

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Кафедра сопротивления
материалов и деталей машин

**ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Рекомендовано Учебно-методическим объединением высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию в области сельского хозяйства в качестве пособия для студентов высших учебных заведений группы специальностей 74 06 «Агроинженерия»

Минск
БГАТУ
2009

УДК 621.81(07)

ББК 34.42я7

А 23

Авторы:

канд. техн. наук, доц. *В. А. Агейчик* (гл. 1);
канд. техн. наук, доц. *Н. С. Примаков* (гл. 5);
ст. преп. *Л. С. Жаркова* (гл. 2, приложение);
ст. преп. *А. И. Оскирко* (гл. 3, 6);
ст. преп. *П. В. Клавсуть* (гл. 3);
ст. преп. *Н. Н. Романюк* (гл. 4)

Рецензенты:

кафедра «Детали машин и ПТУ» БГТУ
(зав. кафедрой, канд. техн. наук, доц. *С.Е. Бельский*);
профессор кафедры «Детали машин ПТМ и М» БНТУ *А.В. Кузьмин*

Агейчик, В.А.

A23 Основы конструирования деталей машин : пособие / В.А. Агейчик
[и др.]. – Минск : БГАТУ, 2009. – 268 с.

ISBN 978-985-519-113-2.

В пособии приведены общие сведения о проектировании приводов сельскохозяйственного назначения. Рассмотрены вопросы конструирования деталей передач; подбора и проверки стандартных изделий, используемых в приводах (подшипники, муфты), даны справочные материалы по техническим характеристикам изделий. Описаны правила оформления документации курсового проекта и пример его выполнения.

Пособие может быть использовано студентами и учащимися аграрно-технических специальностей при курсовом и дипломном проектировании.

УДК 621.81(07)

ББК 34.42я7

ISBN 978-985-519-113-2

© БГАТУ, 2009

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.	5
ГЛАВА 1. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	6
1.1 Общие сведения о проектировании	6
1.2. Проектный расчет и конструирование валов.	7
1.3. Проектирование соединений «вал–ступица»	17
1.4 Конструирование валов, червяков, зубчатых и червячных колес, водил	26
1.5 Основные принципы подбора подшипников.	31
1.5.1. Подшипники скольжения.	32
1.5.2. Подшипники качения.	36
1.5.3. Особенности подбора радиально-упорных подшипников.	46
ГЛАВА 2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ, КОРПУСОВ И КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА.	52
2.1. Общие положения по конструированию опор.	52
2.2. Посадки подшипников качения.	67
2.3. Способы регулирования подшипников и осевого положения колес.	71
2.4. Эскизная компоновка редуктора (первый этап)	74
2.5. Второй этап эскизной компоновки редукторов. Уточненный расчет валов.	79
2.6. Конструирование крышек подшипниковых узлов. Уплотнения крышки подшипников.	87
2.7. Конструирование корпусов.	94
2.8. Смазочные системы и устройства.	102
ГЛАВА 3. ВЫБОР МУФТ.	113
3.1. Общие сведения.	113
3.2. Характеристика некоторых видов упругих компенсирующих и предохранительных муфт.	115
ГЛАВА 4. ОФОРМЛЕНИЕ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ ПРИ КУРСОВОМ И ДИПЛОМНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ.	142
4.1. Компоновочная схема привода.	142
4.2. Оформление конструкторской документации при курсовом и дипломном проектировании.	143
4.2.1. Содержание и оформление пояснительной записки.	144
4.2.2. Оформление графической части проекта.	166
4.2.3. Нанесение размеров, шероховатости и предельных отклонений. Текстовая часть чертежей.	174
4.2.4. Обозначение конструкторской документации.	182
4.2.5. Складывание чертежей (ГОСТ 2.501–88)	182
ГЛАВА 5. ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДА НАВОЗОУБОРОЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА.	184
5.1. Подбор электродвигателя.	185
5.2. Кинематический и энергетический расчеты.	185
5.3. Расчет цепной передачи.	187
5.4. Выбор материала колес и расчет допускаемых напряжений.	191
5.5. Расчет зубчатых зацеплений.	194

5.5.1. Быстроходная ступень.	194
5.5.2. Тихоходная ступень.	198
5.6. Расчет элементов корпуса и крышки редуктора, расстояний между деталями редуктора и размеров зубчатых колес.	203
5.7. Эскизная компоновка редуктора.	205
5.8. Расчет шпоночных соединений.	210
5.9. Подбор соединительной муфты.	211
5.10. Проверочный расчет валов.	212
5.10.1. Быстроходный вал.	213
5.10.2. Промежуточный вал.	218
5.10.3. Тихоходный вал	222
5.11. Подбор и проверка подшипников.	229
5.11.1. Быстроходный вал.	229
5.11.2. Промежуточный вал.	232
5.11.3. Тихоходный вал.	233
5.12. Смазка редуктора.	234
5.13. Выбор посадок сопряженных деталей.	236
5.14. Сборка, регулировка и разборка редуктора.	237
5.15. Рекомендации по выполнению чертежей.	238
ЛИТЕРАТУРА.	251
ПРИЛОЖЕНИЕ А.	252

ПРЕДИСЛОВИЕ

Методическое пособие является продолжением ранее изданной первой части и содержит сведения об эскизном проектировании деталей передач, подборе подшипников качения, конструированию подшипниковых узлов, корпусов редукторов и корпусных деталей, компоновке редуктора и выборе муфт. Рассмотрены вопросы оформления конструкторской документации курсового проекта и организации защиты проекта, приведены примеры проектирования приводов.

Знания и опыт, приобретенные студентами при выполнении курсового проекта по деталям машин, — это база для выполнения последующих курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломному проектированию. Материал размещен в последовательности, соответствующей порядку работы студента над проектом.

ГЛАВА 1

ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

1.1. Общие сведения о проектировании

Проектирование и создание привода как составной части технологической машины агропромышленного производства должно концептуально осуществляться в следующей последовательности: анализ идей и формирование технического задания → анализ возможностей производства и сбыта → эскизное проектирование → технический проект → разработка рабочей документации → опытная партия → массовое производство.

В учебном проектировании приведенные эти этапы упрощаются. По результатам выполненных проектировочных расчетов и полученным геометрическим параметрам (гл. 4, 5), а также с некоторым предвидением конструктивных решений выполняют первую эскизную компоновку редуктора.

В начале эскизного проектирования (при известной кинематической схеме) следует определиться в принятии ряда принципиальных для будущей конструкции решений, к которым относятся: выбор конструктивного варианта исполнения корпуса и крышки подшипниковых узлов; типа подшипников, схемы их установки, регулировки, способа смазывания; способа фиксации деталей, определении расстояния между ними и размеров, не определяемых расчетом; собираемость конструкции; регулировка зацепления и обеспечение смазкой всех трущихся сопряжений.

Чертежи на данной стадии проектирования целесообразно выполнять на миллиметровой бумаге или листе ватмана в масштабе 1:1, так как такое изображение дает более четкое представление о конструкции, существующих пропорциях, взаимной увязке различных элементов проектируемого изделия.

Эскизный проект представляет собой предварительное проектирование с целью установления принципиальных конструкторских и технологических решений по изделию. При разработке конструкции редуктора целью эскизного проекта является проверка правильности проведенных кинематических и проектировочных расчетов, определение возможности разработки по их данным конструкции, с приближением ее к оптимальному варианту, принятому в дальнейшем за основу к выполнению следующего этапа проектирова-

ния — технического проекта, в котором конструкция редуктора разрабатывается детально (во всех ее элементах) и содержит окончательное техническое решение, дающее полное представление об устройстве разрабатываемого изделия, и исходные данные для разработки рабочей документации на его изготовление, сборку и контроль.

Прежде чем приступить к выполнению эскизной компоновки редуктора, необходимо ознакомиться с прототипами проектируемого редуктора по атласам, альбомам, технической литературе и натурным образцам (на производстве или в лаборатории кафедры учебного заведения).

На основании анализа существующих конструкций желательно выбрать прототип для проектирования — аналог, похожий по своим техническим данным на проектируемое изделие (редуктор). Если это сделать не удастся, то из нескольких конструкций выбираются сходные конструктивные элементы или модули-чертежи блоков зубчатых колес, муфт, валов с подшипниковыми узлами и т. д.

Экономически оправдано продуманное использование унифицированных узлов и элементов, для чего следует ознакомиться с ГОСТами и нормами на унифицированные и комплектующие узлы (электродвигатели, муфты, подшипники, крепежные детали и т. д.).

Особенностью стадии эскизного проектирования является то, что расчеты и конструирование (прочерчивание) детали или узла выполняются параллельно, так как многие размеры, необходимые для расчета (расстояние между опорами вала, места приложения нагрузок и т. д.), можно получить только в результате графической проработки чертежа (эскиза). В результате таких параллельных действий удается приблизиться к относительно оптимальному конструктивному решению.

1.2. Проектный расчет и конструирование валов

По своему функциональному назначению валы весьма ответственные детали, поэтому к ним предъявляется комплекс требований: прочность, жесткость, износостойкость трущихся поверхностей, технологичность конструкции, удобство изготовления и сборки. Эти требования могут быть обеспечены валами при условии правильного их расчета и конструирования, а также обоснованного выбора материала, технологии изготовления и упрочнения изнашиваемых участков.

Материалы валов. Для изготовления валов чаще всего применяют уг-

леродистые и легированные стали (таблица 1.1) в виде проката или поковок. Для большинства валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 45X, для высоконагруженных валов отечественных машин — легированные стали 40ХН, 20Х, 12ХНЗА. Применение легированных сталей дает возможность при необходимости ограничить массу и габаритные размеры вала, повысить стойкость шлицевых соединений, а также зубцов при выполнении конструкций «вал–шестерня», червячный вал.

Основными критериями работоспособности валов являются усталостная прочность и жесткость. Усталостная прочность оценивается коэффициентом запаса прочности, а жесткость — допускаемыми прогибами и углом закручивания сечений.

Исходя из наличия и функционального назначения деталей, расположенных вдоль оси вала, эпюр изгибающих и крутящих моментов, с учетом соблюдения условия равной прочности, конструкции валов в большинстве своем выбирают ступенчатыми (рисунок 1.1).

Размеры и конструкция отдельных участков вала определяются их назначением. Можно выделить следующие функциональные участки: концевые (для размещения полумуфт, шкивов, звездочек, зубчатых колес), под уплотнения подшипниковых узлов, опорные (под подшипники); для соединения с различными деталями (зубчатыми и червячными колесами, разбрызгивателем масла); для обеспечения расстояния между деталями и фиксирования их вдоль оси вала.

Таблица 1.1 – Механические характеристики наиболее распространенных материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость НВ, не ниже	Механические характеристики, МПа					Коэффициенты	
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	Ψ_σ	Ψ_τ
45	Любой	180	600	320	280	250	150	0,05	0
	< 120	240	800	550	300	350	210	0,1	0,05
	< 80	270	900	650	390	380	230	0,1	0,05
40X	< 200	240	800	650	390	360	210	0,1	0,05
	< 120	270	900	750	450	410	240	0,15	0,08
40ХН	< 200	270	920	750	450	420	250	0,15	0,08
20X	< 120	197	650	400	240	300	160	0,15	0,08

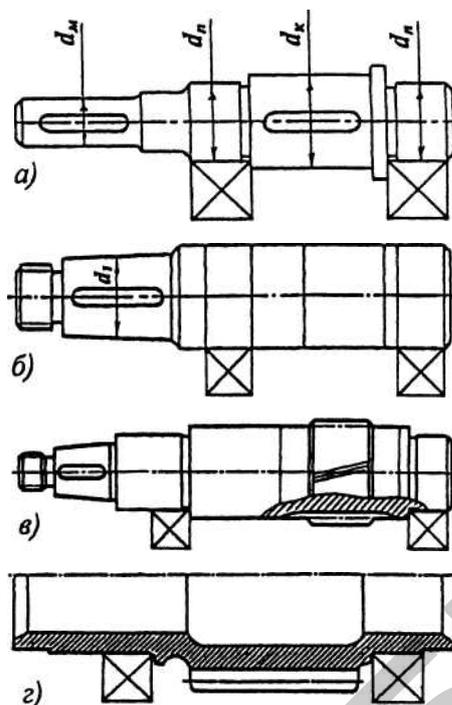


Рисунок 1.1 — Типовая конструкция вала:

a — ступенчатая; *б* — гладкая; *в* — вал-шестерня сплошная; *г* — вал-шестерня пустотелая

При конструировании валов необходимо соблюдать ряд условий: создавать плавные переходы (галтели) между двумя ступенями различных диаметров. Радиус галтелей r вала следует принимать по возможности небольшим, так как с увеличением отношения r/d уменьшается концентрация напряжений в местах перехода от одного диаметра вала к другому. Во всех случаях рекомендуется, чтобы $r/d \geq 0,1$. Ширина плоской части перехода (упорного заплечика) должна обеспечивать осевую фиксацию относительно положения деталей. Обычно принимают значения от 1,5 до 2,5 мм. При этом радиус закругления, сопрягаемый с валом детали R (рисунок 1.2) должен быть больше радиуса галтели вала r . Соотношение диаметров d_1 и d (рисунок 1.2):

для перехода на рисунок 1.2, *a*:

$$d_1 = d + 2c_1 + (3 \dots 5) \text{мм};$$

для перехода на рисунок 1.3, *б*:

$$d_1 = d + 2R + (3 \dots 5) \text{мм};$$

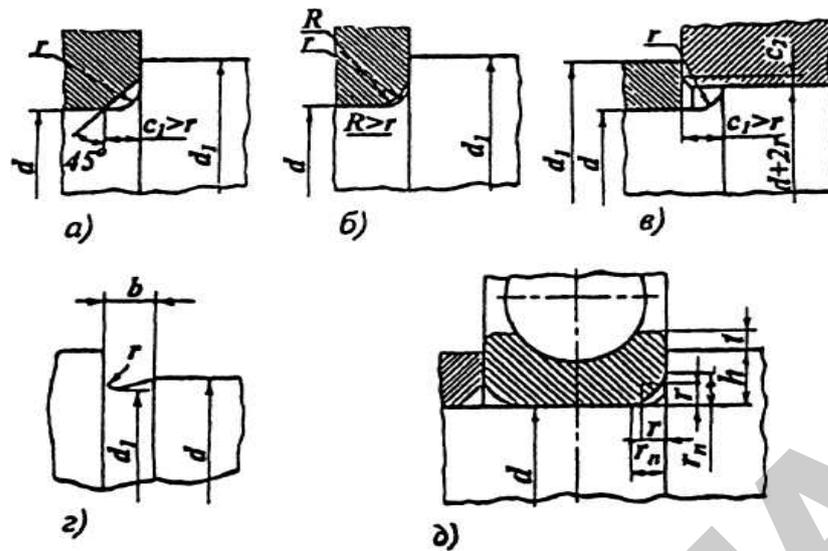


Рисунок 1.2 — Переходы между участками вала

для сопряжения на рисунке 1.3, в: $d = d_1 + 2c + (3...5)$ мм,
где $c = r + c_2$;

r, c_1, c_2 — размеры галтельных переходов в неподвижных сопряжениях (таблица 1.2).

Кроме галтельных переходов (рисунок 1.2, а, б, в), при изготовлении валов выполняют переходы в виде канавок (рисунок 1.2, г). При этом размеры углубления должны быть минимальными: $d_1 = d - (0,5...1,0)$ мм, а ширина канавки $b = (3...5)$ мм. Канавка особенно предпочтительна на валах небольшого диаметра, т.к. выполнение ее проще, чем галтель малого радиуса

Уступ (запечник) вала, примыкающий к кольцу подшипника качения (рисунок 1.2, д), должен выполняться так, чтобы фаска подшипника свободно размещалась внутри галтельного перехода. Радиусы фаски колец подшипников r_n приведены в приложении А (таблицы П.5–П.14), а размеры галтельных переходов на валу указаны в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Галтельные переходы на валах (рисунок 1.2)

Размеры в миллиметрах

d	12...19	20...28	30...48	50...75	80...125	130...180	190 ..320
r	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
$R; c$	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
Примечание – Предельное отклонение размеров R и c можно назначать $+0,5$ мм, а предельное отклонение радиуса r — $0,5$ мм.							

Таблица 1.3 – Галтельные переходы у посадочных мест подшипников
(рисунок 1.2)

Размеры в миллиметрах

d	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,5	5,0
r не более	0,3	0,6	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0
h не менее	1,0	2,5	3,0	3,5	4,5	5,0	6,0	7,0	9,0

Высота h уступа должна обеспечивать правильное положение подшипника на валу. Назначать эту высоту значительно больше номинальной, указанной в таблице 1.3, не рекомендуется, потому что ширину t свободной части торцевой поверхности кольца следует оставлять достаточной, чтобы при демонтаже кольцо могло быть захвачено лапами съемника (см. рисунок 1.4). Минимальные значения t приведены в таблице 1.4.

Такую же свободную ширину желательно оставлять, когда торец кольца опирается не на уступ вала, а на дистанционную втулку. Аналогично назначают высоту уступа, примыкающего к кольцу подшипника, когда он выполняется с канавкой.

На участках вала, имеющих шпоночные пазы (рисунок 1.3), должна быть обеспечена возможность направить паз ступицы на шпонку до начала посадки с натягом, т. е. ступица должна перемещаться по валу свободно (с зазором) до соприкосновения с параллельными гранями шпонки, с тем, чтобы ее можно было повернуть и направить по шпонке. Это требование может быть обеспечено следующими способами:

- 1) удлинением направляющей фаски (рисунок 1.3, *а*);
- 2) заменой направляющей фаски посадкой с зазором (рисунок 1.3, *б*).

В этих вариантах граница фаски или посадки с зазором должна заходить за начало параллельных граней шпонки на 2...3 мм.

Если на валу имеется два или более шпоночных пазов, то они (из технологических соображений) должны быть расположены на одной образующей. Желательно, чтобы ширина шпоночных пазов была одинаковой. Это позволяет обрабатывать шпоночные пазы при одной установке вала и одним инструментом.

Наибольшее распространение получили призматические шпонки со скругленными концами. В пазы вала шпонки устанавливаются по прессовой посадке, поэтому их выемка из пазов в процессе сборки узла нежелательна, так как повторная установка шпонки не обеспечивает исходной плотности соединения.

Таблица 1.4 – Свободная минимальная ширина кольца подшипника качения

Диаметр вала d , мм	Свыше	—	15	50	100
		15	50	100	—
t , мм	Не менее	1,0	2,0	2,5	3,0

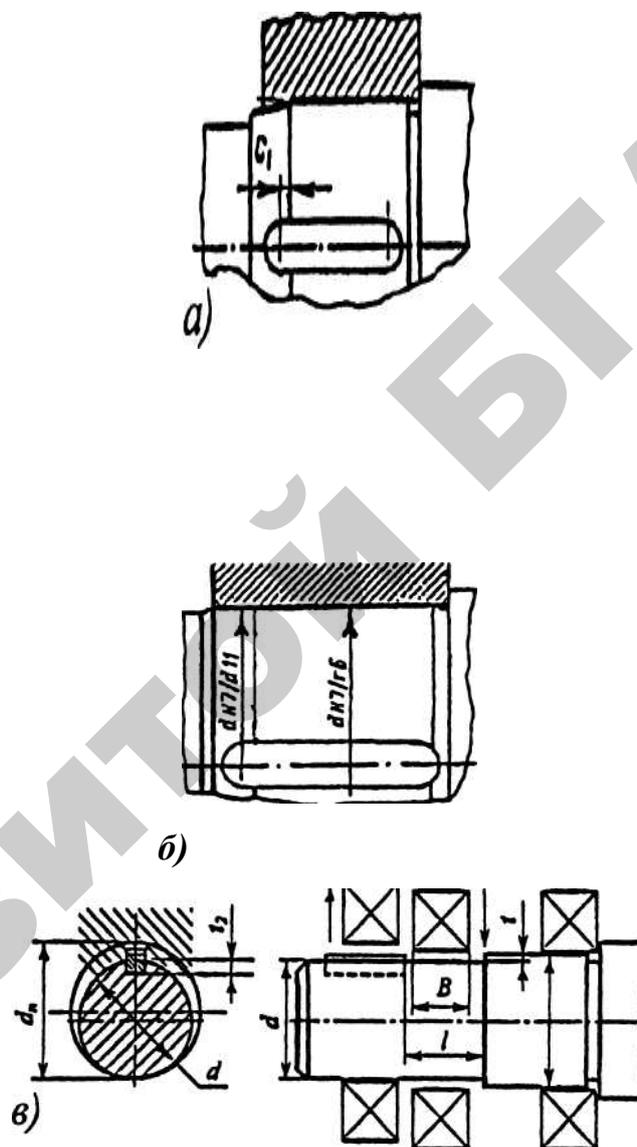


Рисунок 1.3 — Монтаж колес и подшипников на валы при наличии призматической шпонки и их замены без съема призматической шпонки

Последовательность монтажа подшипника в этом случае следующая. Сначала подшипник располагают эксцентрично, сместив центр отверстия в направлении шпонки (см. положение позиции 1, рисунок 1.3, в). В таком положении подшипник перемещают над шпонкой до участка вала длиной l (позиция 2), на котором его устанавливают concentрично оси вала, после чего окончательно монтируют (положение позиции 3).

Конструкция опор валов зависит от способа крепления подшипников на валу, длины и жесткости вала, вида смазочного материала и способа смазывания, способа монтажа и демонтажа подшипников, возможности регулирования зубчатых (червячных) зацеплений и самих подшипников.

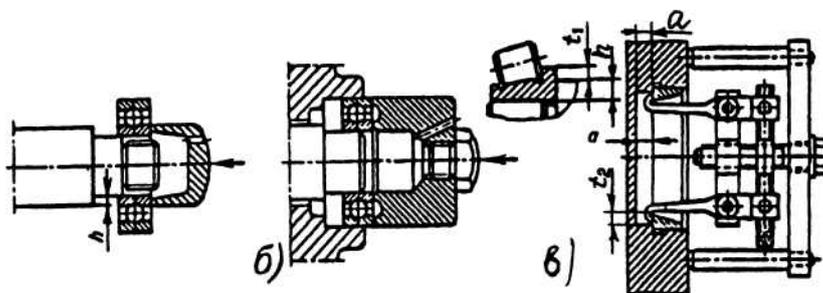
Нормальная работа подшипников зависит от способов их установки, фиксации на валах и в корпусе. При установке (или съеме) подшипников на вал и в корпус обязательным является выполнение условия: осевую силу необходимо прикладывать непосредственно к тому кольцу, которое напрессовывают (или снимают). **Недопустимо силу при монтаже и демонтаже подшипников передавать через тела качения** (шарики или ролики). В противном случае на дорожках и телах качения могут появиться вмятины. На рисунке 1.4 показаны возможные способы установки подшипников на вал (рисунок 1.4, а), в корпус (рисунок 1.4, б). Кольца подшипников имеют невысокую жесткость. Для правильной установки кольцо подшипника следует довести до упора заплечиков. Высоту h заплечиков на валах и в отверстиях корпусов или стаканов определяют по размеру r фаски. Высота заплечика должна образовывать достаточную упорную поверхность для торцов колец. При этом необходимо обеспечить захват наружного (рисунок 1.4, в) или внутреннего (рисунок 1.4, д) кольца подшипника. Высота заплечика h должна быть:

$$h = (1,4 \dots 1,5) r,$$

где r — радиус фаски подшипника.

Числовые значения r для каждого типоразмера подшипника приведены в приложении А (таблицы П.5–П.14). После определения высоты заплечика вычисляют диаметр буртика:

$$d_b = d + 2h.$$



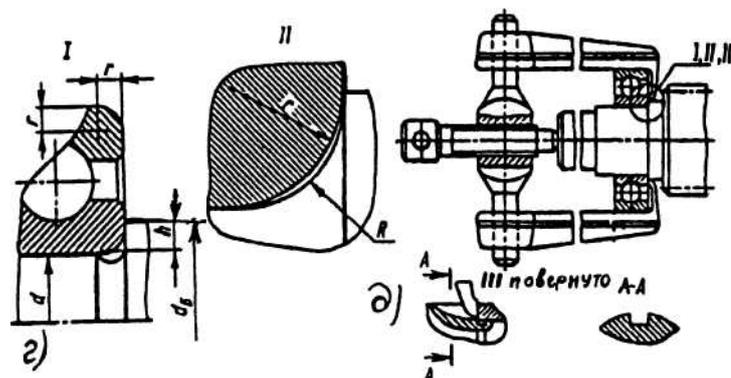


Рисунок 1.4 — Способы установки и съема подшипников:
 a — на валу; b — в корпусе; $в$ — демонтаж подшипника из корпуса;
 $г$ — сопряжение подшипника с валом; $д$ — съем подшипника с вала

На рисунке 1.4, a , $в$ показаны возможные способы установки подшипников с помощью монтажных стаканов на вал (рисунок 1.4, a), одновременно на вал и в корпус (рисунок 1.4, $б$).

При монтаже подшипников осевая сила не должна передаваться через тела качения (шарики или ролики), иначе на дорожках и телах качения образуются вмятины.

Для демонтажа подшипников используют винтовые съемники (рисунок 1.4, $в$, $д$). Для удобства применения съемника места установки подшипников должны отвечать соответствующим конструктивным решениям. При удалении подшипника из корпуса его нужно захватывать за наружное кольцо (рисунок 1.5, $в$), при снятии с вала — за внутреннее (рисунок 1.4, $д$). Чтобы можно было захватить тягами съемника кольцо подшипника, высота h заплечиков (рисунок 1.4, $в$) не должна быть чрезмерно большой. Минимальные размеры торца t_1 — внутреннего и t_2 — наружного колец подшипника, предназначенных для демонтажа:

Диаметр вала, d , мм	До 15	Свыше 15 до 50	Свыше 50 до 100
$t_1 = t_2$ мм	1	2	3,5

Для размещения тяг съемника (рисунок 1.4, $в$) (при удалении наружного кольца подшипника из глухого отверстия) предусматривают свободное пространство шириной $a = (0,4...0,5)c$, где c — ширина кольца подшипника.

При высоких буртиках нужно предусматривать пазы для размещения тяг съемника (рисунок 1.4, $д$, позиция III).

Переход от посадочного диаметра d к диаметру d_6 буртика выполняют в виде галтели или канавки с закруглением. При галтельном переходе (см. рисунок 1.4, $г$, позиция II) радиус R переходного участка вала должен быть

меньше радиуса r фаски сопряженного подшипника. Галтельный переход выполняют, когда посадочную поверхность вала не шлифуют или когда на валу (по условиям его прочности) нельзя допускать высоких концентраций напряжений.

Длина посадочных мест и диаметры ступеней вала определяются соответствующими нормами и размерами (вдоль оси) деталей, сопряженных с ним. Проиллюстрируем это на примере. Приняв за основу принципиальную конструкцию вала (см. рисунок 1.1, *a*), будем монтировать (условно) на него соответствующие детали. Результаты этих действий будем прочерчивать в масштабе 1:1 на миллиметровой бумаге. Размеры деталей, расстояние между ними принимаются из конструктивных решений или соответствующих таблиц, которые приводятся ниже и в приложении. Выполнение этих действий позволит получить более точную конструкцию вала (рисунок 1.5) с местами фактического положения опор и деталей, передающих момент вращения (шкив и колесо). Это послужит основанием для построения расчетной схемы (расстояния l_1 , l_2 , l_3 в схемах таблицы 1.5 будут определены из эскизной компоновки) и выполнения проверочного расчета вала с целью уточнения его размеров и запаса прочности.

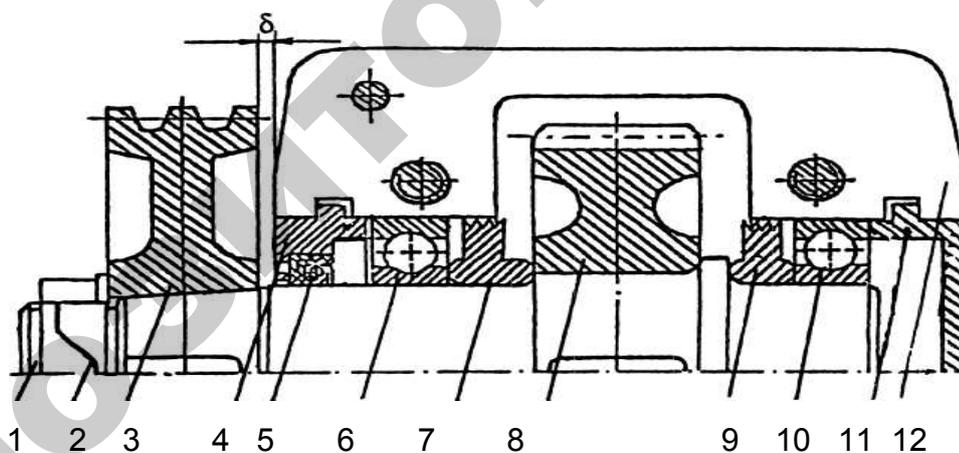


Рисунок 1.5 — Узел быстроходного вала одноступенчатого цилиндрического редуктора:
 1 — вал; 2 — гайка и стопорная шайба; 3 — шкив клиноременной передачи; 4 — крышка закладная; 5 — манжетное уплотнение; 6 — подшипник шариковый;
 7 — мазеудерживающее кольцо; 8 — шестерня; 9 — крышка закладная глухая;
 10 — корпус редуктора

Диаметр выступающего (консольного) конца вала d (мм) определяют из расчета на кручение при пониженных допустимых напряжениях (изгибающие моменты пока неизвестны, так как неизвестны расположения опор и мест приложения нагрузок):

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_K]}} \quad (1.1)$$

где T — момент вращения (Н·мм);

$[\tau_K]$ — допускаемое касательное напряжение

(обычно $[\tau_K] = 15...45$ МПа).

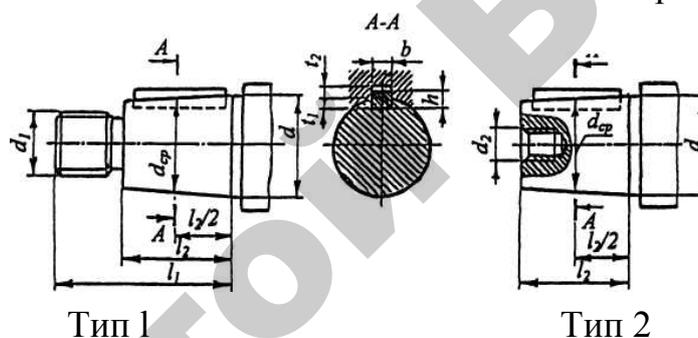
Полученное значение диаметра вала округляют до стандартного (см. таблицы 1.5, 1.6).

При проектировании редукторов диаметр d выступающего конца быстросходного вала принимают равным: $d = (0,8...1)d_{эд}$,

где $d_{эд}$ — диаметр вала электродвигателя, с которым вал редуктора соединяют муфтой.

Таблица 1.5 – Конические концы валов (ГОСТ 12081–72)

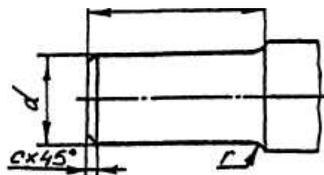
Размеры в миллиметрах



Номинальный диаметр d	$D_{ср}$	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_1	l_2
20	18,2	4	4	2,5	1,8	M12x1,25	M6	50	36
22	20,2	4	4	2,5	1,8	M12x1,25	M6	50	36
25	22,9	5	5	3,0	2,3	M16x1,5	M8	60	42
28	25,9	5	5	3,0	2,3	M16x1,5	M8	60	42
32	29,1	6	6	3,5	2,8	M20x1,5	M10	80	58
36	33,1	6	6	3,5	2,8	M20x1,5	M12	80	58
40	35,9	10	8	5,0	3,3	M24x2	M12	НО	82
45	40,9	12	8	5,0	3,3	M30x2	M16	ПО	82
50	45,9	12	8	5,0	3,3	M36x3	M16	ПО	82
56	51,9	14	9	5,5	3,8	M36x3	M20	ПО	82
63	57,75	16	10	6,0	4,3	M42x3	M20	140	105
71	65,75	18	11	7,0	4,4	M48x3	M24	140	105
80	73,5	20	12	7,5	4,9	M56x4	M30	170	130
90	83,5	22	14	9,0	5,4	M64x4	M30	170	130

Таблица 1.6 – Цилиндрические концы валов (ГОСТ 12080–66)

Размеры в миллиметрах



d	l	r	c												
20	36	1,6	1,0	32	58	2,0	1,6	45	82	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0
22	36	1,6	1,0	36	58	2,0	1,6	50	82	2,5	2,0	80	130	3,0	2,5
25	42	1,6	1,0	40	82	2,0	1,6	55	82	2,5	2,0	90	130	3,0	2,5
28	42	1,6	1,0					60	105	2,5	2,0				

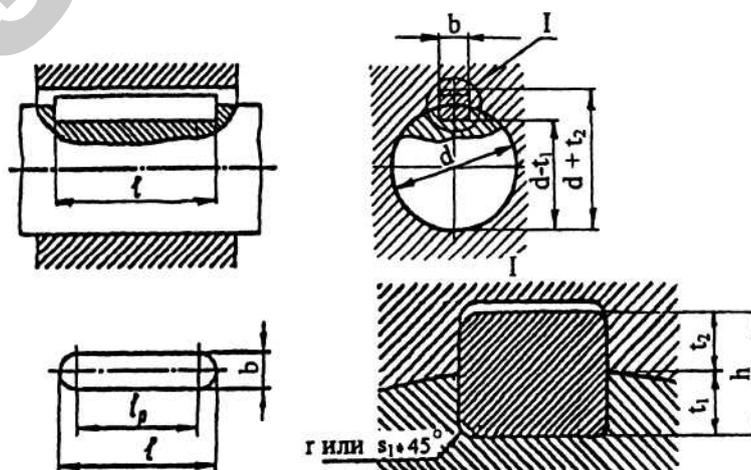
1.3. Проектирование соединений «вал–ступица»

Для закрепления на валах деталей, передающих момента вращения с детали на вал и наоборот, применяют следующие конструктивные решения: шпоночные, штифтовые, профильные и с гарантированным натягом.

