных на этих валах. Расчеты закрытой и открытой зубчатых передач выполнены по методике, подробно изложенной в пособии Киселева Б.Р. [4], и приводятся в сокращенном варианте.

## 5.1. Кинематический расчет привода к роликовому конвейеру

Данные к расчету:

Мощность на рабочем валу

$$N_{PB} = 15,75 \text{ кВт}$$

Скорость вращения рабочего вала

$$n_{PB} = 70 \text{ об/мин}$$

Синхронная частота вращения вала электродвигателя

$$n_C = 1000 \text{ об/мин}$$

Режим работы – легкий

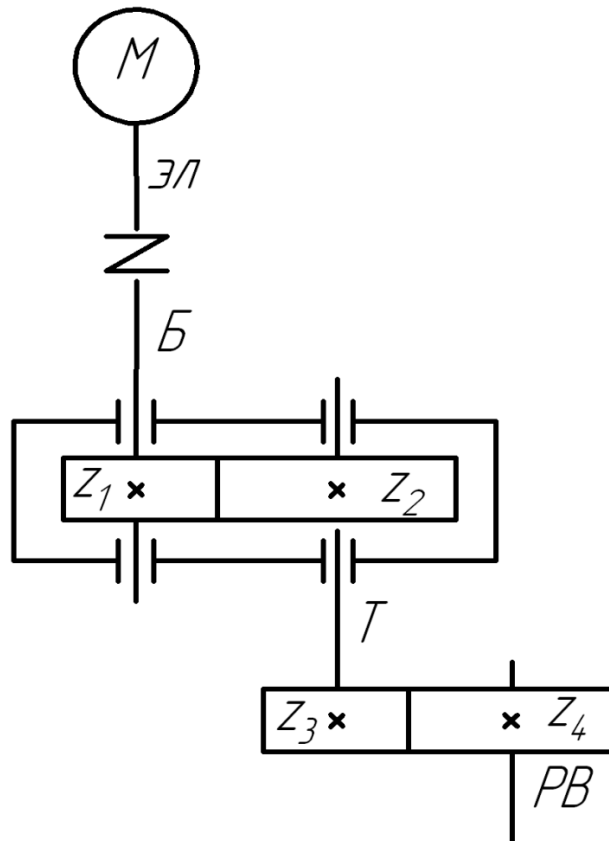


Рис. 5.1. Схема привода к роликовому конвейеру

### 5.1.1. Определяем общий КПД привода

$$\eta_{общ} = \eta_m \cdot \eta_{нк}^2 \cdot \eta_{ззп} \cdot \eta_{озп}$$

где  $\eta_m$  – КПД муфты;

$\eta_{нк}$  – КПД подшипников качения;

$\eta_{ззп}$  – КПД закрытой цилиндрической передачи;

$\eta_{озп}$  – КПД открытой зубчатой передачи.

$$\eta_{общ} = 0,98 \cdot (0,993)^2 \cdot 0,975 \cdot 0,955 = 0,900. \quad [4]$$

5.1.2. Определяем требуемую рабочую мощность электродвигателя

$$N_{эл}^p = \frac{N_{рв}}{\eta_{общ}},$$

где  $N_{эл}^p$  – рабочая мощность электродвигателя;

$N_{рв}$  – мощность на рабочем валу;

$\eta_{общ}$  – общий КПД привода;

$$N_{эл}^p = \frac{15,75}{0,900} = 17,5 \text{ кВт}.$$

Выбираем электродвигатель 4А180М6У3 по таблице [4]:

$$N_{эл}^н = 18,5 \text{ кВт};$$

$$n_c = 1000 \text{ об/мин};$$

$$S = 2,4 \text{ \%}.$$

Недогрузка электродвигателя составляет  $\Delta N = \frac{18,5 - 17,5}{18,50} \cdot 100\% = 5,4\%$ ,

что меньше 15 % – допускается.

Определяем асинхронную частоту вращения электродвигателя:

$$n_{ас} = n_c \left(1 - \frac{S}{100}\right) = 1000 \left(1 - \frac{2,4}{100}\right) = 976 \text{ об/мин},$$

где  $n_{ас}$  – асинхронная частота вращения вала электродвигателя;

$n_c$  – синхронная частота вращения вала электродвигателя;

$S$  – коэффициент скольжения.

5.1.3. Определяем общее передаточное отношение

$$U_{общ} = \frac{n_{ас}}{n_{рв}} = \frac{976}{70} = 13,94.$$

Принимаем  $U_{ред} = 5$ .

Тогда  $U_{озн} = \frac{U_{общ}}{U_{ред}} = \frac{13,94}{5} = 2,79$ , принимаем  $U_{озн} = 2,8$ .

#### 5.1.4. Определяем частоту вращения каждого вала

Вал электродвигателя  $n_{ac} = 976$  об/мин.

Быстроходный вал редуктора  $n_B = n_{ac} = 976$  об/мин.

Тихоходный вал редуктора  $n_T = \frac{n_T}{U_{ред}} = \frac{976}{5} = 195$  об/мин.

Вал рабочей машины  $n_{pv} = \frac{n_T}{U_{озн}} = \frac{195}{2,8} = 69,7 \approx 70$  об/мин.

Отклонение по частоте вращения от заданного значения составляет 0,4 %.

#### 5.1.5. Определяем мощность на каждом валу

$$N_{эл}^P = 17,500 \text{ кВт};$$

$$N_B = N_{эл}^P \eta_M \eta_{нк} = 17,500 \cdot 0,98 \cdot 0,993 = 17,030 \text{ кВт};$$

$$N_T = N_B \eta_{ззн} \eta_{нк} = 17,030 \cdot 0,975 \cdot 0,993 = 16,488 \text{ кВт};$$

$$N_{pv} = N_T \eta_{озн} = 16,488 \cdot 0,955 = 15,746 \text{ кВт}.$$

Отклонение от заданного значением  $N_{pv} = 15,75$  кВт 0,03 %, что допускается.

#### 5.1.6. Определяем моменты на валах

$$T_{эл} = \frac{30 N_{эл}^P}{n_{ac} \pi} = \frac{30 \cdot 17500}{976 \cdot 3,14} = 171,3 \text{ Нм}; \text{ принимаем } T_{эл} = 171 \text{ Нм}.$$

$$T_B = \frac{30 N_B}{n_B \pi} = \frac{30 \cdot 17030}{976 \cdot 3,14} = 166,7 \text{ Нм}; \text{ принимаем } T_B = 167 \text{ Нм}.$$

$$T_T = \frac{30 N_T}{n_T \pi} = \frac{30 \cdot 16488}{195 \cdot 3,14} = 807,8 \text{ Нм}; \text{ принимаем } T_T = 808 \text{ Нм}.$$

$$T_{pv} = \frac{30 N_{pv}}{n_{pv} \pi} = \frac{30 \cdot 15746}{70 \cdot 3,14} = 2149,1 \text{ Нм}; \text{ принимаем } T_{pv} = 2149 \text{ Нм}.$$

При дальнейших расчетах допускается применять округленные значения.

### 5.1.7. Определяем угловые скорости вращения валов

$$\omega_{эл} = \frac{\pi n_{ac}}{30} = \frac{3,14 \cdot 976}{30} = 102 \text{ рад/с};$$

$$\omega_{Б} = \frac{\pi n_{Б}}{30} = \frac{3,14 \cdot 976}{30} = 102 \text{ рад/с};$$

$$\omega_{Т} = \frac{\pi n_{Т}}{30} = \frac{3,14 \cdot 195}{30} = 20 \text{ рад/с};$$

$$\omega_{рв} = \frac{\pi n_{рв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 70}{30} = 7,3 \text{ рад/с}.$$

Сводим данные кинематического расчета в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Вал	N, кВт	n, об/мин	$\omega$ , рад/с	T, Нм
Электродвигателя (ЭЛ)	17,500	976	102	171
Быстроходный (Б)	17,030	976	102	167
Тихоходный (Т)	16,488	195	20	808
Рабочий (РВ)	15,746	70	7,3	2149

## 5.2. Расчет цилиндрической зубчатой передачи закрытого типа

Расчет в сокращенном виде, проведен по методике, изложенной в [4].

Данные к расчету:  $U = 5$ ;

$$T_T = 808 \text{ Нм};$$

$$n_T = 195 \text{ об/мин}.$$

Цель расчета: определение силовых и геометрических параметров передачи для последующего расчета валов и подшипников.

### 5.2.1. Выбираем материал для изготовления шестерни и колеса

Шестерня – сталь 45 с термообработкой «улучшение» до твердости HB<sub>1</sub> 300,  
 колесо – сталь 45 с термообработкой «улучшение» до твердости HB<sub>2</sub> 280 [7].

*При проектировании зубчатых передач в большинстве случаев выбирают один и тот же материал для колеса и шестерни, но твердость шестерни должна быть больше твердости колеса на (20...50) ед. HB. Расчет ведут по колесу.*

5.2.2. Определяем допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_{H2}] = \frac{(2HB_2 + 70)K_{HL}}{S_H} = \frac{(2 \cdot 280 + 70) \cdot 1}{1,1} = 573 \text{ МПа},$$

где  $K_{HL} = 1$ , т.к. назначаем ресурс работы редуктора  $L_h = 24000$  ч, а частота вращения вала колеса  $n_T \geq 8,3$  об/мин;

$S_H$  – коэффициент безопасности.

5.2.3. Определяем ориентировочное межосевое расстояние

$$a = K_a (U_{ред} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_T K_{H\beta}}{U_{ред}^2 \psi_{ba} \sigma_{H2}^2}} = (495 \cdot 6) \sqrt[3]{\frac{808 \cdot 1,05}{5^2 \cdot 0,4 \cdot 573^2}} = 189 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение  $a_w = 160$  мм.

Принимаем  $\psi_{ba} = 0,4 \rightarrow \psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba}(U_{ред} + 1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot 6 = 1,2 \rightarrow$   
 $\rightarrow K_{H\beta} = 1,05; K_a = 495$  для *прямозубой передачи.*

5.2.4. Выбираем модуль передачи и определяем число зубьев

Модуль  $m = (0,01 \dots 0,02) a_w = (1,6 \dots 3,2)$  мм  $\rightarrow$  принимаем  $m = 2,5$  мм.

Суммарное число зубьев  $Z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 160}{2,5} = 128; Z_\Sigma = 128.$

Число зубьев шестерни  $Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U + 1} = \frac{128}{5 + 1} = 21,3; \text{ принимаем } Z_1 = 21.$

Число зубьев колеса  $Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 128 - 21 = 107; Z_2 = 107.$

Уточненное передаточное отношение  $U_{ym} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{107}{21} = 5,095; U_{ym} = 5,095.$

Отклонение от заданного значения:  $\Delta U = \frac{5,095-5}{5} 100\% = 1,9\%$ , это меньше 3%, что допускается.

5.2.5. Проверяем по окружной скорости возможность исполнения прямозубой передачи

$$V = \frac{\pi d_2 n_T}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 267,5 \cdot 195}{60000} = 2,73 \text{ м/с} < 3,5 \text{ м/с} \rightarrow \text{проходит как}$$
 прямозубая передача.

$d_2 = Z_2 m = 107 \cdot 2,5 = 267,5 \text{ мм}$  – делительный диаметр колеса.

5.2.6. Проверяем передачу на прочность по контактным напряжениям

$$[\sigma_{H2}] = \frac{6160 Z_H Z_\varepsilon}{a_w} \sqrt{\frac{T_T (U+1)^3 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}}{b_2 U^2}} =$$

$$= \frac{6160 \cdot 1,76 \cdot 0,77}{160} \sqrt{\frac{808 \cdot 216 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1,05}{65 \cdot 25}} = 567 \text{ МПа}.$$

Расчетное контактное напряжение меньше допускаемого значения  $[\sigma_{H2}] = 573 \text{ МПа}$  на 1,1 % (недогрузка 1,1 %)

$Z_H = 1,76$  и  $K_{H\alpha} = 1$  для прямозубых передач;

$K_{H\beta} = 1,05$  (см. п. 5.2.3);

$K_{HV} = 1,05$ , так как  $V < 5 \text{ м/с}$  и  $HB < 350$  – динамический коэффициент;

ширина венца колеса  $b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ мм} \rightarrow$  принимаем  $b_2 = 65 \text{ мм}$  по табл. 1.3 (глава 1);

$$\varepsilon_a = 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{Z_1} - \frac{1}{Z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{21} - \frac{1}{107} \right) = 1,698,$$

тогда  $Z_\varepsilon = \frac{4 - \varepsilon_a}{3} = \frac{4 - 1,698}{3} = 0,77$  – коэффициент суммарной длины контактной линии зуба.

### 5.2.7. Проверяем передачу по напряжениям изгиба

$$\text{Допускаемое напряжение изгиба } [\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO} K_{FL} K_{FC}}{S_F} Y_S.$$

$$\text{Для шестерни } [\sigma_{F1}] = \frac{1,8 \cdot 300 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,017}{1,75} = 313,8; [\sigma_{F1}] = \mathbf{313,8 \text{ МПа.}}$$

$$\text{Для колеса } [\sigma_{F2}] = \frac{1,8 \cdot 280 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,017}{1,75} = 291,7; [\sigma_{F2}] = \mathbf{291,7 \text{ МПа.}}$$

$K_{FL} = 1$ , т.к.  $n > 6,66$  об/мин и  $L_h = 24000$  ч – коэффициент долговечности;

$K_{FC} = 1$  при одностороннем приложении нагрузки – коэффициент влияния двухстороннего приложения нагрузки;

$S_F = 1,75$  при термической обработке зубьев – коэффициент безопасности;

$\sigma_{FO} = 1,8HB$  при твердости зубьев  $\leq HB350$  – предел выносливости зубьев при изгибе при базовом цикле нагружений;

$Y_S = 1,017$  при модуле  $m = 2,5$  мм – коэффициент градиента напряжений.

Расчетные изгибные напряжения вычисляем для шестерни или колеса передачи в зависимости от отношения допускаемого напряжения к коэффициенту формы зуба  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$  (по меньшему значению).

$$\text{Для шестерни } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{313,8}{4,05} = 77,48.$$

$$\text{Для колеса } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{291,7}{3,6} = 81,03.$$

Расчетное изгибное напряжение определяем на шестерне

$$\sigma_{F1} = \frac{2000 Y_{F1} Y_{\beta} T_{\beta} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{b_1 d_1 m} = \frac{2000 \cdot 4,05 \cdot 1 \cdot 167 \cdot 0,81 \cdot 1,15 \cdot 1,15}{70 \cdot 52,5 \cdot 2,5} = 157,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F1} = 157,7 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 313,8 \text{ МПа.}$$

Условие прочности соблюдается.

$Y_{\beta} = 1$  для прямозубой передачи – коэффициент наклона зуба;

$K_{F\alpha} = 0,81$  при 7 степени точности изготовления зубчатых колес – коэффициент распределения нагрузки между зубьями;



$K_{FB} = 1,15$  при симметричном расположении шестерни относительно опор и твердости зубьев  $\leq HB350$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца;

$K_{FV} = 1,15$  при 7 степени точности,  $V < 3$  м/с и твердости зубьев  $< HB350$  – динамический коэффициент;

$b_1 = b_2 + 5 = 65 + 5 = 70$  мм – ширина шестерни;

$d_1 = Z_1 m = 21 \cdot 2,5 = 52,5$  мм – делительный диаметр шестерни.

#### 5.2.8. Основные геометрические параметры передачи, мм

Параметр	Шестерня $Z_1$	Колесо $Z_2$
Делительный диаметр	$d_1 = 52,5$	$d_2 = 267,5$
Диаметр вершин зубьев	$d_{a1} = 57,5$	$d_{a2} = 272,5$
Диаметр впадин зубьев	$d_{f1} = 46,25$	$d_{f2} = 261,25$
Ширина венца	$b_1 = 70$	$b_2 = 65$
Модуль нормальный	$m_n = 2,5$	
Шаг нормальный	$t_n = \pi m_n = 7,85$	
Высота зуба	$h = 2,25 m = 5,625$	

#### 5.2.9. Силы в зацеплении (считаем по колесу)

Окружная сила  $F_{t2} = F_{t1} = \frac{2T_T}{d_2} = \frac{2 \cdot 808}{267,5} = 6,041$ ;

**$F_{t2} = F_{t1} = 6,041$  кН.**

Радиальная сила  $F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} 20^\circ = 6,041 \cdot 0,364 = 2,199$ ;

**$F_{r2} = F_{r1} = 2,199$  кН.**

#### 5.2.10. Конструктивные параметры будут определены при расчете валов

### 5.3. Расчет открытой цилиндрической зубчатой передачи

Данные к расчету:  $U_{озп} = 2,8$ ;

$$T_T = 808 \text{ Нм (под шестерню } Z_3);$$

$$T_{рв} = 2149 \text{ Нм (под колесо } Z_4).$$

Цель расчета: определение силовых и геометрических параметров передачи, необходимых при расчете тихоходного редукторного вала.

*Открытые зубчатые цилиндрические передачи обычно проектируют с прямым зубом и проводят расчет на выносливость по напряжениям изгиба. Колесо и шестерню чаще всего изготавливают из серого чугуна, так как он обладает антифрикционными свойствами, хорошо прирабатывается и является более дешевым материалом. Чугун обладает также хорошей текучестью, поэтому колеса можно получать литьем. В маркировке чугуна первые две цифры обозначают предел прочности при растяжении ( $\text{кгс/см}^2$ ), вторые – предел прочности при изгибе.*

#### 5.3.1. Выбираем материал для изготовления зубчатой пары

Шестерня: серый чугун **СЧ 21-40**,  $\text{HB}_3 205$ .

Колесо: **СЧ 18-36**,  $\text{HB}_4 = 185$ . [7]

#### 5.3.2. Число зубьев передачи

Задаем число зубьев шестерни  $Z_3 = 22$ .

Число зубьев колеса  $Z_4 = Z_3 U_{озп} = 22 \cdot 2,8 = 61,6 \rightarrow$  принимаем  $Z_4 = 62$ .

Уточненное передаточное отношение  $U_{ym} = 62/22 = 2,818$ , отклонение 0,6 %.

#### 5.3.3. Определяем допускаемые изгибные напряжения

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO} K_{FL} K_{FC}}{S_F} Y_S;$$

$$[\sigma]_{F3} = \frac{(1,8 \cdot 205) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,93}{2,275} = 150,8;$$

$$[\sigma]_{F3} = 150,8 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F4} = \frac{(1,8 \cdot 185)320 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,93}{2,275} = 136,1;$$

$$[\sigma]_{F4} = 136,1 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FO} = 1,8 \text{ НВ},$$

где  $\sigma_F$  – предельное изгибное напряжение;

$$K_{FL} = 1, \text{ т.к. } n > 6,66 \text{ об/мин и } L_h = 24000 \text{ ч};$$

$K_{FC} = 1$  – коэффициент двухстороннего приложения нагрузки, равен 1 при  
нереверсивном вращении барабана;

$Y_s$  – коэффициент концентрации напряжений, предварительно примем

$Y_s = 0,93$ , т.к. модуль передачи пока не определен;

$$S_F \text{ – коэффициент безопасности - } S_F = S'_F S''_F = 1,75 \cdot 1,3 = 2,275,$$

где  $S'_F = 1,75$  – коэффициент нестабильности свойств материала;

$S''_F = 1,3$  – коэффициент способа получения заготовок зубчатых колес,  
в данном случае литые заготовки.

#### 5.3.4. Анализ дальнейшего расчета на прочность по изгибу зуба

Определяем коэффициенты формы колес.

Проектируемая открытая зубчатая передача – прямозубая, поэтому  $Z_{эКв} = Z$ .

$$\text{для } Z_3 = 22 \rightarrow Y_{F3} = 4,014;$$

$$\text{для } Z_4 = 62 \rightarrow Y_{F4} = 3,614.$$

Сравниваем отношения  $\frac{[\sigma]_{F3}}{Y_{F3}} = \frac{150,8}{4,014} = 37,5 \text{ МПа};$

$$\frac{[\sigma]_{F4}}{Y_{F4}} = \frac{136,1}{3,614} = 37,37 \text{ МПа}.$$

Для шестерни данное отношение меньше  $\frac{[\sigma]_{F3}}{Y_{F3}} < \frac{[\sigma]_{F4}}{Y_{F4}}$ , поэтому

дальнейший расчет производим по шестерне.

### 5.3.5. Определяем модуль передачи

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_T K_{F\beta} Y_F}{Z_3^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}} = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{808 \cdot 10^3 \cdot 1,39 \cdot 4,014}{22^2 \cdot 0,475 \cdot 150,8}} = 5,1 \text{ мм.}$$

$K_m = 1,4$  для прямозубой передачи;

принимая  $\psi_{ba} = 0,25$  для открытой передачи,

$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u_{ozn} + 1) = 0,5 \cdot 0,25 (2,8 + 1) = 0,475$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$K_{F\beta} = 1,39$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при консольной установке колеса относительно опор.

Учитывая повышенный износ зубьев открытой передачи, увеличиваем модуль в  $1,5 \div 2,0$  раза и принимаем по ГОСТ 9563-60  $m = 8$  мм.

### 5.3.6. Основные размеры зубчатой пары, мм:

Параметр, мм	Шестерня $Z_3$	Колесо $Z_4$
Делительный диаметр	$d_3 = 176$	$d_4 = 496$
Диаметр вершин зубьев	$d_{a3} = 192$	$d_{a4} = 512$
Диаметр впадин зубьев	$d_{f3} = 156$	$d_{f4} = 476$
Ширина венца	$b_3 = 90$	$b_4 = 85$
Модуль нормальный	$m_n = 8$	
Шаг нормальный	$t_n = \pi m_n = 25,12$	
Высота зуба	$h = 2,25 m = 18$	
Межосевое расстояние	$a_w = 336$	

### 5.3.7. Силы, действующие в зацеплении (считаем по колесу)

Окружное усилие:  $F_{t3} = F_{t4} = \frac{2T_{p6}}{d_4} = \frac{2 \cdot 2149 \cdot 10^3}{496} = 8665$ ;  $F_{t3} = F_{t4} = 8665$  Н;

Радиальное усилие:  $F_{r3} = F_{r4} = F_{t4} \operatorname{tg} 20^\circ = 8665 \cdot 0,364 = 3154$ ;

$F_{r3} = F_{r4} = 3154$  Н.

5.3.8. Проверочный расчет передачи по напряжению изгиба

$$\sigma_{F3} = \frac{2000 \cdot Y_{F3} T_T K_{F\alpha} K_{F\beta}}{b_3 d_{3m}} = \frac{2000 \cdot 4,014 \cdot 808 \cdot 1 \cdot 1,39}{90 \cdot 176 \cdot 8} = 88,94 \text{ МПа}.$$

$K_{F\alpha} = 1$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями, зависящий от степени точности изготовления зубчатых колес, при 9 степени точности равен 1;

$K_{F\beta} = 1$  для прямозубой передачи – динамический коэффициент.

Так как расчетные напряжения  $\sigma_{F3} < [\sigma]_{F3} = 150,8$  МПа, то можно утверждать, что данная передача выдержит передаваемую нагрузку и будет стабильно работать в нормальных условиях.

#### 5.4. Выбор муфты

Данные к расчету: Электродвигатель 4А180М6У3;

$$T_{эл} = 171 \text{ Нм};$$

$$T_B = 167 \text{ Нм}.$$

Режим работы – легкий.

Выбор муфты осуществляем перед расчетом валов, так как на входном конце быстроходного вала расположена муфта МУВП и именно от нее зависят габариты входного конца быстроходного вала. Данные известны из кинематического расчета привода.

5.4.1. Максимальный расчетный момент, возникающий в муфте, определяем по формуле (3.1):

$$T_p = K_p \cdot T_{эл} = 2,0 \cdot 171 \approx 342 \text{ Нм}.$$

$K_p = (1,5 \dots 2,0)$  при легком режиме работы [7, С.113].

5.4.2. По справочнику габаритных и присоединительных размеров определяем диаметр и длину вала электродвигателя 4А180М6У3:

$$d_{1эл} = 48 \text{ мм}; \quad l_{1эл} = 110 \text{ мм}. \quad [7]$$

5.4.3. Определяем минимально необходимый диаметр входного конца быстроходного вала по формуле (1.2):

$$d_{B(вх)} \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 16}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{166,7 \cdot 16}{3,14 \cdot 20}} = 34,9 \text{ мм.}$$

Увеличиваем на (8...10) % из-за шпоночного паза, получаем 38,4 мм; принимаем стандартное значение  $d_{B(вх)} \geq (38...40) \text{ мм.}$

5.4.4. Выбираем муфту упругую с торообразной оболочкой

**Муфта 1-500-48-1-40-2УЗ ГОСТ Р 50892-96**

*Подчеркнутые данные указывают, что входной конец быстроходного вала редуктора выполняется цилиндрическим, диаметр  $d_{B(вх)} = 40 \text{ мм}$ , длина вала  $l_{вх} = 84 \text{ мм}$ .*

**Быстроходный и тихоходный валы находятся в редукторе, габариты корпуса которого определяют размеры тихоходного вала, поэтому конструирование валов необходимо начать с тихоходного вала.**

## **5.5. Конструирование и расчет тихоходного вала редуктора с шестерней открытой зубчатой передачи (ОЗП) на выходном конце вала**

Данные к расчету:  $T_T = 808 \text{ Нм}; \quad F_{a2} = F_{a3} = 0;$   
 $d_2 = 267,5 \text{ мм}; \quad d_3 = 176 \text{ мм};$   
 $b_2 = 65 \text{ мм}; \quad b_3 = 90 \text{ мм};$   
 $m_{1-2} = 2,5 \text{ мм}; \quad m_{3-4} = 8 \text{ мм};$   
 $F_{t2} = 6,041 \text{ кН}; \quad F_{t3} = 8,665 \text{ кН};$   
 $F_{r2} = 2,2 \text{ кН}; \quad F_{r3} = 3,154 \text{ кН}.$

Цель расчета: проверить прочность и жесткость тихоходного вала редуктора с шестерней ОЗП на выходном конце вала, выбрать сталь для изготовления вала.

5.5.1. Конструирование вала

1 ступень – под шестерню открытой зубчатой передачи.

Диаметр выходного конца вала:

$$d_{\text{вых}} \geq \sqrt[3]{\frac{T_T \cdot 16}{\pi \cdot [\tau]}} \cdot 1,1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 808 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} \cdot 1,1 = 60,3 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{T(\text{вых})} = 63 \text{ мм.}$

Длину выходного конца вала назначаем с учетом ширины венца шестерни ОЗП

$$l_1 = l_{\text{вых}} = b_3 + 10 = 90 + 10 = 100 \text{ мм.}$$

*Необходимо также согласовать длину выходного конца вала расчетом шпонки для посадки шестерни ОЗП (см. п. 5.9).*

2 ступень – под уплотнение и крышку подшипника.

$$d_{T(\text{ynl})} = d_{T(\text{вых})} + 2t = 63 + 2 \cdot 3 = 69 \text{ мм} \rightarrow \text{принимаем } 71 \text{ мм.}$$

Длину участка  $l_2$  определяем после выбора подшипника.

3 ступень – под установку подшипника.

$$d_{T(\text{нк})} = d_{T(\text{ynl})} + 2t = 71 + 6 = 77 \text{ мм, принимаем } d_{T(\text{нк})} = 80 \text{ мм.}$$

Выбираем предварительно подшипник шариковый радиальный ШР № 216.

Ширина подшипника  $B = 26 \text{ мм}$ , диаметр внешнего кольца  $D = 140 \text{ мм}$ .

По  $D$  выбираем крышку подшипника сквозную с манжетным уплотнением:

ширина крышки  $H_{\text{кр}} = 23 \text{ мм}$ ; диаметр отверстия под винт  $d_{(\text{омв})} = 11 \text{ мм}$ ;

выбираем винт М10 с высотой головки винта  $k = 6 \text{ мм}$  [5, с. 125, 149].

$$l_2 = l_{(\text{ynl})} = H_{\text{кр}} + k + (3 \dots 6) = 23 + 6 + 5 = 34 \text{ мм};$$

$$l_3 = l_{(\text{нк})} = B_{\text{нк}} + 24 = 26 + 24 = 50 \text{ мм.}$$

4 ступень – под установку колеса закрытой зубчатой передачи.

$$d_{T(Z)} = d_{T(\text{нк})} + 2t = 80 + 2 \cdot 5 = 90 \text{ мм,}$$

$$l_4 = l_{\text{см2}} = (0,8 \dots 1,5) d_B = (80 \dots 105) \text{ мм, принимаем } l_4 = 90 \text{ мм}$$

Колесо крепится на валу с помощью шпонки (необходимо проверить длину участка через расчет шпонки (раздел 5) и установкой двух распорных втулок между обоими торцами ступицы колеса и торцами внутренних колец подшипников или мазеудерживающих колец (рис. 1.6,б).

5 ступень – отсутствует, т.к. передача прямозубая.

6 ступень – под подшипник и глухую крышку (аналогично 3 ступени)

$$d_{T(\text{нк})} = 80 \text{ мм,}$$

$$l_6 = l_{(нк)} = B_{нк} + 24 = 26 + 24 = 50 \text{ мм.}$$

Определяем расстояния между точками приложения нагрузок:

$$c = l_{вых} + l_{упл} + \frac{B_{нк}}{2} = \frac{100}{2} + 34 + \frac{26}{2} = 97 \text{ мм};$$

$$a = b = \frac{l_{см}}{2} + (l_{нк} - \frac{B_{нк}}{2}) = \frac{90}{2} + (50 - \frac{26}{2}) = 45 + 37 = 82 \text{ мм.}$$

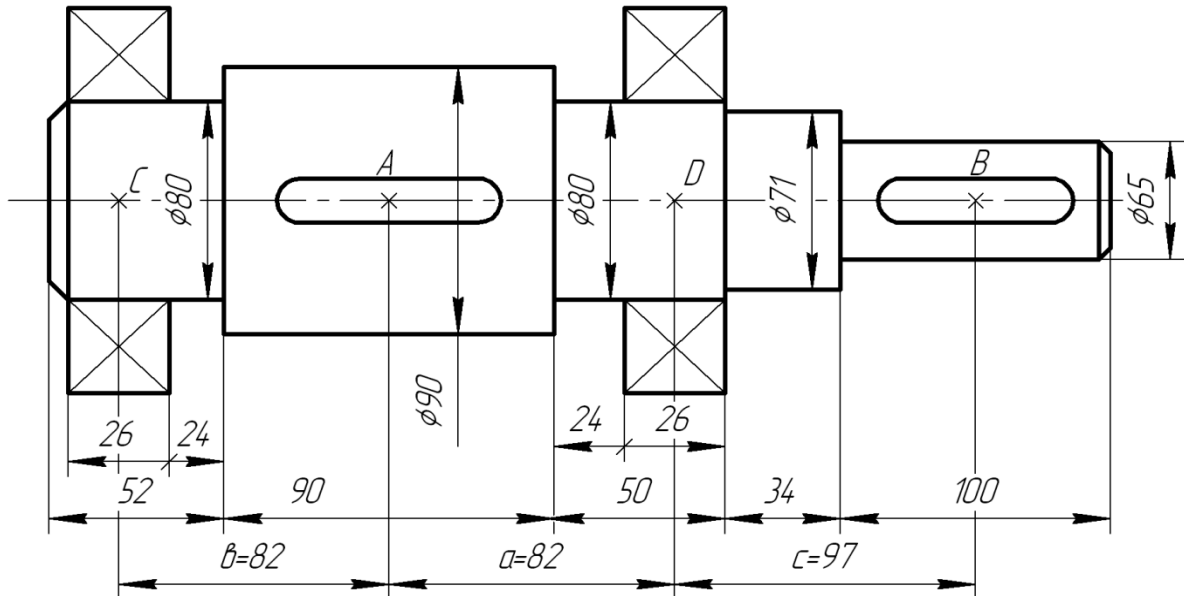


Рис. 5.2. Эскиз тихоходного вала редуктора

### 5.5.2. Расчет тихоходного вала на изгиб с кручением

В вертикальной плоскости YOZ на вал действуют радиальная сила от колеса  $F_{r2}$ , радиальная сила  $F_{r3}$  от шестерни ОЗП, реакции в подшипниках  $R_{CY}$  и  $R_{DY}$ . Определяем реакции в подшипниках.

$$\sum M_{DY}(F_i) = -F_{r3}c - F_{r2}a + R_{CY}(a+b) = 0;$$

$$R_{CY} = \frac{F_{r2}a + F_{r3}c}{a+b} = \frac{2,200 \cdot 82 + 3,154 \cdot 97}{164} = 2,965 \text{ кН}; \quad R_{CY} = 2,965 \text{ кН.}$$

$$\sum M_{CY}(F_i) = F_{r2}b - F_{r3}(a+b+c) + R_{DY}(a+b) = 0;$$

$$R_{DY} = \frac{F_{r3}(a+b+c) - F_{r2}b}{a+b} = \frac{3,154 \cdot 261 - 2,200 \cdot 82}{164} = 3,919 \text{ кН};$$

$$R_{DY} = 3,919 \text{ кН.}$$



Проверка:

$$\sum F_{iY} = -F_{r3} + F_{r2} + R_{DY} - R_{CY} = -3,154 + 2,200 + 3,919 - 2,965 = 0.$$

Реакции определены верно.

В сечении *A* под колесом внутренний изгибающий момент в левой отсеченной части  $M_{AY} = -R_{CY} b = -2,965 \cdot 82 = -243,13$  Нм;  $M_{AY} = -243,13$  Нм.

В сечении *D* под подшипником внутренний изгибающий момент в правой отсеченной части  $M_{DY} = -F_{r3} c = -3,154 \cdot 97 = -305,938$  Нм;  $M_{DY} = -305,938$  Нм.