Из перечисленных разновидностей наиболее простыми являются соединения призматическими шпонками (таблица 1.7). Они имеют прямоугольное сечение и изготавливаются из цельнотянутой стали.

Таблица 1.7 – Шпонки призматические (ГОСТ 23360–78)

Размеры в миллиметрах



Продолжение таблицы 1.7

Диаметр вала d		Сечение шпонки		Фаска $s_1 \times 45^\circ$, радиус r	Глубина паза		Длина l
Свыше	До	b	h		Вала t_1	Ступицы t_2	
12	17	5	5	0,16...0,25	3	2,3	10...56
17	22	6	6	0,25...0,4	3,5	2,8	14...70
22	30	8	7	0,4...0,6	4	3,3	18...90
30	38	10	9	0,6...0,8	5,5	3,8	22...110
38	44	12	11		7	4,4	28...140
44	50	14	12		7,5	4,8	36...160
50	58	16	14		9	5,4	45...180
58	65	18	16		10	6,5	50...200
65	75	20	18		11	7,4	56...220
75	85	22	20		12	8,4	63...250
85	95	25	22		13	9,5	70...280

Примечание — Длины шпонок выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; ПО; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250.

На участках крепления деталей, передающих вращающий момент, выполняют шпоночные пазы. Размеры поперечного сечения шпонки выбирают в зависимости от диаметра вала. Длина шпонки обычно на 5... 10 мм короче ширины ступицы.

На одном валу может быть установлено несколько деталей, передающих крутящий момент (см. рисунок 1.5). При этом шпоночные пазы соединения «зубчатое колесо–вал» и «шків–вал» должны, по возможности, иметь одинаковую ширину и располагаться на одной линии. Это позволяет обрабатывать шпоночные пазы при одной установке.

Необходимость индивидуальной подгонки каждой шпонки по пазу вала затрудняет обеспечение условия взаимозаменяемости, что объясняет применение призматических шпонок в индивидуальном и мелкосерийном производстве, делает неэкономичным их применение в крупносерийном и массовом производстве.

Основным критерием работоспособности шпоночного соединения является сопротивление смятию боковых поверхностей.

Выборную шпонку проверяют на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (1.2)$$

где T — передаваемый момент, Н·мм;

d — диаметр вала, мм;

l_p — расчетная длина шпонки, мм; при скругленных торцах шпонки

$l_p = l - b$, при плоских торцах — $l_p = l$;

$[\sigma_{см}]$ — допустимое напряжение смятия, принимаемое при стальной ступице 100...120, а при чугунной — 50...60 МПа.

При перенапряжении соединения возможна установка двух шпонок меньшего сечения под углом 180°, или шпоночное соединение заменяют шлицевым, преимущественно эвольвентного профиля (таблица 1.8).

Центрирование в соединениях с эвольвентным профилем выполняют, как правило, по боковым поверхностям зубьев (тип 1, таблица 1.8), реже — по наружному диаметру D (тип 2, таблица 1.8). За номинальный диаметр соединения принимают его наружный диаметр D , в зависимости от которого и назначают параметры шлицевого соединения (модуль, число зубьев, полярный момент сопротивления), а затем проверяют соединение по условному напряжению:

$$\sigma_{см} = F_t / A_{см} \leq [\sigma_{см}], \quad (1.3)$$

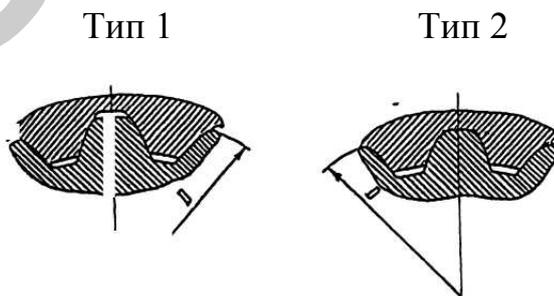
где $F_t = 2T / (Kz d_m)$ — окружная сила, передаваемая одним шлицем;

$K = 0,75$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения сил между шлицами; $d_m = mz$ — средний диаметр соединения;

$A_{см} = 0,8 m l_p$ (здесь m — модуль соединения); l_p — рабочая длина шлицев);

$[\sigma_{см}]$ — допускаемое напряжение: для неподвижных соединений с незакаленными поверхностями $[\sigma_{см}] = 80...120$ МПа.

Таблица 1.8 — Эвольвентные шлицевые соединения (ГОСТ 6033–80)



Номинальный диаметр D , мм	Модуль m , мм				
	0,8	1,25	2	3	5
	Число зубьев z				
	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6
10	11				
12	13	—	—	—	—
15	17	—	—	—	—

17	20	12	—	—	—
----	----	----	---	---	---

Продолжение таблицы 1.8

1	2	3	4	5	6
20	23	14	—	—	—
25	30	18	—	—	—
30	36	22	—	—	—
35	—	26	16	—	—
40	—	30	18	—	—
45	—	34	21	—	—
50	—	38	24	—	—
55	—	—	26	17	—
60	—	—	28	18	—
65	—	—	31	20	—
70	—	—	34	22	—
75	—	—	36	24	—
80	—	—	38	25	—
85	—	—	—	27	15
90	—	—	—	28	16
95	—	—	—	30	18
100	—	—	—	32	18
НО	—	—	—	35	20
120	—	—	—	38	22

Примечания.

1. В таблице приведены сведения по ГОСТ 6033–80 с сокращениями: номинальные диаметры D из предпочтительного первого ряда в интервале 10–120 мм (в стандарте 4–500), соответственно модули m — из первого ряда в интервале 0,8–5 мм (в стандарте 0,5–10 мм).

2. Числа зубьев z приведены только те, которые отмечены в стандарте как предпочтительные.

Таблица 1.9 – Рекомендуемые значения параметра шероховатости Ra для посадочных поверхностей отверстий и валов

Интервалы размеров, мм	Отверстие			Квалитет	Вал	
	6,7	8	9		6,7	8
Свыше 18 до 50	6,7	8	9	6,7	8	1
Свыше 50 до 120	0,8	1,6	3,2	0,8	0,8	1
Свыше 120 до 500	1,6		3,2	1,6	3,2	3,2

Следовательно, рабочая формула имеет вид:

$$\sigma_{\text{см}} = 2T / 0,75d_m A_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (1.4)$$

Соединения с натягом. В последнее время передачу момента конструкцией «вал–ступица» все чаще осуществляют бесшпоночным соединением с натягом (рисунок 1.6).

В соединениях с натягом следует обеспечивать шероховатость посадочных поверхностей вала (таблицы 1.9, 1.10) со средним арифметическим

отклонением профиля Ra не более 0,8 мкм и отверстия Ra не более 1,6 мкм, нецилиндричность посадочных поверхностей в пределах 0,3 допуска на диаметр, посадку отверстия по H7 или H8, вала — по расчету.

Способы соединения с натягом:

- **запрессовка** — простейший и высокопроизводительный способ, обеспечивающий возможность удобного контроля измерением силы запрессовки, но связанный с опасностью повреждения поверхностей и затрудняющий применение покрытий;

- **нагрев**, охватывающей детали до температуры ниже температуры отпуски, — способ, обеспечивающий повышение прочности сцепления более чем в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой, особенно эффективный при больших длинах соединений;

- **охлаждение** охватываемой детали — способ, преимущественно применяемый для установки небольших деталей, например втулок, в массивные корпусные детали и обеспечивающий наиболее высокую прочность сцепления.

Расчет соединения включает определение необходимого натяга для обеспечения прочности сцепления и проверку прочности соединяемых деталей.

Необходимый натяг определяется требуемым давлением на посадочной поверхности.

Давление p должно быть таким, чтобы силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил. При нагружении соединения осевой силой F_a условие прочности имеет вид:

$$F \leq ndlpf/K, \quad (1.5)$$

где d и l — соответственно диаметр и длина посадочной поверхности;

p — среднее контактное давление;

f — коэффициент сцепления (трения), принимаемый в зависимости от материалов сопрягаемых деталей (таблица 1.11);

$K = 2...4,5$ — коэффициент запаса сцепления для предупреждения контактной коррозии (изнашивания посадочных поверхностей вследствие их микроскольжения при действии переменных нагрузок, особенно в период пуска и остановки); для колес выходных валов редукторов, на концах которых установлены: соединительная муфта, $K = 3$; звездочка цепной передачи — $K = 3,5$; шкив ременной передачи — $K = 4$; для колес промежуточных валов редукторов $K = 4,5$.

При нагружении соединения вращающим моментом T условие прочности имеет вид:

$$T \leq \pi d^2 l p f / 2K. \quad (1.6)$$

Таблица 1.10 – Рекомендуемые значения параметра шероховатости Ra для поверхностей некоторых деталей

Вид поверхности	Ra , мкм
Торцы заплечиков валов для базирования подшипников качения класса точности 0	1,6
зубчатых, червячных колес при отношении длины отверстия к диаметру $l/d < 0,8$	1,6
То же, при отношении $l/d > 0,8$	3,2
Поверхности валов под резиновые манжеты	0,4
Канавки, фаски, галтели на валах	6,3
Поверхности шпоночных пазов на валах:	
рабочая	1,6
нерабочая	3,2
Поверхности шпоночных пазов в отверстиях колес:	
рабочая	1,6
нерабочая	3,2
Поверхности шлицев на валах и в отверстиях колес боковая поверхность зуба соединения:	
неподвижного	1,6
подвижного	0,8
цилиндрические нецентрирующие поверхности	3,2
Торцы ступиц зубчатых, червячных колес, базирующихся по торцу заплечиков валов, при отношении длины отверстия к диаметру $l/d \leq 0,8$	1,6
То же, при отношении $l/d > 0,8$	3,2
Торцы ступиц зубчатых, червячных колес, по которым базируют подшипники качения класса точности 0	1,6
Свободные (нерабочие) торцовые поверхности зубчатых, червячных колес	6,3
Рабочие профили зубьев зубчатых, червячных колес степеней точности	
6	0,2
7	0,4
8	0,8
9	1,6
	3,2
Витки червяков степеней точности	
6	0,2
7	0,4
8	0,8
9	1,6
Поверхности выступов зубьев колес, витков червяков, звездочек цепных передач	6,3
Фаски и выточки на колесах	6,3
Рабочая поверхность шкивов ременных передач	3,2

Таблица 1.11 – Значения коэффициента сцепления f

Материал пары «вал–втулка»	Сборка	
	Запрессовкой	Температурным деформированием
Сталь–чугун; сталь–бронза, латунь; чугун–бронза, латунь; сталь–сталь	0,07; 0,05; 0,05; 0,071;	0,1; 0,07; 0,07; 0,14

При одновременном нагружении вращающим моментом T и сдвигающей осевой силой F_a расчет ведут по равнодействующей окружной и осевой силе F .

Эти формулы, не учитывающие коэффициент концентрации, можно использовать при расчете обычных соединений, для которых $l/d \leq 0,8$.

Исходные данные для подбора посадки с натягом следующие:

вращающий момент на колесе T , Н·м;

размеры соединения (рисунок 1.6, а) — d , d_1 , D и l ,

где d — диаметр соединения;

d_1 — диаметр отверстия пустотелого вала;

D — условный наружный диаметр втулки (ступицы колеса, внешний диаметр бандажа и др.);

l — длина сопряжения; все линейные размеры в мм;

материалы соединяемых деталей и параметры шероховатости поверхностей; способ сборки (запрессовкой или температурным деформированием).

В соединениях с натягом следует обеспечивать параметр шероховатости посадочных поверхностей вала $Ra < 0,8$ мкм и отверстия — $Ra < 1,6$ мкм, нецилиндричность посадочных поверхностей — в пределах 0,3 допуска на диаметр, посадку отверстия по Н7 или Н8, вал — по расчету.

Упрощенный расчет отклонения вала e_i для стальных деталей производится по следующей методике. Давление p на поверхности контакта связано с натягом (мкм) (рисунок 1.6) зависимостью:

$$\delta_p = pdC/E, \quad (1.7)$$

где p — давление, МПа;

d — номинальный диаметр соединения, мм;

C — коэффициент жесткости;

E — модуль упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей (соответственно E_1 и E_2), значения E (МПа): для стали — $2,1 \cdot 10^5$; чугуна —

$0,9 \cdot 10^5$; оловянной бронзы — $0,8 \cdot 10^5$; безоловянной бронзы и латуни — 10^5 .

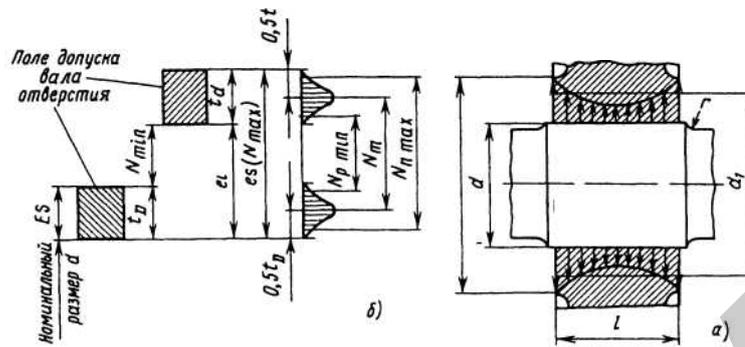


Рисунок 1.6 — К расчету соединений вал–ступица с натягом:
 а — эпюра давлений в соединении; б — поля допусков (N_i условно)

Для деталей из стали натяг (мкм):

$$\delta_p = \frac{pdC}{215}$$

Давление определяется по наибольшему кратковременному (пусковому) моменту $T_{\text{тах}}$:

$$p = \frac{2T_{\text{тах}}K}{\pi f d^2 l}, \quad (1.9)$$

где K — коэффициент запаса по сцеплению, компенсирующий неблагоприятное сочетание случайных факторов и ослабление посадки с течением времени (принимают $K = 2$);

f — коэффициент сцепления (см. таблицу 1.11), при сборке прессованием $f = 0,1$, с нагревом — $f = 0,14$.

Коэффициент жесткости:

$$C = 1 + \left[\frac{(d_{\text{ст}}^2 + d^2)}{(d_{\text{ст}}^2 - d^2)} \right], \quad (1.10)$$

где d — номинальный диаметр;

$d_{\text{ст}}$ — диаметр ступицы (рисунок 1.7).

Таблица 1.12 – Предельные отклонения отверстий и валов в посадках с натягом, мкм (система отверстий)

Номинальные размеры, мм		Поля допусков отверстий			Поля допусков валов									
		Отклонение	H7	H8	Отклонение	<i>p</i> 6	<i>r</i> 6	<i>s</i> 6	<i>t</i> 6	<i>s</i> 7	<i>u</i> 7	<i>u</i> 8	<i>x</i> 8	<i>z</i> 8
Свыше 10 до	14	ES	+180	+270	<i>es</i>	+29	+34	+39	—	+46	+51	+60	+67	+77
		FI			<i>ei</i>	+18	+23	+28		+28	+33	+33	+40	+50
14	18	ES	+180	+270	<i>es</i>	+29	+34	+39	—	+46	+51	+60	+72	+87
		EI			<i>ei</i>	+18	+23	+28		+28	+33	+33	+45	+60
18	24	ES	+210	+330	<i>es</i>	+35	+41	+48	—	+56	+62	+74	+87	+106
		EI			<i>ei</i>	+22	+28	+35		+35	+41	+41	+54	+73
24	30	ES	+210	+330	<i>es</i>	+35	+41	+48	+54	+56	+69	+81	+97	+121
		EI			<i>ei</i>	+22	+28	+35	+41	+35	+48	+48	+64	+88
30	40	ES	+250	+390	<i>es</i>	+42	+50	+59	+64	+68	+85	+99	+119	+151
		EI			<i>ei</i>	+26	+34	+43	+48	+43	+60	+60	+80	+112
40	50	ES	+250	+390	<i>es</i>	+42	+50	+59	+70	+68	+95	+109	+136	+175
		EI			<i>ei</i>	+26	+34	+43	+54	+43	+70	+70	+97	+136
50	65	ES	+300	+460	<i>es</i>	+51	+60	+72	+85	+83	+117	+133	+168	+218
		EI			<i>ei</i>	+32	+41	+53	+66	+53	+87	+87	+122	+172
65	80	ES	+300	+460	<i>es</i>	+51	+62	+78	+94	+89	+132	+148	+192	+256
		FT			<i>ei</i>	+32	+43	+59	+75	+59	+102	+102	+146	+210
80	100	ES	+350	+540	<i>es</i>	+59	+73	+93	+113	+106	+159	+178	+232	+312
		FT			<i>ei</i>	+37	+51	+71	+91	+71	+124	+124	+178	+258
100	120	ES	+350	+540	<i>es</i>	+59	+76	+101	+126	+114	+179	+198	+264	+364
		EI			<i>ei</i>	+37	+54	+79	+104	+79	+144	+144	+210	+310
120	140	ES	+400	+630	<i>es</i>	+68	+88	+117	+147	+132	+210	+233	+311	+428
		EI			<i>ei</i>	+43	+63	+92	+122	+92	+170	+170	+248	+365
140	160	ES	+400	+630	<i>es</i>	+68	+90	+125	+159	+140	+230	+253	+343	+478
		EI			<i>ei</i>	+43	+65	+100	+134	+100	+190	+190	+280	+415
Примечание — Ряд рекомендуемых посадок:						H7	H7	H7	H7	H7	H8	H8	H8	H8
						<i>p</i> 6	<i>r</i> 6	<i>s</i> 6	<i>t</i> 6	<i>s</i> 7	<i>u</i> 7	<i>s</i> 7	<i>u</i> 8	<i>x</i> 8

Основное (нижнее) отклонение вала $ei = \delta_p + u + 1T_0$,

где u — поправка на срезание и сглаживание шероховатости поверхности. При запрессовке $u = 20$ мкм, при сборке нагреванием — $u = 0,1$; T_0 — допуск на диаметр отверстия (таблица 1.12).

В общем случае $u = 5,5 (Ra_1 + Ra_2)$, где Ra_1 и Ra_2 — средние арифметические отклонения профиля микронеровностей посадочных поверхностей.

Наиболее распространенные значения Ra для поверхностей деталей, соединенных с натягом: 2,0; 1,6; 1,25; 0,80; 0,63; 0,40.

1.4. Конструирование валов, червяков, зубчатых и червячных колес, водил

Вал–шестерня. Если при расчете шпоночного или шлицевого соединения установлено, что толщина s шестерни между впадиной зуба и пазом для шпонки (шлица) $s < 2,5m$ для цилиндрической шестерни (рисунок 1.7, *а*) и $s < 1,6m^{te}$ для конической шестерни (рисунок 1.7, *б*), то шестерню выполняют за одно целое с валом (рисунок 1.7).

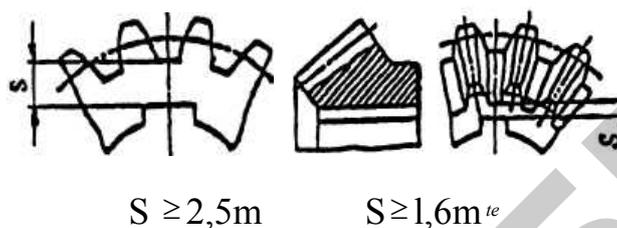


Рисунок 1.7 — Схемы конструкции зубчатых колес:
а– цилиндрических; *б* – конических

Недостатком монолитной конструкции является необходимость изготавливать вал из того же материала, что и шестерню, часто более высококачественного и дорогого, чем требуется. Кроме того, при замене шестерни (например, вследствие изнашивания или поломки зубьев) приходится заменять и вал. Несмотря на это в редукторах шестерню часто выполняют заодно с валом и толщиной, значительно превышающей указанные выше нормы (рисунок 1.8).

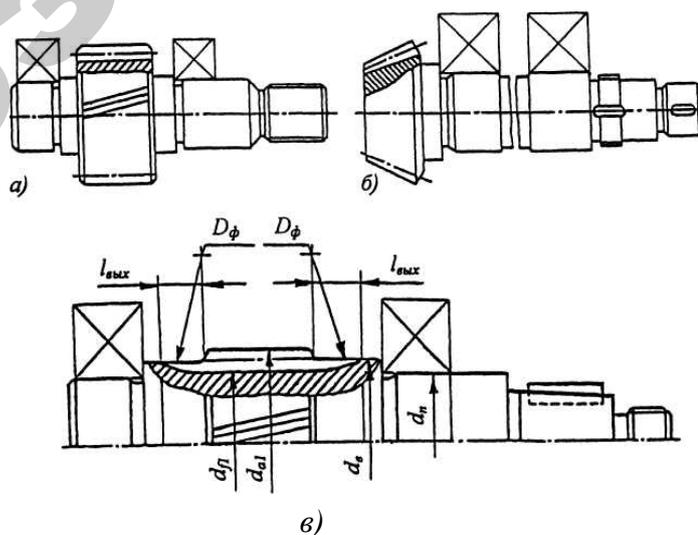


Рисунок 1.8 — Конструкции вал–шестерня:
а — вал–шестерня цилиндрическая; *б* — вал–шестерня цилиндрическая с частичным
врезанием зубьев в поверхность вала

Это объясняется большей жесткостью и прочностью, а также технологичностью вала–шестерни, что в конечном итоге снижает его стоимость.

Червяки. Червяки (рисунок 1.9) чаще всего выполняют за одно целое с валом. Заготовками служат круглый прокат, поковка или штамповка.

Геометрические размеры червяка, в том числе длина нарезанной части b_1 и ориентировочное расстояние l между опорами, известны из расчетов. Поэтому при конструировании вала-червяка эти данные являются исходными.

На рисунке 1.9, *а, б* приведены возможные варианты конструкции червяков с витками за габаритами поверхности вала, а на рисунке 1.9, *в* — витки нарезаны в теле вала, что допустимо для малонагруженных и компактных передач.

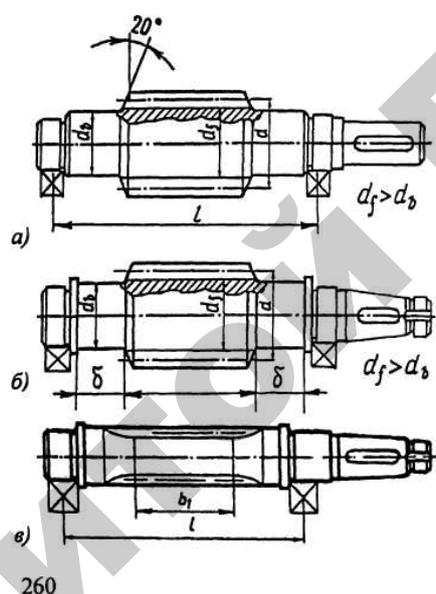


Рисунок 1.9 — Конструкции цилиндрических червяков

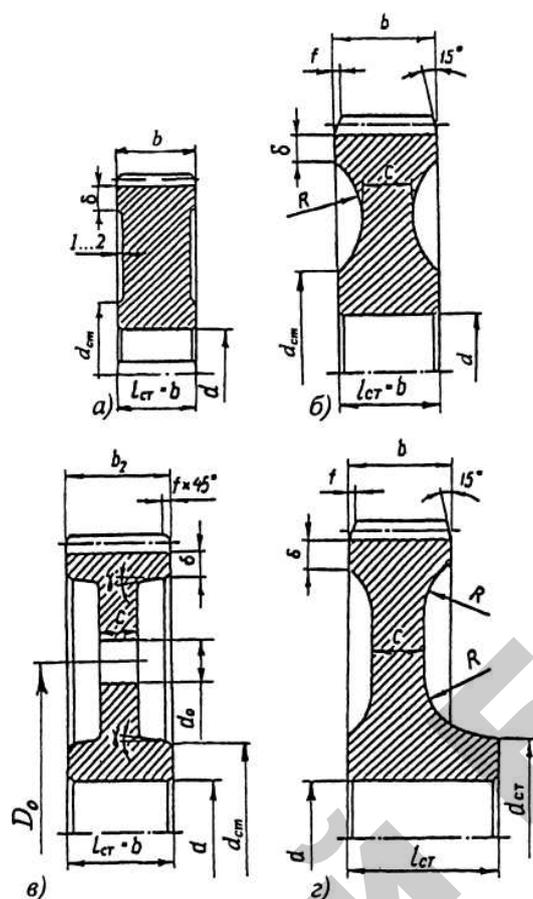


Рисунок 1.10 — Конструкции цилиндрических колес и зависимости размеров их основных элементов: $d_{ст} = (1,5 \dots 1,7)d$ при шпоночном соединении; $d_{ст} = (1,4 \dots 1,5)d$ при шлицевом соединении; $d_{ст} = (0,8 \dots 1,6)d$ при шпоночном соединении; $d_{ст} = (0,8 \dots 1,4)d$ при шлицевом соединении; $\delta = (2 \dots 3) m_n > 0,02 d$; $c = (0,2 \dots 0,3)b$; $R = 5 \dots 7$ мм; $\gamma = 5 \dots 7^\circ$; $D_0 = 0,5(d_a + d)$; $d_0 = (D_0 - d_{ст}) : (3 \dots 4)$

Диаметр вала червяка в ненарезанной части назначают таким, чтобы обеспечить по возможности свободный выход инструмента (размер 5) при обработке витков, необходимую высоту упорного заплечика для подшипников.

Цилиндрические зубчатые колеса. Конструкцию стального зубчатого колеса выбирают в зависимости от его размеров, масштабов производства и конкретных условий завода-изготовителя.

Основные параметры зубчатых колес (число зубьев, модуль, диаметр, ширина зубчатого венца) определяются при расчете передачи.

Конструктивная форма зубчатых колес. Форма зубчатых колес в большинстве случаев определяется, главным образом, способом получения заготовки, выбор которого связан с маркой материала, полученными из расчета размерами и типом производства (конкретных условий завода-изготовителя).

В индивидуальном и мелкосерийном производствах колеса малых размеров с наружным диаметром $d_a < 150 \dots 200$ мм изготавливают из круглого проката (рисунок 1.10, а), а при $d_a < 150 \dots 200$ мм — из поковок (рисунок 1.10, б). Для уменьшения объема обработки базовых поверхностей на торцах колес выполняются небольшие проточки, глубиной 1...2 мм, которые при $d_a < 80$ мм могут и отсутствовать.

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производствах заготовки колес небольших и средних размеров ($d_a = 600$ мм) получают методом штамповки в двухсторонних подкладных (рисунок 1.10, в) или односторонних (рисунок 1.10, з) штампах, а больших размеров — литьем. Штамповка обеспечивает высокую производительность и максимально приближает форму заготовки к форме готовой детали.

Конические зубчатые колеса. В одиночном и мелкосерийном производствах конические колеса при диаметре $d_{ae} < 120$ мм изготавливают за одно целое с валом (см. рисунок 1.8, б), а при $d_{ae} < 500$ мм — из поковок (рисунок 1.11, а). В крупносерийном и массовом производствах конические колеса изготавливают из штампованных заготовок (рисунок 1.11, б). Конические колеса больших диаметров выполняют литыми и сборными.

В целях экономии высококачественной дорогой стали колеса делают составными (рисунок 1.11, в, з): ступица и диск — из стали 45, венец — из легированной стали. В зависимости от размера колеса венец крепят к стальному фланцу вала заклепками (рисунок 1.11, з) или болтами (рисунок 1.11, д). При этом следует учитывать, что осевая сила F_a , возникающая в зацеплении, должна быть направлена на опорный фланец. Центрирование венца следует выполнять по диаметру D , а не D_0 , так как первый способ технологичней и обеспечивает более высокую точность по сравнению со вторым. Центрирование по диаметру D_0 повышает жесткость стыка.

Червячные колеса. По условиям работы червячной пары зубья червячного колеса следует изготавливать из антифрикционных материалов (бронза, латунь). Обычно червячные колеса выполняют составными: диск и ступица колеса — из стали или из серого чугуна, а венец — из антифрикционного материала.

Существуют следующие способы соединения венца с диском.

Бандажированная конструкция, в которой бронзовый венец насажен на стальной чугунный диск с натягом (рисунок 1.12, а). Конструкция проста в изготовлении, принимается для колес относительно небольших диаметров, а также для колес передач, не испытывающих тепловые нагрузки. При нагреве до высокой температуры посадка может ослабеть вследствие большего, чем чугуна температурного коэффициента линейного расширения бронзы.

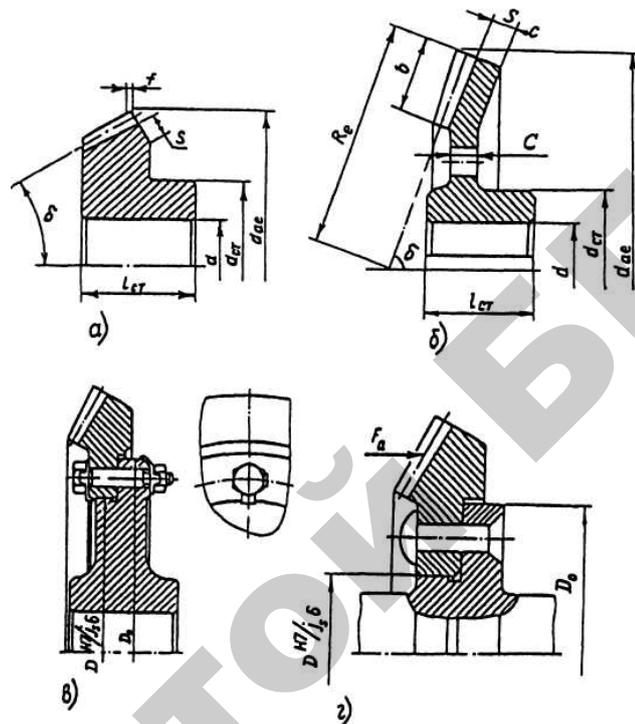


Рисунок 1.11 — Конструкция конических зубчатых колес

Обычно применяют легкопрессовую, реже — прессовую посадки. Для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы в стыкуемые поверхности ввинчиваются 3...4 винта (с последующим срезанием их головок). Размеры винтов: диаметр $d_v = (0,8...1,0) \delta_0$, длина $l_v = (2...3) d_b$.

Посадочную поверхность выполняют с упорным буртиком (исполнение 1) или буртиком (исполнение 2) (рисунок 1.12, а). Буртик предназначен для того, чтобы фиксировать относительное положение деталей при запрессовке. В то же время он уменьшает посадочную поверхность, усложняет конструкцию и технологию изготовления. Поэтому конструкции без буртика предпочтительнее. Возможные неточности сборки устраняют последующей обработкой поверхностей после сборки.

В крупносерийном и массовом производствах зубчатые венцы соединяют с диском посредством литья в кокиль. Такая конструкция колес называ-

ется биметаллической. Для улучшения сцепления бронзового венца с чугуном обод последнего выполняют по одному из вариантов, представленному на рисунке 1.12, б, в, г. Предварительно очищенный диск подогревают до температуры 700...800 °С, закладывают в подогретый до температуры 150...200 °С кокиль и заливают бронзой. После остывания между бронзовым венцом и чугунным диском возникает механическое сцепление, обеспечивающее монолитность конструкции. Для компенсации этих погрешностей сателлиты предпочтительно монтировать на сферических подшипниках.

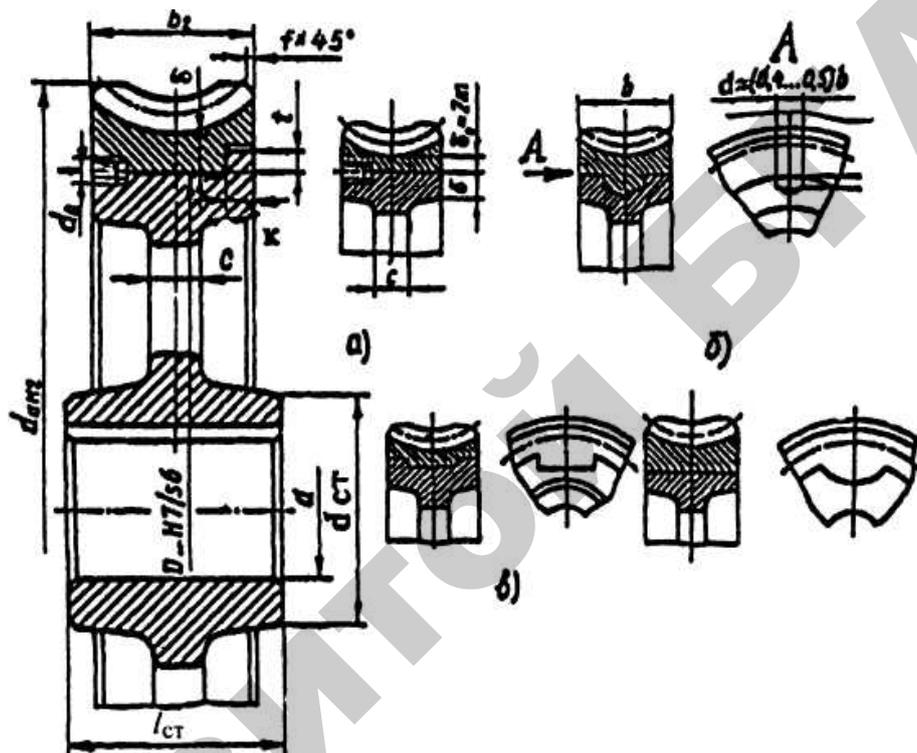


Рисунок 1.12 — Конструкции червячных колес и размеры их основных элементов:
 $d_{ст} = (1,6...1,8)d$; $l_{ст} = (1,2...1,8)d$; $\delta = (2,0...2,5)m$; $C = (0,2...0,35)b$; $d_в = (1,2...1,5)m$;
 $l_b = (0,3...0,4)b$

1.5. Основные принципы подбора подшипников

Подшипник — это опора или направляющая, которая воспринимает нагрузки и допускает относительное перемещение частей механизма в требуемом направлении. Основное назначение подшипников — поддерживать вращающиеся детали в пространстве, воспринимая действующие на них нагрузки. В зависимости от вида трения подшипники делят на два типа: скольжения и качения.

1.5.1. Подшипники скольжения

В подшипниках скольжения рабочие поверхности вала и подшипника, полностью или частично разделенные смазочным материалом, скользят одна относительно другой.

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники скольжения подразделяют на две группы: радиальные (рисунок 1.13) и упорные (осевые). При совместном действии радиальных и осевых нагрузок применяют совмещенные опоры, в которых осевую нагрузку воспринимают торцы вкладышей (рисунок 13.2) или специальные гребни.

Подшипники скольжения применяются преимущественно в тех областях, в которых нецелесообразно или невозможно использовать подшипники качения:

при ударных и вибрационных нагрузках (используется хорошая демпфирующая способность масляного слоя);

при особо высоких частотах вращения;

для точных опор с постоянной жесткостью;

для опор с малыми радиальными размерами;

для разъемных опор;

для особо крупных и миниатюрных опор;

при работе в экстремальных условиях (высокие температуры, абразивные и агрессивные среды);

для неотчетливых и редко работающих механизмов.

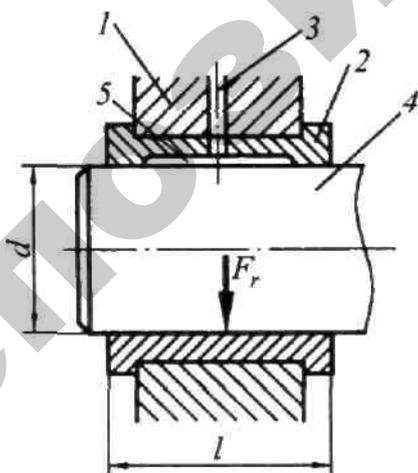


Рисунок 1.13 – Радиальный подшипник скольжения:

1 — корпус; 2 — вкладыш;

3 — отверстие для подачи

смазочного материала;

4 — цапфа; 5 — маслораздаточная канавка

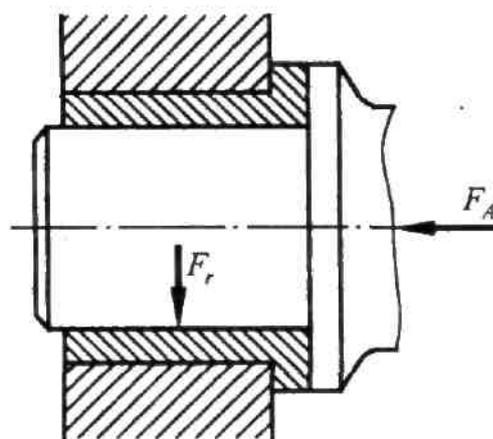


Рисунок 1.14 – Радиально-упорный подшипник скольжения

Подшипники скольжения легче и проще в изготовлении, чем подшипники качения, бесшумны, обладают постоянной жесткостью и способностью работать практически без износа в режиме жидкостной и газовой смазки, хорошо демпфируют колебания. К недостаткам подшипников скольжения относятся: сложность системы смазки для обеспечения жидкостного трения, необходимость применения цветных металлов, повышенные пусковые моменты и увеличенные размеры в осевом направлении.

Подшипник скольжения (см. рисунок 1.13) содержит корпус 1, вкладыш 2, смазывающие и защитные устройства. Корпус подшипника (цельный или разъемный) изготавливают как отдельную деталь либо деталь, присоединяемую к машине. Иногда корпус подшипника выполняют встроенным, т. е. как одно целое с корпусом машины или подвижной деталью (например, с шатуном). Вкладыши используют для того, чтобы не выполнять весь корпус из дорогих антифрикционных материалов. После износа вкладыши заменяют. В массовом производстве вкладыши штампуют из ленты с нанесенным на нее антифрикционным материалом. В мелкосерийном и единичном производстве применяют сплошные или разъемные втулки, а также биметаллические вкладыши, в которых тонкий слой антифрикционного материала наплавляют на стальную, чугунную или бронзовую основы. Для распределения смазочного материала, поступающего из канала 3 по рабочей поверхности цапфы 4, вкладыши снабжают смазочными канавками 5. Канавки располагают в ненагруженной зоне и часто совмещают с разъемом.

Износ рабочих поверхностей является основной *причиной выхода из строя подшипников скольжения*. Абразивное изнашивание связано с попаданием в смазочный материал абразивных частиц с размерами больше толщины масляного слоя, работой подшипника при неблагоприятных режимах трения в периоды пусков и остановок. При действии больших контактных давлений и температур возможно схватывание рабочих поверхностей подшипника.

Подшипниковые материалы должны обеспечивать низкое значение коэффициента трения, высокие износостойкость и сопротивление усталости. Дополнительными требованиями являются хорошая теплопроводность, прирабатываемость, смачиваемость маслом, коррозионная стойкость и обрабатываемость, низкий коэффициент линейного расширения и низкая стоимость. Ни один из известных материалов одновременно всеми этими свойствами не обладает. Поэтому в технике применяют большое количество различных антифрикционных материалов, наилучшим образом отвечающих конкретным условиям.

Валы и оси, как правило, стальные, реже из высокопрочного чугуна, например, коленчатый вал двигателей ГАЗ. Цапфы должны иметь высокую твердость и шлифованную или полированную поверхности, чтобы выдержать несколько замен более дешевых, чем вал, вкладышей. Материалы вкладышей делятся на три группы: металлические, металлокерамические и неметаллические.

Металлические материалы. Сплавы на основе олова или свинца с добавлением сурьмы, меди и других элементов, называемые баббитами (по имени американского изобретателя Баббита), обладают высокими антифрикционными качествами, хорошей прирабатываемостью, но дороги и имеют относительно невысокое сопротивление усталости. Их применяют в качестве тонкослойных покрытий или в качестве заливки. Хорошими антифрикционными свойствами обладают бронзы и латуни (сплавы на основе меди), алюминиевые и цинковые сплавы. В паре с закаленной цапфой (при наличии хорошей смазки) применяют антифрикционные чугуны.

Металлокерамические материалы. Пористые бронзографитовые и железграфитовые материалы, получаемые методом порошковой металлургии, пропитывают горячим маслом и применяют в условиях, в которых невозможно обеспечить надежную жидкостную смазку. При небольших давлениях и скоростях эти материалы способны достаточно долго работать без внешнего подвода смазочного материала.

Неметаллические материалы. В качестве вкладышей применяют пластмассы, резину, графитовые материалы и прессованную древесину.

Текстолит, древесно-слоистый пластик (ДСП) и прессованную древесину используют в подшипниках для тяжелого машиностроения. Полимерные самосмазывающиеся материалы на основе полиамидов, полиацетилена, политетрафторэтилена и различных смол используют для подшипников, работающих в температурном диапазоне $-200...+280$ °С при значительных скоростях скольжения. Фторопласты (полимеры и сополимеры галогенопроизводных, этилена и пропилена) обладают хорошими антифрикционными свойствами, химической инертностью, но высоким коэффициентом линейного расширения и низким коэффициентом теплопроводности. Подшипники с резиновыми вкладышами хорошо работают с водяной смазкой.

В экстремальных условиях используют графитовые вкладыши, которые обладают низким коэффициентом трения ($f = 0,04...0,05$) в температурном диапазоне от -200 до $+1000$ °С, хорошей теплопроводностью и коррозионной стойкостью. Эти материалы применяют в подшипниках с газовой смазкой, где они могут работать без смазочного материала в периоды пусков и остановок.

Критериями работоспособности подшипников являются износостойкость, сопротивление усталости антифрикционного слоя, теплостойкость и виброустойчивость.

Условные расчеты позволяют в простейшей форме оценить пригодность выбранного материала и размеров подшипника для конкретных условий работы на основании опыта конструирования и эксплуатации машин. Режим работы считают допустимым, если выполнены условия, которые ограничивают износ и тепловыделение:

$$p_m = F_r / (dl) \leq [p]; \rho_m v \leq [\rho v]; v \leq [v]; t \leq [t],$$

где F_r — радиальная нагрузка на подшипник;

d — диаметр цапфы;

l — длина подшипника;

v — окружная скорость цапфы;

p_m — среднее условное давление в подшипнике;

t — температура подшипника.

Этот расчет обычно используют как основной для подшипников с полужидкостной смазкой, как предварительный — для подшипников с жидкостной смазкой. В таблице 1.13 приведены допускаемые значения $[p]$, $[v]$ и $[\rho v]$ для некоторых подшипниковых материалов.

Таблица 1.13 – Допускаемые режимы работы для подшипниковых материалов

Материал	$[p]$, МПа	$[v]$, м/с	$[\rho v]$, МПа×м/с
АЧС-5	20	1	20
АЧС-5	30	0,4	12
БрО10Ф1	15	10	15
АН-2,5	25	15	100
ЦАМ10-5	20	7	10
Баббит Б88	20	50	75
Металлокерамика ЖГ-а	1	3	8
Текстолит	15	8	25

1.5.2. Подшипники качения

Подшипники качения (рисунки 1.14, 1.15) обычно состоят из наружного и внутреннего колец, тел качения (шариков или роликов) и сепаратора, удерживающего тела качения на определенном расстоянии друг от друга. Иногда одно или оба кольца могут отсутствовать. Тогда тела качения катятся непосредственно по валу или корпусу.

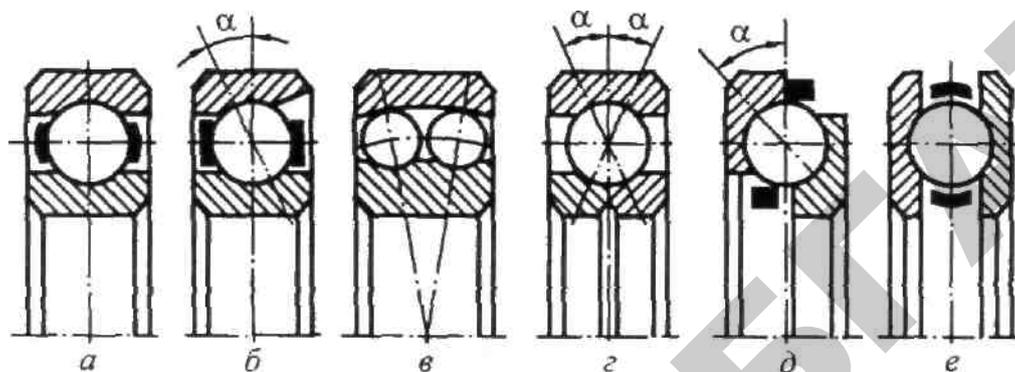


Рисунок 1.15 — Шарикоподшипники

Подшипники качения являются основным видом опор валов и осей в машинах, имеют международную стандартизацию. Известны миниатюрные подшипники качения с внутренним диаметром $d = 0,6$ мм, наружным диаметром $D = 2$ мм, шириной $B = 0,8$ мм и массой 0,015 г, а также особо крупные, у которых соответственно $d = 12$ м, $D = 14$ м, $B = 0,45$ м и масса 130 т.

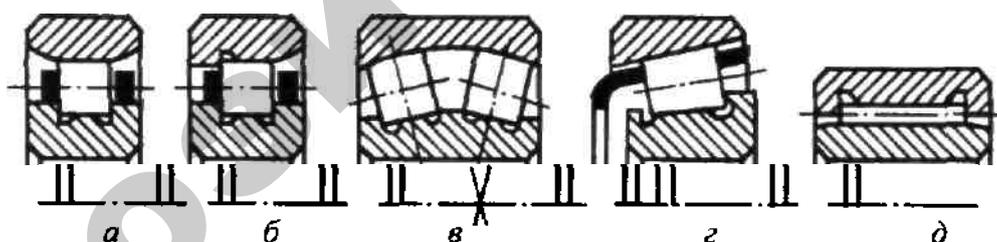


Рисунок 1.16 — Роликоподшипники

Основные достоинства подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения: 1) меньшие моменты трения при пуске; 2) меньшие осевые габаритные размеры; 3) простота обслуживания и малый расход смазочных материалов; 4) полная взаимозаменяемость; 5) малая стоимость в связи с массовым производством; 6) меньший расход цветных металлов.

К недостаткам подшипников качения относят: 1) большие радиальные габаритные размеры; 2) значительные контактные напряжения, ограничивающие ресурс; 3) переменную радиальную жесткость по углу поворота и повышенный шум из-за циклического перекатывания тел качения через нагру-

женную зону; 4) меньшую способность демпфировать колебания и ударные нагрузки; 5) ограниченную быстроходность; 6) высокую стоимость подшипников при мелкосерийном производстве.

Классификация и обозначения подшипников. 1. По форме тел качения подшипники подразделяют на шариковые (см. рисунок 1.15) и роликовые (см. рисунок 1.16). В зависимости от формы ролики различают: короткие и длинные цилиндрические, конические, сферические, игольчатые, полые, витые и др.

2. По направлению воспринимаемой нагрузки различают подшипники: радиальные (рисунок 1.15, а, в; 1.16, а, б, в, д), которые воспринимают радиальную или преимущественно радиальную нагрузку;

радиально-упорные (рисунки 1.15, б, г; 1.16, г), предназначенные для восприятия комбинированной нагрузки (радиальной и осевой);

упорно-радиальные (рисунок 1.15, д), предназначенные для восприятия осевой или преимущественно осевой нагрузки;

упорные (рисунок 1.16, е), предназначенные для восприятия только осевой нагрузки.

3. По числу рядов тел качения различают подшипники одно-, двух- и многорядные.

4. По основному конструктивному признаку подшипники подразделяют на самоустанавливающиеся (сферические), которые допускают работу с взаимным перекосом колец до 4° (см. рисунки 1.15, в; 1.16, в), и несамоустанавливающиеся — все остальные (допустимый взаимный перекос колец от 1 до $8'$).

5. По соотношению габаритных размеров подшипники разделяют на серии. При одном и том же внутреннем посадочном диаметре подшипники одного типа могут иметь различные наружные диаметры и ширину, т. е. различные серии по диаметру и ширине (рисунок 1.17). С увеличением габаритных размеров растет нагрузочная способность подшипника, но снижается предельная частота вращения.

6. Установлено несколько классов точности подшипников (в порядке повышения): 8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, 2 и Т. Класс точности определяет точность размеров и формы деталей подшипников. В зависимости от класса точности и дополнительных требований различают три категории подшипников: А, В и С.

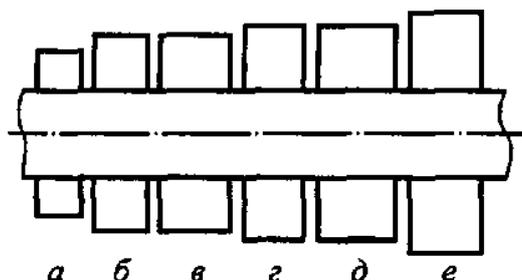


Рисунок 1.17 — Размерные серии подшипников качения:

а — особо легкая; *б* — легкая; *в* — легкая широкая; *г* — средняя; *д* — средняя широкая;
е — тяжелая

Наиболее распространены подшипники нормального класса точности 0. Они примерно в десять раз дешевле подшипников класса точности 2.

7. По специальным требованиям выпускают подшипники теплостойкие, высокоскоростные, малошумные, коррозионно-стойкие, немагнитные, самосмазывающиеся и др.

8. По уровню вибраций различают подшипники с нормальным, пониженным и низким уровнем вибрации.

Обозначение подшипника наносят на торцевой поверхности колец. Основное обозначение может содержать до семи цифр. При отсчете справа налево первые две цифры определяют внутренний диаметр подшипника, третья и седьмая цифры — серию по наружному диаметру и ширине, четвертая цифра — тип, пятая и шестая цифры — конструктивную разновидность. Внутренний диаметр подшипника в диапазоне 20...495 мм соответствует двузначному числу условного обозначения, умноженному на пять. Для других размеров диаметров обозначение особое. Слева от основного обозначения указывают класс точности подшипника (если он отличен от нормального). Подшипники, изготовленные по специальным техническим требованиям, имеют справа от основного обозначения дополнительные знаки в виде букв и цифр. Буква А, например, обозначает повышенную грузоподъемность подшипника, а буква М — наличие модифицированного контакта.

Характеристики подшипников основных типов. Шарикоподшипники. Шариковый радиальный однорядный подшипник (см. рисунок 1.15, а) предназначен для восприятия радиальной нагрузки и осевой, действующей в обоих направлениях. Сепаратор обычно штампованный, скрепленный из двух частей заклепками, центрируется по телам качения. Более дорогие массивные сепараторы применяют при повышенных частотах вращения и для крупногабаритных подшипников. Некоторые конструкции подшипников снабжены встроенными защитными шайбами или специальными уплот-

нениями, расположенными с одной или с обеих сторон подшипника. Допускаемый взаимный перекос осей колец до $8'$.

Шариковый радиально-упорный подшипник (см. рисунок 1.15, б) предназначен для восприятия комбинированной нагрузки: радиальной и односторонней осевой. Нагрузочная способность этих подшипников выше, чем у радиальных шариковых, благодаря большему числу тел качения, которое удается разместить в подшипнике из-за наличия скоса на наружном или внутреннем кольцах. Способность подшипника воспринимать осевую нагрузку зависит от номинального угла контакта α (угол между нормалью к площадке контакта наружного кольца с телом качения и плоскостью вращения подшипника). С ростом α осевая грузоподъемность подшипника растет, а предельная частота вращения и допускаемая радиальная нагрузка уменьшаются. Сепараторы для этих подшипников выполняют, как правило, массивными. Подшипники изготавливают с номинальными углами контакта $\alpha = 12, 26$ и 36° . В настоящее время выпускают подшипники с углами контакта $15, 25$ и 36° , которые отличаются наличием скоса на внутреннем кольце и центрированием сепаратора по наружному кольцу. Это позволяет существенно повысить предельную частоту вращения вследствие более благоприятных условий смазки. Например, при смазке масляным туманом подшипник 36100К ($\alpha = 15^\circ$) может работать с частотой вращения до 70000 мин^{-1} , а подшипник 36100 ($\alpha = 12^\circ$) только до 46000 мин^{-1} .

Для восприятия осевых нагрузок обоих направлений радиально-упорные подшипники сдвигают, устанавливая их на валу попарно по схеме O (рисунок 1.18, а) или X (рисунок 1.18, б). При больших осевых нагрузках в одном направлении и стесненных радиальных размерах, а также для скоростных опор используют последовательную установку подшипников по схеме T «тандем» (рисунок 1.18, в).

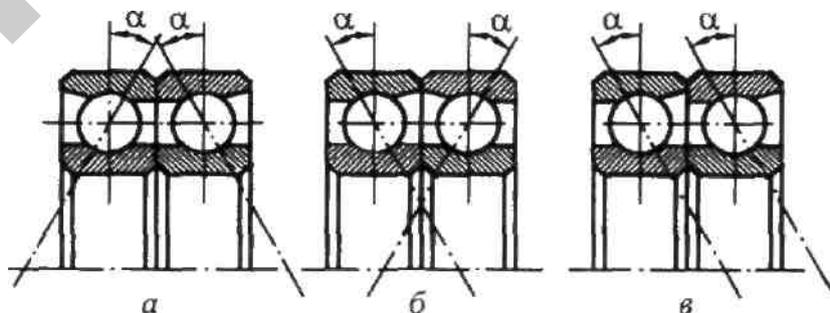


Рисунок 1.18 — Сдвоенные шариковые радиально-упорные подшипники: а — по схеме O ; б — по схеме X ; в — по схеме T «тандем»

Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник (см. ри-

сунок 1.15, в) допускает работу в условиях взаимных перекосов осей колец до 4° благодаря сферической поверхности дорожки качения наружного кольца. Подшипник воспринимает некоторые осевые силы в обоих направлениях. Сепараторы чаще всего штампованные. Эти подшипники могут иметь на внутреннем кольце коническое отверстие для установки на цилиндрическом валу с помощью конических втулок.

Шариковый радиально-упорный подшипник с разъемным внутренним кольцом (см. рисунок 1.15, з) в зависимости от формы дорожек качения имеет трех- или четырехточечный контакт шарика с кольцами и предназначен для восприятия радиальной и осевой нагрузки в обоих направлениях. Существуют аналогичные подшипники с разъемным наружным кольцом.

Шариковый упорно-радиальный подшипник (см. рисунок 1.15, д) предназначен для восприятия значительной осевой и некоторой радиальной нагрузки.

Упорный шариковый одинарный подшипник (см. рисунок 1.15, е) предназначен для восприятия только осевых нагрузок. Размеры наружных и внутренних диаметров колец отличаются. Тугое кольцо устанавливают на валу, а свободное — в корпус. Частоты вращения ограничены центробежными силами и гироскопическими моментами, действующими на шарики. Для восприятия двусторонней осевой нагрузки применяют двойные упорные подшипники. Допустимый перекоп колец до $2'$.

Роликоподшипники. Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (см. рисунок 1.16, а) предназначен для восприятия радиальных нагрузок. Роликоподшипники очень чувствительны к относительным перекосам колец. Перекопы вызывают концентрацию контактных напряжений на краях роликов (краевой эффект). Для уменьшения концентрации напряжений используют подшипники с модифицированным контактом: ролики или дорожки качения делают с небольшой выпуклостью (бомбиной), что приводит к повышению допускаемого угла перекопа с 2 до $6'$, а ресурса — в $1,5...2$ раза. Подшипники с бортами на обоих кольцах (см. рисунок 1.16, б) могут воспринимать осевую нагрузку при условии, что она не более $0,2...0,4$ от радиальной (в зависимости от серии подшипника). Сепараторы у этих подшипников штампованные или массивные.

Роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник (см. рисунок 1.16, в) отличается от радиального сферического двухрядного шарико-подшипника большей грузоподъемностью, но меньшей быстроходностью. Допустимый угол взаимного перекопа колец до 4° .

Роликовый радиально-упорный конический подшипник (см. рисунок

1.16, з) предназначен для восприятия совместно действующих радиальной и односторонней осевой нагрузок. Сепаратор стальной штампованный или точеный. Обычно угол конуса наружного кольца $\alpha = 10... 18^\circ$. Подшипники с большими углами конуса $\alpha = 25...30^\circ$ применяют в качестве сдвоенных для восприятия больших осевых нагрузок. Нагрузочная способность радиально-упорных роликоподшипников выше, чем у радиально-упорных шариковых подшипников, но предельная частота и точность вращения ниже. Для восприятия значительных нагрузок при стесненных радиальных размерах эти подшипники сдваивают.

Игольчатый роликоподшипник (см. рисунок 1.16, д) применяют при ограниченных радиальных размерах, а также при качательном движении. Для повышения нагрузочной способности подшипника иглы часто устанавливают без сепаратора, что позволяет увеличить число игл. Для уменьшения диаметральных размеров широко используют игольчатые подшипники без внутреннего кольца. Осевые нагрузки эти подшипники не воспринимают.

Роликоподшипники с витыми роликами применяют при ударных нагрузках и в загрязненной среде, но область их применения в связи с низкой нагрузочной способностью сужается.

Поверхности тел и дорожек качения подшипников, работающих в значительных нагрузках в условиях хорошей изоляции от загрязнения и разделенных масляной пленкой, под действием повторных циклов контактных напряжений с течением времени подвергаются усталостному выкрашиванию. Это наиболее распространенный вид повреждения. Наличие абразивных частиц вызывает износ колец и тел качения. При динамических, а также при больших статических нагрузках без вращения имеют место пластические деформации, т. е. образование вмятин на рабочих поверхностях (бринеллирование). У высокооборотных подшипников возникает разрушение сепараторов, колец и тел качения. Повышение рабочей температуры вызывает отпуск тел качения и колец, что отрицательно сказывается на работоспособности подшипников.

Подбор подшипников качения осуществляется по следующим основным критериям работоспособности: *ресурсу* по усталостному выкрашиванию, *статической грузоподъемности* по пластическим деформациям.

Алгоритм выбора подшипников. Подшипники качения — изделия стандартные по габаритным размерам и эксплуатационным параметрам (коэффициенту динамической C_r и статической C_0 грузоподъемности (приложение А, таблицы П.5–П.15). Для выбора подшипников необходимы следующие

исходные данные: 1) диаметр цапфы вала d , мм; 2) частота вращения вала n , мин⁻¹; 3) величина и направления сил: радиальная F_r, H , осевая F_a, H (из схемы сил в зацеплении); 4) требуемый ресурс L'_h , ч; 5) условия эксплуатации подшипника (таблица 1.13); 6) необходимый уровень надежности (таблица 1.14).

Выбор подшипника определяется: а) величиной и соотношением сил F_2 и F (таблица 2.2); б) значением эквивалентной динамической нагрузки P_r .

В зависимости от соотношения радиальной и осевой составляющих фактической нагрузки на подшипник F_r/F_a подшипники качения разделяют на конструктивные разновидности: радиальные; радиально-упорные; упорные; упорно-радиальные.

Подшипники качения подбирают в соответствии с действующими стандартами после анализа условий нагружения и режима работы подшипникового узла по следующим критериям работоспособности:

1) по статической грузоподъемности (ГОСТ 18854–94); соответствие подшипников качения критерию статической грузоподъемности предотвращает появление недопустимых остаточных деформаций на рабочих поверхностях деталей подшипников в виде вмятин, лунок и т.п.;

2) по динамической грузоподъемности (ГОСТ 18855–94); соответствие подшипников качения критерию динамической грузоподъемности гарантирует контактную выносливость подшипников качения в течение расчетного ресурса;

3) по предельной частоте вращения (ГОСТ 20918–75); соответствие подшипников качения критерию предельной частоты вращения обеспечивает их нормальную работоспособность при больших частотах вращения.

Подбор подшипников качения по статической грузоподъемности. Подбор подшипников производится при невращающихся кольцах подшипника или при частоте вращения одного из колец $n < 1$ мин⁻¹, а также если одно из колец совершает медленные качательные движения.

Под **статической грузоподъемностью** подразумевается статическая радиальная или осевая нагрузка (в ньютонах), при которой общая остаточная деформация тела качения (шарика или ролика) и дорожки качения равна 0,0001 диаметра тела качения.

Для радиальных и радиально-упорных (как шариковых, так и роликовых) подшипников используется понятие базовая статическая радиальная грузоподъемность C_{0r} , а для упорных и упорно-радиальных — базовая статическая осевая грузоподъемность C_{0a} .

Численные значения C_{0r} и C_{0a} для выпускаемых типов подшипников приведены в каталогах или могут быть вычислены по формулам, приведенным в ГОСТ 18854–94.

Подшипник считается соответствующим безопасной работе по критерию статической грузоподъемности, если выполняются условия:

для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$C_{0r} \geq P_{0r} ; \quad (1.11)$$

для упорных и упорно-радиальных подшипников

$$C_{0r} \geq P_{0a} , \quad (1.11, a)$$

где P_{0r} и P_{0a} — эквивалентные статические радиальная и осевая нагрузки.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентная статическая радиальная нагрузка:

$$\begin{aligned} P_{0r} &= F_r & (\alpha = 0^\circ); \\ P_{0r} &= X_0 F_r + Y_0 F_a & (\alpha \neq 0^\circ), \end{aligned} \quad (1.12)$$

где X_0 и Y_0 — коэффициенты радиальной и осевой нагрузки, определяемые по приложению А (таблицы П.5–П.13).

Для упорно-радиальных и упорных подшипников эквивалентная статическая осевая нагрузка

$$\begin{aligned} P_{0a} &= F_a + 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha & (\alpha < 90^\circ), \\ P_{0a} &= F_a & (\alpha < 90^\circ). \end{aligned} \quad (1.13)$$

Подбор подшипников качения по динамической грузоподъемности. Подшипники подбирают при частоте вращения одного из колец $n > 1 \text{ мин}^{-1}$.

В зависимости от конструктивной разновидности подшипника различают радиальную динамическую грузоподъемность C_r (для радиальных и радиально-упорных подшипников) и осевую динамическую грузоподъемность C_a (для упорных и упорно-радиальных подшипников качения).

Радиальной (осевой) динамической грузоподъемностью называется постоянная радиальная (центральная осевая) нагрузка (Н), при которой базовый расчетный ресурс подшипников качения равен одному миллиону оборотов. При этом под ресурсом отдельного подшипника качения подразумевается число оборотов, которое одно кольцо подшипника делает относительно другого кольца до начала усталостного разрушения материала на беговой дорожке кольца или тела качения.

Базовый расчетный ресурс отдельного подшипника L_{10} или группы идентичных подшипников, работающих в одинаковых условиях, — это ре-

сурс, соответствующий 90 %-й надежности. Значения C_2 и C_a даны в таблицах П.5–П.13 приложения А, а также в каталогах и справочниках.

Для подбора подшипников по динамической грузоподъемности необходимо вычислить эквивалентную динамическую радиальную нагрузку P_r для радиальных и радиально-упорных подшипников качения или эквивалентную динамическую осевую нагрузку P_a для упорных и упорно-радиальных подшипников качения: P_r (P_a) — постоянная радиальная (осевая) нагрузка (в ньютонах), под действием которой подшипник качения будет иметь такую же долговечность, как и в условиях действительной нагрузки.

Эквивалентную динамическую нагрузку для шариковых радиальных, шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников определяют по формуле:

$$P_r = XVF_r + YF_a \quad (1.14)$$

где X , Y — коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузки, определяемые по приложению (таблицы П.5–П.15); V — коэффициент, учитывающий, какое кольцо вращается (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного — $V = 1,2$).

Для роликовых радиальных подшипников качения

$$P_r = F_r \quad (\alpha = 0^\circ). \quad (1.15)$$

Для шариковых и роликовых упорных подшипников качения

$$P_a = F_a \quad (\alpha = 90^\circ). \quad (1.16)$$

Для шариковых и роликовых упорно-радиальных подшипников качения

$$P_a = XF_r + YF_a \quad (1.16, a)$$

Изменение характера внешней нагрузки при эксплуатации подшипника учитывается в формулах (1.14)–(1.16) умножением эквивалентной динамической нагрузки на коэффициенты K_σ (таблица 1.13) и K_T при температуре $t > 100^\circ\text{C}$ (таблица 1.14).

Для обычных подшипников с надежностью более 90 % расчетный ресурс

$$L_{na} = a_1 L_{10},$$

где индекс n обозначает вероятность разрушения ;

L_{10} — базовый расчетный ресурс отдельного подшипника, млн. оборотов.

Таблица 1.13 – Значения коэффициента безопасности K_{σ}

Машины, оборудование и условия их эксплуатации	K_{σ}
Машины для кратковременной или прерывистой эксплуатации; бытовое оборудование, пищевые машины, центрифуги, строительные и монтажные краны и машины, тракторы	1,0...1,1
То же, но с повышенными требованиями к надежности; подъемники и краны для штучных грузов, автомобили, комбайны, сельхозтехника	1,1...1,2
Машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой: стандартные электродвигатели, редукторы, авиадвигатели	1,2...1,3
То же, не работающее с полной нагрузкой; металлорежущие и деревообрабатывающие станки, печатные и текстильные машины, воздуходувки, грейферные краны	1,3...1,4
Машины для круглосуточной работы: приводы прокатного оборудования, компрессоры, шахтные подъемники, энергетическое оборудование средней мощности, транспортные буксы, локомотивы	1,5...1,7
Трубопрокатные станы, вращающиеся печи, приводы судового оборудования, эскалаторы	1,7...2,0
Наиболее ответственные круглосуточно эксплуатируемые агрегаты: крупные электрические машины и энергетические установки, целлюлозные и бумагоделательные машины и оборудование, шахтные насосы и воздуходувки, коренные подшипники судовых двигателей	2,0...2,5

Таблица 1.14 – Зависимость температурного коэффициента K_T от рабочей температуры t °С подшипника

t °С	125	150	175	200	225	250
K_T	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

Ресурс (в часах) для обычных подшипников без корректирующих коэффициентов определяют по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_{r(a)}}{P_{r(a)}} \right)^m, \quad (1.17)$$

где $m = 3$ для шариковых подшипников;

$m = 10/3$ для роликовых подшипников;

n — частота вращения, мин⁻¹.

По приведенной нагрузке для выбранного типоразмера подшипника и его ресурса L (млн. оборотов) находят расчетную динамическую грузоподъемность подшипников качения:

$$C_{расч} = P \sqrt[m]{L}. \quad (1.18)$$

Формула справедлива как для радиальных и радиально-упорных, так и для упорных и упорно-радиальных подшипников; во входящие в формулу обозначения P и C при вычислениях ставится лишь соответствующий индекс g или a .

Таблица 1.15 – Значения коэффициента повышенной надежности

Надежность, %	Ресурс L_{na}	Коэффициент a^1
90	L_{10a}	1,0
95	L_{5a}	0,62
96	L_{4a}	0,53
97	L_{3a}	0,44
98	L_{2a}	0,33
99	L_{1a}	0,21

По полученному расчетному значению динамической грузоподъемности по приложению (таблицы П.5–П.14) или каталогу выбирается подшипник. При этом должно удовлетворяться условие:

$$C_{расч} \leq C ,$$

где C — динамическая радиальная или осевая грузоподъемность (приложение А, таблицы П.5–П.14, каталог или справочник).

Если конкретный типоразмер подшипника принят по конструктивным соображениям, то проверяют его ресурс (долговечность). При этом должно выполняться неравенство

$$L_h \geq L_{h(изд)} ,$$

где L_h — ресурс подшипника с требуемой надежностью, ч;

$L_{h(изд)}$ — ресурс (ч) изделия (машины, аппарата, механизма), который устанавливается техническим заданием на проектирование.

1.5.3. Особенности подбора радиально-упорных подшипников

При выборе радиально-упорных подшипников необходимо учитывать осевую составляющую F_a (рисунок 1.19) радиальной нагрузки (при условии отсутствия осевых зазоров и натягов). Для шарикоподшипников $F_{ос} = eF_r$, для роликоподшипников $F_{ос} = 0,83 eF_r$, где коэффициент 0,83 учитывает характер распределения нагрузки между телами качения, а значения e представлены в таблице 1.16. При этом расчетная осевая нагрузка представляет собой алгебраическую сумму F_a и $F_{ос}$ (в зависимости от их направления и соотношения).