**В горизонтальной плоскости XOZ** на вал действуют окружная сила от колеса  $F_{t2}$ , окружная сила от шестерни  $F_{t3}$ , реакции в подшипниках  $R_{CX}$  и  $R_{DX}$ .

Определяем реакции в подшипниках.

$$\sum M_{DX}(F_i) = -F_{t3}c + F_{t2}a - R_{CX}(a + b) = 0;$$

$$R_{CX} = \frac{F_{t2}a - F_{t3}c}{a + b} = \frac{6,041 \cdot 82 - 8,665 \cdot 97}{108} = -2,105 \text{ кН}; \quad R_{CX} = -2,105 \text{ кН}.$$

Меняем направление  $R_{CX}$  на обратное  $\rightarrow R'_{CX} = 2,105$  кН.

$$\sum M_{CX}(F_i) = -F_{t2}b - F_{t3}(a + b + c) + R_{DX}(a + b) = 0;$$

$$R_{DX} = \frac{F_{t3}(a + b + c) + F_{t2}b}{a + b} = \frac{8,665 \cdot 261 + 6,041 \cdot 82}{108} = 16,811 \text{ кН};$$

$R_{DX} = 16,811$  кН.

Проверка:

$$\sum F_{iX} = F_{t3} + F_{t2} + R'_{CX} - R_{DX} = 8,665 + 6,041 + 2,105 - 16,811 = 0.$$

Реакции определены верно.

В сечении *A* под колесом внутренний изгибающий момент в левой отсеченной части  $M_{AX} = R'_{CX} b = 2,105 \cdot 82 = 172,61$  Нм.

В сечении *D* под подшипником внутренний изгибающий момент в правой отсеченной части  $M_{DX} = F_{t3} c = 8,665 \cdot 97 = 840,505$  Нм.

Внутренний крутящий момент  $M_{кр} = T_T = 808$  Нм действует от шестерни открытой передачи до колеса закрытой зубчатой передачи.

Строим эпюры внутренних моментов (рис. 5.3).

Опасное сечение находится под подшипником D, где назначен диаметр вала 80 мм.

5.5.3. Проверяем вал на статическую прочность по формуле (1.16).

Выбираем материал для изготовления вала – сталь 45 с пределом прочности  $\sigma_B = 740$  МПа;  $[\sigma_{из}] = 65$  МПа при симметричном цикле нагружения (табл. 1.8).

$$\text{Условие прочности: } \sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_{расч}^2 + 4\tau_{расч}^2} \leq [\sigma_{из}],$$

$$\sigma_{расч} = \frac{M_{прив}}{W_x} = \frac{32M_{прив}}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 894,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80^3} = 17,8 \text{ МПа};$$

$$\tau_{расч} = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{16M_{кр}}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 808 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80^3} = 8,1 \text{ МПа};$$

$$M_{прив(D)} = \sqrt{M_{(D)X}^2 + M_{(D)Y}^2} = \sqrt{305,94^2 + 840,5^2} = 894,4 \text{ Нм};$$

$$M_{экв(D)} = \sqrt{M_{прив(D)}^2 + M_{кр}^2} = \sqrt{894,4^2 + 808^2} = 1205,3 \text{ Нм}.$$

$$\sigma_{экв} = \sqrt{17,8^2 + 4 \cdot 8,1^2} = 24,1 \text{ МПа} \leq [\sigma_{из}];$$

$\sigma_{экв} = 24,1$  МПа  $\leq [\sigma_{из}]$  - статическая прочность вала из стали 45 будет обеспечена.

Можно проверить по минимально необходимому диаметру вала в опасном сечении:

$$d_{нк} \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{экв}}{\pi \cdot [\sigma_{из}]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1205,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 65}} = 57,4 \text{ мм}.$$

Округляем полученное значение до кратного 5, т.к. опасное сечение под подшипником, т.е.  $d_{нк} \geq 60$  мм. При конструировании под подшипником был назначен диаметр вала 80 мм, вал из стали 45 обладает необходимой прочностью.

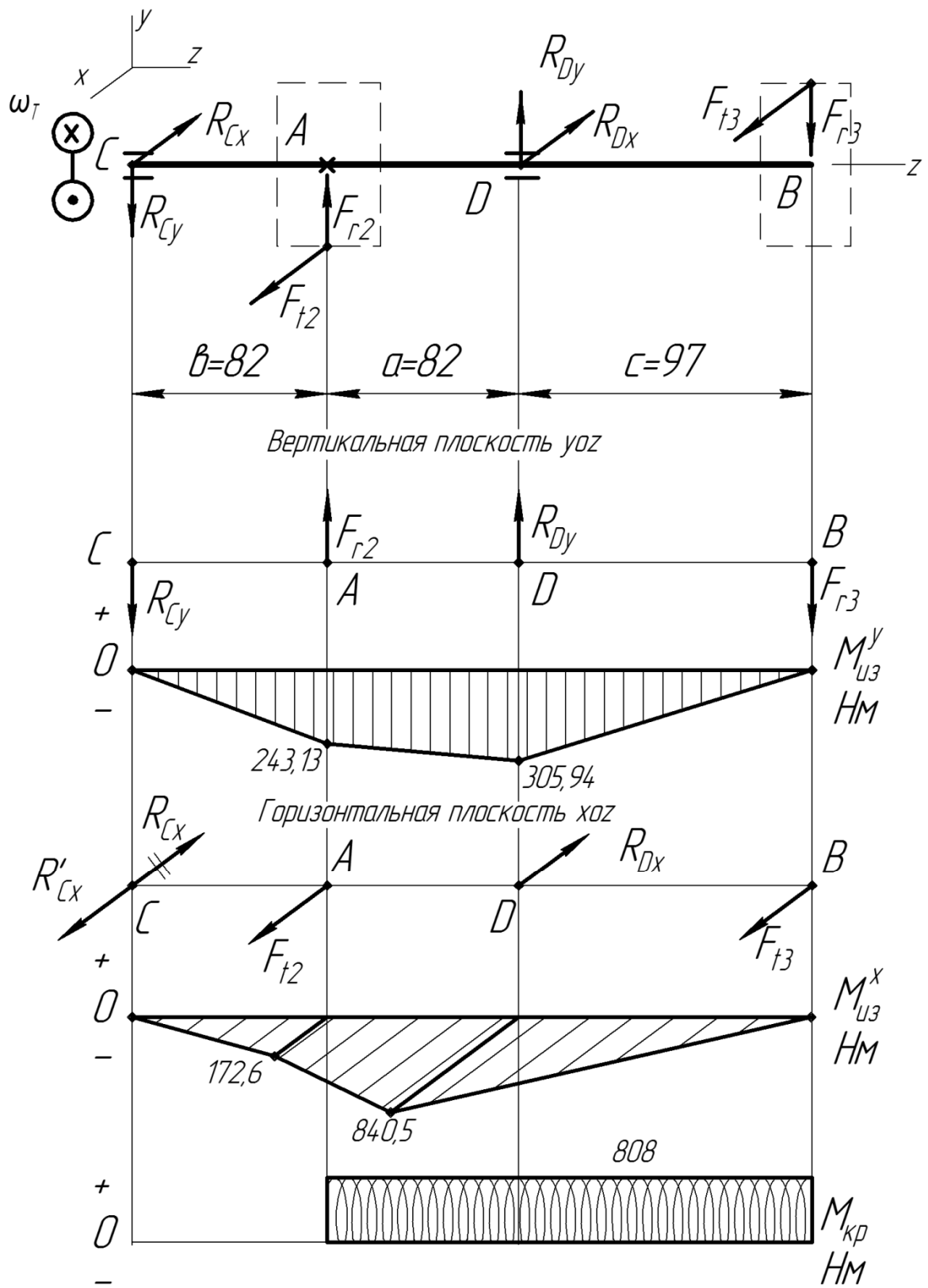


Рис. 5.3. Схема нагружения и эпюры внутренних изгибающих и крутящих моментов тихоходного вала

5.5.4. Определяем коэффициент запаса прочности по формуле (1.27)

$$s_{расч} \geq [s] = (2,4...6,75).$$

Расчетное значение определяем по формулам (1.28 – 1.31), остальные данные берем из табл. 1.9 для  $\sigma_e=740$  МПа (с интерполяцией):

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{296}{2,84 \cdot 17,8 + 0,05 \cdot 0} = 5,85 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1} = 0,4 \cdot 740 = 296 \text{ МПа}; \quad \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 2,84;$$

$$\sigma_a = \frac{32M_{прив}}{\pi d_{нк}^3} = \frac{32 \cdot 894,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80^3} = 17,8 \text{ МПа};$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{185}{2,21 \cdot 4,02 + 0 \cdot 4,02} = 20,82 \text{ МПа}.$$

$$\tau_{-1} = 0,25 \cdot 740 = 185 \text{ МПа}; \quad \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 2,21.$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{0,5M_{кр} 16}{\pi d_{нк}^3} = \frac{0,5 \cdot 808 \cdot 10^3 \cdot 16}{3,14 \cdot 80^3} = 4,02 \text{ МПа}.$$

$$S_{расч} = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{5,85 \cdot 20,82}{\sqrt{5,85^2 + 20,82^2}} = 5,63;$$

$$S_{расч} = 5,63 > [s] = (2,4...6,75).$$

Расчетный коэффициент запаса прочности больше допускаемого значения, значит, вал выдержит нагрузки в течение заданного ресурса времени. Так как расчетный запас прочности превышает максимальное допускаемое значение, то можно не рассчитывать вал на жесткость.

5.5.5. Проверим угол закручивания вала по формуле (1.35):

$$\varphi_o = \frac{M_{кр}}{GJ_p} \leq [\varphi_o],$$

$$\varphi_o = \frac{808 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 12,8 \cdot 10^5} = 8 \cdot 10^{-4} \text{ рад} = 0,0008 \text{ рад} \leq [\varphi_o],$$

где  $\varphi_o$  – расчетный угол закручивания на 1 м длины вала, рад;

$G = 8 \cdot 10^4$  МПа – модуль сдвига;

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 80^4}{32} = 12,8 \cdot 10^5 \text{ мм}^4 \text{ – полярный момент инерции.}$$

$[\varphi_o] = (0,004 \dots 0,008)$  рад – допускаемый угол закручивания на 1 м длины вала. Жесткость вала обеспечена.

## 5.6. Конструирование и расчет быстроходного вала редуктора

Данные к расчету:  $T_B = 167$  Нм;  $m = 2,5$  мм;

$d_1 = 52,5$  мм;  $b_1 = 70$  мм;

$d_{a1} = 57,5$  мм;  $F_{t1} = 6,041$  кН;

$d_{f1} = 46,25$  мм;  $F_{r1} = 2,200$  кН.

Цель расчета: При проектировании закрытой зубчатой передачи был выбран модуль  $m = 2,5$  мм, значит шестерня выполняется нарезной (см. рис. 1.7); для шестерни был заложен материал – сталь 45 с улучшением до НВ<sub>1</sub>300. Необходимо проверить будет ли обладать необходимой прочностью и жесткостью спроектированный вал-шестерня из указанного материала.

### 5.6.1. Конструирование быстроходного вала

1 ступень – под установку полумуфты принимаем

$$d_1 = d_{B(вх)} = 40 \text{ мм}, \quad l_1 = l_{вх} = 84 \text{ мм} \text{ – определено при выборе муфты.}$$

(2+3) ступень – под уплотнение и подшипник, т.к. выходной конец вала-шестерни конический, то конструкция вала будет соответствовать рис. 1.7,а.

$$d_2 = d_{B(вк)} = d_{B(вх)} + 2t = 20 + 2 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм.}$$

Выбираем предварительно подшипник шариковый радиальный ШР № 309:

Ширина подшипника  $B = 25$  мм, диаметр внешнего кольца  $D = 100$  мм.

По  $D$  выбираем крышку подшипника сквозную с манжетным уплотнением:  
 ширина крышки  $H_{кр} = 23$  мм; диаметр отверстия под винт  $d_{(овв)} = 11$  мм;  
 выбираем винт М10 с высотой головки винта  $k = 6$  мм [5, с. 125, 149].

$$l_{2,3} = l_{(упл+нк)} = l_{(упл)} + B_{нк} = H_{кр} + k + (3 \dots 6) + B_{нк} = 23 + 6 + 6 + 25 = 60 \text{ мм.}$$

4 ступень – под нарезную шестерню

$$d_4 = d_{B(Z1)} = d_{B(нк)} + 3,2 r = 45 + 3,2 \cdot 3 = 54,6 \text{ мм} \rightarrow \text{принимаем } 55 \text{ мм;}$$

диаметр вершин зубьев шестерни  $d_{a1} = 57,5$  мм;

диаметр впадин зубьев шестерни  $d_{f1} = 46,25$  мм.

Вал-шестерня по конструкции будет соответствовать рис. 1.7,б.

Длину данного участка увеличиваем для размещения мазеудерживающих колец и согласования длины быстроходного вала с длиной тихоходного вала.

$$l_4 = b_1 + 80 = 70 + 90 = 160 \text{ мм.}$$

5 ступень – отсутствует, т.к. передача прямозубая.

6 ступень – под подшипник качения ШР № 309 и глухую крышку

$$d_6 = d_2 = 45 \text{ мм; } l_6 = B_{нк} = 25 \text{ мм.}$$

Определяем расстояния между точками приложения нагрузок:

$c$  – от начала быстроходного вала до середины подшипника.

$$c = l_1 + (l_2 - \frac{B_{нк}}{2}) = 84 + (60 - \frac{25}{2}) = 131,5 \text{ мм};$$

$c = 131,5$  мм  $\rightarrow$  принимаем  $c = 132$  мм.

$a$  - от середины подшипника до середины шестерни  $Z_1$  зубчатой передачи.

$$a = b = \frac{l_4}{2} + \frac{B_{нк}}{2} = \frac{160}{2} + \frac{26}{2} = 80 + 12,5 = 92,5 \text{ мм};$$

$a = b = 92,5$  мм  $\rightarrow$  принимаем  $a = b = 92$  мм.

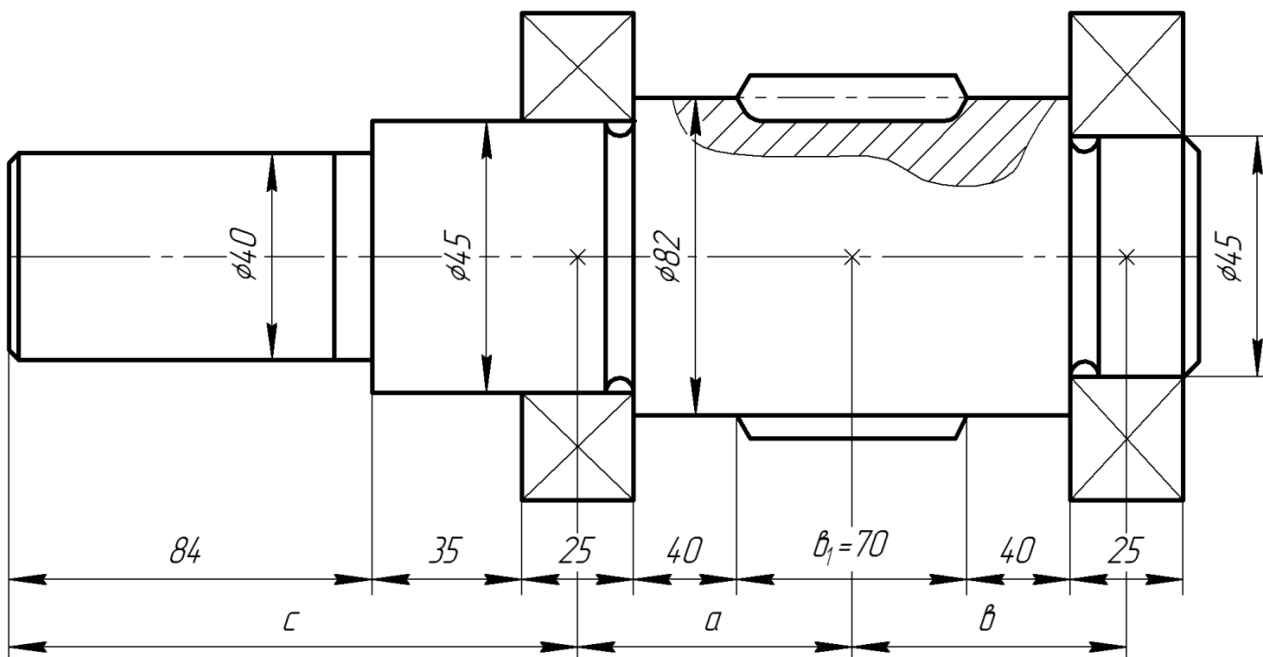


Рис. 5.4. Эскиз быстроходного вала-шестерни

### 5.6.2. Расчет вала на деформацию изгиба с кручением

Задаем направление вращения и составляем схему нагружения быстроходного вала цилиндрического редуктора (рис. 5.5).