В расчетах учет осевой составляющей можно вести следующим образом. Поскольку радиально-упорные подшипники устанавливаются на одном валу попарно либо навстречу друг другу широкими торцами наружных колец, либо наоборот, то силы F_{oc} также направлены либо навстречу друг другу, либо наоборот. Если внутренняя осевая нагрузка F_{oc} подшипника будет меньше суммы всех внешних осевых сил $\Sigma F = F_a$ (т. е. этот подшипник удерживает вал от осевого смещения), действующих на подшипник, то для него принимают в качестве расчетной силу F_a . Если $\Sigma F = F_a \leq F_{oc}$ (т. е. подшипник не удерживает вал от осевого смещения), то в качестве расчетной (подставляемой в формулу для P_r или P_a) принимается его внутренняя осевая нагрузка F_{oc} .

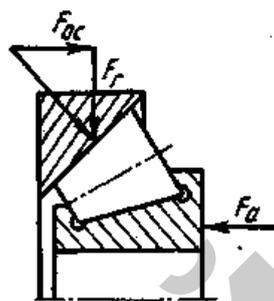


Рисунок 1.19 — К определению осевой составляющей радиальной нагрузки

Подшипники, работающие при переменных режимах, выбирают по эквивалентной нагрузке, которая эквивалентна по эффекту усталостных повреждений действующим нагрузкам.

Таблица 1.16 – Значение коэффициента осевой нагрузки e

Тип подшипника	α°	F_a/C_{or}	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e
			$F_a/F \geq e$		$F_a/F_r \leq e$ $F_a/F_r > e$				
			X	Y	X	Y	X	Y	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Радиальный	0	0,014		2,30				2,30	0,19
		0,028		1,99				1,99	0,22
		0,056		1,71				1,71	0,26
		0,084	0,56	1,55	1,0	0	0,56	1,55	0,28
		0,110		1,45				1,45	0,36
		0,170		1,31				1,31	0,34
		0,280		1,15				1,15	0,38
		0,420		1,04				1,04	0,42
		0,560		1,00				1,00	0,46

Продолжение таблицы 1.16

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Радиально-упорный	12	0,014		1,81		2,08		2,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,69		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
		0,110	0,45	1,22	1,0	1,39	0,74	1,98	0,45
		0,170		1,13		1,30		1,84	0,48
		0,290		1,04		1,20		1,69	0,52
		0,430		1,01		1,16		1,64	0,54
		0,570		1,00		1,16		1,62	0,54
	15	0,015		1,47		1,65		2,39	0,38
		0,029		1,40		1,57		2,28	0,40
		0,058		1,30		1,46		2,11	0,43
		0,087		1,23		1,38		2,00	0,46
		0,114	0,44	1,19	1,0	1,34	0,72	1,93	0,47
		0,176		1,02		1,26		1,82	0,50
		0,290		1,02		1,14		1,66	0,55
		0,440		1,00		1,12		1,63	0,56
		0,580		1,00		1,12		1,63	0,56
	25	—	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
	36	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95
	40	—	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14

Примечания.

1. Значения X , Y , e для промежуточных значений относительной осевой нагрузки или для угла контакта α определяют линейной интерполяцией.

2. В настоящее время промышленность переходит на выпуск радиально-упорных шарикоподшипников с углами контакта 15, 25 и 40° (вместо 12, 26 и 36°).

При определении радиальной реакции радиально-упорного подшипника следует иметь в виду, что точка ее приложения находится в месте пересечения нормали к середине поверхности контакта тела качения с наружным кольцом и оси вала. Расстояние a между этой точкой и торцом подшипника можно определить графически в процессе эскизной компоновки при построении подшипника в масштабе 1:1 (рисунок 1.20) или аналитически приближенно по следующим формулам:

для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)\operatorname{tg}\alpha]; \quad (1.19)$$

для однорядных конических роликоподшипников

$$a = 0,5T + (d + D)e/6, \quad (1.20)$$

где B — ширина кольца подшипника, мм;

T — монтажная высота конического роликоподшипника, мм;

d — диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника, мм;

D — наружный диаметр наружного кольца подшипника, мм.

Значения d, D, B, T, e выбирают по таблицам П.4–П.14 приложения А.

На выходные концы валов часто устанавливают шкивы ременных передач, звездочки цепных передач или соединительные муфты, передающие вращающий момент от редуктора к сопряженному валу. Со стороны ременной или цепной передач на вал действует консольная нагрузка F_k , вызывающая появление дополнительных реакций в опорах (рисунок 1.21). Со стороны муфты на вал также действует радиальная консольная нагрузка F_k , возникающая из-за погрешностей монтажа, изготовления и неравномерного изнашивания элементов муфты.

$$F_r, \alpha = 12 \dots 36^\circ$$

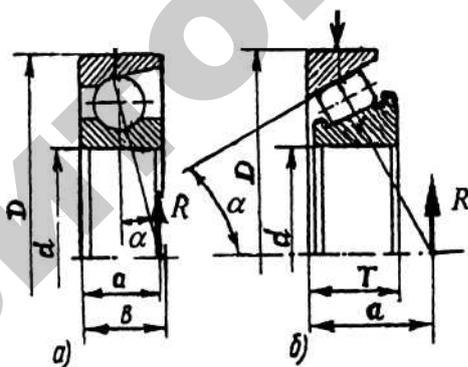


Рисунок 1.20 – Схемы для определения расстояния между точкой приложения реакции и торцом подшипника: a — шарикового; b — роликового

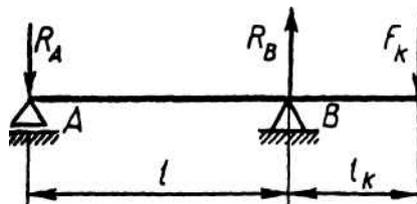


Рисунок 1.21 – Схема для определения дополнительной реакции в опорах

Реакции (см. рисунок 1.21) определяют по соотношениям:

$$R_A = l_k F_k / l; \quad R_B = (l + l_k) F_k / l. \quad (1.21)$$

При установке на концы валов соединительных муфт направление силы F_k заранее неизвестно. Поэтому при расчете часто принимают, что эти реакции совпадают по направлению с реакцией в опоре от действия силы F_r в зацеплении.

Согласно ГОСТ 16162–93 (редукторы общего назначения) ресурс зубчатого редуктора должен составлять 40 000 ч, червячного — 20 000 ч. Для этих значений и предпочтительна расчетная долговечность подшипников. Допускается подбор подшипников с ресурсом, равным половине или третьей части значений ресурса редукторов, т. е. для зубчатых редукторов $L_h = 20\,000$ ч или $L_h = 12\,000$ ч; для червячных редукторов $L_h = 10\,000$ ч или $L_h = 7\,000$ ч. Минимальная долговечность подшипников по ГОСТ 16162–93 может составлять: для зубчатых редукторов – 10000 ч, для червячных редукторов – 5000 ч.

Рекомендуем следующую последовательность подбора подшипников.

1. Из таблиц П.5–П.14 приложения А для назначенного подшипника выписывают данные: а) для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ — C_r, C_{0r} ; б) для роликовых радиальных — C_r ; в) для роликовых конических и шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha = 26^\circ$ — C_r, X, Y, e .

2. По расчетной схеме вала определяют реакции опор подшипников.

3. Для радиально-упорных подшипников находят осевые составляющие от радиальных нагрузок.

4. Определяют результирующие осевые нагрузки подшипников.

5. Вычисляют отношение осевой нагрузки к радиальной F_a/F_r . По полученной величине из таблицы 1.16 принимают значение вспомогательного коэффициента e , и затем по таблицам П.8 и П.9 приложения А принимают значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок. Для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ предварительно определяют отношение осевой нагрузки к статической F_a/C_{0r} по которому в соответствии с таблицей 1.16 находят значение коэффициента e и далее, как указано выше.

6. Исходя из действующих радиальных и осевых нагрузок, учитывая нагружения подшипников и другие параметры, входящие в формулы (1.14)–(1.16), рассчитывают эквивалентную нагрузку подшипника.

7. По формуле 1.17 вычисляют расчетный ресурс подшипника в часах.

Если полученный ресурс не соответствует регламентированному ГОСТ 16162–93, то, не меняя посадочного диаметра вала, назначают подшипники другого типоразмера (серии) или даже меняют тип подшипника, что

приводит к изменению значения базовой динамической радиальной грузоподъемности C_r . Таким образом добиваются требуемого значения L_h .

8. Для окончательно принятого типоразмера подшипника из таблиц П.5–П.15 приложения А выписывают его габаритные размеры и заново вычерчивают, затем определяют расстояние между реакциями опор и повторяют действия п. 3–7.

РЕПОЗИТОЙ БГАТУ

ГЛАВА 2

КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ, КОРПУСОВ И КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

2.1. Общие положения по конструированию опор

После эскизной проработки конструкции вала и сопряженных с ним деталей передач подбирают подшипники качения. Конструкция и качество опор определяются типом подшипников, схемой их установки и способом крепления в корпусе и на валу. Это, в свою очередь, зависит от условий работы: величины, направления и характера нагрузки, длины и жесткости вала, вида смазки, защиты от загрязнения; точности изготовления деталей и корпуса (соосности отверстий), качества монтажа, необходимости регулировки и демонтажа подшипников; ресурса (срока службы) подшипников до замены; экономичности, стоимости подшипников и опор в целом. Все это позволяет выбрать тип подшипников и конструктивно оформить опоры.

Выбор типа подшипника. Подшипники — изделия стандартные. При проектировании машин и механизмов их выбирают из каталожных таблиц (см. приложение А, таблицы П.5–П.15).

При выборе типоразмера подшипника для заданного диаметра вала d и условий работы следует учитывать: величину, направление и характер действующей нагрузки; частоту вращения вала; необходимый ресурс работы в час; особые требования, зависящие от конструкции узла или машины и условий их эксплуатации; стоимость подшипника.

В таблице 2.1 приведены эскизы подшипников, наиболее часто применяемых в практике машиностроения.

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин тип подшипников и схему их установки выбирают по следующим рекомендациям.

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов применяют чаще всего шариковые радиальные подшипники (таблица 2.1, п. 1). Первоначально назначают подшипники легкой серии. При чрезмерно больших размерах шариковых подшипников в качестве опор валов цилиндрических колес применяют подшипники конические роликовые (таблица 2.1, п. 4).

Таблица 2.1 – Подшипники качения основных типов

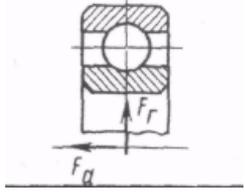
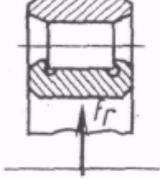
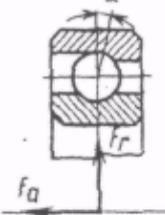
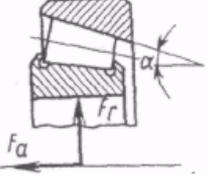
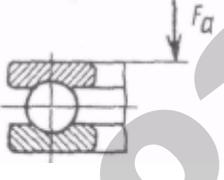
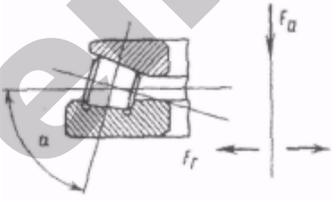
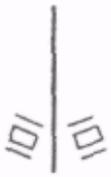
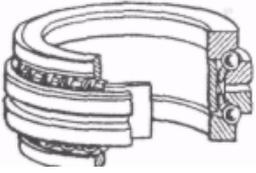
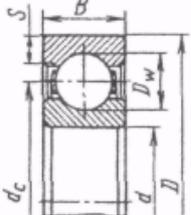
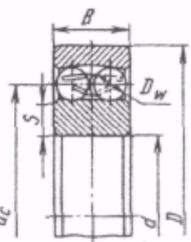
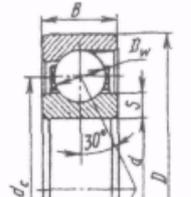
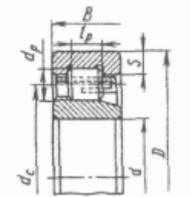
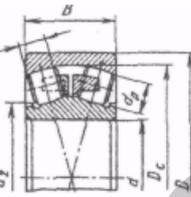
Конструктивная схема подшипника и воспринимаемая нагрузка	Тип подшипника	Условное обозначение	Примечание
	Шариковый радиальный		Нерегулируемый
	Роликовый радиальный с цилиндрическими роликами		Нерегулируемый
	Шариковый радиально-упорный		Регулируемый
	Роликовый радиально-упорный с коническими роликами		Регулируемый
	Шариковый радиальный сферический двухрядный		Нерегулируемый
	Роликовый упорно-радиальный		Регулируемый
	Шариковый упорно-радиальный двухрядный		Регулируемый

Таблица 2.2 – Предварительный выбор подшипников

Передача	Вал	Тип подшипника	Серия	Угол контакта	Схема установки
Цилиндрическая косозубая	Б	Радиальные шариковые однорядные при $a_w > 200$ мм	Средняя (легкая)	—	С одной фиксирующей опорой
		При $F_a/F_r \geq 0,25$ — радиальные шариковые однорядные	Легкая (средняя)	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000	Враспор
	Т	При $F_a/F_r > 0,25$ — роликовые конические типа 7000	Легкая	—	
Коническая	Б	Роликовые конические типа 7000 или 27000 при $n_1 < 1500$ мин ⁻¹	Легкая (средняя')	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	Врастяжку
		Радиально-упорные шариковые типа 46000 при $n_1 > 1500$ мин ⁻¹			
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая		Враспор
Червячная	Б	Радиально-упорные шариковые типа 46000; роликовые конические типа 27000; радиальные шариковые однорядные при $a_w > 160$ мм	Средняя	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha = 12^\circ$ для типа 36000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	С одной фиксирующей опорой
		Конические роликовые типа 7000 или радиально-упорные шариковые типа 36000 при $a_w = 160$ мм	Легкая		Враспор
	Т	Роликовые конические типа 7000			
Примечание — Условные обозначения: Б — быстроходный вал; Т — тихоходный вал.					

Таблица 2.3 – Ориентировочные зависимости размеров внутренней конструкции подшипников для вычерчивания эскизов и чертежей

Эскиз	Размеры
	<p>Подшипники шариковые радиальные однорядные: $d_c = 0,5 (D + d)$; $D_w = 0,25 (D - d)$ для подшипников серий 7000800, 7000900, 7000100, 8000200, 8000300; $D_w = 0,32 (D - d)$ для подшипников серий 100, 200, 300; $S = 0,15 (D - d)$</p>
	<p>Подшипники шариковые радиальные двухрядные сферические. $d_c = 0,5 (D + d)$; $D_w = 0,25 (D - d)$ для подшипников серии 1200, 1300; 1500; $D_w = 0,28 (D - d)$ для подшипников серии 1600; $S = 0,17 (D - d)$ для подшипников серии 1200; 1300; 1500; $S = 0,13 (D - d)$ для подшипников серии 1600</p>
	<p>Подшипники шариковые радиально-упорные: $d_c = 0,5 (D + d)$; $D_w = 0,32 (D - d)$; $S = 0,15 (D - d)$</p>
	<p>Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами: $d_c = 0,5 (D + d)$; $d_p = 0,25 (D - d)$; $l_p = d$; $l_p = 1,5 d$ для подшипников широких серий; $S = 0,15 (D - d)$</p>
	<p>Подшипники роликовые радиальные сферические: $D_c = 0,9 D$; $d_2 = 0,45 (D + d)$; $d_p = 0,25 (D - d)$ для подшипников типа 3500; $d_p = 0,26 (D - d)$ для подшипников типа 3600; $l_p = 0,36 B$</p>
	<p>Подшипники роликовые конические: $d_c = 0,5 (D + d)$; $E = 0,4 T$; $\beta = 14^\circ$; $d_2 = 0,48 (D + d)$; $d_p = 0,25 (D - d)$; $l_p = 0,68 B$</p>
<p>Примечание — Условные обозначения: d_c — диаметр окружности, проходящей через центры шариков или роликов, мм; D_w — диаметр шарика, мм; d_p — диаметр ролика, мм; l_p — длина ролика, мм; S — толщина колец, мм; D_c — диаметр по дорожке качения наружного кольца, мм; d_2 — диаметр бортика внутреннего кольца, мм.</p>	

Шариковые радиальные подшипники характеризуются малой осевой жесткостью. Поэтому в силовых передачах для опор валов конических и чер-

вячных колес применяют конические роликовые подшипники. Первоначально выбирают легкую серию.

Для опор вала конической шестерни принимают по тем же соображениям конические роликовые подшипники. При высокой частоте вращения вала–шестерни ($n > 1500 \text{ мин}^{-1}$) принимают легкую серию.

Опоры червяка в силовых червячных передачах нагружены значительными осевыми силами. Поэтому в качестве опор вала червяка принимают в основном конические роликовые подшипники. При длительной непрерывной работе червячной передачи с целью снижения тепловыделений применяют также шариковые радиально-упорные подшипники.

Для опор плавающих валов (червяки при расстоянии между опорами $l > 200 \text{ мм}$, шевронные передачи) применяют радиальные подшипники шариковые или с короткими цилиндрическими роликами с одной стороны (плавающая опора), а с другой — спаренные радиально-упорные (см. рисунок 2.1).

Схемы установки подшипников. В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на *плавающие* и *фиксирующие*.

Плавающие опоры допускают осевое перемещение вала в любом направлении для компенсации его удлинения (укорочения) при температурных деформациях. *Они воспринимают только радиальную силу.* В качестве плавающих опор применяют шариковые и роликовые радиальные подшипники, типы которых показаны в таблице 2.1.

Фиксирующие опоры ограничивают осевое перемещение вала в одном или в обоих направлениях. *Они воспринимают радиальную и осевую силы.* В качестве фиксирующих опор применяют шариковые и роликовые подшипники, типы которых показаны в таблице 2.1.

В схемах (рисунок 2.1, *з, д, е*) *одна опора фиксирующая, вторая — плавающая.* Фиксирующая опора ограничивает осевое перемещение вала в обоих направлениях. В опоре может быть установлен один или два подшипника, которые закрепляются в осевом направлении с двух сторон – на валу и в корпусе. В плавающей опоре внутреннее кольцо подшипника закреплено с двух сторон на валу, а наружное — свободно перемещается в корпусе вдоль оси.

В таком виде (см. рисунок 2.1, *з, д, е*) вал с опорами представляет собой статически определимую систему и может быть представлен в виде балки с одной шарнирно-неподвижной и одной шарнирно-подвижной опорами. Схемы (рисунок 2.1, *з, д, е*) применяют при любом расстоянии между опорами вала.

При выборе плавающей и фиксирующих опор по схемам (рисунок 2.1, *г, д, е*) учитывают рекомендации:

1) подшипники обеих опор должны быть нагружены по возможности равномерно, поэтому если на вал действует осевая сила, то плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной силой. При этом всю осевую силу воспринимает подшипник, менее нагруженный радиальной силой;

2) при отсутствии осевых сил плавающей выполняют менее нагруженную опору, чтобы уменьшить сопротивление осевому перемещению подшипника и изнашивание поверхности корпуса;

3) если входной (выходной) конец вала соединяют с другим валом муфтой, то фиксирующей принимают опору вблизи этого конца вала.

В схемах (см. рисунок 2.1, *б, в*) **обе опоры фиксирующие, причем каждая опора фиксирует вал в одном направлении**. В опорах этих схем могут быть установлены подшипники: шариковые или роликовые радиальные (рисунок 2.2, *б, г*) и радиально-упорные (рисунок 2.2, *в*).

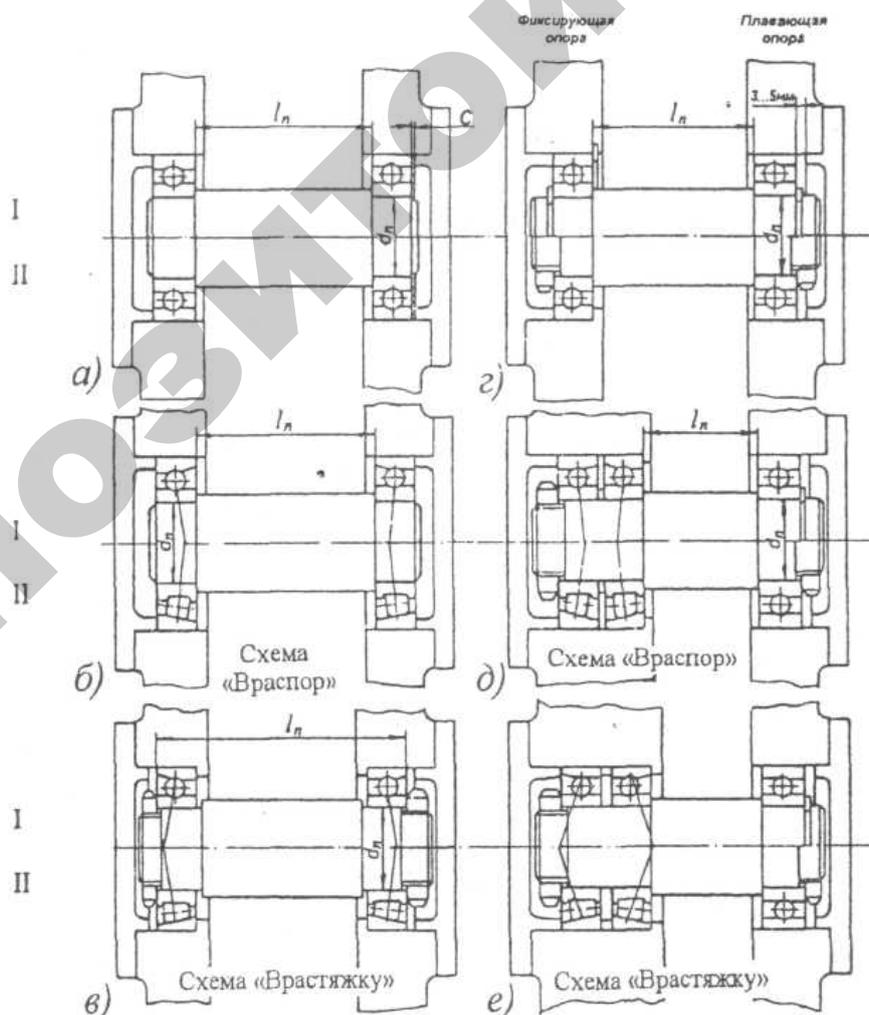


Рисунок 2.1 – Принципиальные схемы установки подшипников и их фиксирование

на валах и корпусе

Указанные схемы применяют с определенными ограничениями по расстоянию l_n между опорами. Связано это с изменением зазоров в подшипниках при температурных деформациях валов.

В схеме (рисунок 2.2, *а*), называемой схемой установки подшипников "*враспор*" (от осевых сил в сечениях вала между опорами действуют напряжения сжатия), чтобы не происходило защемления тел качения вследствие нагрева при работе, предусматривают осевой зазор a (на рис. не показан). Величина зазора должна быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. Из опыта известно, что в узлах с радиальными шарикоподшипниками при $l_n < 300$ мм, $a = 0,2...0,5$ мм. Требуемый зазор a создают при сборке с помощью набора тонких металлических прокладок, устанавливаемых между корпусом и крышкой подшипника.

В схеме (рисунок 2.1, *в*), называемой схемой установки подшипников "*врастяжку*", возможность защемления тел качения подшипников вследствие температурных деформаций вала уменьшается, так как в этой схеме при удлинении вала осевой зазор в подшипниках увеличивается (см. также рисунок 2.3). По этой причине расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме *враспор*: $l_n < (8...10)d_n$. Меньшие значения — для роликовых, большие — для шариковых радиально-упорных подшипников. Для шариковых радиальных $l_n < 12d_n$.

Конструирование стаканов. Узел конической шестерни с опорами обычно заключают в стакан, при этом он образует самостоятельную сборочную единицу, что упрощает технологию сборки и регулирование осевого положения зубчатых колес.

Крепление подшипников на валах от осевого смещения (см. рисунки 2.2, 2.3 и 2.5) осуществляют концевыми и стопорными шайбами, шлицевыми гайками, установочными винтами, пружинными упорными кольцами.

Регулирование зазоров радиально-упорных подшипников выполняют набором прокладок, регулировочными винтами и специальными конструктивными приемами.

В зависимости от схемы расположения подшипников стаканы конструируют по одному из вариантов (рисунок 2.4). При установке стакана в корпус с натягом фланец выполняют уменьшенным, без отверстий под винты.

Стаканы обычно выполняют из чугунного литья марки СЧ15, реже из стали. Толщину стенки σ , диаметр d и число z винтов крепления стакана к корпусу принимают в зависимости от диаметра D отверстия стакана под подшипник по следующим зависимостям: толщину упорного буртика δ_1 , толщину фланца δ_2 (рисунок 2.4) принимают $\sigma_1 \approx \sigma$; $\sigma_2 \approx 1,28$.

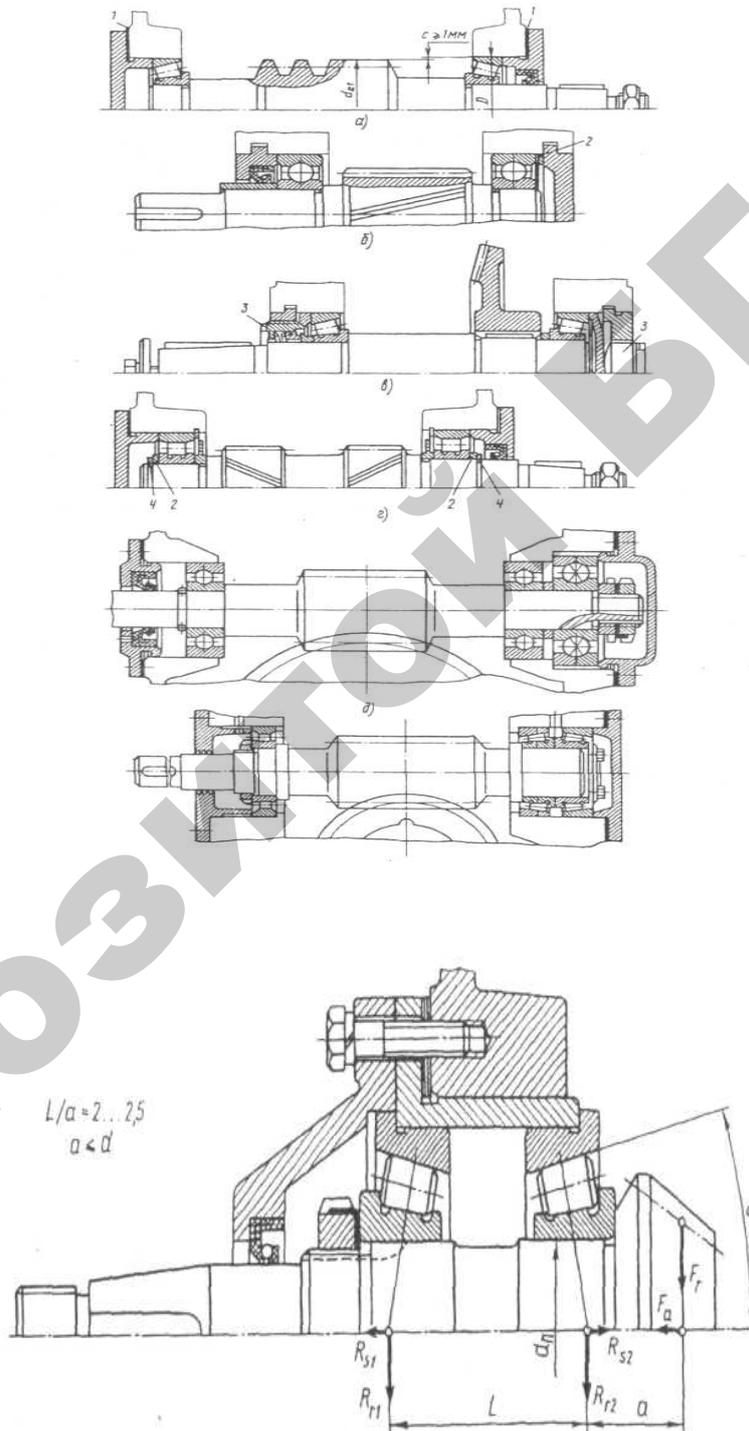


Рисунок 2.2 – Схемы установки подшипников:
 а, б, в — враспор; г — плавающая; д, е — левая опора — плавающая,
 правая — фиксированная

Высоту t упорного буртика назначают по той же зависимости, что и высоту заплечика вала h ; диаметр буртика $D_1 = D - 2t$. Диаметр фланца D_ϕ следует выполнять минимальным. Для этого принимают $c \approx d$; $h = (1,0 \dots 1,2) d$; $D_\phi = D_a + (4,0 \dots 4,4)d$, где d — диаметр винта.

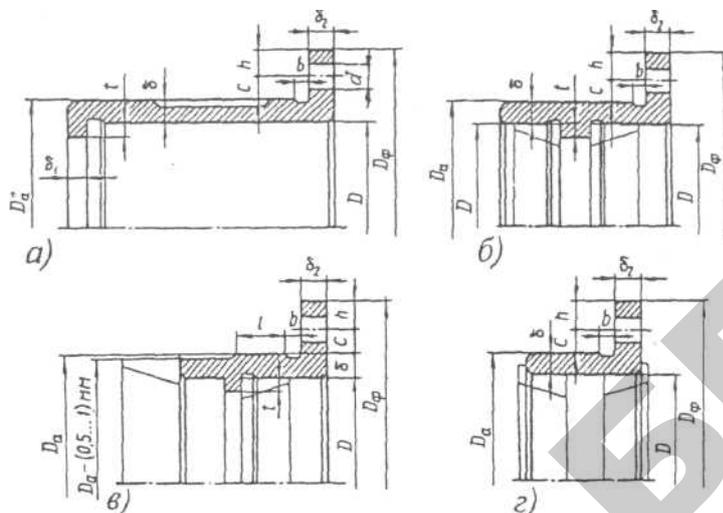


Рисунок 2.4 – Стаканы подшипников

Иногда на наружной поверхности стакана делают проточку для уменьшения длины посадочного участка (см. рисунок 2.4, *a*). Глубину проточки принимают равной 1,0 мм.

Длину посадочных участков принимают равной ширине кольца подшипника. Канавки в отверстиях стаканов делать не следует, поскольку выполнять их сложнее, чем на наружной поверхности. Кроме того, они затрудняют установку подшипников.

Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают при сборке для регулирования осевого положения конической шестерни. В этом случае посадка стакана в корпус — $H7/js6$. Другие стаканы после их установки в корпус остаются неподвижными, для них применяют посадки $H7/k6$ или $H7/m6$.

Осевое крепление подшипников. При наличии осевой нагрузки на подшипники и для фиксации их на валу в осевом направлении кольца подшипников должны удерживаться на валу и в корпусе от осевого перемещения с помощью различного рода закрепительных устройств. Крепление подшипников на валу и в корпусе выбирают в зависимости от значения и направления действия нагрузки, частоты вращения, типа подшипника, требований монтажа и демонтажа узла и производственных возможностей изготовления. Чем больше осевые нагрузки и выше частота вращения вала, тем надежней должно быть осевое крепление колец подшипника.

Наиболее распространенные способы крепления внутренних колец подшипников от осевого смещения следующие:

пружинными упорными разрезными кольцами 1 и 2 (рисунок 2.5, а). Этот способ применяют при незначительных осевых нагрузках; размеры колец и канавок для них приведены в таблице 2.4;

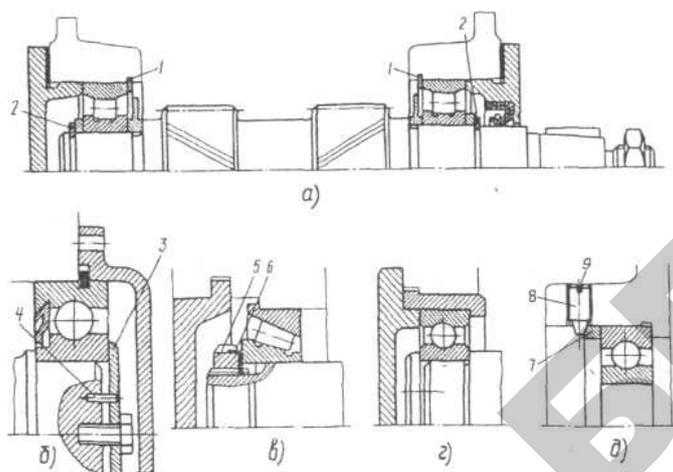
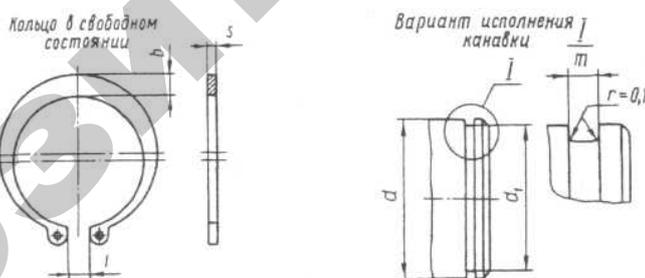


Рисунок 2.5 – Крепление подшипников в редукторах

Таблица 2.4 – Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические (ГОСТ 13942–86) и канавки для них

Размеры в миллиметрах



Диаметр вала d	Канавка			Кольцо		
	d_1	t	Допускаемая осевая сила, кН	S	b	l
1	2	3	4	5	6	7
20	18,6	1,4	10,6	1,2	2,6	3
22	20,6		11,7		2,8	
23	21,5		12,7		2,9	
24	22,5		13,7		3,0	
25	23,5		14,2		3,0	
26	24,5		14,9		3,1	

Продолжение таблицы 2.4

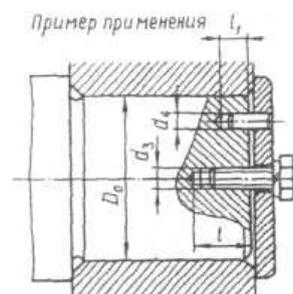
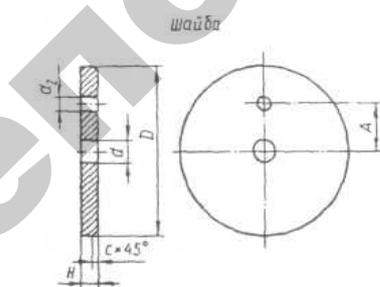
1	2	3	4	5	6	7
28	26,5					
29	27,5		16,7		3,4	
30	28,5		17,1		3,5	
32	30,2		22		3,6	
34	32,2		22,3		3,8	
35	33,0	1,9	26,7	1,7	3,9	5
36	34,0		27,4		4,0	
37	35,0		28,2		4,1	
38	36,0		29,0		4,2	
40	37,5		39,0		4,4	

торцевой шайбой 3 (рисунок 2.5, б) — достаточно надежный и простой способ; штифт 4 фиксирует шайбу от поворота относительно вала (размеры см. в таблице 2.5);

шлицевой гайкой 5 и стопорной шайбой 6, внутренний лепесток которой входит в паз вала, а один из наружных отгибают в прорезь гайки после ее затяжки (рисунок 2.5, в). Это надежный, но относительно дорогой способ, применять который целесообразно при значительных осевых нагрузках, действующих по направлению к гайке (размеры гаек и шайб приведены в таблицах 2.6 и 2.7, размеры канавок для выхода резьбонарезного инструмента — в таблице 2.8).