**В горизонтальной плоскости XOZ** действуют окружная сила  $F_{t1}$  от шестерни, сила от муфты  $F_M$  и реактивные силы в подшипниках  $R_{AX}$  и  $R_{BX}$ .

$$F_M = (50 \dots 125) (T_B)^{1/2} = 75 \cdot 166,7^{1/2} = 968 \text{ Н} = 0,968 \text{ кН.}$$

Определяем реакции в подшипниках:

$$\Sigma M_{AX}(F_i) = F_{t1}a - R_{BX}(a+b) + F_Mc = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{F_{t1}a + F_Mc}{(a+b)} = \frac{6,041 \cdot 92 + 0,968 \cdot 132}{184} = 3,715 \text{ кН}; \quad R_{BX} = 3,715 \text{ кН.}$$

$$\Sigma M_{BX}(F_i) = -F_{t1}b + R_{AX}(a+b) + F_M(a+b+c) = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t1}b - F_M(a+b+c)}{(a+b)} = \frac{6,041 \cdot 92 - 0,968 \cdot 316}{184} = 1,358 \text{ кН};$$

$$R_{AX} = 1,358 \text{ кН.}$$

Проверка:

$$\Sigma F_{iX} = -F_{t1} + F_M + R_{AX} + R_{BX} = -6,041 + 0,968 + 1,358 + 3,715 = 0.$$

Реакции определены верно.

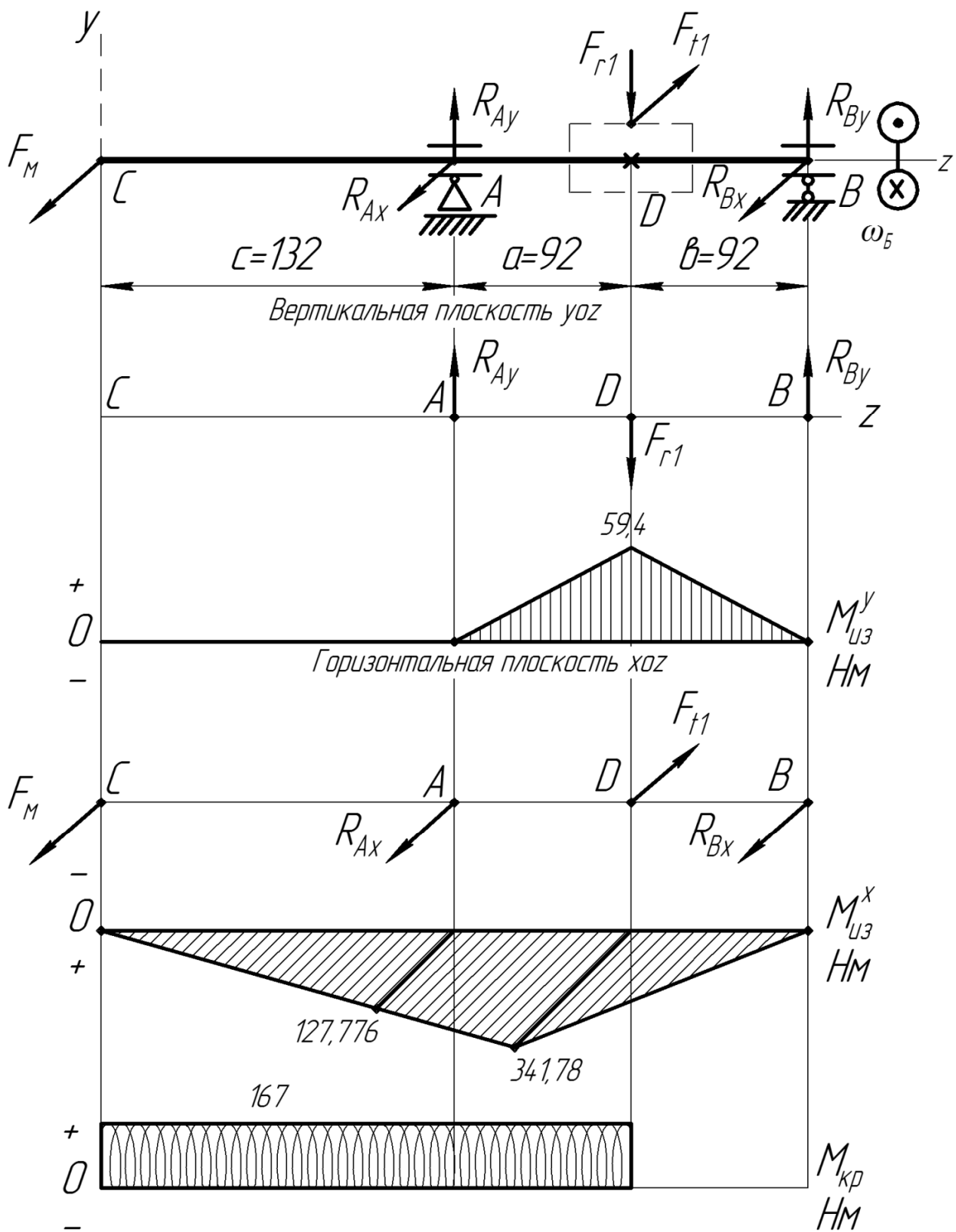


Рис. 5.5. Схема нагружения и эпюры внутренних изгибающих и крутящих моментов быстроходного вала редуктора



В сечении  $C$  внутренний изгибающий момент  $M_{C(x)} = 0$ , т.к. отсутствуют внешние моменты в этой плоскости.

В сечении  $A$  изгибающий момент  $M_{A(x)} = F_M c = 0,968 \cdot 132 = 127,776$  Нм;  
 $M_{A(x)} = 127,776$  Нм (если рассматривать левую отсеченную часть).

В сечении  $B$  внутренний изгибающий момент  $M_{B(x)} = 0$ .

В сечении  $D$  (под шестерней) внутренний изгибающий момент (в отсеченной правой части)  $M_{D(x)} = R_{BX} \cdot b = 3,715 \cdot 92 = 341,78$  Нм.

В вертикальной плоскости  $YOZ$  действуют радиальная сила  $F_{r1}$  от шестерни и реакции в подшипниках  $R_{AY}$  и  $R_{BY}$ . Определяем реакции в подшипниках.

$$\sum M_{AY}(F_i) = -F_{r1}a + R_{BY}(a+b) = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r1}a}{a+b} = \frac{2 \cdot 92}{184} = 1,100 \text{ кН}; R_{BY} = 1,100 \text{ кН.}$$

$$\sum M_{BY}(F_i) = F_{r1}b - R_{AY}(a+b) = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_{r1}b}{a+b} = \frac{2,200 \cdot 92}{184} = 1,100 \text{ кН}; R_{AY} = 1,100 \text{ кН.}$$

$$\text{Проверка: } \sum F_{iY} = -F_{r1} + R_{AY} + R_{BY} = -2,200 + 1,100 + 1,100 = 0$$

В сечении  $D$  (под шестерней) внутренний изгибающий момент (в отсеченной правой части)  $M_{D(y)} = R_{BY} \cdot b = 1,100 \cdot 92 = 101,2$  Нм.

Внутренний крутящий момент  $M_{кр} = T_B = 166,7$  Нм действует от муфты до шестерни.

Строим эпюры внутренних изгибающих и крутящих моментов.

Опасное сечение находится под шестерней, где минимальный диаметр вала равен диаметру впадин шестерни  $d_{f1} = 46,25$  мм.

5.6.3. Проверяем вал на статическую прочность по формуле (1.16):

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_x} = \frac{32M_{\text{экв}}}{\pi d^3} \leq [\sigma_{\text{из}}].$$

По табл. 1.8 выбираем для стали 45 допускаемое изгибное напряжение при симметричном цикле нагружения  $[\sigma_{\text{из}}] = 65$  МПа.

$$M_{прив(D)} = \sqrt{M_{(D)X}^2 + M_{(D)Y}^2} = \sqrt{341,78^2 + 59,4^2} = 346,91 \text{ Нм};$$

$$M_{экв(D)} = \sqrt{M_{прив(D)}^2 + M_{кр}^2} = \sqrt{346,91^2 + 167^2} = 385 \text{ Нм}.$$

Расчетное эквивалентное напряжение

$$\sigma_{экв} = \frac{32 \cdot 385 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 46,25^3} = 39,7 \text{ МПа}; \sigma_{экв} = 39,7 \text{ МПа} < [\sigma_{из}].$$

Минимально необходимый диаметр вала в опасном сечении можно определить по формуле (1.25)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{экв}}{\pi \cdot [\sigma_{из}]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 385 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 65}} = 39,2 \text{ мм}.$$

Расчетное значение диаметра вала в опасном сечении меньше, чем диаметр впадин вала-шестерни  $d_{f1} = 46,25$  мм, т.е. статическая прочность вала обеспечена.

5.6.4. Определяем коэффициент запаса прочности по условию:

$$S_{расч} \geq [s] = (2,4 \dots 6,75). \quad (1.27)$$

Расчетное значение определяем по формулам (1.28–1.31), остальные данные берем из табл. 1.9 для  $\sigma_B = 740$  Мпа (с интерполяцией):

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{296}{1,941 \cdot 35,74 + 0,05 \cdot 0} = 4,27.$$

$$\sigma_{-1} = 0,4 \cdot 740 = 296 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 185 \text{ МПа};$$

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1,65}{0,85} = 1,941; \text{ (вал-шестерня)}$$

$$\sigma_a = \frac{32 M_{прив}}{\pi d_{f1}^3} = \frac{32 \cdot 346,91 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 46,25^3} = 35,74 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{0,5 M_{кр} \cdot 16}{\pi d_{f1}^3} = \frac{0,5 \cdot 167 \cdot 10^3 \cdot 16}{3,14 \cdot 46,25^3} = 4,29 \text{ МПа}.$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{185}{2,082 \cdot 4,29 + 0 \cdot 4,29} = 20,71;$$

$$S_{расч} = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{4,27 \cdot 20,71}{\sqrt{4,27^2 + 20,71^2}} = 4,18.$$

Расчетный запас прочности входит в интервал заданного значения, значит, вал выдержит нагрузки в течение заданного ресурса времени.

5.6.5. Определяем прогиб вала в опасном сечении (под шестерней)

$$f_{расч} \leq [f]$$

$$f_{расч} = \frac{F_{\text{экр}} a^2 b^2}{3EI_x l} = \frac{6,429 \cdot 10^3 \cdot 92^2 \cdot 92^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,245 \cdot 10^5 \cdot 184} = 0,019 \text{ мм}; f_{расч} = \mathbf{0,019 \text{ мм}}.$$

$$F_{\text{экр}} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{6,041^2 + 2,2^2} = 6,429 \text{ Нм};$$

$l = a + b = 184 \text{ мм}$  – расстояние между опорами А и В;

$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль упругости стали;

$$I_x = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 46,25^4}{64} = 2,245 \cdot 10^5 \text{ мм}^4 \text{ – осевой момент инерции.}$$

$$[f] = (0,001 \dots 0,003) \text{ м} = (0,025 \dots 0,075) \text{ мм}$$

Условие жесткости быстроходного вала выполняется.

## 5.7. Проверка подшипников на быстроходном валу редуктора

Данные к расчету:

$$T_B = 167 \text{ кН}; \quad n_B = 976 \text{ об/мин}; \quad [L_{10h}] = 24000 \text{ ч};$$

$$R_{AX} = 1,358 \text{ кН}; \quad R_{AY} = 1,1 \text{ кН}; \quad R_{BX} = 3,715 \text{ кН}; \quad R_{BY} = 1,1 \text{ кН};$$

$$\text{Подшипник ШР № 309: } C_r^H = 37,8 \text{ кН}; \quad C_{or} = 26,7 \text{ кН}.$$

Цель расчета: проверить пригодность выбранных подшипников качения.

Определяем радиальные силы, действующие на подшипники, которые равны суммарным реакциям в подшипниках:

$$F_{rA} = R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{1,358^2 + 1,1^2} = 1,716 \text{ кН};$$

$$F_{rB} = R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{3,715^2 + 1,1^2} = 3,874 \text{ кН}.$$

Определяем эквивалентную нагрузку, расчет ведем по более нагруженному подшипнику  $B$ :

$$P_{\text{экв}} = X V F_{rB} K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 3,874 \cdot 1,1 \cdot 1 = 4,262 \text{ кН},$$

где  $X = 1$  при отсутствии осевой силы;

$V = 1$ , т.к. вращается внутреннее кольцо подшипника;

$K_B = 1,1$  при легком режиме работы;

$K_T = 1$  при температуре масла в подшипнике меньше  $100^\circ\text{C}$ .

Определяем расчетную динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C_r \text{ расч} = P_{\text{экв}} \sqrt[3]{\frac{573 \pi n_B [L_{10h}]}{60 \cdot 10^6}} = 4,262 \cdot \sqrt[3]{\frac{573 \cdot 3,14 \cdot 976 \cdot 24000}{60 \cdot 10^6}} = 47,7 \text{ кН}.$$

Подшипник ШР № 309 не подходит, так как расчетное значение динамической грузоподъемности превышает табличное  $C_r^H = 37,8$  кН.

**Подходит подшипник ШР № 409**, у которого  $C_r^H = 60,4$  кН.

Долговечность данного подшипника составит:

$$L_h = \left( \frac{10^6}{60 n_B} \cdot \frac{C_r^H}{P_{\text{экв}}} \right)^3 = \left( \frac{10^6}{60 \cdot 976} \cdot \frac{60,4}{4,262} \right)^3 = 48603 \text{ ч},$$

что больше заданной долговечности  $[L_{10h}] = 24000$  часов.

## 5.8. Проверка подшипников на тихоходном валу редуктора

Данные к расчету:

$$T_T = 808 \text{ кН}; \quad n_T = 195 \text{ об/мин}; \quad [L_{10h}] = 24000 \text{ ч};$$

$$R_{DX} = 16,811 \text{ кН}; \quad R_{DY} = 3,919 \text{ кН}; \quad R_{CX} = 2,105 \text{ кН};$$

$$R_{CY} = 2,965 \text{ кН};$$

Подшипник ШР № 216:  $C_r^H = 57$  кН;  $C_{or} = 45,4$  кН.

Цель расчета: проверить пригодность выбранных подшипников качения.

Определяем радиальные силы, действующие на подшипники, которые равны суммарным реакциям в подшипниках:

$$F_{rD} = R_D = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2} = \sqrt{16,811^2 + 3,919^2} = 17,262 \text{ кН};$$

$$F_{rC} = R_C = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2} = \sqrt{2,105^2 + 2,965^2} = 3,636 \text{ кН}.$$

Определяем эквивалентную нагрузку, расчет ведем по более нагруженному подшипнику D:

$$P_{\text{экв}} = X V F_{rD} K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 17,262 \cdot 1,1 \cdot 1 = 18,988 \text{ кН},$$

где  $X = 1$  при отсутствии осевой силы;

$V = 1$ , т.к. вращается внутреннее кольцо подшипника;

$K_B = 1,1$  при легком режиме работы;

$K_T = 1$  при температуре масла в подшипнике меньше  $100^\circ\text{C}$ .

Определяем расчетную динамическую грузоподъемность подшипника

$$C_{r \text{ расч}} = P_{\text{экв}} \sqrt[3]{\frac{573 \pi n_B [L_{10h}]}{60 \cdot 10^6}} = 18,988 \cdot \sqrt[3]{\frac{573 \cdot 3,14 \cdot 195 \cdot 24000}{60 \cdot 10^6}} = 124,3 \text{ кН}.$$

Подшипник ШР № 216 не подходит, так как расчетное значение динамической грузоподъемности превышает табличное  $C_r^H = 57 \text{ кН}$ .

**Подходит подшипник ШР № 416**, у которого  $C_r^H = 128 \text{ кН}$ .

Долговечность данного подшипника составит

$$L_h = \left( \frac{10^6}{60 n_T} \cdot \frac{C_r^H}{P_{\text{экв}}} \right)^3 = \left( \frac{10^6}{60 \cdot 195} \cdot \frac{128}{18,988} \right)^3 = 26182 \text{ ч},$$

что больше заданной долговечности  $[L_{10h}] = 24000$  часов.

## 5.9. Расчет шпоночных соединений

5.9.1. Шпонка для посадки колеса закрытой зубчатой передачи на тихоходный вал

Данные к расчету:  $T_T = 808 \text{ кН}$ ;  $b_2 = 65 \text{ мм}$ ;

$d_{T(z2)} = 90 \text{ мм}$ ;  $l_{cm2} = 90 \text{ мм}$ ;

материал колеса – сталь 45;

материал вала – сталь 45;

режим работы – легкий.

Цель расчета: подобрать призматическую шпонку.

По диаметру вала  $d_{T(z2)} = 90 \text{ мм}$  выбираем шпонку призматическую  $b \times h \times l_{\text{ун}} \rightarrow 25 \times 14 \times (70 \dots 280)$ :  $t_1 = 9 \text{ мм}$ ,  $t_2 = 5,4 \text{ мм}$  (табл.4.1), выполненную из стали Ст.6.

Допускаемое напряжение смятия шпонки с учетом режима работы:

$$[\sigma_{см}]' = 0,8(100...120) = (80...96) \text{ МПа.}$$

Необходимую рабочую длину шпонки определяем из условия прочности шпонки (4.1):

$$\sigma_{см} = \frac{2T_T}{t_2 l_p d} \leq [\sigma_{см}]';$$

$$l_p \geq \frac{2T_T}{d_{T(Z2)} t_2 [\sigma_{см}]'} = \frac{2 \cdot 808 \cdot 10^3}{90 \cdot 5,4(80...96)} = (42...35) \text{ мм.}$$

При выборе типа исполнения и длины шпонки необходимо учесть одновременно несколько требований:

а) длина шпонки зависит от типа исполнения:

исполнение 1 (со скругленными концами)  $l_{unn} = l_p + b = (67...60) \text{ мм};$

б) по конструктивным требованиям длина шпонки должна быть на (5...15) мм меньше длины ступицы колеса:

$$l_{unn} = l_{см2} - (5...15) = 90 - (5...15) = (85...75) \text{ мм};$$

в) длина шпонки должна входить в указанный диапазон размеров (70...280) мм.

Учитывая все перечисленные требования, выбираем призматическую шпонку исполнение 1, размерами  $b = 25 \text{ мм}, h = 14 \text{ мм}, l = 70 \text{ мм}.$

**Шпонка 25 × 14 × 70 ГОСТ 23360 - 78**

$$\text{Проверка: } \sigma_{см} = \frac{2 \cdot 808 \cdot 10^3}{90 \cdot 5,4 \cdot (70 - 25)} = 73,9 \text{ МПа} < [\sigma_{см}]'.$$

5.9.2. Шпонка для посадки шестерни открытой зубчатой передачи на выходной конец тихоходного вала:

Данные к расчету:  $T_T = 808 \text{ кН}; \quad b_3 = 90 \text{ мм};$

$$d_{T(вых)} = 65 \text{ мм}; \quad l_{см3} = b_3 = 90 \text{ мм};$$

материал шестерни – чугун СЧ 21-40;

материал вала – сталь 45;

режим работы – легкий.

По диаметру вала  $d_{T(вых)} = 63$  мм выбираем шпонку призматическую  $b \times h \times l_{unn} \rightarrow 20 \times 12 \times (56...220)$ :  $t_1 = 7,5$  мм,  $t_2 = 4,9$  мм (табл. 4.1), выполненную из стали Ст.6.

Допускаемое напряжение смятия с учетом режима работы определяем по чугуну:  $[\sigma_{см}]' = 0,8(55...85) = (44...64)$  МПа.

Необходимую рабочую длину шпонки определяем из условия прочности шпонки (4.1):

$$\sigma_{см} = \frac{2T_T}{t_2 l_p d} \leq [\sigma_{см}]';$$

$$l_p \geq \frac{2T}{d_{T(вых)} t_2 [\sigma_{см}]'} = \frac{2 \cdot 808 \cdot 10^3}{65 \cdot 4,9(44...64)} = (115...79) \text{ мм}.$$

При выборе типа исполнения и длины шпонки необходимо удовлетворить нескольким требованиям:

а) длина шпонки зависит от типа исполнения:

исполнение 1 (со скругленными концами)

$$l_{unn} = l_p + b = (79...115) + 20 = (99...135) \text{ мм};$$

исполнение 2 (прямоугольная)  $l_{unn} = l_p = (79...115) \text{ мм}.$

б) по конструктивным требованиям длина шпонки должна быть на (5...15) мм меньше длины ступицы шестерни:

$$l_{unn} = l_{см2} - (5...15) = 90 - (5...15) = (85...75) \text{ мм};$$

в) длина шпонки должна входить в указанный диапазон размеров (56...220)мм.

Учитывая все перечисленные требования, выбираем призматическую шпонку исполнение 2, размерами  $b = 20$  мм,  $h = 14$  мм,  $l = 80$  мм.

**Шпонка 2 – 20 × 14 × 80 ГОСТ 23360 – 78.**

Проверка:  $\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 808 \cdot 10^3}{65 \cdot 4,9 \cdot 80} = 63,4 \text{ МПа} < [\sigma_{см}]'.$

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора машиностроителя. В 3 т. / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2002
2. Аркуша, А.И. Техническая механика / А.И. Аркуша. – М.: Высш. шк., 2008. – 352 с.
3. Гузенков, П.Г. Детали машин: учеб. для вузов / П.Г. Гузенков. – 4-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 1986. – 359 с.
4. Киселев, Б.Р. Проектирование приводов машин химического производства: учеб. пособие / Б.Р. Киселев; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Изд. 3-е; перераб. и доп. – Иваново, 2007.- 180 с. ISBN 5-9616-0210-9.
5. Справочник технических сведений для курсового проекта «Детали машин и основы конструирования», «Механика»: учеб. пособие / Б.Р.Киселев [и др.]; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2010. – 183 с. ISBN 5-9616-0210-9.
6. Комарова, Т.Г. Механика. Ч.3. Детали машин: методическое пособие для самостоятельной работы студентов / Т.Г. Комарова, В.П. Зарубин, А.О. Магницкий; под ред. В. Г. Мельникова; Иван. гос. хим.-технол.ун-т. – Иваново, 2008. – 112 с.
7. Механика. Курсовое проектирование: учеб. пособие / Т.Г. Комарова [и др.]; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2010. – 145 с. – ISBN 978-5-9616-0379-8
8. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие / А.Е. Шейнблит. Изд. 2-е, перераб. и доп. – Калининград: Янтар. сказ, 2005. – 456 с.: ил., черт. – ISBN 5-7406-0257-2
9. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / С.А. Чернавский [и др.]. – 3-е изд., стереотипное. Перепеч. с изд. 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. –416 с.



## Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)

Обозначение подшипников	$d$	$D$	$B$	$r$	$C_r$ , кгс	$C_{or}$ , кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг
							п	ж	$D_T$	$Z$	
Сверхлегкая серия диаметров 9, нормальная серия ширин 1											
1000093*	3	8	3	0,3	44	20	31500	40000	1,59	6	0,0007
1000004*	4	11	4	0,3	75	35	31500	40000	2	7	0,0025
1000095*	5	13	4	0,4	85	40	31500	40000	2	8	0,0025
1000096*	6	15	5	0,4	116	57	31500	40000	2,38	8	0,0040
1000097*	7	17	5	0,5	158	79	25000	31500	3	7	0,0050
1000098*	8	19	6	0,5	175	90	25000	31500	3	8	0,0080
1000099*	9	20	6	0,5	210	107	25000	31500	3,5	7	0,0080
1000900*	10	22	6	0,5	262	138	25000	31500	3,97	7	0,0090
1000901*	12	24	6	0,5	266	138	25000	31500	3,97	7	0,010
1000902*	15	28	7	0,5	253	151	20000	25000	3,18	12	0,017
1000903*	17	30	7	0,5	285	168	20000	25000	3,5	11	0,018
1000904*	20	37	9	0,5	514	312	16000	22000	5	10	0,035
1000905*	25	42	9	0,5	574	375	12500	16000	5	12	0,042
1000906*	30	47	9	0,5	595	406	12500	16000	5	13	0,049
1000907	35	55	10	1,0	816	576	10000	12500	5,95	13	0,086
1000908*	40	62	12	1,0	954	706	10000	12500	6,35	14	0,11
1000909*	45	68	12	1,0	1230	829	8000	10000	7,14	13	0,15
1000911	55	80	13	1,5	1250	1020	6300	8000	6,35	18	0,19
1000912	60	85	13	1,5	1230	1080	6300	8000	7,14	19	0,26
1000915	75	105	16	1,5	1910	1720	5000	6300	8,73	18	0,38
Особолегкая серия диаметров 1, узкая серия ширин 7											
7000101	12	28	7	0,5	400	227	20000	25000	4,76	8	0,018
7000102*	15	32	8	0,5	406	227	20000	25000	4,76	8	0,025
7000103	17	35	8	0,5	468	266	16000	20000	5,16	9	0,036

Продолжение табл. П1

Обозначение подшипников	$d$	$D$	$B$	$r$	$C_r$ , кгс	$C_{or}$ , кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг
							п	ж	$D_T$	$Z$	
7000105*	25	47	8	0,5	657	424	12500	16000	5,53	11	0,06
7000100*	30	55	9	0,5	756	540	10000	12500	5,56	14	0,10
7000107*	35	62	9	0,5	774	579	8000	10000	5,56	15	0,11
7000108*	40	68	9	0,5	1030	806	8000	10000	6,35	16	0,13
7000109	45	75	10	1,0	1050	857	8000	10000	6,35	17	0,17
7000110	50	80	10	1,0	1080	907	6300	8000	6,35	18	0,18
7000111	55	90	11	1,0	1290	1080	6300	8000	7,14	17	0,28
7000112	60	95	11	1,0	1320	1150	5000	6300	7,14	18	0,29
7000113	65	100	11	1,0	1350	1210	5000	6300	7,14	19	0,34
7000114	70	110	13	1,0	1580	1420	5000	6300			0,45
Особолегкая серия диаметров 1, нормальная серия ширин 0											
17*	7	19	6	0,5	224	118	25000	31500	3,97	6	0,007
18*	8	22	7	0,5	260	138	25000	31500	3,97	7	0,012
100	10	26	8	0,5	360	200	25000	31500	4,76	7	0,019
101*	12	28	8	0,5	400	227	20000	25000	4,76	8	0,022
104	20	42	12	1,0	736	454	12500	16000	6,35	9	0,07
105*	25	47	12	1,0	790	504	10000	12500	6,35	10	0,08
106*	30	55	13	1,5	1040	702	10000	12500	7,14	11	0,12
107*	33	62	14	1,5	1250	866	8000	10000	7,94	11	0,16
108*	40	68	13	1,5	1320	945	8000	10000	7,94	12	0,19
109*	45	75	16	1,5	1150	1240	8000	10000	8,73	13	0,24
110*	50	80	16	1,5	1630	1240	6300	8000	8,73	12	0,25
111	55	90	18	2,0	2220	1730	6300	8000	10,32	13	0,39

Продолжение табл. П1

Обозначение подшипников	$d$	$D$	$B$	$r$	$C_r$ , кгс	$C_{or}$ , кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг
							п	ж	$D_T$	$Z$	
112*	60	95	18	2,0	2410	1850	5000	6300	11,11	12	0,39
113*	65	100	18	2,0	2400	2000	5000	6300	10,32	15	0,45
114*	70	110	20	2,0	3030	2460	5000	6300	12,3	13	0,60
115*	75	115	20	2,0	3010	2460	5000	6300	12,3	14	0,06
116	80	125	22	2,0	3740	3190	4000	5000	13,5	14	0,85
117	85	130	22	2,0	3710	3190	4000	5000	13,5	14	0,91
118	90	140	24	2,5	4110	3570	4000	5000	14,3	15	1,20
120	100	150	24	2,5	4230	3830	3150	4000	14,3	15	1,29
Легкая серия диаметров 2, узкая серия ширин 0											
23*	3	10	4	0,3	50	22	31500	40000	1,59	7	0,0016
24*	4	13	5	0,4	92	43	31500	40000	2,38	6	0,003
25*	5	16	5	0,5	150	76	31500	40000	3,18	6	0,003
26*	6	19	6	0,5	221	118	25000	31500	3,97	6	0,008
27*	7	22	7	0,5	256	138	25000	31500	3,97	7	0,013
29	9	26	8	1,0	357	200	25000	31500	4,70	7	0,019
200*	10	30	9	1,0	469	266	20000	25000	5,95	6	0,030
201*	12	32	10	1,0	478	270	20000	25000	5,56	7	0,037
202*	15	35	11	1,0	597	354	16000	20000	5,95	8	0,045
203	17	40	12	1,0	752	447	16000	20000	7,14	7	0,060
204	20	47	14	1,5	1000	630	12500	16000	7,94	8	0,10
205	25	52	15	1,5	1100	709	10000	12500	7,94	9	0,12
206	30	62	16	1,5	1530	1020	10000	12500	9,53	9	0,20

Продолжение табл. П1

Обозначение подшипников	d	D	B	r	C <sub>r</sub> , кгс	C <sub>0r</sub> , кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг
							п	ж	D <sub>r</sub>	Z	
207*	35	72	17	2,0	2010	1390	8000	10000	11,11	9	0,29
208	40	80	18	2,0	2500	1810	6300	8000	12,7	9	0,36
209*	45	85	19	2,0	2570	1810	6300	8000	12,7	9	0,41
210*	50	90	20	2,0	2750	2020	6300	8000	12,7	10	0,47
211*	55	100	21	2,5	3400	2560	5000	6300	14,29	10	0,60
212*	60	по	22	2,5	4100	3150	5000	6300	15,88	10	0,80
213	65	120	23	2,5	4490	3470	5000	6300	16,67	10	0,98
214	70	125	24	2,5	4480	3810	4000	5000	17,46	10	1,08
215	75	130	25	2,5	5190	4190	4000	5000	17,40	11	1,18
216	80	140	26	3,0	5700	4540	4000	5000	19,05	10	1,40
217	85	150	28	3,0	6540	5410	4000	5000	19,84	11	1,80
218	90	160	30	3,0	7530	6170	3150	4000	22,23	10	2,2
220	100	180	34	3,5	9580	8060	3150	4000	25,4	10	3,2
Средняя серия диаметров 3, узкая серия ширины 0											
34	4	16	5	0,5	148	76	31500	40000	3,18	6	0,005
35	5	19	6	0,5	217	118	25000	31500	3,97	6	0,008
300*	10	35	11	1,9	636	383	20000	25000	7,14	6	0,05
301*	12	37	12	1,0	763	473	10000	20000	7,94	6	0,06
302*	15	42	13	1,5	890	551	16000	20000	7,94	7	0,08
303	17	47	14	1,5	1090	680	12500	16000	9,53	6	0,11
304	20	52	15	2,0	1250	794	12500	16000	9,53	7	0,14
305*	25	62	17	2,0	1760	1160	10000	12500	11,51	7	0,23
300	30	72	19	2,0	2200	1510	8000	10000	12,3	8	0,34
307*	35	80	21	2,5	2620	1790	8000	10000	14,29	7	0,44
308*	40	90	23	2,5	3190	2270	6300	8000	15,08	8	0,63

Обозначение подшипников	d	D	B	r	C <sub>r</sub> , кгс	C <sub>0r</sub> , кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг
							п	ж	D <sub>T</sub>	Z	
309	45	100	25	2,5	3780	2670	6300	8000	17,46	8	0,83
310*	50	110	27	3,0	4850	3630	5000	6300	19,05	8	1,08
311*	55	120	29	3,0	5600	4260	5000	6300	20,64	8	1,35
312*	60	130	31	3,5	6410	4940	4000	5000	22,23	8	1,70
313*	65	140	33	3,5	7240	5670	4000	5000	23,81	8	2,11
314	70	150	35	3,5	8170	6450	4000	5000	25,4	8	2,00
315	75	160	37	3,5	8900	7280	3150	4000	26,99	8	3,10
316	80	170	39	3,5	9650	8170	3150	4000	28,58	8	3,60
317	85	180	41	4,0	10400	9100	3150	4000	30,16	8	4,30
318	90	190	43	4,0	11200	10100	3150	4000	31,75	8	5,10
320	100	215	47	4,0	13600	13300	2500	3150	36,51	8	7,00
Тяжелая серия диаметров 4, узкая серия ширины 0											
403	17	62	17	2,0	1780	1210	10000	12500	12,7	6	0,27
405	25	80	21	2,5	2920	2080	8000	10000	16,67	6	0,5
406	30	90	23	2,5	3720	2720	6300	8000	19,05	6	0,72
407	35	100	25	2,5	4360	3190	6300	8000	20,64	6	0,93
408	40	110	27	3,0	5030	3700	5000	6300	22,23	6	1,20
409	45	120	29	3,0	6040	5300	4000	5000	23,02	7	4,52
410	50	130	31	3,5	6850	5300	4000	5000	25,4	7	1,91
411	55	140	33	3,5	7870	6370	4000	5000	26,99	7	2,3
412	60	150	35	3,5	8560	7140	3150	4000	28,58	7	2,8
413	65	160	37	3,5	9260	7960	3150	4000	30,16	7	3,4
414	70	180	42	4,0	11300	10700	3150	4000	34,93	7	5,3
416	80	200	48	4,0	12800	12700	2500	3150	38,1	7	7,0
417	85	210	52	5,0	13600	13800	2500	3150	39,69	7	8,0

Шариковые радиально-упорные однорядные подшипники ГОСТ 831-75

Обозначения подшипников типа		$d$	$D$	$B$	$r$	$r_1$	$C_r$ , кгс	$C_{or}$ , кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг
36000	46000									п	ж	$D_T$	
Особолегкая серия диаметров 8, нормальная серия ширина 0													
36100		10	26	8	0,5	0,3	417	250	31500	4000	4,76	9	0,03
36101		12	28				427						
36103		17	35	10	0,5	0,3	571	358	20000	25000	5,16	11	0,04
36104		20	42	12	1,0		830	542	16000	20000	6,35		0,07
	46106	30	55	13	1,5	0,5	1120	803	10000	12500	7,14	18	0,18
	46108	40	68	15			1460	1130	8000	10000	7,04	16	0,22
	46109	45	75	16			1730	1370	8000	10000	8,31	16	0,28
	46111	55	90	18	2,0	1,0	2520	2150	6300	8000	10,3	18	0,38
	46112	60	95				2880	2500			11,11		0,48
	46114	70	110	20			3560	3230	5000	6300	12,3	19	0,72
	46115	75	115				3530					20	0,78
	48116	80	125	22			4230	4090	5000	6300	13,4	20	0,90
	46117	85	130				4430	4300	4000	5000	9	21	1,04