Таблица 2.5 – Шайбы концевые (ГОСТ 14734–69)

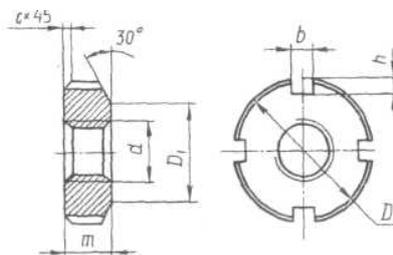
Размеры в миллиметрах



Обозначение	D	H	A	d	d ₂	D ₀	d ₃	d ₄	l	l ₁	Болт	Штифт
7019-0623	32	5	9	6,6	4,5	24...28	М6	4К7	18	12	М6Х16	4m6x12
7019-0625	36		10			28...32						
7019-0627	40		10			32...36						
7019-0629	45		12			36...40						
7019-0631	50		16			40...45						

Таблица 2.6 – Гайки круглые шлицевые (ГОСТ 11871–88)

Размеры в миллиметрах

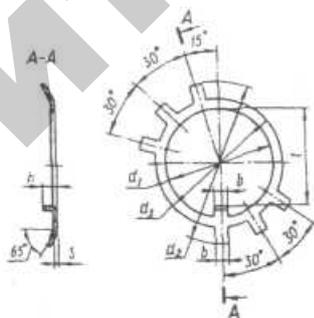


Диаметр резьбы d	D	D_1	m	b	h
20*	34	26	8	6	2,0
22	88	29	10*	6	2,5
24*	42	31	10	6	2,5
27	45	35	10	6	2,5
30*	48	38	10	6	2,5
33	52	40	10	8	3,0
36*	55	42	10	8	3,0
39	60	48	10	8	3,0

* Предпочтительные размеры.
Примечание — Шаг резьбы $p = 1,5$ мм для диаметров $d = 20...42$ мм.

Таблица 2.7 – Шайбы стопорные многолапчатые (ГОСТ 11872–89)

Размеры в миллиметрах

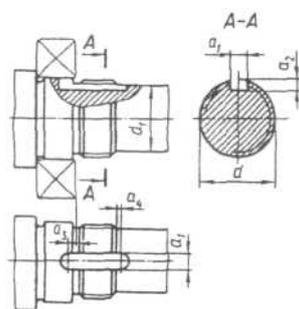


Диаметр резьбы d	d_1	d_2	d_3	l	b	h
20	20,5	36	27	17	4,8	3,5...6,0
22	22,5	40	30	19	4,8	3,5...6,0
24	24,5	44	33	21	4,8	3,5...6,0
27	27,5	47	36	24	4,8	4,5...8,0
30	30,5	50	39	27	4,8	4,5...8,0
33	33,5	54	42	30	5,8	4,5...8,0
36	36,5	58	45	33	5,8	4,5...8,0
39	39,5	62	48	36	5,8	4,5...8,0

Примечание — Толщина пластины $S = 1$ мм для диаметров $d = 20...30$ мм и $S = 1,6$ мм для диаметров $d = 36...42$ мм, шаг $p = 1,5$ мм.

Таблица 2.8 – Канавки под язычок стопорной шайбы

Размеры в миллиметрах



Диаметр резьбы d	a_1	a_{2min}	a_{3min}	a_{4min}	d_{1min}
20	6	2	3,5	1,0	16,5
22	6	2	3,5	1,0	18,5
27	6	3	4,0	1,5	23,5
30	6	3	4,0	1,5	26,5
33	6	3	4,0	1,5	29,5
36	6	3	4,0	1,5	32,5
39	6	3	4,0	1,5	35,5
42	8	8	5,0	1,5	88,5

Осевое крепление наружных колец подшипников осуществляют при помощи заплечиков корпуса (рисунок 2.5, в, д) или стакана (рисунок 2.5, г). Размеры заплечиков можно принимать по тем же рекомендациям, что и для буртиков вала; пружинных колец 2 (см. рисунок 2.5, а), конструкция и размеры колец приведены в таблице 2.9; крышек (рисунок 2.5, а, г).

Кроме изложенных способов, для крепления подшипников можно использовать их конструктивные особенности. Например, на рисунке 2.5, б наружное кольцо подшипника выполнено с канавкой для пружинного упорного плоского кольца 3. Преимуществом этого способа является то, что отверстие корпуса не имеет уступа, усложняющего его обработку. Вместе с тем несущая способность упорного кольца ограничивает восприятие больших осевых сил. На рисунке 2.5, в представлена конструкция подшипника с буртиком, которым он удерживается от перемещения вдоль оси.

На рисунке 2.5, д показано крепление подшипника в корпусе с помощью трех установочных винтов 8, равномерно расположенных по окружности. Конусные концы винтов воздействуют в трех точках по окружности на коль-

цо 7. Оно и поджимает подшипник к буртику корпуса. Винты от самоотвинчивания фиксируют замковым кольцом 9.

При конструировании опор конических передач (с наличием значительных осевых сил постоянного направления) широко применяются радиально-упорные роликовые или шариковые подшипники (рисунок 2.6). На рисунке 2.6, *а*, *б*, *в* подшипники установлены по схеме «врастяжку». Для опор конической шестерни эта схема более предпочтительна, так как обеспечивает жесткость вала и его опор при минимально допусаемом расстоянии l между серединами подшипников и увеличенном расстоянии L между реакциями опор ($L > l$).

Подшипник, расположенный ближе к конической шестерне, нагружен большей радиальной силой и, кроме того, воспринимает осевую силу. Поэтому в ряде конструкций этот подшипник выбирают более тяжелой серии (рисунок 2.6, *б*) или с большим диаметром посадочного отверстия (рисунок 2.6, *в*).

Общим недостатком консольного расположения шестерен (см. рисунок 8.6, *а*, *б*, *в*) является неравномерное распределение нагрузки по длине зуба шестерни.

Более рациональным (с точки зрения уменьшения неравномерности распределения нагрузки по длине зуба) является неконсольное расположение шестерни (рисунок 2.6, *г*). Однако эта конструкция сложнее, так как дополнительную опору размещают в стакане или специально выполненной внутренней стенке корпуса редуктора. Радиально-упорные подшипники в этой конструкции установлены «враспор». Как видно из схемы, в фиксирующей опоре расстояние L между реакциями опор меньше расстояния l между серединами подшипников ($L < l$), однако жесткость вала достаточно высокая благодаря наличию второй плавающей опоры.

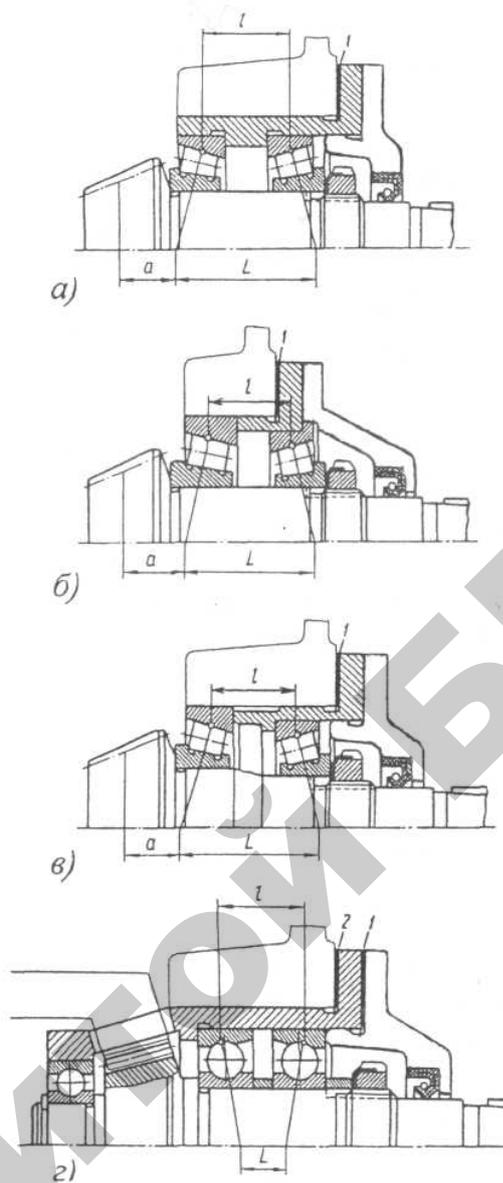
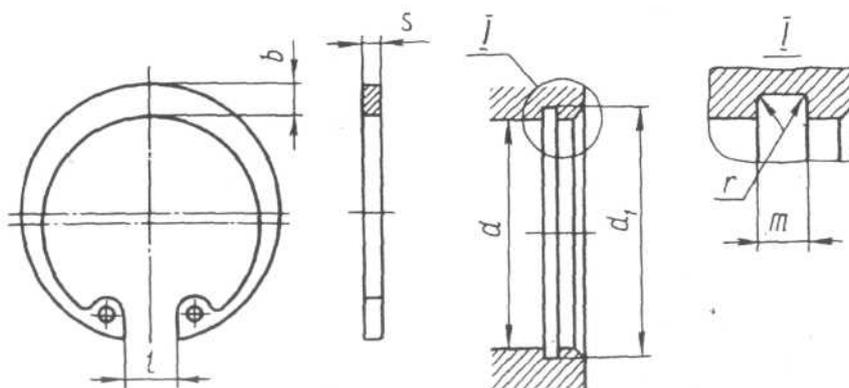


Рисунок 2.6 – Конструкции подшипниковых узлов конических шестерен

Таблица 2.9 – Кольца пружинные упорные плоские внутренние концентрические (ГОСТ 13941–86) и канавки для них

Размеры в миллиметрах



Продолжение таблицы 2.9

Диаметр отверстия d	Канавка		Кольцо	
	d_1	Допускаемая осевая сила, кН	b	l
40	42,5	40,4	4,0	12
42	44,5	43		
45	47,5	45,2		14
46	48,5	45		
47	49,5	47,2		
48	50,5	48,2		
50	53,0	60,7		
52	55,0	62,9		
54	57,0	64,7	5,0	16
55	58,0	66,4		
56	59,0	67,5		
58	61,0	69,6		
60	63,0	72,5		
2	65,0	74,7		
65	68,0	78,2		
68	71,0	81,7		
70	73,0	84,2		

Примечание — Размеры элементов $m = 1,9$ мм, $r < 0,2$ мм, $s = 1,7$ мм.

2.2. Посадки подшипников качения

Работоспособность подшипников в значительной степени зависит от характера соединений колец подшипников с валом и корпусом. Поэтому очень важно правильно выбрать посадку подшипника, которая, в свою очередь, зависит от режима его работы и вида нагружения колец, направления и характера нагрузок, типа и размеров подшипника, условий эксплуатации.

В зависимости от условий работы узла или механизма в целом различают местное, циркуляционное и колебательное нагружения колец подшипников. При местном нагружении кольцо неподвижно, нагрузка направлена и действует на одно и то же место в кольце. При циркуляционном нагружении за каждый оборот подшипника последовательно нагружаются все участки окружности дорожки качения кольца. При колебательном нагружении поочередно подвергается нагрузке лишь определенный участок кольца.

Соединение вращающихся относительно нагрузки колец с валом или корпусом выполняют обязательно с натягом.

Для наиболее распространенного в общем машиностроении случая

применения подшипников класса точности 0 выбор полей допусков вала и отверстия корпуса можно производить по таблицам 2.10–2.13 (в таблицах P_7 — эквивалентная динамическая нагрузка, C_7 — базовая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника по каталогу).

Предельные отклонения размеров посадочных поверхностей подшипников класса точности 0 регламентированы ГОСТ 520–2002 «Подшипники качения. Технические требования». Посадки подшипников отличаются от обычных расположением и величинами полей допусков на посадочные поверхности колец.

Примеры обозначения посадок подшипников на вал — L0/js6; L0/k6; L6/k6, в корпус — H7/L0; K7/L0; H7/L6 (см. таблицы 2.10–2.13).

Таблица 2.10 – Посадки радиальных шарико- и роликоподшипников классов точности 0 и 6

Вид нагружения колец	Поля допусков	
	Валов	Отверстий в корпусах
Местное	i_6, h_6, g_6, f_6	J_7, H_7, G_7
Циркуляционное	n_6, m_6, k_6, j_6	N_7, M_7, K_7
Колебательное	i_6	$J_7,$

Таблица 2.11 – Примеры выбора посадок подшипников на валы (ГОСТ 520–2002)

Режим работы	Наименование машин и подшипниковых узлов	Диаметры, мм				Поля допусков
		Радиальные подшипники		Радиально-упорные подшипники		
		Шариковые	Роликовые	Шариковые	Роликовые	
1	2	3	4	5	6	7
1. Вал не вращается, нагружение кольца местное						
Легкий или нормальный	Ролики ленточных конвейеров, конвейеров и подвесных дорог для небольших грузов	Все диаметры				g_6
Нормальный или тяжелый	Передние и задние колеса автомобилей и тракторов, колеса вагонеток и т. п.	Все диаметры				$g_6,$ $f_6,$ $j_6,$ h_6

Продолжение таблицы 2.11

1	2	3	4	5	6	7
	Натяжные ролики, блоки					h6
2. Вал вращается, нагружение кольца циркуляционное						
Легкий или нормальный	Электродвигатели, редукторы, коробки передач станков, центрифуги, сельскохозяйственные машины	20...100	До 40	До 100	До 40	k6, js6
		105...140	45...140	105...140	45...140	k6, h6, js6
Нормальный или тяжелый	Электродвигатели мощностью до 100 кВт, станки, турбины, коробки передач автомобилей и тракторов, редукторы	20...100	До 40	До 100	До 40	k6, js6
		105...140	40..100	105...140	45...100	m6

В каждом конкретном случае, выбирая посадку, следует учитывать условия нагружения кольца (местное, циркуляционное, колебательное); значение, характер (спокойная, ударная, вибрационная) и направление действующей нагрузки, режим работы (легкий, нормальный, тяжелый); тип подшипника; частоту вращения; способ монтажа и регулирования (регулирование смещением внутреннего или наружного кольца); конструкцию вала (сплошной, полый); диаметр подшипника; требования к точности; требования к самоустановке подшипников.

Режим работы подшипника зависит от отношения эквивалентной нагрузки (P) к базовой динамической грузоподъемности (C). При $P/C < 0,07$ режим считается *легким*, при $0,07 < P/C < 0,15$ — *нормальным*, при $P/C > 0,15$ — *тяжелым*. При особых условиях — ударных и вибрационных нагрузках (железнодорожные и трамвайные буксы, коленчатые валы двигателей внутреннего сгорания, прессы, дробилки, экскаваторы) — посадки выбирают для тяжелого режима (независимо от отношения P/C).

Кольцо, испытывающее местное нагружение, следует устанавливать на вал или в корпус с зазором или малым натягом, при этом под действием толчков и вибраций кольцо постепенно поворачивается вокруг своей оси, меняя участки рабочей поверхности дорожки качения в зоне наибольшего нагружения; ресурс подшипника при этом возрастает. Наиболее распространенной для большинства типов подшипников при *местном нагружении* является посадка H7. Из рекомендуемых посадок менее плотные применяют при посадке на вал в тех случаях, когда узел подвергается частым переборкам; в уз-

лах с ударными и вибрационными нагрузками применяют более плотные посадки.

При **циркуляционном нагружении кольца** применяют **посадки с натягом**; при этом посадки с большим натягом применяют для валов больших диаметров при больших по значению и динамичности нагрузках.

При недостаточных натягах посадки и циркуляционных нагрузках между кольцами и посадочной поверхностью может появиться зазор в разгруженной зоне, что приводит к обкатке кольцом посадочной поверхности, ее развальцовке, контактной коррозии и истиранию. Натяг посадки вызывает уменьшение внутренних зазоров в подшипнике и, способствуя более равномерному распределению нагрузки между телами качения в нагруженной зоне, повышает ресурс подшипника. Излишний натяг посадки опасен, так как внутренний натяг (отсутствие зазора между кольцами и телами качения), появившийся в результате посадки или температурных деформаций колец, приводит к повышению сопротивления вращению и может вызвать защемление тел качения (если внешняя радиальная нагрузка не обеспечивает образования зазора между телами качения и кольцами в разгруженной зоне). Чем больше частота вращения подшипника, тем менее плотной должна быть посадка.

Выбор посадки для циркуляционного нагружения следует производить на основании расчета.

При **колебательном нагружении** колец применяются посадки j_s и J_s .

Таблица 2.12 – Посадки радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

Вид нагружения колец		Поля допусков			
		Валов	Отверстий корпусов	Валов	Отверстий корпусов
Циркуляционное		$j_s6, (h6)$	j_s7	$nб, тб, k6, j_s6$	N7, M7, K7, J_s7
Местное	Кольцо перемещается по посадочной поверхности	$f7, g6, h6$	H7	—	—
	Кольцо не перемещается по посадоч-	$j_s6, h6$	M7, K7, H7	$j_s6, h6$	M7, K7, H7

Таблица 2.13 – Примеры выбора посадок подшипников в корпуса (ГОСТ 520–2002)

Режим работы	Наименование машин и подшипниковых узлов	Поля допусков
1. Вращается корпус, нагружение кольца циркуляционное		
Нормальный	Ролики ленточных конвейеров, ходовые колеса мостовых кранов	<i>M7</i>
Нормальный или тяжелый	Передние колеса автомобилей и тягачей на шарикоподшипниках, коленчатые валы, канатные и натяжные ролики	<i>N7</i>
2. Вращается вал, нагружение кольца местное или колебательное		
Нормальный	Центробежные насосы, вентиляторы, центрифуги, подшипники шпинделей металлорежущих станков	<i>j_s7</i>
Нормальный или тяжелый	Подшипники коробок передач, задних мостов автомобилей и тракторов, электродвигателей	<i>K7, M7, j_s7</i>
	Большинство подшипников общего машиностроения, редукторы, железнодорожные и трамвайные буксы	<i>H7, j_s7</i>
Примечание — Данные относятся к подшипникам класса точности 0.		

2.3. Способы регулирования подшипников и осевого положения колес

Точность закрепления конических и червячных пар достигается регулированием осевого положения вала с закрепленными на нем колесами.

При сборке конической передачи сначала регулируют подшипники, а затем зацепление. Регулирование осевого зазора в радиально-упорных подшипниках по рисунку 2.6 осуществляется осевым перемещением внутреннего кольца подшипника по валу с помощью круглой шлицевой гайки. При регулировании зацепления вал–шестерню перемещают в осевом направлении путем изменения толщины набора тонких металлических прокладок 7 и 2 между корпусом редуктора и фланцем стакана.

В узле на рисунке 2.6, а для размещения подшипников вала конической

шестерни применен стакан с кольцевым выступом в отверстии. Точность установки наружных колец в стакане зависит от точности изготовления торцов этого выступа. Наличие кольцевого выступа в отверстии стакана усложняет его обработку. Если применять подшипники разных серий (рисунок 2.6, б, в), то конструкция стакана и подшипникового узла значительно упрощается, регулирование зацепления осуществляют таким же способом, как в первом случае — путем изменения толщины набора прокладок 1. Установка левого подшипника (см. рисунок 2.6, б, в) непосредственно в корпус редуктора повышает точность радиального положения шестерни. Регулирование подшипников фиксирующей опорой (см. рисунок 2.6, г) осуществляют тонкими металлическими прокладками 1, размещенными под фланцем крышки подшипника, а коническое зацепление регулируют набором прокладок 2, установленных под фланцем стакана.

На рисунке 2.7, а показаны червячное зацепление и способ его регулировки. Из рисунка видно, что при регулировании как осевого положения колес, так и подшипников используют одни и те же прокладки. Сначала регулируют подшипники, определяя суммарный набор прокладок толщиной δ_1 и δ_2 . Затем путем перестановки прокладок с одной стороны на другую регулируют осевое положение колес, добиваясь, чтобы середина плоскости колеса $K-K$ проходила через ось червяка. Точность положения червячного колеса контролируют по расположению пятна контакта.

Описанный способ регулирования при помощи набора механических прокладок приемлем при привертных крышках. В конструкциях с закладными крышками регулирование подшипников осуществляют компенсаторным кольцом 1 (рисунок 2.7, б). Это сложный способ. Поэтому большое распространение получило регулирование при помощи винтов (рисунок 2.7, в, г).

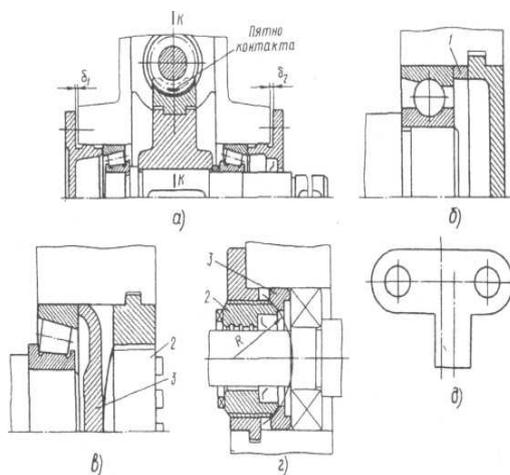


Рисунок 2.7 – Способы регулирования подшипников

Этот способ позволяет производить тонкое регулирование осевого положения колеса. На рисунке 2.7, *в* винт 2 для глухих крышек (обычно с внутренним шестигранником) воздействует на внешнее кольцо подшипника через промежуточную шайбу 3. Торец винта 2, контактирующий с шайбой 3, выполняют в виде сферы радиусом R , что обеспечивает самоустановку шайбы по торцу наружного кольца подшипника. Следует иметь в виду, что шайба сильно напряжена, поэтому при конструировании нужно обеспечить ее жесткость. Винт следует выполнять возможно большего диаметра, а резьбу — с мелким шагом, что повышает надежность самоторможения и точность регулирования. По окончании регулирования винты должны быть застопорены. Для этого применяют замок (рисунок 2.7, *д*) в виде продольной пластины с лепестком, который вводят в паз коронки винта. Для повышения точности регулирования шаг расположения пазов коронки регулировочного винта должен быть по возможности малым, или необходимо применять замок с несимметричным лепестком (рисунок 2.7, *д*).

Конструирование опор сателлитов. Сателлиты планетарных передач монтируют по двум конструктивным схемам: на подшипниках, насаженных на неподвижно закрепленные в щеках водил оси (рисунок 2.8, *а*); на осях, вращающихся вместе с сателлитами (рисунок 2.8, *б*). Размещение подшипников непосредственно в ободе сателлита (рисунок 2.8, *а*) обеспечивает компактность конструкций в осевом направлении, но при этом снижается долговечность подшипников качения всех типов (в связи с вращением наружного кольца), за исключением сферических подшипников. Применение сферических подшипников (рисунок 2.8, *а*) в сателлитах предпочтительнее, так как компенсируются перекосы сателлита, вызванные недостаточной точностью изготовления или деформациями деталей планетарной передачи.

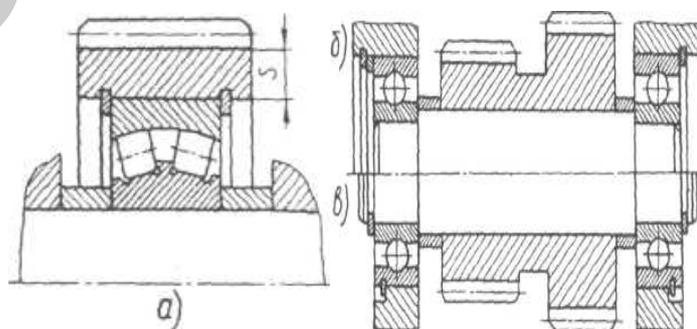


Рисунок 2.8 – Подшипники сателлитов

При проектировании передач с двухрядными сателлитами, а также когда наружный диаметр подшипника качения имеет такие размеры, что тол-

щина обода s сателлита оказывается меньше допускаемой ($s < 2,5m$), подшипники сателлитов размещают в расточках щек (рисунок 2.8, б, в); такая конструкция сложнее, но условия работы подшипников более благоприятны.

2.4. Эскизная компоновка редуктора (первый этап)

После определения размеров и конструкции валов редуктора, сопряженных с ним деталей, расстояний между ними и корпусом есть возможность приступить к эскизной компоновке редуктора. Цель этой работы — получить в достаточной и необходимой степени представление о конструктивной сущности проектируемого редуктора, извлечь данные для выполнения расчетной схемы валов, что, в свою очередь, позволит определить силы, действующие на подшипники и проверить их ресурс, а также запас прочности валов*

Первый этап эскизной компоновки редуктора представляет вариант, приемлемый в качестве базового для дальнейшей проработки на стадии технического проектирования. Эскизная компоновка выполняется на листах ватмана или миллиметровой бумаге. Все изображения выполняются строго в масштабе $M 1:1$.

На изображениях указываются: а) на выносных линиях — числа зубьев и модуль зубчатых и червячных колес, число витков (заходов) червяка, а также номера подшипников; б) межосевое расстояние (без указания отклонения), размеры сопряжений: вал–ступица; вал–подшипник; подшипник–корпус и т. д. (без указания посадок), ориентировочные габаритные размеры.

На развертке должны быть изображены схемы установки подшипников (с фиксированными или с фиксированной и плавающей опорами) с проработкой конструкции подшипниковых узлов (фиксирующих элементов, крышек и т. д.).

Уровень исполнения первой эскизной компоновки оценивается из условия его достаточности для использования при выполнении технического проекта — сборочного чертежа редуктора.

Выполнение эскизной компоновки начинается с выбора положения осевых линий валов в соответствии с расчетными межосевыми расстояниями. Затем прочерчиваются все детали и узлы конструкции (рассчитанные или выбранные в соответствии с существующими рекомендациями). Подробная последовательность выполнения эскизной компоновки зависит от типа редуктора.

Цилиндрический одноступенчатый редуктор (рисунок 2.9). В центральной части листа миллиметровки (рисунок 2.9, а) наносят две параллель-

ные осевые линии (оси зубчатых колес), отстоящие одна от другой на расстоянии равном a_w .

Обозначают штрихпунктирными линиями делительные окружности с диаметрами d_1 и d_2 . Показывают сплошными линиями окружности вершин зубьев d_{a1} и d_{a2} и впадин d_{f1} и d_{f2} и линии, ограничивающие ширину шестерни и колеса b_1 и b_2 ($b_1 = b_2 + 5$ мм), проставляют эти параметры на эскизе в буквах, а значения — в цифрах. Зацепления зубьев выделяют с помощью вырыва.

Затем (рисунок 2.9, б) вычерчивают контуры внутренней стенки корпуса редуктора на расстоянии зазора "x", мм между вращающимися деталями и корпусом ($x \approx 6 \dots 10$ мм).

Расстояние y между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов принимают $y \geq 4x$.

После нанесения контуров внутренней стенки корпуса прочерчивают габариты валов, предвидя размещение на них сопряженных деталей. Вычерчивание валов начинают из диаметров, на которых монтируется колесо и шестерня (если она отдельно от вала). Такой подход обусловлен тем, что от диаметра вала зависят размеры ступицы: длина $l_{ст}$, ее диаметр $d_{ст}$ и работоспособность соединения «вал–ступица».

Расстояние между ступицей и корпусом обеспечиваются с одной стороны буртиком на валу, а с другой – дистанционной втулкой. Именно в эти детали вдоль оси упираются подшипники своими внутренними кольцами.

С учетом типа выбранных подшипников и схем их установки вычерчивают подшипниковые узлы (рисунок 2.9, в). При этом принимается решение о способе смазывания подшипников. Если смазывание осуществляется масляным туманом, то подшипники устанавливают на расстоянии 3...6 мм от внутреннего торца стенки корпуса редуктора. Затем (с учетом ширины подшипника и способа его регулировки и типа крышек подшипников) вычерчивается размер глубины гнезда корпуса под подшипниковый узел. Глубины подшипниковых узлов $l_{п1}$ и $l_{п2}$ определяются размерами деталей, обеспечивающих регулировку подшипников и их фиксирование вдоль оси, а также смазывание.

При индивидуальном смазывании подшипников во избежание вымывания консистентной мази из подшипникового узла его изолируют от внутренней части корпуса мазеудерживающими кольцами или применяют подшипники с защитными шайбами. Во избежание излишней смазки (что создает дополнительное сопротивление в работе подшипников) предусматривают маслоотражательные шайбы. Все эти детали оказывают влияние на размеры $l_{п1}$ и

$l_{п2}$ глубины подшипниковых узлов, длину валов, и расстояние между опорами: быстроходного вала l_1 , и тихоходного l_2 .

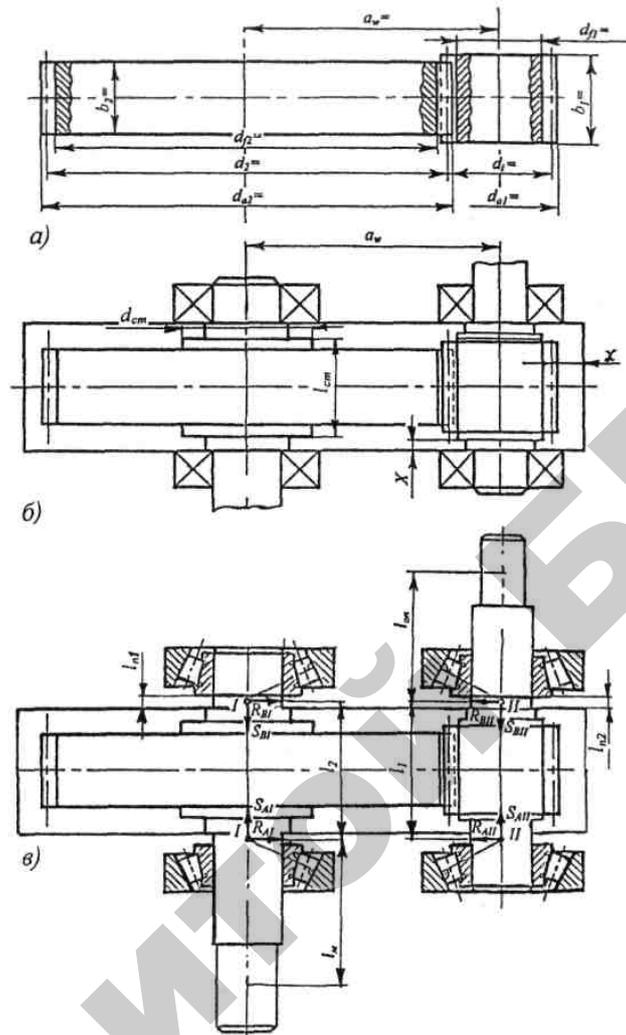


Рисунок 2.9 — Последовательность вычерчивания эскизной компоновки цилиндрического редуктора

Расстояния между опорами и консольными участками валов определяются после принятия конструкции и размеров деталей, сопряженных с концевыми участками валов.

Определение этих размеров является основным для построения реальных расчетных схем валов проектируемого редуктора.

Конический редуктор. Построение конической зубчатой передачи (рисунок 2.10) начинают с нанесения двух взаимно перпендикулярных линий. От точки пересечения (0) этих линий откладывают по осям, вверх и вниз отрезки OA , равные $0,5d_1$, а вправо и влево отрезки OB , равные $0,5d_2$.

Через точки A проводят горизонтальные линии, а через точки B — вертикальные до взаимного пересечения в точках C . Точки C соединяют с точкой

О линиями, которые представляют собой образующие делительных конусов, восстанавливают перпендикуляры, на которых откладывают высоту головки $h_a = m_{te}$ и ножки $h_f = 1,2m_{te}$ зуба. Концы отложенных отрезков соединяют с точкой O линиями, которые представляют собой образующие конусов вершин и впадин зубьев. Вдоль образующих делительных конусов от точек C по направлению к точке O откладывают ширину зуба b и проводят границу зуба. Толщину венца обода шестерни и колеса назначают одинаковой и равной $\delta_0 = 2,5m_{te} + 2$ мм.

Далее конструируют подшипниковые узлы (рисунок 2.10, б), приняв схему их установки, регулирования и фиксирования, а также способ смазывания. Выполнение операции с учетом конструирования деталей, размещенных на выступающих концах валов, служат основанием для получения размеров l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 и расчетных схем быстроходного и тихоходного валов редуктора.

Червячный редуктор (рисунок 2.11). Для построения червячной передачи (рисунок 2.11, а) проводят параллельные горизонтальные линии на расстоянии a_w друг от друга и пересекают их перпендикулярной линией. Из точки пересечения O_2 центра червячного колеса описывают делительную окружность радиусом $0,5d_2$. От оси червяка вверх и вниз откладывают отрезки, равные $0,5d_{w1}$, перпендикулярно которым проводят горизонтальные линии. При этом нижняя линия начального диаметра червяка должна быть касательной к делительной окружности колеса — это полюс зацепления P .