Обозначение подшипников типа		$d$	$D$	$b=T$	$r$	$r_1$	$C_r$ , кгс, для типа		$C_{or}$ , кгс, для типа		n, об/мин, для типа				Шарики для типа 36000; 46000		Масса, кг
							36000	46000	36000	46000	36000		46000				
36000	46000						36000	46000	36000	46000	п	ж	п	ж	$D_T$	$Z$	
Легкая серия диаметров 2, узкая серия ширин 0																	
36201	–	12	32	10			558	–	340	–	25000	31500	–	–	5,5	9	0,04
36202	46202	15	35	11	1,0	0,3	638	607	390	158	20000	25000	16000	20000	5,95	10	0,05
36203	46203	17	40	12			943	900	624	573	20000	25000	16000	20000	7,1	10	0,06
38204	46204	20	47	14			1230	1160	847	779	16000	20000	12500	16000	7,94		0,10
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	1310	1240	924	850	12500	16000	10000	12500	7,94	12	0,12
36206	46206	30	62	16			1820	1720	1330	1220	10500	12500	8000	10000	9,53		0,19
36207	46207	35	72	17			2400	2270	1810	1660	10000	12500	8000	10000	11,11	12	0,27
36208	46208	40	80	18			3060	2890	2370	2710	8000	10000	6300	8000	12,7	12	0,37
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	3230	3040	2500	2360	6300	8000	6300	8000	12,7	13	0,42
36210	46210	50	90	20			3390	3180	2760	2540	6300	8000	6300	8000	12,7	14	0,47
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	4190	3940	3490	3210	6300	8000	5000	6200	14,29	14	0,58
36212	46212	60	110	22			4820	4540	4010	3680	5000	6300	5000	6200	16,67	14	0,77
36213	46213	65	120	23			–	5440	–	4680	–	–	5000	6300	16,67	15	0,98
36214	46214	70	125	24			6300	5910	5590	5140	5000	6300	4000	5000	17,46	15	1,04
36215	46215*	75	130	25			–	6150	–	5480	–	–	4000	5000	17,46	16	1,39
36216	46216	80	140	26	3,0	1,5	7350	6890	6600	6120	4000	5000	4000	5000	19,05	15	1,68
36217	46217	85	150	28			7900	7400	7220	6640	4000	5000	3150	4000	19,84	15	1,80
36218	46218	90	160	30			9280	8170	8460	7770	3150	4000	3150	4000	22,23	14	2,2
36220	46220	100	180	34	3,5	2,0	12400	11600	11800	10900	3150	4000	–	–	25,44	15	3,2

Обозначение подшипников типа	$d$	$D$	$b = T$	$r$	$r_1$	$C_r$ , кгс	$C_{ог}$ , кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг
								п	ж	$D_T$	$Z$	
Средняя серия диаметров 3, узкая серия ширин 0												
46305	25	62	17	2,0	1,0	2110	1490	8000	10 000	11,51	10	0,23
46306	30	72	19			2560	1870			12,3	11	0,35
46307	35	80	21			3340	2520	6300	8000	14,29	11	0,44
46308	40	90	23	2,5	1,2	3920	3070	6300	8000	15,08	12	0,63
46309	45	100	25			4810	3770	5000	6300	17,46	11	0,83
46310	50	110	27	3,0	1,5	5630	4480	00	6300	19,09	11	1,08
46312	60	130	31	3,5		7880	6660	5000	6300	22,23		1,71
46313	65	140	33			8900	7640	4000	5000	23,81		2,09
46314	70	150	35			9330	7830	3150	4000	25,4	12	3,10
46318	90	190	43		2,0	12900	12500	2500	3150	31,75		5,0
46320	100	215	47	4,0		16700	18000			36,51		8,14
Тяжелая серия диаметров 4, узкая серия ширин 0												
66407	35	100	25	2,5	1,2	4540	3370	5000	6300	18,26	10	1,05
66408	40	110	27	3,0	1,5	5270	3880	4000	5000	20,64		1,37
66409	45	120	29			6400	4820			23,02		1,75
66410	50	130	31			7760	6120	2500	3150	24,61	10	2,17
66412	60	150	35	3,5	2,0	9800	8100	2000	2500	26,99	11	3,52
66414	70	180	42	4,0	2,0	11900	11100	1250	1 600	36,51	10	5,7
66418	90	225	54	5,0	2,5	16300	17200	1000	1 250	41,28	10	12,0



Роликовые конические однорядные подшипники

Обозначения подшипников	d	D	D <sub>1</sub> (отклонения по B <sub>4</sub> )	B	C <sub>1</sub>	T	r	r <sub>1</sub>	a	C <sub>r</sub> , кгс	C <sub>ог</sub> , кгс	n, обор/мин		Ролики			Масса, кг, ГОСТ 331-71
												п	ж	D <sub>T</sub>	l <sub>eff</sub>	Z	
Особолегкая серия диаметров 1, серия ширин 2 Угол β - 11...15°																	
2007106	30	55	59	16	14	17	1,5	0,5	3	2350	1990	6300	8000	5,31	10,3	19	0,17
2007107	35	62	66	17	15	18			3	2560	2300	5000	8000	5,31	10,3	22	0,22
2007108	40	68	72	18	16	19			3,5	3190	2840	5000	6300	7	11,0	19	0,27
2007109	45	75	79	19	16	20			3,5	4000	3480	4000	6300	7,5	12,6	19	0,33
2007111	55	90	94	24	19	23	2,0	0,8	4	4910	4520	4000	500	8,1	12,8	21	0,54
2007113	65	100	104	19	19	23			4	5290	5130	3150	4000	8,1	13,8	24	0,62
2007114	70	110	116	27	20	25			4,5	6760	6580	3150	4000	9,3	16	24	0,8
2007115	75	115	121		20	25			4,5	12000	10800	2500	4000	9,3	14,5	25	0,91
2007116	80	125	131		23	29			5	8840	8850	2500	3150	11,2	17,6	22	1,34
2007118	90	140	146	30	26	32	2,5	0,8	5,5	11100	11100	2000	3150	12,45	20,3	22	1,63
2007119	95	145	151							11400	11500		3150	13,0	20,4	22	1,75
2007120	100	150	156							11700	12000		2500	12,45	20,3	24	1,82
2007122	110	170	178	36	31	38	3,0	1,0	6,5	16100	16600	1600	2500	15	25	23	2,90

Обозначения подшипников	d	D	D <sub>1</sub> (отклонения по B <sub>4</sub> )	B	C <sub>1</sub>	T	r	r <sub>1</sub>	a	C <sub>г</sub> , кгс	C <sub>ог</sub> , кгс	n, обор/мин		Масса, кг
												П	Ж	
Легкая серия диаметров, серия ширина (0) Угол $\theta = 12 \dots 16^\circ$														
7202	15	35	-	11	9	11,75	1,0	0,3	-	878	614	10000	12500	0,05
7203	17	40	44	12	11	13,25	1,5	0,5	3	1380	930	8000	12500	0,07
7204	20	47	51	14	12	15,25			3,5	1910	1320	8000	10000	0,12
7205	25	52	57	15	13	16,25			3,5	2390	1790	6300	10000	0,15
7206	30	62	67	10	14	17,25				2980	2230	6300	8000	0,23
7207	35	72	77	17	15	18,25	2,0	0,8	4	3520	2630	5000	6300	0,33
7208H	40	80	85	18	16	19,75				4240	3270	4000	6300	0,45
7209	45	85	90	19	16	20,75				4270	3340	4000	5000	0,49
7210H	50	90	95	20	17	21,75				5290	4000	4000	5000	0,54
7211	55	100	106	21	18	22,75	2,5	0,8	4,5	5790	4610	3150	5000	0,71
7212H	60	110	116	22	19	23,75				7220	5840	3150	4000	0,90
7214H	70	125	132	24	21	26,25				9590	8210	2500	4000	1,33
7215H	75	130	137	25	22	27,25				9760	8450	2500	3150	1,42

Продолжение табл. ПЗ

Обозначения подшипников	d	D	D <sub>1</sub> (отклонения по B <sub>4</sub> )	B	C <sub>1</sub>	T	r	r <sub>1</sub>	a	C <sub>r</sub> , кгс	C <sub>ор</sub> , кгс	n, обор/мин		Масса, кг			
												п	ж				
7216	80	140	147	26	22	28,25			5	10600	9520		3150	1,67			
7217	85	150	158	28	24	30,25	3,0	1,0	5	10900	9140	2000	3150	2,10			
7218Н	90	160	168	30	26	32,5			6	14100	12500		2500	2,52			
7219	95	170	179	32	27	34,5			6,5	14500	13100		2000	3,2			
7220	100	180	190	34	29	37	3,5	1,2	7	10200	14000	1600	2500	3,81			
7224Н	120	215	225	40	34	43,5			8	25200	23700		2000	6,20			
Легкая серия диаметров 2 (5), серия ширина (0) Угол $\theta = 12 \dots 16^\circ$																	
Обозначения подшипников	d	D	D <sub>1</sub>	B	C	T	r	r <sub>1</sub>	a	C <sub>r</sub> , кгс	C <sub>ор</sub> , кгс	n, об/мин		Ролики			Масса, кг
												п	ж	D <sub>T</sub>	l <sub>eff</sub>	Z	
7506Н	30	62	67	20	17	21,25	1,5	0,5	4	3490	2750	6300	8000	7,9	13	14	0,29
7507	35	72	77	23	20	24,25	2,0	0,8	4,5	5020	4030	5000	6300	9,7	14,7	14	0,45
7508Н	40	80	85		19	24,75				5390	4480	4000	6300	9,7	14,7	16	0,58
7509Н	45	85	90		19	24,75				5160	4260	4000	5000	9,7	14,7	16	0,62
7510Н	50	90	95		19	24,75				5980	5450	4000	5000	8,9	16,7	19	0,04

Продолжение табл. ПЗ

Обозначения подшипников	$d$	$D$	$D_1$	$B$	$C$	$T$	$r$	$r_1$	$a$	$C_r$ , кгс	$C_{ор}$ , кгс	п, об/мин		Ролики			Масса, кг
												п	ж	$D_T$	$l_{eff}$	$Z$	
7511	55	100	106	25	21	26,75	2,5	0,8	5	7220	6160	3150	5000	11,5	17,4	16	0,83
7512	60	110	116	28	24	29,75			5	8400	7560	3150	4000	11,5	18,6	13	1,19
7513	65	120	127	31	27	32,75	2,5	0,8	6	10900	9890	2500	4000	13,4	22	17	1,57
7514	70	125	132	31	27	33,25			6	11000	10100	2500	3150	13,4	22	18	1,60
7515	75	130	137	31	27	33,25			6	11500	10800	2500	3150	13,4	22	19	1,76
7516	80	140	147	33	28	35,25	3,0	1,0	6	13300	12600	2000	3150	14,7	23,4	19	2,15
7517	85	150	158	36	30	38,5			7	15100	14100		3150	15,5	25,7	19	2,80
7518	90	160	168	40	34	42,5			8	17900	17100		2500	17,3	27,6	18	3,44
7519Н	95	170	179	43	37	45,5	3,5	1,4	8	22500	22500	1600	2500	18,4	33,4	18	4,42
7520	100	180	190	46	39	49			8	23200	23600		2500	18,4	33,4	19	5,14
7522Н	110	200	210	53	46	56			10	29100	29600		2000	21,2	40	18	7,37
7524	120	215	225	58	50	61,5			11	35100	37900		2000	21,6	43,3	20	9,2

Обозначения подшипников	$d$	$D$	$D_1$	$B$	$C_1$	$T$	$r$	$r_1$	$a$	$C_r$ , кгс	$C_{or}$ , кгс	n, об/мин		Ролики			Мас- са, кг
												п	ж	$D_T$	$l_{eff}$	$Z$	
Средняя серия диаметров 3, серия ширин 0 Угол $8=10 \dots 14^\circ$																	
7304Н	20	52	57	15	13	16,25			3,5	2500	1770	8000	10000	8	10,2	11	0,17
7305	25	62	67	17	15	18,25	2,0	0,8	4	2860	2090	6300	8000	9,5	10	13	0,25
7300	30	72	77	19	17	10,75			4	4000	2990	5000	6300	9,9	12,7	13	0,46
7307	35	80	85	21	18	22,75	2,5	0,8	4,5	6100	4600	4000	5000	11,7	14,8	12	0,50
7308	40	90	95	23	20	23,25			4,5	6100	4600			13,1	14,2	12	0,70
7300Н	45	100	106	25		27,25			5	7610	5930			14,3	16	13	1,01
7310Н	50	ПО	116	27	23	29,25	3,0	1,0	5	9660	7590	3150	4000	16,7	19,4	12	1,33
7311	55	120	127	29	25	31,5			5,5	10200	8150					13	1,64
7312	60	130	137	31	27	33,5			5,5	11800	9630	2500	4000	17,5	20 21	14	2,00
7313	65	140	147	33	28	36	3,5	1,2	6	134000	11100	2500	3150	18,7	24,6	14	2,54
7314Н	70	150	158	35	30	38			7	16800	13700	2000	3150	22,8		12	3,09
7315	75	160	168	37	31	40	3,5	1,2	7	17800	14800	2000	3150	22,8	24,6	13	3,68
7317	85	180	190	41	35	44,5	4,0	1,5	8	22100	19500	1600	2500				5,21
7318	90	190	200	43	30	46,5	4,0	1,5	8	24000	20100	1600	2500				5,56

Обозначения подшипников	$d$	$D$	$D_1$	$B$	$C_1$	$T$	$r$	$r_1$	$a$	$C_r$ , кгс	$C_{or}$ , кгс	n, об/мин		Ролики			Мас- са, кг
												п	ж	$D_T$	$l_{eff}$	$Z$	
Средняя серия диаметров 3 (6), серия ширин (0)												Угол $\delta = 11 \dots 15^\circ$					
7604	20	52	57	21	18,5	22,25			4,5	2950	2200	6300	10000	7,9	13	11	0,24
7605	25	62	67	24	21	25,25	2,0	0,8	5	4550	3660	5000	8000	8,9	16,7	12	0,37
7606H	30	72	77	27	23	28,75			6	6130	5100	5000	6300	10,2	10,4	12	0,57
7607	35	80	85	31	27	32,75			6	7160	6150	4000	6300	10,5	92		0,80
7608	40	90	95	33	28,5	35,25	2,5	0,8	6	8000	6720	4000	5000	12	23	13	1,04
7609	45		106	36	31	38,25			7	10400	9050	3150	4000	13,7	24,4		1,34
7610	50	110	116	40	34	42,25	3,0	1,0	8	12200	10800	3150	4000	143	28	13	1,81
7611H	55		127	43	35	45,5				14800	14000	2100				15	2,43
7612H	60	130	137	46	37	48,5	3,5	1,2	8	17100	15700	2500	3150	17	33	14	2,99
7613	65	140	147	48	41	51			8	17800	16800	2000	3150	17	33	15	3,63
7614	70	150	158	51	43	54			10	20400	18600	2000	3150	19,8	35	13	4,44
7015	75	160	168	55	46,5	58			10	24900	23500	2000	2500	21,2	40	14	5,38
7610H	80	170	179	58	48	61,5			11	29400	29100	1600	2500	19,4	43,2	18	6,40
7618H	90	190	200	64	53	67,5			11	36900	36300	1600	2000	254	49	14	8,78
7620	100	215	225	73	61,5	77,5	4,0	1,5	12	45100	45900	1600	2000	27,5	53	15	13,2
7622	110	240	251	80	66	84,5			12	49000	50500	1250	1600	34,5	56,9	14	17,8