Из центра O_2 радиусом $0,5d_{a2}$ описывают окружность вершин зубьев и радиусом $0,5d_{aM2}$ наибольшую окружность червячного колеса. Также изображают диаметры вершин и впадин червяка, откладывают от оси червяка вверх и вниз отрезки, равные $0,5d_{a1}$ и $0,5d_{f1}$. Вдоль оси червяка откладывают длину нарезанной части червяка b_1 .

Вторую проекцию червячной передачи (см. рисунок 2.11, а) вычерчивают аналогично описанной выше. При этом следует учесть, что между диаметрами d_{a1} вершин витков червяка и впадин зубьев d_{f2} червячного колеса, а также между диаметрами d_{a2} вершин зубьев червячного колеса и впадин d_{f1} витков червяка должен быть зазор $c = 0,2m$. После графического построения червячной пары очерчивают границы внутренней стенки корпуса редуктора (рисунок 2.11, б) на расстоянии X от габаритов колеса и червяка с трех сторон и на расстоянии Y от основания корпуса до вершин витков червяка d_{af1} или зубьев колеса d_{aM2} . Наносят контуры принятых подшипников, решают вопрос смазывания и глубины их удаления от торца ступицы колеса и конца нарезки витков червяка.

На рисунке (2.11, в) наносят направления сил в зацеплении и реакции в подшипниках, что позволяет построить расчетные схемы для проверки ресурса работы подшипников и расчета валов червячной пары. Определяют габариты редуктора: $L \times B \times H$.

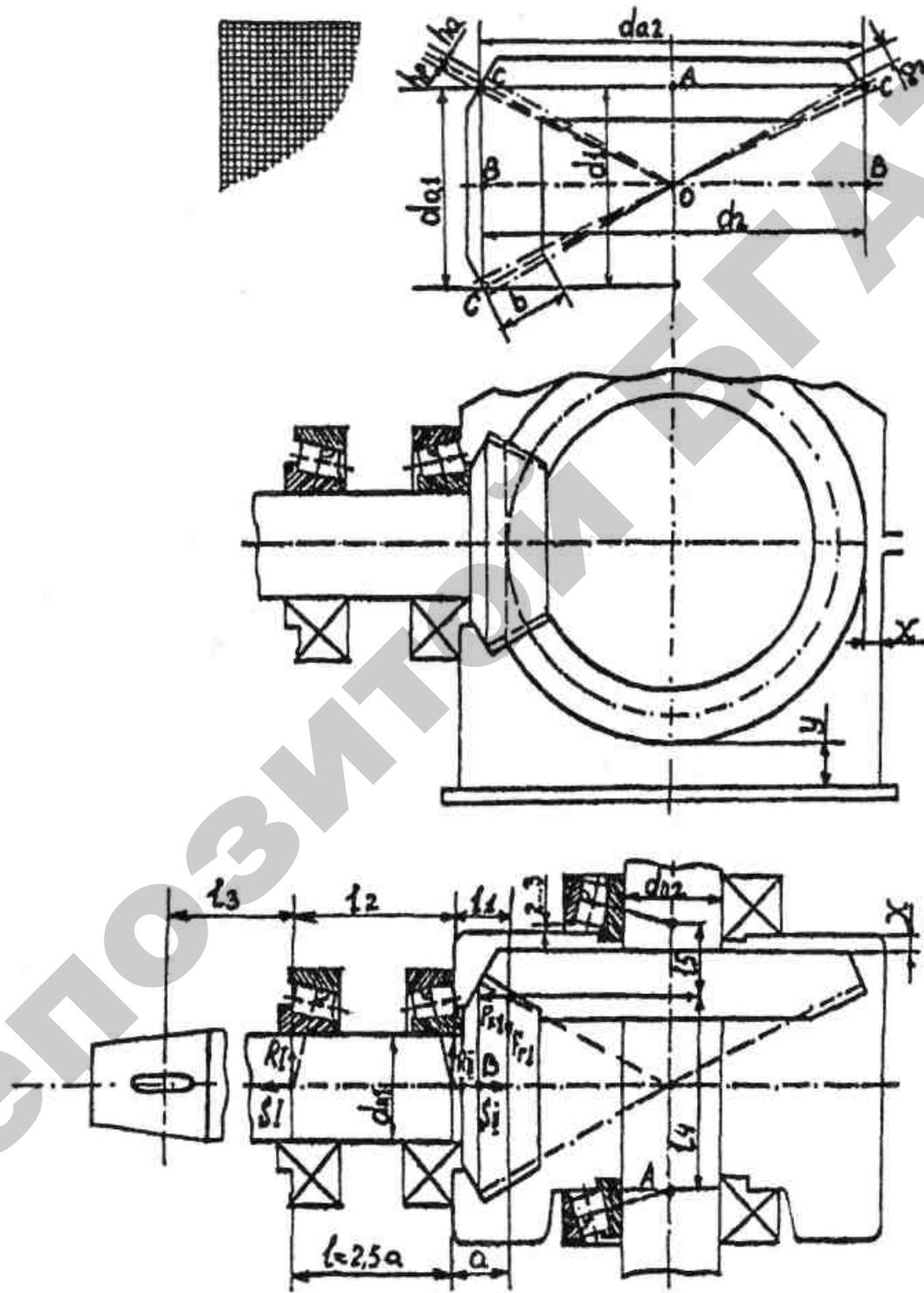


Рисунок 2.10 – Последовательность вычерчивания эскизной компоновки конического редуктора

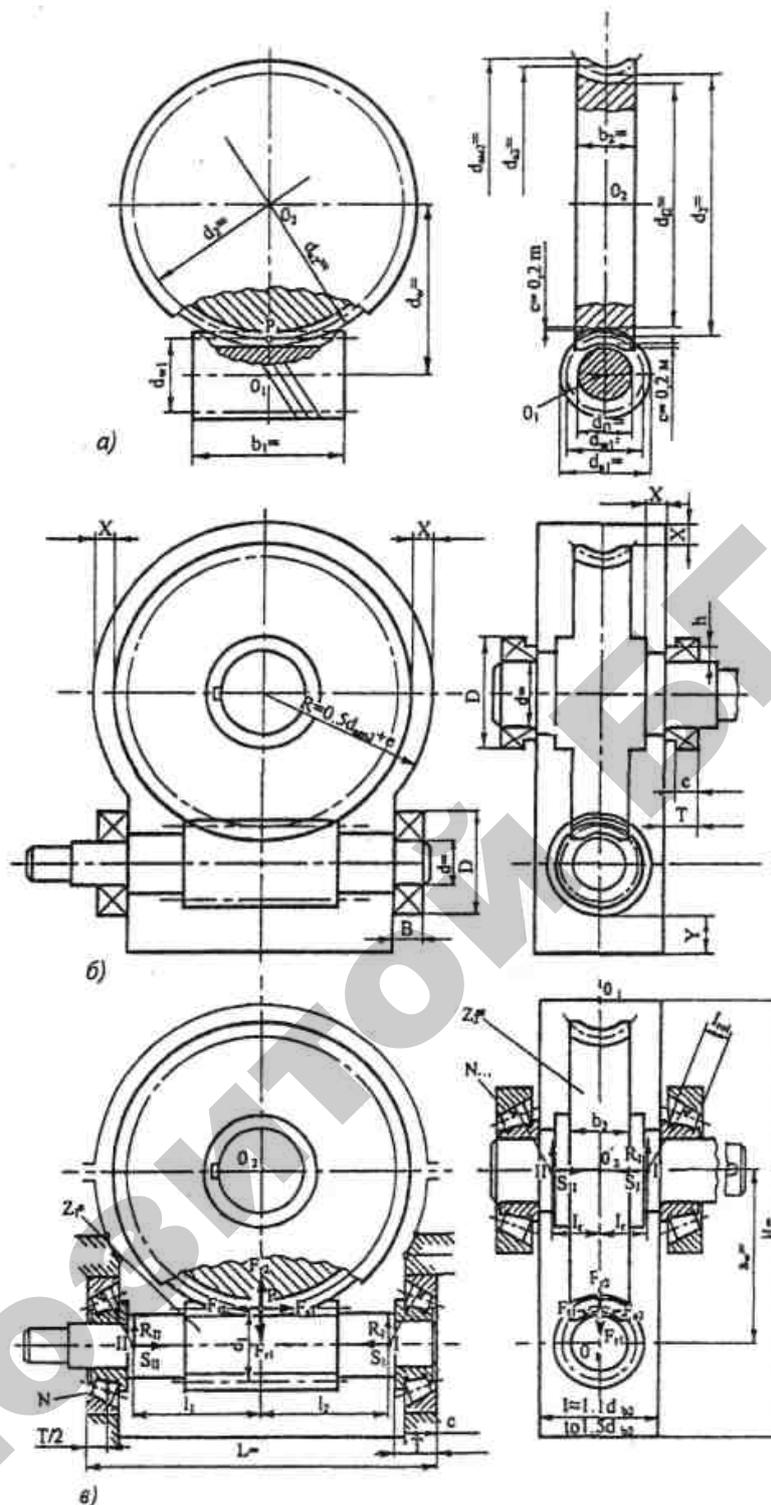


Рисунок 2.11 — Последовательность вычерчивания эскизной компоновки червячного редуктора

2.5. Второй этап эскизной компоновки редукторов. Уточненный расчет валов

Общие принципы. Второй этап эскизной компоновки служит продолжением первого этапа и сводится к конструированию валов, на которых

должны быть установлены колеса передач, опоры и другие детали и сборочные единицы.

Чтобы осмыслить этот сложный этап компоновки, целесообразно разобратся в расчете вала на прочность и жесткость. Укрупненный алгоритм (УА) расчета вала (рисунок 8.12) включает пять блоков, пять логически законченных и в то же время взаимосвязанных расчетов и конструирования. Второй, четвертый и пятый блоки включают статические расчеты, третий блок включает расчет на усталостную прочность.

Первый блок УА включает ориентировочный расчет и конструирование вала (рисунок 2.12). Смысл ориентировочного расчета — предварительное определение по пониженным напряжениям кручения $\tau_{к, доп}$ одного из участков вала, от которого начинают его конструирование. Конструкция вала зависит от наличия размещенных на нем деталей и сборочных единиц. Последовательность разработки конструкции вала приведена на рисунке 2.13.

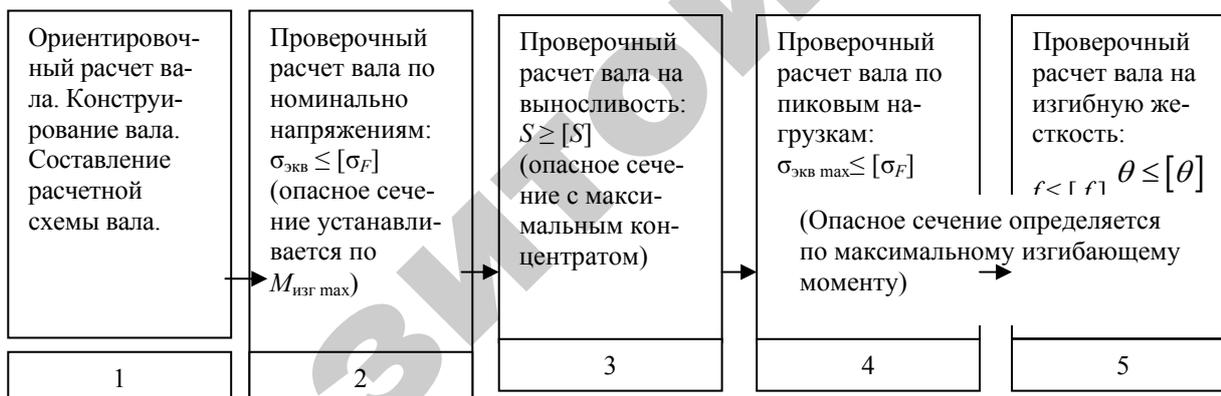


Рисунок 2.12 – Укрупненный алгоритм расчета вала

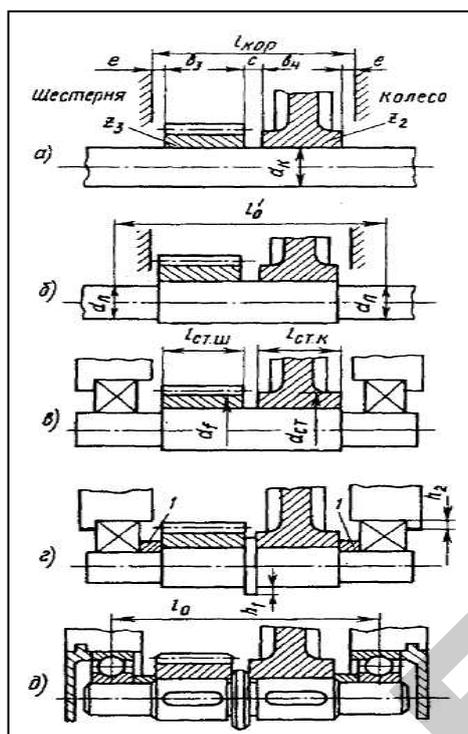


Рисунок 2.13 – Последовательность конструирования промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора:

a — определение диаметра d_k и расстояния $l_{кор}$ между внутренними стенками корпуса редуктора; *б* — определение диаметров цапф d_n под установку подшипников и ориентировочного значения l'_0 расстояния между серединами вертикальных осей подшипников; *в* — определение соотношения сил зацепления F_a и F_r , проектирование подшипников, а также схемы их установки, определение длин и диаметров ступиц шестерни и колеса ($l_{ст.ш}$, $l_{ст.к}$, d_f , d_{ct}); *г* — проектирование конструкции подшипниковых узлов и способов их осевого фиксирования (определение габаритных размеров распорных колец l и размеров буртика (h_1 и h_2)); *д* — проектирование соединений «вал–ступица», уточнение значения l_0 , уточненный расчет вала и его окончательное конструирование

Проверочный расчет валов. После предварительного расчета вала, определения его конструкции, подбора подшипников, расчета соединений «вал–ступица» выполняют **проверочный расчет вала на сопротивление усталости и жесткости**. В отдельных случаях валы рассчитывают на колебания.

Проверочный расчет вала выполняют по его **расчетной схеме**. Основными силами, действующими на валы, являются силы от передач, распределенные по длине ступицы. На расчетных схемах **эти силы**, а также **вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные к середине ступицы** (рисунок 2.14).

Расчет проводят в следующей последовательности:

1) по чертежу сборочной единицы вала составляют *расчетную схему*, на которую наносят все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной X и вертикальной Y);

2) *определяют реакцию опор* в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В этих же плоскостях *строят эпюры изгибающих моментов M_x и M_y , отдельно эпюру крутящего момента T* ;

3) предположительно *устанавливают опасные сечения*. Исходя из эпюр моментов, размеров сечений вала и концентраторов напряжений (обычно сечения, в которых приложены внешние силы, моменты, реакции опор или места изменений сечения вала, нагруженные моментами);

4) *проверяют прочность вала в опасных сечениях*, т.е. определяют коэффициент запаса прочности S и сравнивают его с допустимым $[S]$:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (2.1)$$

где $[S] = 1,2 \dots 2,5$; S_σ и S_τ — коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям соответственно:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m}, \quad (2.2)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \Psi_\tau \tau_m}. \quad (2.3)$$

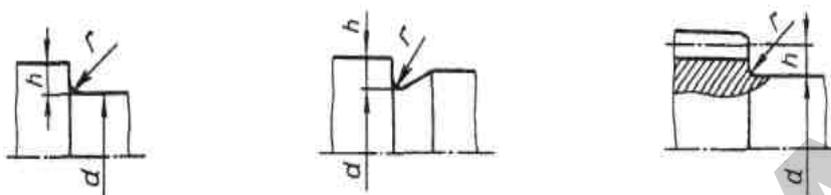
$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ — коэффициенты снижения пределов выносливости, определяемые по зависимостям:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / K_d + K_F - 1) / K_v, \quad K_{\tau D} = (K_\tau / K_d + K_F - 1) / K_v. \quad (2.4)$$

В формулах (2.2) и (2.3): σ_{-1} и τ_{-1} пределы выносливости для материала вала при симметричном цикле изгиба и кручения (см. таблицу 1.1); K_σ и K_τ — эффективные коэффициенты концентраций напряжений для данного сечения вала в зависимости от его формы (таблицы 2.14–2.16); K_d — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (таблица 2.17); K_F — коэффициент влияния шероховатости поверхности (таблица 2.18), при посадках с натягом принимают значение $K_F \approx 1$; K_v — коэффициент влияния поверхностного упрочнения (таблица 2.19), для неупрочненных поверхностей $K_v = 1$; Ψ_σ и Ψ_τ — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (см. таблицу 1.1).

При расчетах вала в местах установки деталей с натягом используют отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d (таблица 2.20).

Таблица 2.14 – Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов в месте перехода с галтелью



h/r	r/d	K_σ	при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , МПа			
			500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45	
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7	
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7	
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75	
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75	
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85	
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9	
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,50	2,2	2,3	2,4	2,6	
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4	

Таблица 2.15 – Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов на участках со шпоночными пазами

σ_A , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	Концевой	Дисковой	
500	1,65	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7
900	2,15	1,7	2,05
1200	2,5	1,9	2,4

Таблица 2.16 – Значения коэффициентов K_σ и K_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_A , МПа	K_σ		K_τ		
	Для шлицев	Для резьбы	Для шлицев		Для резьбы
			Прямоугольных	Эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,4
700	1,6	2,2	2,45	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,05
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,4

Таблица 2.17 – Ориентировочные значения K_d в зависимости от диаметра d

Напряженное состояние и материал	Диаметр вала d , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,77	0,73	0,7	0,67	0,62
Кручение для всех сталей					

Таблица 2.18 – Значения коэффициента K_F

Среднее арифметическое отклонение профиля Ra , мкм	σ_A , МПа			
	500	700	900	1200
0,4...0,1	1	1	1	1
3,2...0,8	1,05	1,10	1,15	1,25
25...6,3	1,2	1,25	1,35	1,50

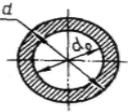
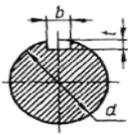
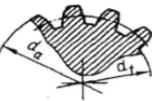
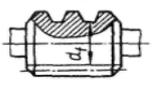
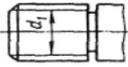
Таблица 2.19 – Значения коэффициента K_v

Вид упрочнения	σ_A , МПа	K_v		
		Для гладких валов	При $K_\sigma \leq 1,5$	При $K_\sigma = 1,8...2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	—	—
Дробеструйный наклеп	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликом	650...1600	1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0
Цементация	700...800	1,4...1,5	—	—

Таблица 2.20 – Значения K_σ / K_d и K_τ / K_d для валов в местах установки деталей

Диаметр вала d , мм	K_σ / K_d при σ_A , МПа				K_τ / K_d при σ_A , МПа			
	600	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	3,0
50	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,1	3,6
100 и более	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8

Таблица 2.21 – Формулы для определения осевого W_{oc} и полярного W_p моментов сопротивления

Сечение вала	$W_{oc}, \text{мм}^3$	$W_p, \text{мм}^3$
Круглое сплошное	$0,1d^3$	$0,2d^3$
	$0,1d^3(1-c^4)$	$0,2d^3(1-c^4)$
	$0,1d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$0,2d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$0,1\left(\frac{d_a + d_f}{2}\right)^3$	$0,2d_f^3$
	$0,1d_f^3$	$0,2d_f^3$
	$0,1d_1^3$	$0,2d_1^3$

Примечание — $C = d_0/d$; d_a — наружный диаметр вала.

Нормальные σ_a и касательные τ_a напряжения в опасных сечениях определяют по формулам:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = T_{II} / W_{oc}, \sigma_m = 0; \quad (2.5)$$

$$\tau_a = \tau_m = \tau_{\max} / 2 = T_K / (2W_p), \quad (2.6)$$

где $M_{\text{эКВ}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ — результирующий изгибающий момент;

T_K — крутящий момент;

W_{oc} и W_p — осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала (таблица 2.21).

Если $S < [S]$, то следует изменить конструкцию вала или технологически его упрочнить (закалка ТВЧ, азотирование, цианирование, цементация и закалка, дробеструйный наклеп и обкатка роликом). Возможно применение стали с более высоким пределом выносливости.

Расчет валов на жесткость производится при сравнительно больших расстояниях между опорами. Обычно валы редукторов не проверяют на жесткость. Исключением является червячный вал.

Расчет червячного вала на жесткость. Правильность зацепления червячной пары обеспечивает достаточная жесткость червяка. Критерием жесткости является значение прогиба в среднем сечении червяка, которое не должно превышать допускаемого $f \leq [f]$ (обычно принимают $[f] = (0,005 \dots 0,01)m$):

$$f = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} \cdot l_1}{48EJ_{\text{пр}}}, \quad (2.7)$$

где l_1 — расстояние между опорами червяка;

F_{t1} — окружная сила;

F_{r1} — радиальная сила;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа — модуль упругости для стали;

$J_{\text{пр}}$ — приведенный момент инерции:

$$J_{\text{пр}} = (\pi d_{f1}^4 / 64)(0,375 + 0,625 d_{a1} / d_{f1}). \quad (2.8)$$

В случае неудовлетворительного результата расчета на жесткость следует увеличить коэффициент диаметра червяка q или уменьшить расстояние между опорами l_1 .

Основными внешними нагрузками, действующими на валы, являются силы и моменты от передач (см. расчет зубчатых передач), приведенные к оси вала. Силы принимают распределенными по длине ступиц на схеме заменяют сосредоточенными нагрузками, приложенными в серединах ступиц. Точность размера l_b зависит от достоверности вычерчивания подшипников.

Приведем пример построения конструкции радиально-упорного роликового подшипника при выполнении второго этапа эскизной компоновки редуктора (рисунок 2.15).

В местах расположения намеченных подшипников по размерам, выписанным из соответствующих таблиц (приложение А, таблицы П.5–П.15), наносят тонкими линиями внешний контур подшипников, принимая по рекомендации таблицы 2.2 предварительно подшипники легкой серии. Затем по приближенным соотношениям, указанным на рисунке 2.15 и таблице 2.3, вычерчивают в разрезе тела качения и кольца подшипника.

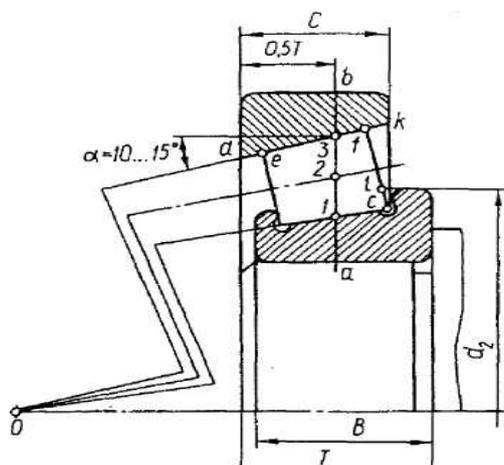


Рисунок 2.15 — К вычерчиванию радиально-упорного подшипника

На контур подшипника (см. рисунок 2.15) наносят вспомогательную линию ab , делящую монтажную высоту T пополам. Отрезок делят точками 1, 2 и 3 на четыре равные части. Из точки 3 под углом $\alpha \approx 15^\circ$ проводят образующую конуса до пересечения ее с осью вращения подшипника в точке 0 . Из этой точки проводят линии 01 , 02 , 03 . Перпендикулярно образующей 02 проводят линию cf . Отложив отрезок de , равный отрезку $f_k = de = 0,5 (B - l_p)$, где l_p — длина ролика (см. таблицу 2.3), проводят параллельно отрезку cf линию, оформляющую малый торец ролика. Для получения диаметра d_2 находят точку l , которая делит радиус большего торца ролика пополам.

Вычерчивание других типов подшипников не вызывает особых затруднений. Для этого достаточно применение ориентировочных размеров, приведенных в таблице 2.3 и таблицах П.5–П.7, П.11 приложения А.

В результате конструктивной проработки вала (см. рисунок 1.6) можно рассчитать реакции в подшипниках (см. рисунок 2.14), выявить наиболее опасные участки вала, определить его прочность и жесткость. При необходимости уточняют конструкцию вала.

Руководствуясь приведенным алгоритмом, конструируют другие валы проектируемого редуктора.

2.6. Конструирование крышек подшипниковых узлов. Уплотнения крышки подшипников

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марок СЧ15, СЧ18 и СЧ21. В малогабаритных редукторах при небольших осевых нагрузках наряду с чугуном можно применять низкоуглеродистые стали, стеклопластики и другие синтетические материалы, а при ограничении массы редуктора — легкие сплавы. Крышки конструируют привертными и закладными, глухими и с отверстиями для выхода выступающего конца вала.

Привертные глухие крышки показаны на рисунке 2.16. Если торец вала не выступает за пределы подшипника, то наружную поверхность крышки выполняют плоской (рисунок 2.16, а, б). При креплении подшипника гайкой или пружинной шайбой крышку выполняют выпуклой (рисунок 2.16, в). Основной базовой поверхностью крышки является ее фланец, поэтому центрирующий поясок делают коротким, чтобы он не препятствовал установке фланца по торцу корпуса. Обычно принимают

$$c = (1,2 \dots 1,5)b,$$

где b — ширина канавки.

Толщину δ (мм) стенки крышки, диаметр d и число z винтов крепления крышки к корпусу принимают по таблице 2.22 в зависимости от диаметра D отверстия в корпусе под подшипник.

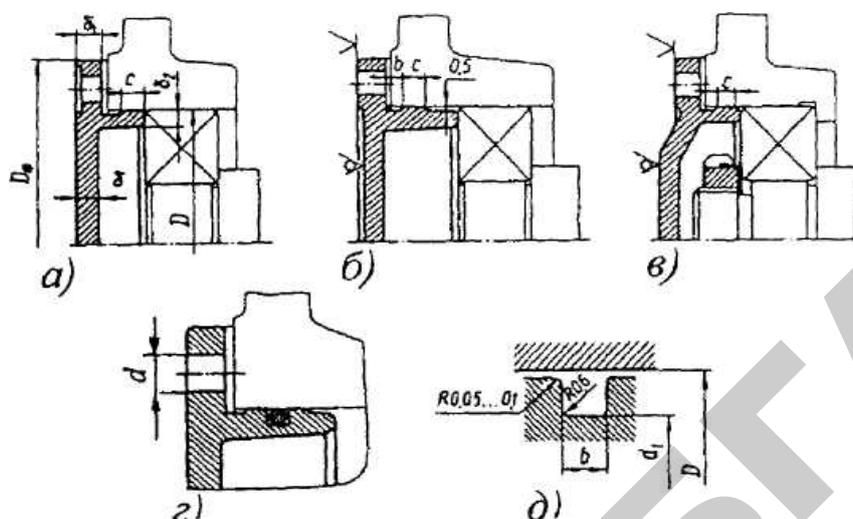


Рисунок 2.16 — Привертные глухие крышки

Размеры других конструктивных элементов крышек можно принимать следующими: толщину фланца при креплении крышки болтами $\delta_1 \approx 1,25\delta$; толщину центрирующего пояса $\delta_2 = (0,9...1,0)\delta$; диаметр фланца крышки $D_\phi = D + (4,0...4,4)d$; d — диаметр отверстия под винты.

Для предотвращения просачивания масла между фланцами и корпусом устанавливают прокладки из технического картона или паронита. Если позволяет длина направляющей части крышки, то на ней выполняют канавку и в качестве уплотнения применяют резиновое бензостойкое кольцо круглого сечения (рисунок 2.16, г). Профиль канавки показан на рисунке 2.16, д, а размеры ее конструктивных элементов принимают следующими: $b = 5,6$ мм, $d_1 = D = 7,4$ мм. Диаметр сечения резиновых колец $d_k = 4,6$ мм.

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух крышек подшипников могут перекрывать друг друга. Тогда у обеих крышек срезают их фланцы на размер до посадочного диаметра D крышки. Зазор между срезами оставляют в пределах 1...2 мм (рисунок 2.17, а).

Фланцы привертных крышек выполняют не только круглыми, но и других очертаний, например, близкими к квадратной форме (рисунок 2.17, б) или фасонными (рисунок 2.17, в). Исполнение фланцев крышек по рисунку 2.17, б характерно снижением расходов металла, что особенно целесообразно при крупносерийном и массовом производствах.

Таблица 2.22 – Основные элементы крышек

Размеры в миллиметрах

Параметр	D			
	50...62	63...95	100...145	150...200
δ	5	6	7	8
d	6	8	10	12
z	4	4	6	6

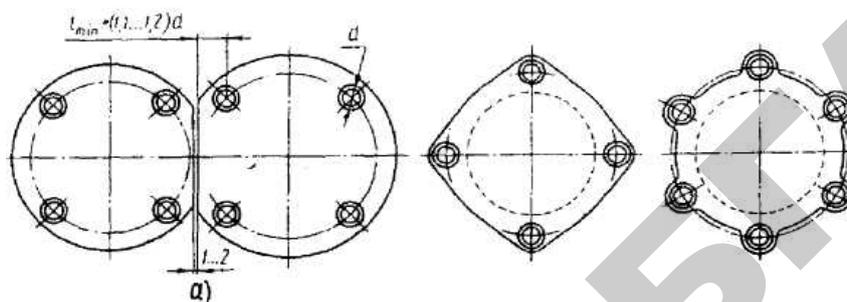


Рисунок 2.17 — Фланцы привертных крышек

Врезные крышки подшипниковых опор не требуют специального крепления к корпусу. В связи с этим отпадает надобность в крепежных отверстиях в крышках, резьбовых отверстиях в корпусе, а также в винтах. Однако их можно применять только в корпусе, имеющем плоскость разъема по осям валов.

На рисунке 2.18 изображены типовые конструкции врезных крышек. Наружный диаметр крышек выполняют для удерживания смазки по допуску $h8$. Сопряжение кольцевого выступа (по ширине) с канавкой в корпусе должно соответствовать посадке $H11/h11$. Ширину паза выполняют примерно равной толщине стенки крышки, т.е. $b \approx \delta$. Толщину стенки δ принимают по данным, приведенным в таблице 2.22. Высоту выступа обычно принимают $c \approx 0,5b$. На рисунке 2.18, в показана схема расположения двух закладных крышек. Чтобы обеспечить необходимый осевой зазор a_{Σ} , применяют компенсаторное кольцо l .

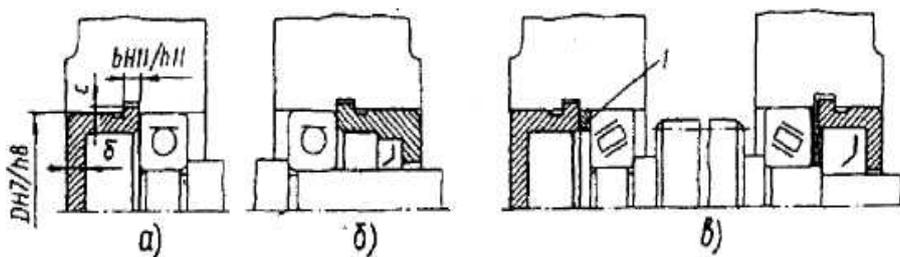


Рисунок 2.18 — Врезные крышки

При конструировании узлов подшипников качения не всегда обязательно разрабатывать конструкцию крышек. Их можно принимать как готовые комплектующие изделия по ГОСТ 18511–73, ГОСТ 18514–73, ГОСТ 11641–73.

Конструктивные формы крышек с отверстиями для прохода вала зависят от типа уплотнений, при выборе которых учитывают вид смазывания, рабочую температуру, окружную скорость вала и характер внешней среды.

Наиболее распространены *контактные уплотнения*, в которых уплотняющие элементы соприкасаются по цилиндрическим или торцевым поверхностям. Особенно часто применяются манжетные армированные уплотнения из синтетической резины. Они предназначены для работы в минеральных маслах, пластичных смазках и воде при избыточном давлении до 50 МПа. Допускаемая температура — от 45 до 120 °С и кратковременно (не более 2 ч) — до 130 °С.

Манжета (рисунок 2.19, таблица 2.23) состоит из корпуса 2, изготовленного из бензостойкой резины, каркаса 3, представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, и браслетной пружины 1. Каркас придает корпусу манжеты жесткость и может находиться внутри корпуса или на поверхности. Браслетная пружина стягивает уплотняющую часть манжеты. Благодаря этому образуется рабочая кромка манжеты шириной $b = 0,4...0,8$ мм, плотно охватывающая поверхность вала. Нормальная работа манжеты возможна лишь при смазывании поверхностей трения.

Манжету устанавливают в крышку подшипника или корпуса редуктора в зависимости от направления действия давления p в соответствии с рисунком 2.20.

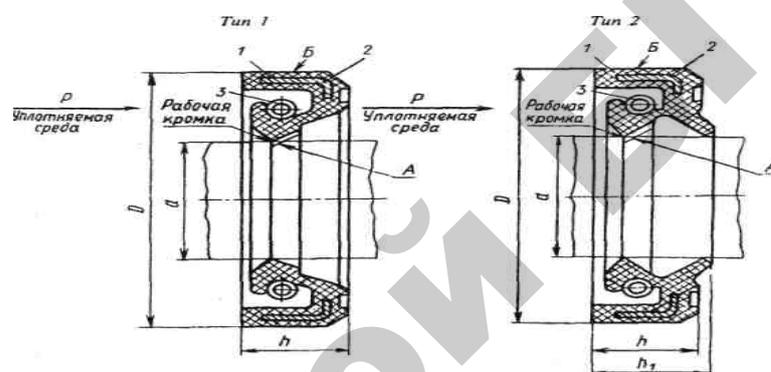
Отверстие в крышке подшипника под манжету выполняют с допуском по Н8, с шероховатостью $Ra = 3,2$ мкм. Центрирующий поясok крышки выполняют с допуском по h8. Несоосность этого пояса относительно отверстия под манжету для валов диаметром 18...50 мм не должна превышать 0,015 мм; для валов диаметром 50...120 мм — 0,02 мм. Для выталкивания изношенной манжеты в крышке подшипника предусматривают два-три отверстия диаметром 3...4 мм. Поверхность вала под уплотнением выполняется с допуском по h11, с шероховатостью $Ra \leq 0,32$ мкм, закаленной до твердости более 50 HRC. При большой шероховатости поверхности происходит быстрое изнашивание рабочей кромки манжеты, а при малой твердости вала — образование канавки, ослабляющей вал.

Для защиты вала от изнашивания рекомендуется устанавливать втулку

3 (рисунок 2.20, б), которая одновременно выполняет функции дистанционной для осевого фиксирования детали, устанавливаемой на концевом участке вала, и исключает необходимость выполнения на валу дополнительной ступени. На валу монтируют втулку с посадкой Н7/к6, которая обеспечивает надежное крепление ее в осевом направлении. Для предохранения манжеты 2 от выворачивания при значительном перепаде давления (например, при нагнетании пластичной смазки в подшипниковую полость через пресс-масленку) рекомендуется применять конусный упор 4 (рисунок 2.20, б).

Таблица 2.23 – Резиновые армированные манжеты (ГОСТ 8752–79)

Размеры в миллиметрах



Диаметр вала d	D	h	h_1 , не более	Диаметр вала d	D	h	h_1 , не более
	1-го ряда				1-го ряда		
20; 21; 22	40	10	14	40	60; 62	10	14
24	40	7	10	42	62	10	14
25	42	10	14	45	65	10	14
26	45	10	14	48; 50	70	10	14
28	50	10	14	52	75	10	14
30; 32	52	10	14	55; 56; 58	80	10	14
35; 36	58	10	14	60	85	10	14
38	52	7	10	63; 65	90	10	14
38	58	10	14	70; 71	95	10	14

Для предохранения рабочей кромки манжеты от повреждения при монтаже на валу 1 или втулке 3 предусматривают заходную фаску под углом 15° (см. рисунок 2.20, а, б).

При установке манжеты рядом с коническим подшипником в отверстии под подшипник выполняют дренажные канавки для отвода масла, которое нагнетается подшипником (см. рисунок 2.20, б). При высоком уровне масла (например, в глобоидных червячных редукторах) или запыленной внешней среде устанавливают рядом две манжеты (рисунок 2.20, в) или одну с пыльником (рисунок 2.20, г). При этом свободное пространство между манжетами или рабочими кромками манжеты заполняют при сборке пластичной смазкой.

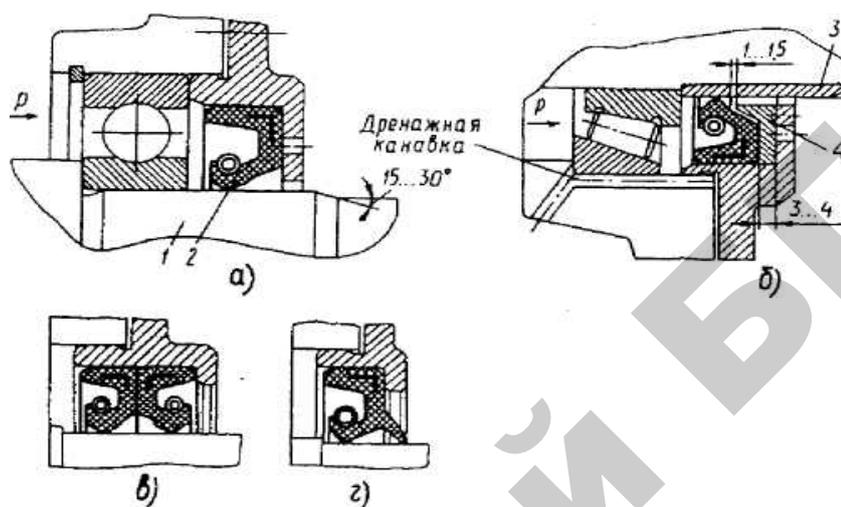


Рисунок 2.20 — Способы установки манжеты

При использовании для подшипников жидкого смазочного материала обычно применяют уплотнения по торцовым поверхностям колец подшипников. Из ряда конструктивных разновидностей этого типа приведем наиболее простые и достаточно эффективные уплотнения упругими стальными шайбами (рисунок 2.21). Толщина шайб в зависимости от их размера $\delta = 0,3...0,6$ мм. Торцовая грань шайб выступает за их плоскость на размер $c = 0,5...0,6$ мм. Это создает после закрепления шайб некоторую силу прижатия их граней к торцам кольца подшипника.

Контактные уплотнения оказывают сопротивление вращению, поэтому их применяют при небольших скоростях ($v < 15$ м/с). Бесконтактные уплотнения не оказывают сопротивления вращению. Существует несколько их разновидностей.

Щелевые (рисунок 2.22, а, б) и **лабиринтные** (рисунок 2.22, в) уплотнения создают сопротивление протеканию жидкости. Это узкие щели, радиальные и осевые выточки (лабиринты) сложной формы. Уплотнения надежно защищают подшипники от грязи и пыли при смазывании их любым смазочным материалом, не имеют трущихся деталей, применимы практически при любой окружной скорости.

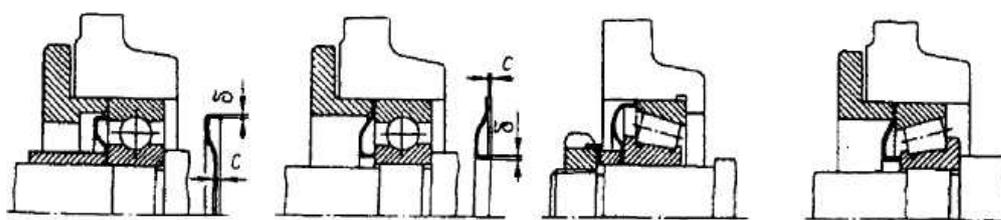


Рисунок 2.21 — Уплотнения стальными шайбами

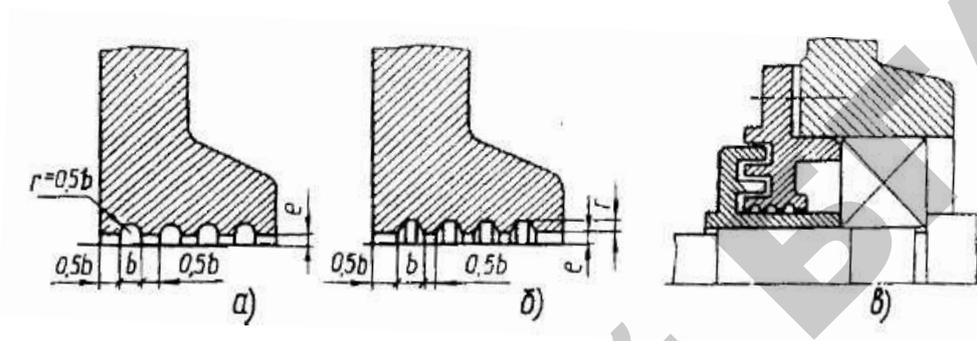


Рисунок 2.22 — Щелевые и лабиринтные уплотнения

Формы канавок показаны на рисунке 2.22, а, б; их размеры (мм) принимают по следующим рекомендациям:

Диаметр вала d	20...50	50...80	80...120
b	2,0	3,0	4,0
e	0,2	0,3	0,4
z	1,5	2,0	2,5

Зазоры щелевых и лабиринтных уплотнений целесообразно заполнять пластичной смазкой, создающей дополнительный жировой заслон для попадания на подшипник извне пыли и влаги.

Для повышения уплотняющего эффекта различные виды уплотнений комбинируют. На рисунке 2.22, в показаны комбинации лабиринтного и щелевого уплотнений.

Для свободного просачивания масла при смазывании подшипников качения масляным туманом полость подшипника должна быть открыта внутрь корпуса, а для обеспечения лучшей циркуляции масла подшипниковые гнезда желательно дренажировать (рисунок 2.23, а).

При расположении рядом с подшипником шестерни, наружный диаметр которой меньше наружного диаметра подшипника, выжимаемое из зацепления масло при значительных скоростях обильным потоком выбрасывается в подшипник. Если подшипник необходимо защитить от излишнего количества масла, применяют внутреннее уплотнение в виде маслоотбойных шайб, изготавливаемых механической обработкой (вариант 1) или штамповкой (вариант 2) (рисунок 2.23, б). Толщина шайбы 1,2...2,0 мм, зазор между корпусом и наружным диаметром шайбы 0,2...0,6 мм.

В случае применения пластичной смазки (при ресурсном смазывании) подшипниковые узлы должны быть изолированы от внутренней полости во избежание вымывания пластичной смазки жидкостной, применяемой для смазывания зацепления. В этом случае подшипниковый узел закрывают маслосбрасывающим кольцом (рисунок 2.23, в). Кольцо устанавливают с внутренней стороны корпуса редуктора так, чтобы гребенка наружного диаметра выходила за торец подшипникового гнезда на 1...2 мм; зазор между наружной поверхностью кольца и корпусом (стаканом) равен приблизительно 0,2 мм; $D_0 = D = 0,2$ мм, где D — диаметр подшипникового гнезда; $a = 6...9$ мм; $t = 2...3$ мм. Размер b равен высоте бурта вала. Размеры l и c выбирают, исходя из условий конструкции.

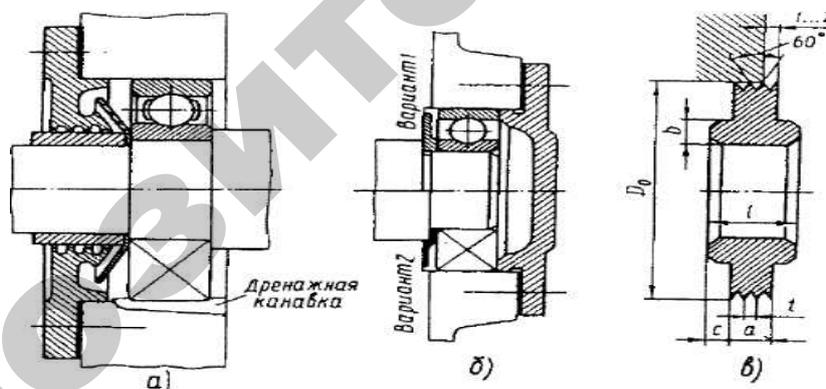


Рисунок 2.23 — Маслоотбойные и маслосбрасывающие устройства

2.7. Конструирование корпусов

Корпусные детали. К группе корпусных деталей относятся корпус, стаканы и крышки. Их назначение — обеспечить правильное расположение деталей, передающих вращающий момент; воспринимать все силы, действующие в редукторе.

Корпус должен быть достаточно жестким, чтобы предотвратить перекося осей валов под действием внутренних и внешних сил. Для повышения жест-

кости при одновременном снижении массы корпус выполняют с ребрами. Расположение ребер согласовывают с направлением сил, деформирующих корпус. Ребра также увеличивают поверхность охлаждения корпуса, что имеет особое значение при проектировании червячных редукторов. По конструктивному оформлению корпуса бывают разъемные и неразъемные. Разъем корпуса обычно выполняют в плоскости, параллельной его основанию (плоскость расположения осей зубчатой пары).

В современном редукторостроении существуют следующие тенденции формообразования корпусов: простые геометрические формы (рисунки 2.24 и 2.25), ограниченные прямолинейными плоскостями, имеющими снаружи горловины для подшипников и ребра внутри; лапы под фундаментные болты не выступают за габариты корпуса; для подъема редуктора проушины отлиты заодно с корпусом; отсутствие выступающих частей корпуса, облегчающее размещение редуктора в общей компоновке; пространство для заливки масла увеличено; горизонтальная верхняя поверхность крышки служит технологической базой при обработке ответственной поверхности разъема и выверки редуктора при монтаже; отсутствуют низкотехнологичные зенковки под гайки стяжных болтов.

На рисунке 2.24 приведено конструктивное оформление литого корпуса редуктора. Он изготовлен в виде разъемной коробки, что облегчает сборку агрегата. Корпус состоит из нижней части — основания, и верхней — крышки. В плоскости разъема размещены оси валов. Эта плоскость, как правило, горизонтальная. В некоторых случаях применяют наклонный разъем, позволяющий уменьшить объем масляной ванны, обеспечить одинаковое погружение колес в масло и снизить потери мощности на трение в масле. Прокладки между корпусом и крышкой не допускаются, так как они могут нарушить посадки подшипников.

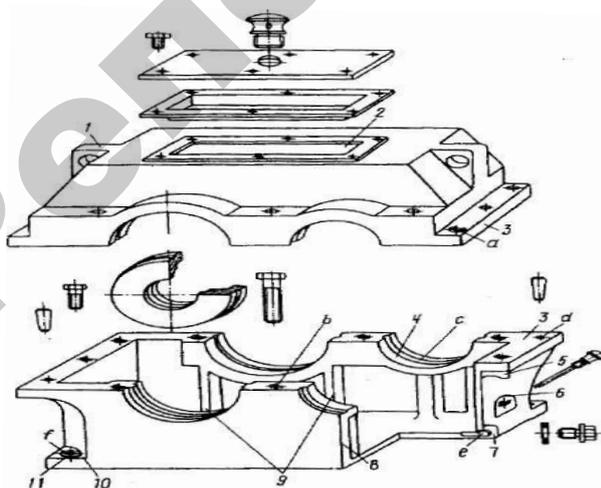


Рисунок 2.24 — Детали корпуса цилиндрического одноступенчатого редуктора

При расположении валов в вертикальной или нескольких иных плоскостях применяют более сложные конструкции корпусов с несколькими разрезами.

Конструкции корпусов весьма разнообразны. Однако в них есть общие конструктивные элементы: стенки *8*; бобышки *4* для подшипников; фланцы *3* для крепления крышки и корпуса; ниши или фланцы *10* для крепления корпуса к плите или раме; ребра жесткости *9*, пластики *11*, выравнивающие поверхность под гайки и головки винтов; смотровой люк *2*, бобышки *7* и ниша *6* с резьбовыми отверстиями для установки пробки и маслоуказателя; отверстие *e* для слива масла; резьбовые отверстия *a* для отжимных болтов; отверстия *d* для конических (цилиндрических) штифтов, используемых для фиксации крышки и корпуса; отверстия *b* и *f* для установки винтов (шпилек), служащих для крепления крышки с корпусом и корпуса с рамкой (плитой), канавки *c* для кольцевых выступов крышек подшипников; проушины *1* или грузовые крюки *5* для транспортировки крышки и основания и т. д.

Литой корпус должен удовлетворять требованиям, предъявляемым к литью по форме переходов, конструктивным (служащим для упрочнения элементов корпуса) и технологическим (формовочным) уклонам. Последние создаются для свободной выемки моделей из формы. Радиусы закруглений принимают разными: при толщине стенки до 25 мм — примерно $1/3$, а при толщине более 25 мм — $1/5$ полусуммы толщин сопрягаемых стенок. Нормальный ряд радиусов для галтелей следующий: 3; 5; 8; 10; 15; 20; 25; 30; 40 мм.

Конструктивные и технологические уклоны должны выполняться в направлении выемки модели из формы, т.е. на поверхностях, перпендикулярных к плоскости разреза модели. Минимально допустимые уклоны задаются углом или отношением катетов.

На конструкцию корпусных деталей оказывает влияние технология механической обработки. Конструкция детали должна быть простой формы, удобной для обработки. Технология механической обработки корпусных деталей включает три основные технологические операции: обработка плоскостей, обработка крупных точных отверстий и обработка мелких отверстий.

При обработке плоскостей деталей должен обеспечиваться свободный проход инструмента. Обрабатываемые поверхности должны располагаться в одной плоскости. Отдельные пластики следует размещать так, чтобы общая ширина обрабатываемых плоскостей была наименьшей. Обрабатываемые плоскости должны быть расположены под углом 90 или 180° одна к другой.

Крупные точные отверстия могут иметь уступы и канавки только при единичном и мелкосерийном производствах. Однако и в этом случае отвер-

стия с уступами, канавками, подрезанными торцами удлиняют время обработки, удорожают изготовление корпусной детали, поэтому их следует (по возможности) избегать. Растачиваемые отверстия следует выполнять одного диаметра (особенно отверстия, расположенные соосно).

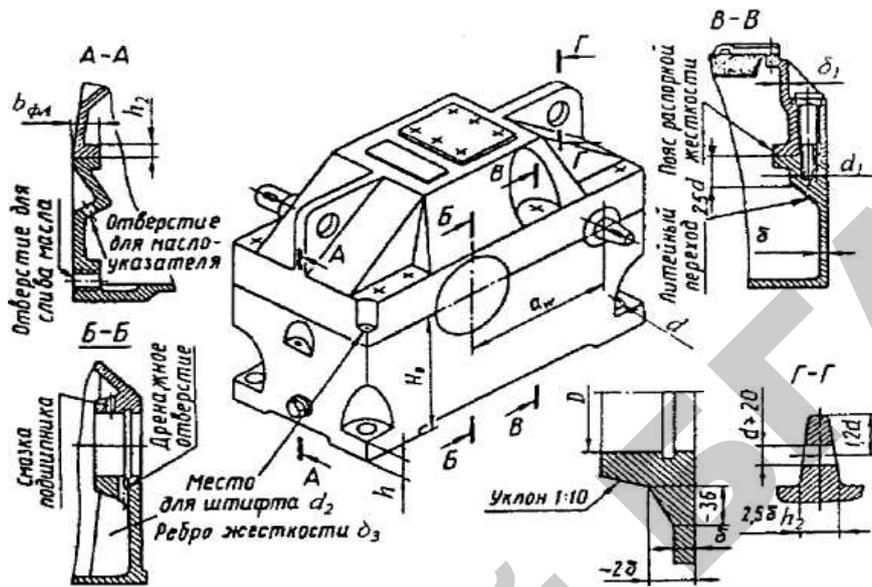


Рисунок 2.25 — Корпус цилиндрического одноступенчатого редуктора

Ряд диаметров мелких отверстий желательно сокращать, особенно отверстий, расположенных на одной стороне детали.

Поверхность детали на входе и выходе сверла должна быть перпендикулярной к оси сверла (во избежание его поломок).

Все отверстия (гладкие и резьбовые) желательно выполнять сквозными. Резьбовые отверстия должны иметь со стороны входа метчика фаску (для лучшего центрирования последнего).

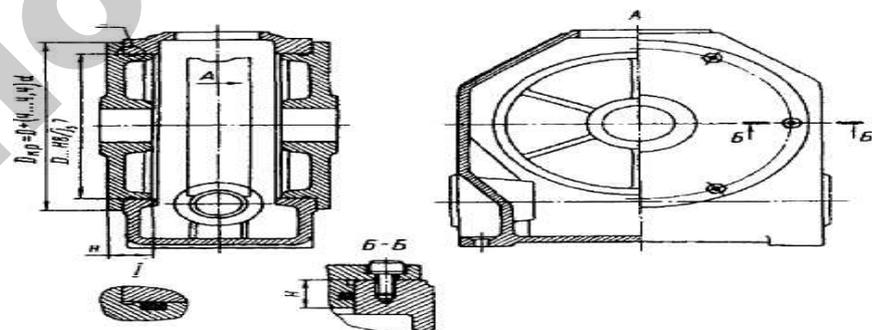


Рисунок 2.26 — Монолитный корпус червячного редуктора

На стенках резьба нарезается диаметром не менее М6. Оси всех отверстий следует располагать перпендикулярно базовой плоскости детали.

Длина отверстий быть должна возможно меньшей. Длину гладкого отверстия следует принимать не более трех диаметров, а его резьбовой части — не более двух. Несквозные резьбовые отверстия, нарезаемые резцом, должны оканчиваться канавкой для выхода резца.

В показанных на рисунках 2.25–2.28 конструкциях корпуса дно корпуса выполнено наклонным (1...2°) в сторону сливного отверстия.

Приведенная конструкция корпуса соответствует современным требованиям технической эстетики. Однако она обладает известными недостатками: большая масса; увеличенная трудоемкость формовки; сложность внутренней очистки и окраски. Для уменьшения этих недостатков в редукторах малых и средних размеров можно сократить число ребер (ограничиться ребрами у горловин тихоходного вала в корпусе, устанавливая их парами).

Определение размеров корпуса дано в таблице 2.24.

Таблица 2.24 – Ориентировочные соотношения основных размеров (мм) чугунного литого корпуса цилиндрического редуктора (см. рисунок 2.25) и его крепежных деталей

Элементы корпуса	Расчетные зависимости
Толщина стенки основания корпуса	$\delta = 2\sqrt[4]{0,1T_2} \leq 6$
Толщина стенки крышки корпуса	$\delta_1 = 0,9 \delta \geq 6$
Толщина ребра в основании	$\delta_3 = \delta_1$
Толщина подъемного уха в основании	$\delta_2 = 2,5\delta$
Диаметр стяжного болта (винта)	$d_1 = \sqrt[3]{T_2} \geq 10^3$
Диаметр штифтов	$d_2 = (0,7 \dots 0,8) d_1$
Толщина фланца по разьему корпуса	$h_2 = \delta$
Диаметр фундаментного болта	$d = \sqrt[3]{2T_2} \geq 12$
Толщина лапы фундаментного болта	$h = 1,5 d$
Ширина пояса жесткости (фланца)	$b_{\text{фл}} \geq 1,5d$
Высота центров редуктора	$H_0 = (1 \dots 1,12) a_w$
Наружный диаметр прилива	$D_1 = 1,25D + 10 \text{ мм}$
Расстояние между торцом шестерни (вдоль оси) и выступающими элементами внутренней части корпуса	$\Delta_1 \approx 0,8 \delta$
Расстояние между зубьями колеса в радиальном направлении и торцом фланца, днищем основания	$\Delta_2 \approx 1,2 \delta$
* Уточненные значения Δ_1 и Δ_2 принимают при эскизной компоновке.	

Корпуса червячных редукторов конструируют двух исполнений: первое (при $a_w \leq 200$ мм) с двумя окнами на боковых стенках, через которые при сборке в корпус вводят комплект вала с червячным колесом; второе – с плоскостью разъема по оси вала червячного колеса.

В первом исполнении (см. рисунок 2.26) боковые крышки центрируют по диаметру D и крепят к корпусу винтами (сечение Б – Б). Диаметры и количество винтов принимают по рекомендациям, приведенным при описании конструкции крышек (см. таблицу 2.22).

Соединение крышек с корпусом уплотняют резиновыми кольцами круглого сечения (см. рисунок 2.26, элемент L).

Для создания необходимой жесткости боковые крышки выполняют с высокими центрирующими буртиками и шестью радиально расположенными ребрами жесткости (см. рисунок 2.26, вид A). Высота буртика крышки должна быть $H \geq 0,1D_{кр}$. Конструкция корпуса червячного редуктора с разъемом по оси колеса и нижним расположением червяка показана на рисунке 2.27. Для повышения жесткости червяка его опоры максимально сближают. Места расположения приливов (горловины) определяют прочерчиванием.

Крепят крышки к корпусу винтами с цилиндрической круглой головкой, утопленной в гнезде (см. рисунок 2.27, сечения В – В, Г – Г).

В разъемных конструкциях корпусов (см. рисунки 2.26 и 2.27) для точного фиксирования основания корпуса с крышкой в процессе расточки отверстий для подшипников, а также во избежание относительного смещения крышки и корпуса в процессе сборки предусматривают штифты (см. рисунок 2.27, сечение Д – Д). Точность фиксирования достигается двумя (обычно коническими) штифтами, которые располагают по диагонали фланцев корпуса. При конструкции корпуса с фланцем, уходящим внутрь, и глухом отверстии применяют штифты с внутренней резьбой или с резьбовой цапфой. При помощи резьбы извлекают штифты при разборке. Ориентировочный диаметр штифта назначают в зависимости от диаметра d_B стяжного винта (см. таблицу 2.24). Размеры штифтов выбирают по таблицам 2.25 и 2.26.

Таблица 2.25 – Конические штифты (ГОСТ 3129–70)

Размеры в миллиметрах

d	4	6	8	10
L	16...70	20... 110	25...140	30...180
Примечание — Размер L в заданных пределах принимают из ряда чисел: 16; 20; 25; 30;				

Таблица 2.26 – Конические штифты с внутренней резьбой (ГОСТ 9464–79)

Размеры в миллиметрах

Параметр	d			
	8	10	12	16
d_1	M5	M6	M8	M10
l_1	8	10	12	16
l	18...80	26...100	26...100	40...160

Примечание — Размер L в заданных пределах принимают из ряда чисел, приведенных в таблице 2.25.

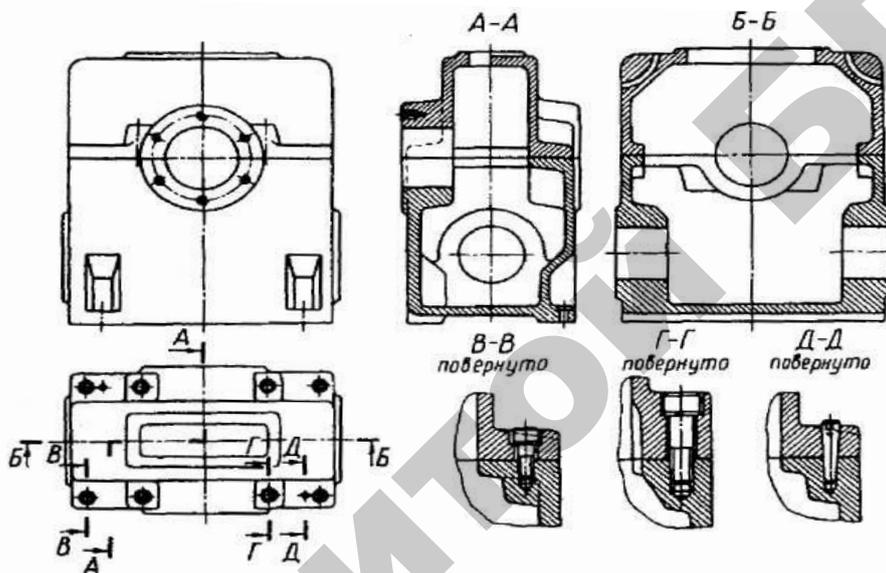


Рисунок 2.27 — Корпус червячного редуктора с разъемом по оси вала колеса

Герметичность разъемов (кроме тщательного их изготовления) достигается дополнительными мерами. Перед сборкой разъемы смазывают шеллаком, цапонлаком или пастой «Герметик». Шелковая нить, уложенная по контуру разъема, облегчает удаление слоя засохшего лака при разборке. Разъемы смотровых отверстий и прочих заглушек уплотняют картонными или резиновыми прокладками. Для облегчения отделения крышки от основания редуктора при разборке во фланце крышки предусматривают резьбовое отверстие для отжимного винта.

Описанные выше конструкции корпусов редукторов не являются единственно возможными. При необходимости можно создать и другие конструкции. На рисунке 2.28 представлена конструкция корпуса двухступенчатого

цилиндрического редуктора, а ориентировочные соотношения основных размеров приведены в таблице 2.27.

Таблица 2.27 – Ориентировочные размеры характерных элементов редукторных корпусов (обозначения см. на рисунке 2.28)

Элементы корпусных деталей	Расчетные зависимости
Толщина стенок основания корпуса	$\delta = 2^4 \sqrt{0,1 T_2} \geq 6$
Толщина стенок крышки корпуса	$\delta_1 = 0,9\delta$
Наружный диаметр прилива под подшипник	$D_1 = 1,25D + 10$ мм, где D — наружный диаметр подшипника качения или вкладыша подшипника скольжения
Толщина ребер в основании	$\delta_3 = \delta_1$
Диаметр фундаментного болта	$d = (0,08-0,12) a_{WT}$
Толщина фундаментной лапы	$h = (2...3) d$
Длина опорной поверхности лапы в зоне болта	$l = (4...5) d$
Ширина опорной поверхности лапы	$b = (2,5...4) d$
Диаметр болтов, стягивающих корпус по разъему: вблизи подшипников остальных	$d_1 = (0,7...0,8) d$ $d_2 = (0,5...0,6) d$
Толщина фланца по разъему корпуса	$h_2 = 1,5d_2$
Диаметр болтов крепления крышки подшипника	$d_3 = 0,04D_1 + 4$ мм
Диаметр штифтов	$d_4 \approx 0,8d_2$
Толщина проушины для подъема крышки корпуса	$\delta_4 = 2,5\delta_1$
Диаметр отверстия для слива масла	$d_5 = M16...M36$ в зависимости от размеров редуктора
Суммарная толщина фланцев h_1	Определяется из условия размещения болтов вблизи подшипника

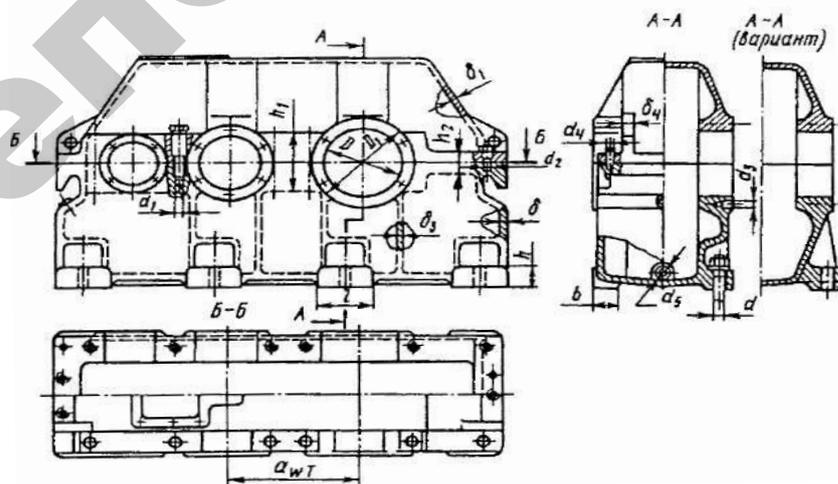


Рисунок 2.28 – Конструкция корпуса двухступенчатого цилиндрического редуктора

Ответственными элементами, влияющими на удобство и безопасность работ при монтаже и обслуживании редуктора, являются строповочные устройства. Не вполне надежны приливы к стенкам (рисунок 2.29, а, б), поскольку возможное утончение стенки из-за смещения стержней при отливке, оставшееся незамеченным, может привести к отрыву прилива вместе с участком стенки. Надежнее проушины или крюки, соединенные с фланцем (рисунок 2.29, в, г). Размеры крюков даны в таблице 2.28. Для подъема редуктора используют также удлиненные рым-болты, служащие одновременно для скрепления фланцев корпуса (рисунок 2.29, д). Расположение строповочных элементов выбирают таким, чтобы исключить возможность опрокидывания поднятого груза.

Таблица 2.28 – Строповочные крюки (см. рисунок 2.29)

Размеры в миллиметрах

Допускаемая нагрузка на крюк (кН) для отливки		H	L	L_1	c	r	r_1	h	δ , не менее
Стальной	Чугунный								
5	4	80	25	20	40	12	8	17	13
10	6	100	30	25	50	15	10	20	15
20	10	120	40	30	60	18	12	21	20
30	15	140	50	40	70	20	15	26	25
50	25	160	60	50	80	22	15	32	30
100	45	190	80	60	90	25	20	35	40
150	65	220	100	80	110	30	25	45	50
200	90	250	120	100	130	35	31	50	60

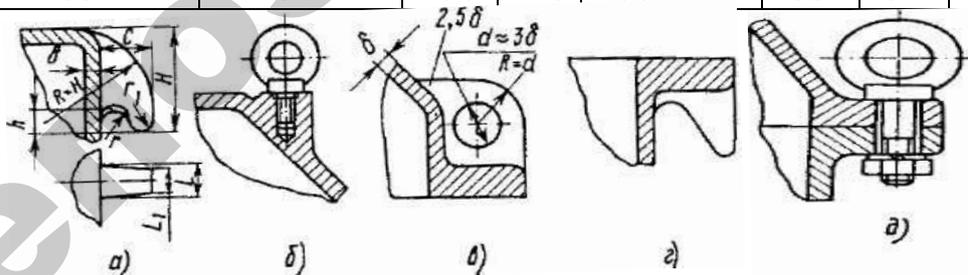


Рисунок 2.29 — Строповочные элементы редукторов

2.8. Смазочные системы и устройства

Совокупность устройств, обеспечивающих подачу смазочного материала к поверхностям трения, а также его возврат в масляный бак или другую

емкость (картер двигателя внутреннего сгорания или редуктора), называют смазочной системой (ГОСТ 20765–87). Для редукторов общего назначения обычно применяют смазочные системы с жидким смазочным материалом, а в отдельных узлах — с пластичным смазочным материалом.

Наиболее простой способ смазывания (погружение зубьев колес (витков червяка) в масло, залитое в картер редуктора) в системе с жидким смазочным материалом применяется при окружных скоростях $v < 12...15$ м/с. Уровень масла в картере редуктора должен обеспечивать погружение венца колеса на глубину до двух высот зубьев, но не менее 10 мм. Колеса конических передач необходимо погружать в масло на всю длину зуба. В червячных передачах с нижним расположением червяка (рисунок 2.30, а) его следует погружать в масло на глубину $h_M = (0,2...0,5) d_1$. При верхнем расположении червяка (рисунок 2.30, б) глубина погружения не должна превышать $h_M = 2,2m + 0,25d_2$.

В червячных редукторах с нижним расположением червяка и небольшой ($n < 750$ мин⁻¹) частоте вращения применяют разбрызгиватели (рисунок 2.30, в, г). Закрепленные на червяке, они создают при вращении масляный туман, улучшающий смазывание зацепления и подшипников.

Объем масляной ванны принимают таким, чтобы обеспечить отвод выделяющейся в зацеплении теплоты к стенкам корпуса. В частности, для одноступенчатых цилиндрических редукторов объем масляной ванны рекомендуется принимать таким, чтобы на 1 кВт передаваемой мощности приходилось 0,35...0,7 л масла, а в червячных передачах — от 0,6 до 1 л. Большие значения принимают для масел большей вязкости. Чем больше объем масляной ванны, тем дольше сохраняются свойства масла и лучше условия смазывания. Поэтому максимальный объем ванны ограничивают пределами допустимой высоты h уровня масла в корпусе и расстоянием b_0 .

Для смазывания опор валов, расположенных далеко от уровня масляной ванны, применяют различные устройства. Например, для смазывания подшипников вала конической шестерни на фланце корпуса в плоскости разреза делают канавки, а на крышке корпуса скосы (рисунок 2.31, а).