## Шариковые упорные одинарные подшипники ГОСТ 6874-75

Обозначение подшипников	$d$	$d_1$	$D$	$H$	$r$	$C_r$ кгс	$C_{or}$ кгс	n, об/мин		Шарики		Мас- са, кг
								п	ж	$D_T$	Z	
Особолегкая серия диаметров 1, серия высот 0												
8100*	10	10,2	24	9	0,5	658	1130	6300	8000	4,76	10	0,020
8101*	12	12,2	26	9	0,5	697	1250	6300	8000	4,76	11	0,022
8102*	15	15,2	28	9	0,5	743	1360	6300	8000	4,76	12	0,024
8103*	17	17,2	30	9	0,5	822	1590	5000	6300	4,76	14	0,027
8104*	20	20,2	35	10	0,5	1100	2160	5000	6300	5,56	14	0,040
8105*	25	25,2	42	11	1,0	1250	2620	4000	6300	5,56	17	0,060
8106*	30	30,2	47	11	1,0	1380	2930	4000	5000	5,56	19	0,070
8107*	35	35,2	52	12	1,0	1680	3720	4000	5000	6,5	20	0,084
8108*	40	40,2	60	13	1,0	2300	5100	3150	5000	7,14	20	0,124
8109*	45	45,2	65	14	1,0	2430	5610	3150	4000	7,14	22	0,15
8110*	50	50,2	70	14	1,0	2570	6120	3150	4000	7,14	24	0,16
8111*	55	55,2	78	16	1,0	3420	8300	3150	4 000	8,5	23	0,24
8112*	60	60,2	85	17	1,5	3750	9150	2500	3150	8,73	24	0,29
8113*	65	65,2	90	18	1,5	4280	10400	2500	3150	9,53	23	0,33
8114*	70	70,2	95	18	1,5	4600	11300	2500	3150	9,53	25	0,36
8115*	75	75,2	100	19	1,5	4740	11800	2000	2500	9,53	26	0,41
8116*	80	80,2	105	19	1,5	4870	12200	2000	2500	9,53	27	0,43
8117*	85	85,2	110	19	1,5	5000	13200	2000	2500	9,53	29	0,46
8118*	90	90,2	120	22	1,5	6180	16100	1600	2500	11,11	26	0,68
8120*	100	100,2	135	25	1,5	8160	21800	1600	2000	12,7	27	1,00
8122*	110	110,2	145	25	1,5	8290	22000	1600	2000	11,91	29	1,08
8124*	120	120,2	155	25	1,5	8800	25000	1250	1600	12,7	29	1,16

Продолжение табл. П4

Обозначение подшипников	$d$	$d_1$	$D$	$H$	$r$	$C_r$ кгс	$C_{or}$ кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг
								п	ж	$D_T$	Z	
Легкая серия диаметров 2, серия высот 0												
8201*	12	12,2	28	11	1,0	868	1540	5000	6300	3,56	10	0,34
8202*	15	15,2	32	12	1,0	987	1860	5000	6300	5,56	12	0,04
8204*	20	20,2	40	14	1,0	1580	3000	4000	5000	7,14	12	0,08
8205*	25	23,2	47	15	1,0	2040	4100	3150	5000	7,94	13	0,12
8206*	30	30,2	52	16	1,0	2300	4720	3150	4000	7,94	15	0,14
8207*	35	25,2	62	18	1,5	3160	6800	3160	4000	9,53	15	0,22
8208*	40	40,2	68	19	1,5	3750	7990	2500	3150	10,32	15	0,27
8209*	45	45,2	73	20	1,5	3950	9050	2500	3150	10,32	17	0,32
8210*	50	50,2	78	22	1,5	4600	10500	2000	3150	11,11	17	0,39
8211*	55	55,2	90	25	1,5	5660	12900	2000	2500	12,7	16	0,61
8212*	60	60,2	95	26	1,5	6580	15500	2000	2500	13,49	17	0,69
8213*	65	65,2	100	27	1,5	6580	15300	1600	2500	12,7	19	0,75
8214*	70	70,2	105	27	1,5	6580	10100	1600	2500	12,7	20	0,80
8215*	75	75,2	110	27	1,5	5840	10900	1600	2000	12,7	21	0,86
8216*	80	80,2	115	28	1,5	7630	19100	1600	2000	13,49	21	0,95
8217	85	85,2	125	31	1,5	9470	23900	1250	2000	15,88	19	1,30
8218	90	90,2	135	35	2,0	11200	29000	1250	1600	17,46	17	1,86
8220	100	100,2	150	38	2,0	13200	33500	1000	1600	19,84	17	2,40
8222	110	110,2	160	38	2,0	13800	39400	1000	1250	19,84	18	2,60
Средняя серия диаметров 3, серия высот 0												
8305	25	25,2	52	18	1,5	2570	4990	3150	4000	9,53	11	0,16
8306	30	30,2	60	21	1,5	3290	6790	2500	3150	11,11	11	0,27
8307	35	35,2	68	24	1,5	4080	8500	2000	3150	11,91	12	0,39
8308	40	40,2	78	26	1,5	5130	10900	2000	2500	11,91	12	0,5
8309	45	45,2	85	28	1,5	5920	13300	1600	2500	13,49	12	0,69



Окончание табл. П4

Обозначение подшипников	$d$	$d_1$	$D$	$H$	$r$	$C_r$ кгс	$C_{or}$ кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг
								п	ж	$D_T$	$Z$	
8310	50	50,2	95	31	2,0	7100	16400	1000	2500	1429	13	1,00
8311	55	55,2	105	35	2,0	9210	21700	1600	2000	15,88	13	1,34
8312	60	60,2	110	35	2,0	9210	21700	1600	2000	18,26	13	1,43
8313	65	65,2	115	36	2,0	10400	25400	1600	2000	18,26	13	4,57
8314	70	70,2	125	40	2,0	12000	29800	1250	1600	19,05	14	2,10
8315	75	75,2	135	44	2,5	13800	34600	1000	1600	20,64	14	2,7
8316	80	80,2	140	44	2,5	13800	34600	1000	1600	22,23	14	2,8
8318	90	90,2	155	50	2,5	17100	45200	1000	1250	25,4	14	3,9
8320	100	100,2	170	55	2,5	18400	49000	800	1250	26,99	14	5,1
8322	110	110,2	190	63	3,0	23000	65500	800	1000	31,75	13	7,9

Муфты упругие втулочно-пальцевые ГОСТ 21424-93

Номинальный крутящий момент, Нм	d H8	d <sub>1</sub> H9	d H8	d <sub>1</sub> H9	D, не более	L, не более, для исполнений				l, h14, для исполнений				Частота вращения, с <sup>-1</sup> , не более	Смещение валов, не более								
	Ряд 1		Ряд 2			1	2	3	4	1	2	3	4		радиальное	угловое							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15									
6,3	9	-	71	43	-	43	-	20	-	13	-	147	0,2	1°30'									
	10	-		49	43	49	-	23	20	16	-												
	11	-																					
16,0	12	-	75	63	53	63	-	30	25	20	-	127			0,2	1°30'							
	14	-		83	59	83	59																
	16	-																					
31,5	16	-	90	84	60	84	60	40	28	30	18	106					0,2	1°30'					
	18	-																					
	-	19																					
63,0	20	-	100	104	76	104	76	50	36	38	24	95							0,2	1°30'			
	22	-																					
	-	24																					
125,0	25	-	120	125	89	125	89	60	42	44	26	77									0,3	1°00'	
	28	-																					
	-	30																					
250,0	32	-	140	165	121	165	121	80	58	60	38	63	0,3	1°00'									
	-	35																					
	36	-																					
	-	38																					
	40	-																					
	-	42																					
500,0	45	-	170	225	169	225	169	110	82	85	56	60			0,3	1°00'							
	40	-																					
	-	42																					

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	45	-												
710,0	45	-	190	226	170	226	170	110	82	85	56	50	0,4	
	-	48												
	50	-												
	-	55												
	56	-												
1000,0	50	-	220	286	216	286	216	140	105	107	72	48		
	-	55												
	56	-												
	-	60												
	63	-												
	-	65												
2000,0	-	70	250	348	268	348	268	170	130	135	95	38		
	63	-												
	-	65												
	-	70												
	71	-												
	-	75												
	80	-												
-	85													
4000,0	80	-	320	350	270	350	270	170	130	135	95	30	0,5	0°30'
	-	85												
	90	-												
	-	95												
8000,0	100	-	400	432	342	432	342	210	165	170	125	24		
	110	-												
	-	120												
	125	-												

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
16000,0	-	120	500	435	345	435	345					19	0,6	
	125	-												
	-	130		515	415	515	415	250	200	205	155			
	140	-												
	-	150		615	495	615	495	300	240	245	185			
	160	-												

*Примечание:*

*Ряд 1 является предпочтительным.*

*Полумуфты должны изготавливаться следующих исполнений:*

*1 - с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по [ГОСТ 12080](#);*

*2 - с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по [ГОСТ 12080](#);*

*3 - с коническими отверстиями для длинных концов валов по [ГОСТ 12081](#);*

*4 - с коническими отверстиями для коротких концов валов по [ГОСТ 12081](#).*

*Примечание - Допускается уменьшать длину посадочной части полумуфт в соответствии с [ГОСТ 12080](#).*

*Пример условного обозначения упругой втулочно-пальцевой муфты с номинальным крутящим моментом 250 Н×м, диаметром посадочного отверстия d=40 мм, исполнения 1, климатического исполнения У и категории 3:*

***Муфта упругая втулочно-пальцевая 250-40-1 У3 ГОСТ 21424-93***

*То же с номинальным крутящим моментом 250 Н×м, одна из полумуфт диаметром d=32 мм, исполнения 1, другая - диаметром d=40 мм, исполнения 4, климатического исполнения Т и категории 2:*

***Муфта упругая втулочно-пальцевая 250-32-1-40-4 Т2 ГОСТ 21424-93***

*Примечание - В обозначении муфты после значения номинального крутящего момента указывают обозначение полумуфты с отверстиями для крепления пальцев.*

Муфты упругие со звездочкой ГОСТ Р 50894-96

Номинальный крутящий момент, $T_{кр}$ , Нм	d H7	l для исполнения		D	L для исполнения		C Ls 17	Частота вращения, $c^{-1}$ , не менее	$\Delta$	$\gamma$	Динамический момент инерции $1\text{кг м}^2$ , для исполнения		Масса, кг не более, для исполнения	
		1	2		1	2					1	2	1	2
		1	2		1	2					1	2	1	2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
2,5	6							92	0,1		0,0005	-	0,17	-
	7	16	-	32	45,5	-	0,15						-	
6,3	10						1,5	83	0,2		0,0012	0,0010	0,25	0,23
	11	23	20	45	59,5	53,5							0,23	0,21
	12	30	25										0,27	0,25
	14				73,5	63,5							0,31	0,27
16	12	30	25					63	0,2		0,0035	0,0030	0,49	0,47
	14			53	81,0	71,0							0,57	0,55
	16	40	28										0,65	0,41
	18				101,0	77,0							0,63	0,62
25	14	30	25		81,0	71,0	3,0				0,0076	0,0054	0,72	0,62
	16	40	28	63									0,80	0,66
	18				101,0	77,0							0,78	0,64
	20	50	36		121,0	93,0							0,88	0,70

Продолжение табл. П6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
31, 5	16	40	28	71	101,0	77,0		50	0,2	1°30'	0,0096	0,0076	1,00	0,72	
	18												0,98	0,68	
	20	50	36		121,0	93,0			1,14				0,86		
	22				1,10	0,82									
63	20	50	36	85	128,0	100,0		37	0,3		1°30'	0,0300	0,0280	1,81	1,67
	22													1,75	1,65
	25	60	42		148,0	112,0								2,00	1,61
	28				1,90	1,51									
125	25	60	42	105	148,0	112,0		33	0,3		1°30'	0,0900	0,0840	3,32	3,06
	28													3,18	2,84
	30	80	58		188,0	144,0								3,34	3,04
	32													3,32	3,16
	35				3,39	3,23									
	36				3,72	3,30									
250	32	80	58	135	191,0	147,0	30	0,4	1°	0,1440	0,1280	7,05	6,50		
	35											7,10	6,62		
	36											7,06	6,56		
	40	110	82		251	195						7,60	6,88		
	45											8,49	7,90		

Окончание табл. П6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
400	(38)	80	58	166	196,0	152,0	3,0	25	0,4	1°	0,3860	0,3780	11,34	10,82
	40												12,04	11,46
	45												12,12	11,00
	(48)	110	82		256,0	200,0								

*Пример условного обозначения упругой муфты со звездочкой с номинальным крутящим моментом 125 Н·м, с диаметром посадочных отверстий полумуфт 32 мм, с полумуфтами исполнения 1, климатического исполнения У, категории 3:*

***Муфта 125-32-1УЗ ГОСТ Р 50894-95***

*То же с полумуфтами исполнения 1 и исполнения 2:*

***Муфта 125-32-1-2УЗ ГОСТ Р 50894-96***

*То же, муфты перспективного исполнения с индексом С, с диаметром посадочной поверхности 32 мм одной полумуфты исполнения 1 и с диаметром посадочной поверхности 25 мм другой полумуфты исполнения 2:*

***Муфта ПС-125-32-1-25-2УЗ ГОСТ Р 50894-96.***

Муфта с упругой торообразной оболочкой

Номинальный крутящий момент $T_{кр}$ , Н·м	d	D, не более	L, не более				l				Максимальный крутящий момент при кратковременной перегрузке, Н·м	Допускаемая частота вращения, $c^{-1}$	Угол закручивания при номинальном крутящем моменте $T_{кр}$ , не менее	Допускаемое смещение полумуфт			Динамический момент инерции, $I$ , кг·м <sup>2</sup>		
			Исполнение											осевое	радиальное	угловое			
			1	2	3	4	1	2	3	4									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18		
20	14	100	110	105	100	-	32	28	22	-	63	50	5°30'	1,0	1,0	1°	0,002		
	16; 18		130	110	120	95	42	30	32	20									
	18	125	140	115	125	100	52	38	40	26	125			0,004					
	20; 22		160	130	145	120									63		44	46	28
	25		180	140	165	130									52		38	40	26
80	22	160	170	140	155		63	44	46	28	400	41	2,0		1,6	0,014			
25; 28	190		150	175	140	82	60	63	40										
30	230		185	220	170	82	60	63	40										
125	25; 28	180	195	155	180	145	63	44	46	28	400	41	2,5	2,0	1°30'	0,042			
	30; 32; 35; 36		230	190	220	175	82	60	63	40									
200	30; 32; 35; 36	200	245	200	230	185					630	41	5°30'	2,5	2,0	1°30'	0,042		
	40		305	250	290	235	112	84	88	60									



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
315	35; 36	250	260	215	240	195	82	60	63	40	1000	33		3,0	2,5		0,12
	40; 45		325	270	310	250	118	84	88	60							
500	40; 42; 45	280									1600	26		3,6	3,0		0,21
	48; 50; 53; 55; 56																
800	48; 50; 53	320	340								2500						0,39
	55; 60; 63		400														
1250	55	360	340	280	290	230	112	84	88	60	3150		4°30'	4,0	3,5		0,66
	60; 63; 70; 71		400	330		260	143	108	110	75							
2000	63; 70; 71	400	420	350	340	270					5000			4,5	4,0		1,2
	80; 90		480	400	390	320											
3150	80; 90	450	485	405		325	172				8000						2,5
	100		565	475		385	214										
5000	90	500	500	415		335	172	132	135	96	12500	21		5,0	5,0		3,5
	100; 110		580	490	480	400	214	168	120	126							
8000	100; 110; 125	560	585	495	485	400					20000	18	3°30'	5,6			7,0
	140		665	570	565	465											

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
12500	110; 125	630	605	525	505	420	214	168	170	126	25000	17	3°30'	6,0	5,0	1°30'	13
	140		685	585	580	480	254	204	208	158							
	160		790	665	660	540	304	244	248	188							
	125	710	610	510		430	214	168	170	126	31500	15		6,7			16
	140		630	590		490	254	204	208	158							
	160; 180		790	670		550	304	244	248	188							
20000	140	800	700	600	500	254	204	208	158	40000	13	2°30'	7,5				33
	160		800	680	560	304	244	248	188								
	180		900	760	620	354	284	288	218								

*Муфты изготавливают типов:*

*1 - с оболочкой выпуклого профиля; 1П - с оболочкой выпуклого профиля перспективного ряда;*

*2П - с оболочкой вогнутого профиля перспективного ряда.*

*Полумуфты изготовляют следующих исполнений:*

*1 - с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081;*

*2 - с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080;*

*3 - с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081;*

*4 - с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081.*

*Пример условного обозначения муфты типа 1 с номинальным крутящим моментом 250 Н·м, с диаметрами посадочных отверстий полумуфт 40 мм. с полумуфтами исполнения I, климатического исполнения У, категории 2:*

***Муфта 1-250-40- 1У2 ГОСТ Р 50892-96.***

*То же, типа 1П, с индексом С, с диаметром посадочной поверхности 36 мм другой полумуфты исполнения 2:*

***Муфта 1 ПС-250-40-1-36-2У2 ГОСТ Р 50892-96.***

*То же, типа 2П:*

***Муфта 2ПС-250- 40- 1-36-2У2 ГОСТ Р 50892-96.***

Муфты цепные однорядные ГОСТ 20742-93

Номинальный крутящий момент $M, Н \cdot м$	$d$		$D, \text{ не более}$	$L, \text{ не более, для исполнений}$			$L, h14, \text{ для исполнений}$			Компенсирующие свойства		Частота вращения, $с^{-1}$ , не более	Обозначение цепи по ГОСТ 13568	Число звеньев цепи (число зубьев полу-муфты)	$h$						
	Ряд 1	Ряд 2		1	2	3,4	1	2	3,4	Угловое смещение осей валов, не более	Радиальное смещение осей валов, не более										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16						
63	20; 22	-	110	102	80	74	36	25	36	1,0	0,16	25	ПР-19,05-3180	12	1,3						
	-	24														122	92	86	42	27	42
	25; 28	-																			
125	25; 28	-	125	162	124	86	58	39	42		0,20	22		ПР-25,4-6000	10	1,8					
	30;32 35;36	-																			
250	32; 35; 36	-	140	222	172	118	82	57	58		0,25	20			12						
	-	38; 42																			
	40; 45	-																			

Продолжение табл. П8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16		
500	40; 45	-	200	222	172	118	82	57	58	1,0	0,32	18	ПР-31,75-8900	14	2,0		
	-	42; 48															
	50; 55	-															
	-	53; 56															
1000	50; 55	-	210	284	220	168	105	73	82		1,0	0,40	16	ПР-38,1-12700	12	3,5	
	-	53; 56															120
	60; 63; 70; 71	-															
	-	65															
2000	63; 70	-	280	344	272	214	130	94	105			1,0	0,50	14	ПР-50,8-22700	14	3,8
	-	65															
	71; 80; 90	-															
	-	75; 85															
4000	80; 90	-	310	424	342	264	165	124	130	1,0			0,60	12	ПР-50,8-22700	14	3,8
	-	85; 95															
	100; 110	-															
	-	105															

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
800 0	100; 110; 125	-	350	42 4	34 2	26 4	16 5	12 4	130	1,0	0,80	11	ПР-50,8-22700	16	
	-	105 ; 120													
	-	130		50 4	40 8	33 4	20 0	15 4	165						
	140	-													

*Примечание:*

*Пример условного обозначения муфты, передающей номинальный вращающий момент  $T = 1000 \text{ Нм}$ , с диаметром посадочного отверстия полумуфт  $d = 56 \text{ мм}$ , с полумуфтами типа I (цилиндрический конец вала), исполнение одной полумуфты 1 (длинные концы валов), другой – 2 (короткие концы валов), климатического исполнения У, категории размещения 3:*

***Муфта цепная 1000 – 56 – 1.1 х 56 – 1.2 – У3 ГОСТ 20742-93.***

## Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала $d$ , мм	Сечение шпонки		Глубина паза, мм		Длина $l$ , мм
	$b$ , мм	$h$ , мм	вала $t_1$	ступицы $t_2$	
1	2	3	4	5	6
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0	6...20
Свыше 8 до 10	3	3	1,8	1,4	6...36
Свыше 10 до 12	4	4	2,5	1,8	8...45
Свыше 12 до 17	5	5	3,0	2,3	10...56
Свыше 17 до 22	6	6	3,5	2,8	14...70
Свыше 22 до 30	7	7	4,0	3,3	16...63
	8	7	4,0	3,3	18...90
Свыше 30 до 38	10	8	5,0	3,3	22...110
Свыше 38 до 44	12	8	5,0	3,3	28...140
Свыше 44 до 50	14	9	5,5	3,8	36...160
Свыше 50 до 58	16	10	6,0	4,3	45...180
Свыше 58 до 65	18	11	7,0	4,4	50...200
Свыше 65 до 75	20	12	7,5	4,9	56...220
Свыше 75 до 85	22	14	9,0	5,4	63...250
Свыше 85 до 95	24	14	9,0	5,4	63...250
	25	14	9,0	5,4	70...280
Св. 95 до 110	28	16	10,0	6,4	80...320
Св. 110 до 130	32	18	11,0	7,4	90...360

1	2	3	4	5	6
Св. 130 до 150	36	20	12,0	8,4	100...400
Св. 150 до 170	40	2	13,0	9,4	100...400
Св. 170 до 200	45	25	15,0	10,4	110...450
Св. 200 до 230	50	28	17,0	11,4	125...500
Св. 230 до 260	56	32	20,0	12,4	140...500
Св. 260 до 290	63	32	20,0	12,4	160...500
Св. 290 до 330	70	36	22,0	14,4	180...500
Св. 330 до 380	80	40	25,0	15,4	200...500
Св. 380 до 440	90	45	28,0	17,4	220...500
Св.440 до 500	100	50	31,0	19,5	250...500

*Примечание:*

1. Длины призматических шпонок должны выбираться из ряда: **6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 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.**

2. Допускается применять шпонки длиной, выходящей за указанные пределы диапазонов длин. При этом длины свыше 500 мм следует выбирать из ряда  $R_a 20$  по ГОСТ 6636-69.

3. Шпонки 7x7 мм и 24x14 мм допускается применять только для крепления режущего инструмента.

4. Пример условного обозначения шпонки:

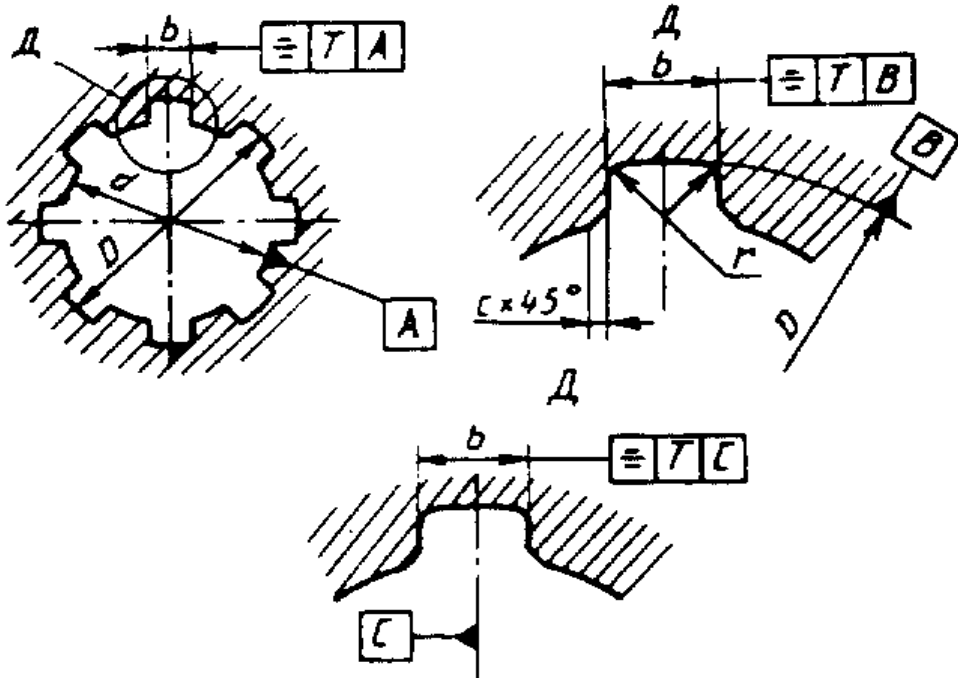
*исполнение 1, с размерами  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $l = 50$  мм:*

**Шпонка 16 × 10 × 50 ГОСТ 23360-78.**

*То же, исполнение 2: Шпонка 2 – 16 × 10 × 50 ГОСТ 23360-78.*

Шлицевые прямобоочные соединения общего назначения  
ГОСТ 1139-80

*Втулка*



*Вал*

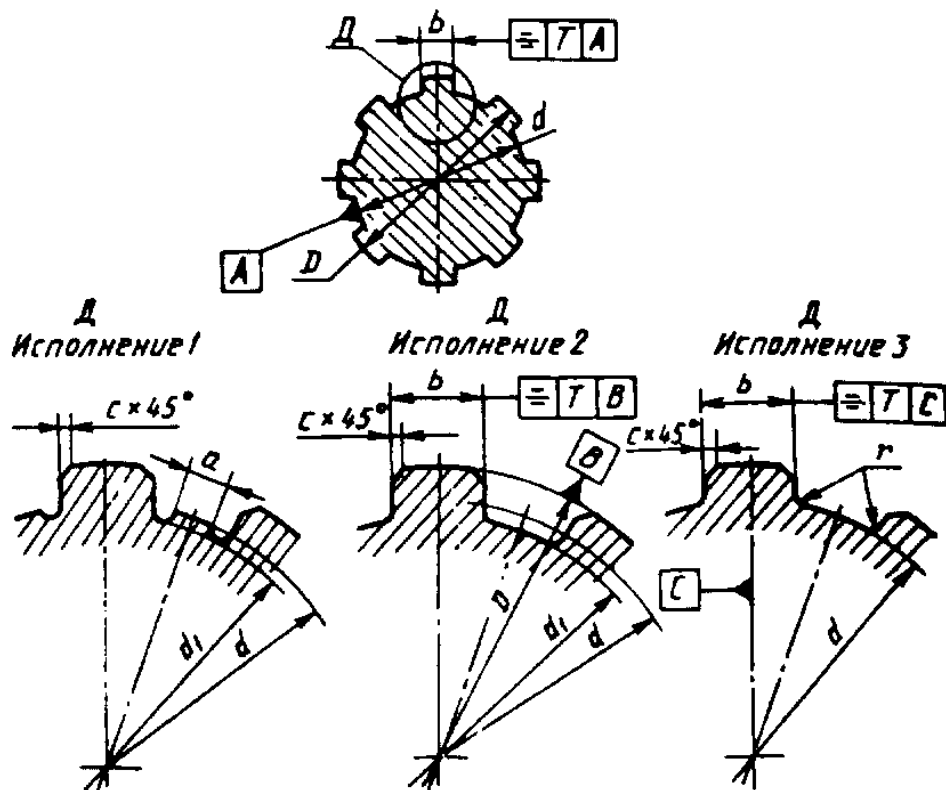




Таблица П10

Номинальный размер $z \times d \times D$	$z$	$d$	$D$	$b$	$d_1$ , не менее	$a$ , не менее
1	2	3	4	5	6	7
Легкая серия						
6×23×26	6	23	26	6	22,1	3,54
6×26×30	6	26	30	6	24,6	3,85
6×29×32	6	28	32	7	26,7	4,03
8×32×36	8	32	36	6	30,4	2,71
8×36×40	8	36	40	7	34,5	3,46
8×42×46	8	42	46	8	40,4	5,03
8×46×50	8	46	50	9	44,6	5,75
8×52×58	8	52	58	10	49,7	4,89
8×56×62	8	56	62	10	53,6	6,38
8×62×68	8	62	68	12	59,8	7,31
10×72×78	10	72	78	12	69,6	5,45
10×82×88	10	82	88	12	79,3	8,62
10×92×98	10	92	98	14	89,4	10,08
10×102×108	10	102	108	16	99,9	11,49
10×112×120	10	112	120	18	108,8	10,72
Средняя серия						
6×11×14	6	11	14	3	9,9	-
6×13×16	6	13	16	3,5	12,0	-
6×16×20	6	16	20	4	14,5	-
6×18×22	6	18	22	5	16,7	-
6×21×25	6	21	25	5	19,5	1,95
6×23×28	6	23	28	6	21,3	1,34
6×26×32	6	26	32	6	23,4	1,65
6×28×34	6	28	34	7	25,9	1,70

Продолжение табл. П10

1	2	3	4	5	6	7
8×32×38	8	32	38	6	29,4	-
8×36×42	8	36	42	7	33,5	1,02
8×42×48	8	42	48	8	39,5	2,57
8×46×54	8	46	54	9	42,7	-
8×52×60	8	52	60	10	48,7	2,44
8×56×65	8	56	65	10	52,2	2,50
8×62×72	8	62	72	12	57,8	2,40
10×72×82	10	72	82	12	67,4	-
10×82×92	10	82	92	12	77,1	3,00
10×92×102	10	92	102	14	87,3	4,50
10×102×112	10	102	112	16	97,7	6,30
10×112×125	10	112	125	18	106,3	4,40
Тяжелая серия						
Номинальный размер z×d×D	Z	d	D	b	d <sub>1</sub> , не менее	
1	2	3	4	5	6	
10×16×20	10	16	20	2,5	14,1	
10×18×23	10	18	23	3	15,6	
10×21×26	10	21	26	3	18,5	
10×23×29	10	23	29	4	20,3	
10×26×32	10	26	32	4	23,0	
10×28×35	10	28	35	4	24,0	
10×32×40	10	32	40	5	28,0	
10×36×45	10	36	45	5	31,3	
10×42×52	10	42	52	6	36,9	
10×45×56	10	45	56	7	40,9	
16×52×60	16	52	60	5	47,0	
16×56×65	16	56	65	5	50,6	

1	2	3	4	5	6
16×62×72	16	62	72	6	56,1
16×72×82	16	72	82	7	65,9
20×82×92	20	82	92	6	75,6
20×92×102	20	92	102	7	85,5
20×102×115	20	102	115	8	94,0
20×112×125	20	112	125	9	104

**Примечание:**

На сборочных чертежах шлицевые соединения указывают условными обозначениями, установленными стандартами.

Применяют три способа центрирования отверстия ступиц (втулок) колес или других деталей на шлицевом валу [6]:

а) по внешнему диаметру шлицев  $D$ , при этом образуется радиальный зазор по внутреннему диаметру  $d$  шлицев;

б) по внутреннему диаметру  $d$  шлицев, при этом радиальный зазор будет по внешнему диаметру шлицев  $D$ ;

в) по боковым отверстиям шлицев, в этом случае радиальные зазоры имеются по обоим диаметрам  $D$  и  $d$ .

Тип центрирования шлицевых соединений выбирают из конструктивных и технологических соображений.

Пример условного обозначения прямобочного шлицевого соединения с числом зубьев  $z = 8$ , внутренним диаметром  $d = 36$  мм, наружным диаметром  $D = 40$  мм, шириной зуба  $b = 7$  мм:

а) при центрировании по внутреннему диаметру, с посадкой по центрирующему диаметру  $H7/e8$  и по ширине зуба  $D9/f8$ :

$$d - 8 \times 36 H7/e8 \times 40H12/a11 \times 7 D9/ f 8.$$

б) при центрировании по наружному диаметру, с посадкой по центрирующему диаметру  $H8/h7$  и по ширине зуба  $F10/h9$ :

$$D - 8 \times 36 \times 40 H8/ h7 \times 7 F10 /h9.$$

в) при центрировании по боковым сторонам зубьев:

$$d - 8 \times 36 \times 40H12/a11 \times 7 D9/ f 8.$$

Пример условного обозначения отверстия втулки того же соединения при центрировании по внутреннему диаметру:

$$d - 8 \times 36 H7 \times 40H12 \times 7 D9.$$

Пример условного обозначения вала того же соединения при центрировании по внутреннему диаметру:

$$d - 8 \times 36 e8 \times 40 a11 \times 7 f 8.$$

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b>	3
<b>1. ВАЛЫ</b>	4
1.1. Требования, предъявляемые к валам, и порядок их расчета	4
1.2. Материалы валов	6
1.3. Конструирование валов	7
1.4. Расчет вала на сложное сопротивление	26
1.5. Расчет на жесткость	42
<b>2. ПОДШИПНИКИ</b>	45
<b>3. МУФТЫ</b>	61
<b>4. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ</b>	73
<b>5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ</b>	80
5.1. Кинематический расчет привода к роликовому конвейеру	81
5.2. Расчет цилиндрической зубчатой передачи закрытого типа	84
5.3. Расчет открытой цилиндрической зубчатой передачи	89
5.4. Выбор муфты	92
5.5. Конструирование и расчет тихоходного вала редуктора с шестерней открытой зубчатой передачи на выходном конце вала	93
5.6. Конструирование и расчет быстроходного вала редуктора	100
5.7. Проверка подшипников на быстроходном валу редуктора	106
5.8. Проверка подшипников на тихоходном валу редуктора	107
5.9. Расчет шпоночных соединений	108
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ</b>	111
Приложение 1. Подшипники шариковые радиальные однорядные ГОСТ 8338-75	112
Приложение 2. Шариковые радиально-упорные однорядные подшипники ГОСТ 831-75	117
Приложение 3. Роликовые конические однорядные подшипники	120
Приложение 4. Шариковые упорные одинарные подшипники ГОСТ 6874-75	126
Приложение 5. Муфты упругие втулочно-пальцевые ГОСТ 21424-93	129
Приложение 6. Муфты упругие со звездочкой ГОСТ Р 50894-96	132
Приложение 7. Муфта с упругой торообразной оболочкой	135
Приложение 8. Муфты цепные однорядные ГОСТ 20742-93	138
Приложение 9. Шпонки призматические ГОСТ 23360-78	141
Приложение 10. Шлицевые прямобочные соединения общего назначения ГОСТ 1139-80	143

Учебное издание

Комарова Татьяна Геннадьевна

Куваева Елена Юрьевна

## **РАСЧЕТ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ. ВЫБОР МУФТ И ШПОНОК**

Учебное пособие

Редактор В.Л. Родичева

Подписано в печать 1.12.2016. Формат 60x84 1/16. Бумага писчая.

Усл. печ. л. 8,60 . Уч.-изд. л. 9,55 . Тираж 80 экз. Заказ

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный  
химико-технологический университет»

Отпечатано на полиграфическом оборудовании  
кафедры экономики и финансов ФГБОУ ВО «ИГХТУ»  
153000, г. Иваново, пр. Шереметевский, 7