Со стенок крышки масло стекает в эти канавки и через отверстия в стенке попадает к подшипникам.

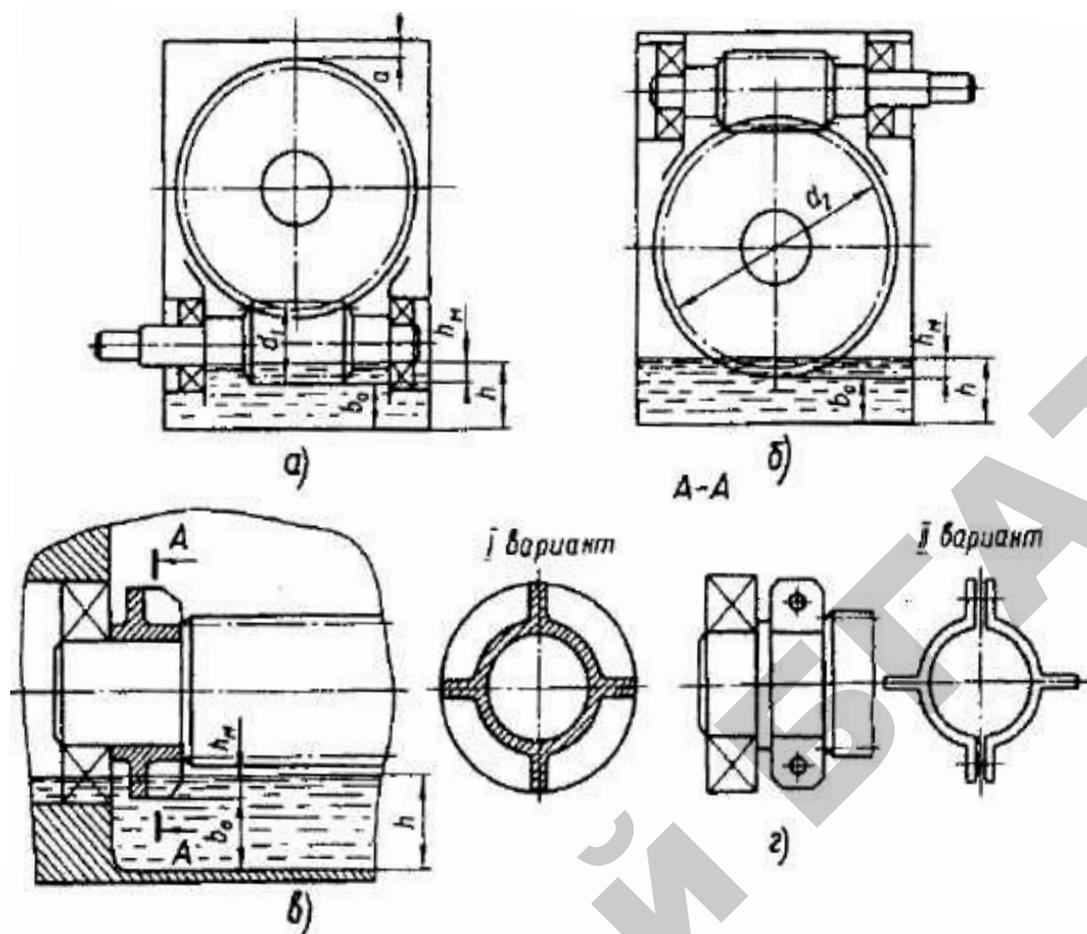


Рисунок 2.30 — Способы смазывания червячных передач

Если доступ масляных брызг к подшипникам качения затруднен, смазывание их осуществляют индивидуально пластичным смазочным материалом. В этом случае полость подшипника отделяют от внутренней части корпуса маслосбрасывающим кольцом. Свободное пространство внутри подшипникового узла заполняют на $1/3$ объема пластичной мазью. Для подачи в подшипниковую полость смазочного материала без снятия крышки применяют пресс-масленки (рисунок 2.32). Смазочный материал подают под давлением специальным шприцем. Для удобства подвода шприца в некоторых случаях применяют переходные штуцеры 1 .

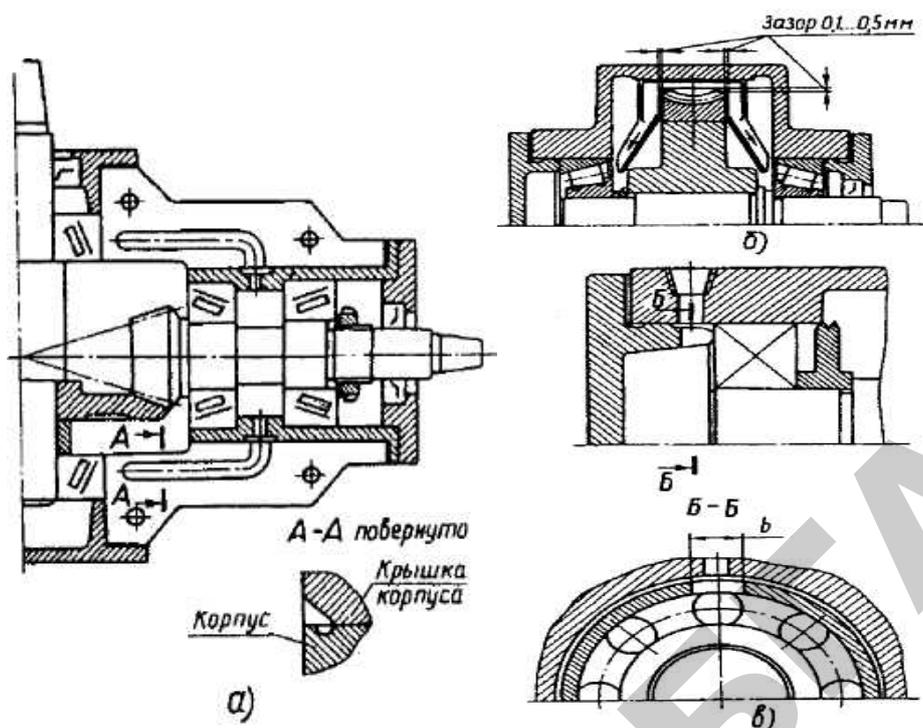


Рисунок 2.31 — Способы смазывания подшипников

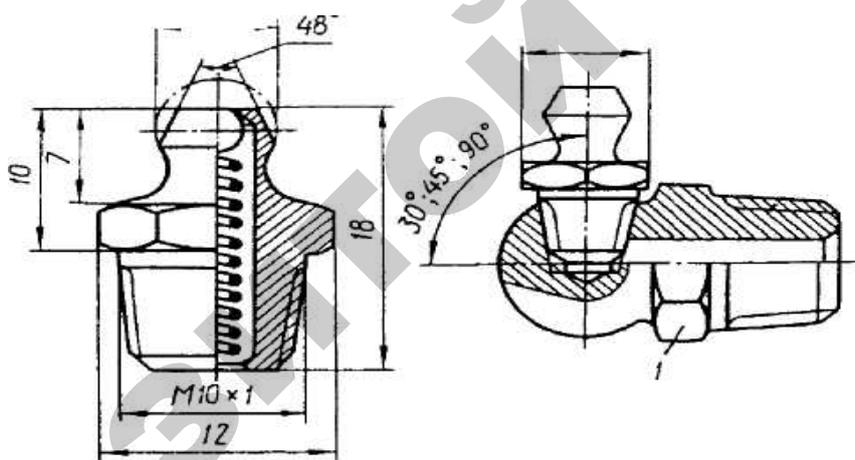


Рисунок 2.32 — Масленка

Для наблюдения за уровнем масла в картере редуктора предусматривают различные маслоуказатели (рисунок 2.33). В труднодоступных для наблюдения местах следует применять жезловые (рисунок 2.33, а) или крановые (рисунок 2.33, б) маслоуказатели. Жезловые указатели (щупы) желательно защищать от масляной волны (стенкой или трубкой), чтобы в любой момент работы редуктора можно было проверить уровень масла. В корпус редуктора жезловые указатели вставляют по скользящей посадке (рисунок 2.33, а) или ввинчивают при помощи резьбы.

Крановые маслоуказатели устанавливают попарно для контроля за

нижним и верхним уровнями масла. В кране (рисунок 2.33, б) надежность уплотнения достигается затяжкой, в результате которой происходит смятие гнезда в корпусе редуктора. Для контроля за уровнем масла (по аналогии с этими конструкциями) применяют также обычные резьбовые пробки, устанавливаемые в корпусе редуктора на верхнем и нижнем уровнях смазочного материала (рисунок 2.33, в).

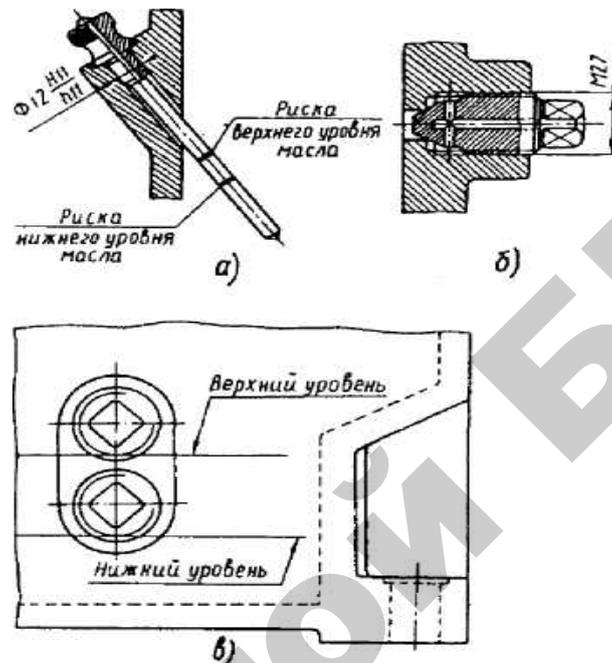


Рисунок 2.33 — Маслоуказатели

Во время работы повышается давление внутри редуктора в связи с нагревом воздуха и масла. Это приводит к выбрасыванию масляного тумана из корпуса через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой установкой отдушин в верхней части корпуса. Наибольшее применение нашли отдушины, изображенные на рисунке 2.34.

Размеры резьбовых пробковых отдушин приведены на рисунке 2.34, а, б. Отметим, что показанная на рисунке 2.34, б отдушина может быть соединена со смотровой крышкой люка редуктора с помощью сварки или установлена с натягом.

В редукторах с плоскими, горизонтально расположенными крышками смотровых люков целесообразно применять отдушину, изображенную на рисунке 2.34, в. Устройство такой крышки-отдушины следующее. Во внутренней штампованной крышке высотой $H = 0,1L$ пробиты 2...4 отверстия диаметром 4...5 мм. По периметру торца эта крышка окантована с двух сторон привулканизированной резиной. Наружная крышка плоская. Вдоль длинной

ее стороны выдавлены 2...3 гребня (сечение А – А), через которые внутренняя полость редуктора соединена с внешней средой. Пространство между внутренней и внешней крышками заполнено фильтром из тонкой медной проволоки, металлокерамики или другого материала.

При работе передачи масло постепенно загрязняется продуктами износа. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, налитое в корпус редуктора, периодически меняют. Отработанное масло нужно слить таким образом, чтобы не производить разборку механизма привода. Для этой цели в нижней части корпуса редуктора предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической или конической резьбой (рисунок 2.35, таблица 2.29).

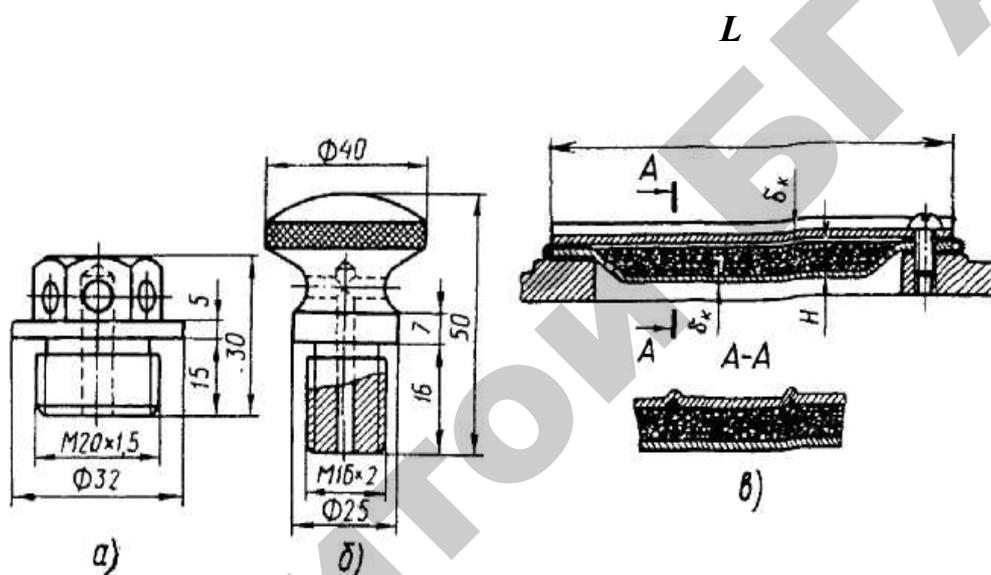


Рисунок 2.34 – Отдушины

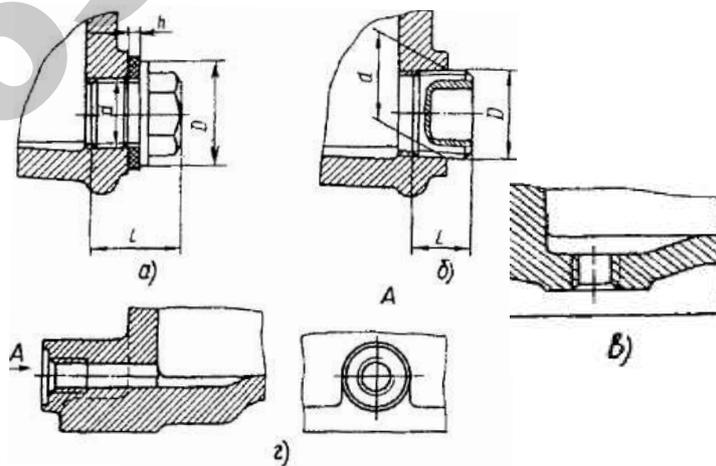


Рисунок 2.35 – Маслосливные отверстия

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения. Поэтому под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки из промасленного технического картона толщиной $h = 1...1,5$ мм, паронита толщиной $h = 1,5...2$ мм, алюминия или меди. Коническая резьба создает герметичное соединение. Пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют, поэтому их применение предпочтительнее.

Внутреннюю поверхность дна корпуса выполняют с уклоном, а у сливного отверстия нужно предусмотреть местное углубление (рисунок 2.35, а, б). При этом исполнении масло почти без остатка может быть слито из корпуса, однако часть его будет стекать по стенке корпуса и падать на плиту или фундамент.

Таблица 2.29 – Основные размеры (мм) пробок для маслосливных отверстий

Исполнение 1						Исполнение 2			
d	l	L	b	D	s	d	H	b	s
M12x1,25	12	22	3	20	17				
M16x1,5	13	23	3	25	19	1/2" (20,9)	15	4	8
M20x1,5	13	25	3	30	22	3/4" (26,4)	16	4,5	12
M24x1,5	13	28	4	34	27	1" (33,2)	19	5	14

Поэтому лучше сливное отверстие располагать (если это удобно для пользования) в дне корпуса (рисунок 2.35, в). Нередко сливное отверстие располагают на стороне опорного фланца корпуса. В этом случае его выполняют в приливе (рисунок 2.35, г).

Выбор смазочного материала. От правильности выбора смазочных материалов, способов смазывания и видов уплотнений в значительной степени зависят работоспособность и долговечность механизмов. В качестве смазочных материалов для передач редукторов и их подшипников используют жидкие нефтяные и синтетические масла, а также пластичные смазки.

Выбор смазочных масел для передач редукторов общемашиностроительного применения производится, главным образом, по кинематической вязкости (таблица 2.30), которая характеризует сопротивление

отдельных слоев жидкости относительно сдвигу.

Для повышения стойкости зубьев против заедания желательно применять масла высокой вязкости. Однако это связано с заметным увеличением потерь на перемешивание масла. Поэтому вязкость масла выбирают в зависимости от окружной скорости, нагрузки и материала зубьев. Чем больше нагрузка и меньше скорость, тем выше должна быть вязкость масла. Ориентировочно необходимая вязкость ($\text{мм}^2/\text{с}$) смазочного материала может быть подобрана по эмпирической формуле:

$$\nu_{50} = \nu_1 / \sqrt{v}, \quad (2.9)$$

где ν_{50} — рекомендуемая кинематическая вязкость смазочного материала при температуре $50\text{ }^\circ\text{C}$ и заданной средней окружной скорости v или скорости скольжения передачи v , м/с;

ν_1 — рекомендуемая вязкость при $v = 1$ м/с; $\nu_1 = 260\text{...}280\text{ мм}^2/\text{с}$ для высокопрочных зубчатых передач ($\sigma_b \geq 1000$ МПа) с термически обработанной поверхностью зубьев (закалка, цементация, азотирование); $\nu_1 = 170\text{...}180\text{ мм}^2/\text{с}$ для стальных передач ($\sigma_b \approx 600\text{...}800$ МПа) с зубьями без термообработки;

$\nu_1 = 120\text{...}130\text{ мм}^2/\text{с}$ для передач, состоящих из пар «сталь–чугун», «сталь–бронза» или «сталь–пластмасса»;

$\nu_1 = 300\text{...}340\text{ мм}^2/\text{с}$ для червячных передач (имеет большее значение для тяжелых условий работы).

Наиболее часто используют индустриальные масла с вязкостью $\nu_{50} = 30\text{...}60\text{ мм}^2/\text{с}$. Для легких особо быстроходных передач в целях уменьшения потерь на разбрызгивание масла применяют менее вязкие индустриальные масла с $\nu_{50} = 15\text{...}20\text{ мм}^2/\text{с}$ и ниже. Наоборот, для тяжелых тихоходных редукторов ($v < 5$ м/с), как правило, применяют тяжелые индустриальные масла с $\nu_{50} = 100\text{...}300\text{ мм}^2/\text{с}$.

Марку масла с необходимой вязкостью в зависимости от режима, окружной скорости зубчатых передач или от скорости скольжения червячных передач выбирают по таблице 2.31.

Особое внимание должно быть уделено выбору смазочного материала червячных передач, условия работы которых характеризуются высокими коэффициентами трения и скоростью скольжения, оказывающими отрицательное действие на их работоспособность. Для повышения сопротивления заеданию зубьев червячного колеса, их интенсивному изнашиванию и улучшенного отвода теплоты применяют более вязкие масла (таблица 2.31).

Объем V_M (л) масла (при смазывании окунанием), необходимый для нормальной работы червячных редукторов с $a_w = 40\text{...}160$ мм в непрерывном

режиме, можно определить по формуле:

$$V_M > 0,2 + K_M (0,01a_w)^3, \quad (2.10)$$

где $K_M = 1,8 \dots 2,5$ в зависимости от взаимного расположения осей редуктора в пространстве (меньшие значения для исполнений с нижним червяком, большие — для вертикальных червяков).

Для подшипниковых узлов с автономной смазочной системой и для открытых зубчатых передач, работающих при окружных скоростях v до 4 м/с, обычно применяют периодическое смазывание весьма вязкими маслами или пластичными смазками (таблица 2.32), которые наносят на зубья через определенные промежутки времени. В некоторых случаях (при v до 1,5 м/с) применяют капельное смазывание или смазывание погружением в корыто, наполненное вязким маслом и расположенное под зубчатым колесом.

Таблица 2.30 – Рекомендации по применению масел в редукторах общемашиностроительного применения

Марка масла	Номинальная кинематическая вязкость, мм ² /с при температуре, °С		Температура, °С	Условия применения						
	50	100		Контактное напряжение: от 2 до 600 МПа;	До 1	0,5...2,5	2,0...4,0	3,5...6,0	5,0...10,0	8,0...15,0
Зубчатые передачи										
ИРП-40	35...45	8...10	-10...+50	1	—	—	—	—	+	+
				2	—	—	—	—	+	+
ИРП-75	72...80	11...13	-10...+50	1	—	—	—	—	+	+
				2	—	—	—	—	+	+
ИРП-150	140...160	18...20	-10...+50	1	—	—	—	+	+	—
				2	—	+	+	+	+	—
ИТП-200	220...240	—	-10...+50	1	—	+	+	+	—	—
				2	+	+	+	+	—	—
ИТП-300	304...357	35...45	-7...+50	1	+	+	+	—	—	—
				2	+	+	+	—	—	—
И-40А	40	—	-15...+45	1	—	+	—	—	+	+
И-50А	50	7	-20...+45	1	—	—	—	—	+	+
Червячные передачи										
ИГП-114	110...120	15	+50...-15	1	—	—	+	—	—	—
ИГП-152	147...158	20	+50...-15	1	—	+	+	+	+	—
ИГП-182	175...190	23...28	+50...-8	1	+	+	+	+	—	—
МС-20	157	20	+50...-18	1	—	+	+	—	—	—
Цилинд- ровое 52	60	50...70	+50...-5	1	+	+	+	+	+	—

Таблица 2.31 – Марки масел, применяемые в червячных редукторах типов Ч и РЧУ

Типоразмер редуктора	Режим работы	Температура окружающей среды, °С		
		-40...0	-5...+25	+20...+50
Ч-40 (РЧУ-40А)	Непрерывный	АЗСп-6 АЗСп-10	ИГП-114 ИГП-152	ИГП-152
	Повторно-кратковременный		ИГПд-72 ИГП-114	ИГП-114
Ч-63 (РЧУ-63А)	Непрерывный	АСЗп-6 АСЗп-10	ИГП-152	ИГП-182
	Повторно-кратковременный		ИГПд-72 ИГП-114	ИГП-152
Ч-80 (РЧУ-80А)	Непрерывный	АСЗп-6 АСЗп-10	ИГП-182	ИГП-182 ИГП-250
	Повторно-кратковременный		ИГПд-72 ИГП-152	ИГП-182
Ч-100	Непрерывный	АСЗп-6 АСЗп-10	ИГП-152 ИГП-182	ИГП-182
	Повторно-кратковременный		ИГП-72 ИГП-152	ИГП-152
Ч-125	Непрерывный	АСЗп-6 АСЗп-10	ИГП-152	ИГП-182
	Повторно-кратковременный		ИГПд-72 ИГП-114	ИГП-152
Ч-160	Непрерывный	АСЗп-6 АСЗп-10	ИГП-114	ИГП-152
	Повторно-кратковременный		ИГПд-72 ИГП-114	ИГП-114

Таблица 2.32 – Распространенные антифрикционные пластичные смазки

Группа	Марка	Интервал рабочих температур, °С	Примечания
1	2	3	4
Общего назначения	Солидол: синтетический жировой	-20...65 -25...65	Постепенно заменяемые смазки, но еще широко распространенные
Общего назначения для повышенных температур	1-13 жировая Консталин	-20...110 -20...110	Успешно заменяются смазкой Литол-24
Многоцелевые	Литол-24	-40...130	Основной перспективный сорт

Продолжение таблицы 2.32

1	2	3	4
Термостойкие	Униол-1	-40...150	Комплексная широкого применения
Морозостойкие	ЦИАТИМ-201	-60...90	Общего применения
Для электромашин	ВНИИ НП-24; ЛДС-2	-40...110 -40...120	Литиевая многоцелевая водостойкая Литиевая, применяется для крупносерийных двигателей
Индустриальные	Униол-2 Сиол Старт	-30...160 До 130	Для металлургического и кузнечно-прессового оборудования Для высокоскоростных подшипников $n \leq 16\,000 \text{ мин}^{-1}$ До $dn \leq 6 \cdot 10^5 \text{ мм/мин}$
Противозадирные	ЛС-1П	-40...140	Широкого применения
Авиационные	Эра	-60...120	Общего назначения для летательных аппаратов

Соединение корпусных деталей. Основание редуктора с крышкой, а также крышки подшипниковых узлов и смотровых люков соединяют с помощью резьбовых деталей (винтов, шпилек, болтов). Для малонагруженных соединений (крышек смотровых люков, подшипниковых узлов без осевой нагрузки в зацеплении) винты выбирают по конструктивным соображениям. Для соединения основания корпуса с крышкой, крышек подшипниковых узлов передач при действии осевой нагрузки, а также крепления редуктора к раме используют соединительные болты.

Винты изготавливают из стали 30, 35, класса прочности 5.6 (первое число, умноженное на 100, определяет предел прочности $\sigma_B = 500 \text{ МПа}$; произведение чисел 5 и 6, умноженное на 10, определяет предел текучести $\sigma_{0.2} = 300 \text{ МПа}$).

ГЛАВА 3 ВЫБОР МУФТ

3.1. Общие сведения

Муфты служат для соединения валов и передачи вращающего момента (без изменения его значения и направления) от одного вала другому. При этом они могут выполнять ряд других ответственных функций: компенсировать смещение осей соединяемых валов; амортизировать возникающие при работе вибрации и удары; предохранять механизм от поломки и др.

Муфты применяются практически во всех машинах и механизмах. Они являются ответственными сборочными единицами, часто определяющими надежность всей машины. Тип муфты выбирают в зависимости от функций, которые она выполняет в данном приводе.

Большинство конструкций приводных устройств имеют две муфты. Одна из них соединяет двигатель и редуктор, вторая — редуктор и исполнительный механизм. При установке двигателя и редуктора на общей раме допускаемая несоосность валов сравнительно невелика, поэтому от первой муфты не требуется высоких компенсирующих свойств. Так как эта муфта соединяет сравнительно быстроходные валы, то в целях уменьшения пусковых и других динамических нагрузок она должна обладать малым моментом инерции и упругими свойствами. При этом чаще всего применяют муфты с резиновыми упругими втулками, резиновой звездочкой и торообразным резиновым элементом (таблица 3.2, 3.3, 3.4).

Вторая муфта соединяет сравнительно тихоходные валы (например, редуктор и приводной вал конвейера). К ней можно не предъявлять повышенных требований в отношении малого момента инерции. В то же время (если исполнительный механизм и привод не располагаются на общей раме) от муфты требуются сравнительно высокие компенсирующие свойства. Этим требованиям, например, отвечают зубчатые муфты (таблица 3.5).

Основной паспортной характеристикой любой муфты является допускаемый вращающий момент $[T]$, на передачу которого она рассчитана. По этому моменту и подбирают стандартные муфты:

$$TK < [T], \quad (3.1)$$

где T — номинальный длительно действующий момент на соединяемых валах, Нм;

K — коэффициент динамичности нагрузки (привода); для ленточных конвейеров $K \approx 1,25 \dots 1,5$; цепных, скребковых, винтовых — $K \approx 1,5 \dots 2,0$.

При подборе стандартных муфт учитывают также диаметры концов валов, которые муфта должна соединять. На цилиндрические или конические концы валов устанавливают полумуфты. При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах ($\tau \approx 15$ МПа) полумуфты насаживают на гладкие цилиндрические концы валов по переходным посадкам типа $H7/m6$, $H7/k6$. При реверсивной работе, а также при тяжело нагруженных валах ($\tau \geq 15$ МПа) применяют посадки с натягом. Полумуфты на валах фиксируют с помощью установочных винтов (таблица 3.1), или как показано на рисунке 3.1.

Когда при расчете шпоночного соединения длина посадочного конца вала получается более $1,5d$, применяют установку полумуфт на цилиндрические шлицевые концы валов.

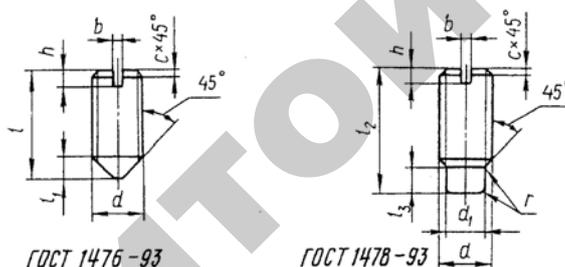


Таблица 3.1— Установочные винты с прямым шлицем класса точности А и В: с коническим концом (ГОСТ 1476–93), с цилиндрическим концом (ГОСТ 1478–93).

Размеры в миллиметрах

Общие размеры				С коническим концом		С цилиндрическим концом			
d	b	h	c	l_1	l	d_1	$e \leq$	l_3	l_2
5	0,8	1,8	1.0	2	5	3,5	0,3	2,5	8. ...25
6	1	2	1.0	2,5	6	4,5	0,4	3	8.. ...35
8	1,2	2,5	1,6	3	8	6	0,4	4	10.. .40
10	1,6	3	1,6	4	10	7,5	0,5	4,5	12. ..50
12	2	3,5	1,6	5	12	9	0,6	6	16. ..50

Примечания.

1. Размеры l и l_2 , в указанных пределах выбирают из ряда чисел 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50.
2. Пример условного обозначения винта класса точности В, диаметром резьбы d — 6 мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g, длиной $l = 10$ мм, класса точности 14Н без покрытия: винт В.М6—6g × 10.14Н ГОСТ 1476–93.

Установка полумуфт с натягом на цилиндрические концы валов и снятие их вызывают затруднения, которые не возникают при концах конических. Затяжкой полумуфт на конические концы можно создать значительный натяг в соединении и обеспечить точное радиальное и угловое положение полумуфты относительно вала. Поэтому при больших нагрузках, работе с толчками и реверсивной работе предпочтительно полумуфты устанавливать на конические концы валов, несмотря на большую сложность их изготовления.

3.2. Характеристика некоторых видов упругих компенсирующих и предохранительных муфт

Упругие втулочно-пальцевые муфты (МУВП) (таблица 3.2) получили широкое распространение благодаря относительной простоте конструкции и удобству замены упругих элементов. Однако они имеют небольшую компенсирующую способность, при соединении несоосных валов оказывают достаточно большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро выходят из строя. Так как муфты данного типа обладают большой радиальной и угловой жесткостью, их применение целесообразно при установке соединяемых изделий на плитах (рамах) большой жесткости. Сборку соединяемых изделий необходимо производить с высокой точностью и применением подкладок для обеспечения соосности соединяемых валов. Муфты стандартизованы в диапазоне моментов T от 32 Нм до 15 кНм.

Радиальную силу (H), действующую в середине посадочной поверхности конца вала, вследствие несоосности соединяемых валов, определяют по следующей эмпирической формуле:

$$F_M = 23\sqrt[3]{T^2 K}. \quad (3.2)$$

Упругие муфты со звездочкой (таблица 3.3) применяют для валов диаметром 12...48 мм в диапазоне вращающих моментов 6,3...400 Нм. Их упругие и компенсирующие свойства близки к свойствам упругих втулочно-пальцевых муфт. Допускают радиальное смещение Δ_r до 2 мм, перекас Δ_α до $1,5^\circ$. Муфты с резиновой звездочкой обладают большой радиальной, угловой и осевой жесткостью, поэтому (как и муфты МУВП) их можно применять при установке соединяемых изделий на плитах (рамах) большой жесткости. Сборку соединяемых изделий необходимо производить с высокой точностью.

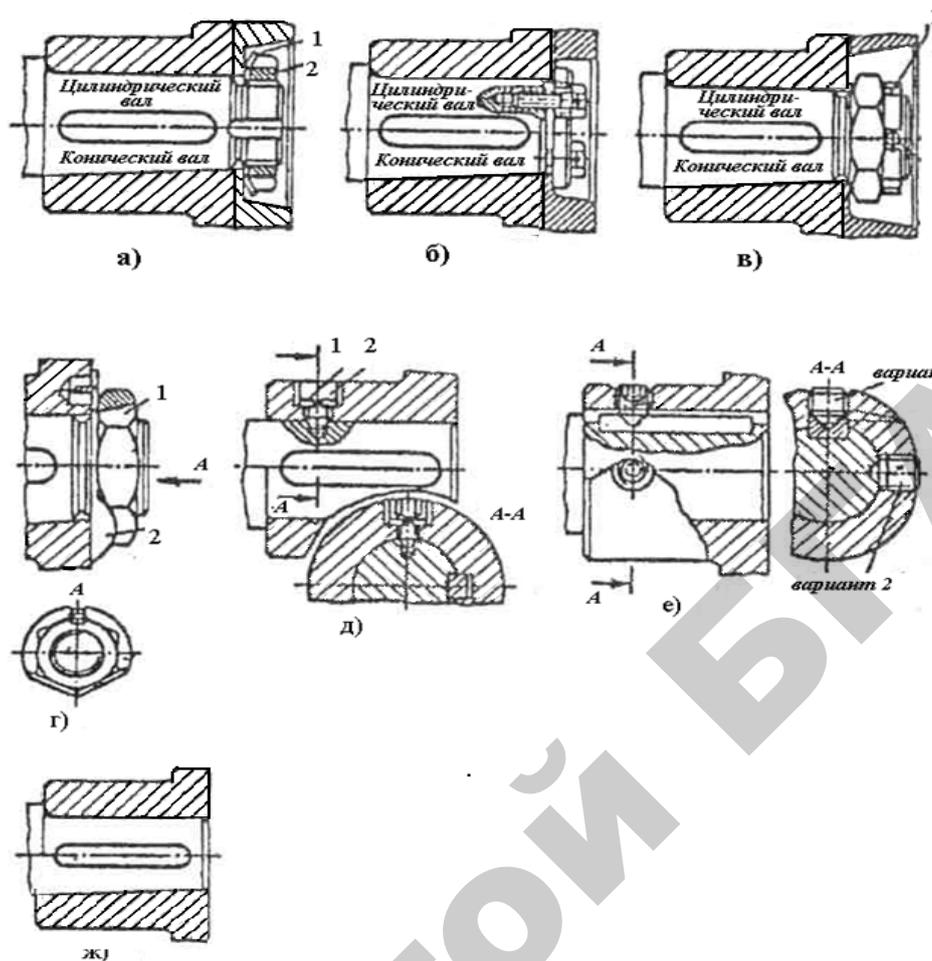


Рисунок 3.1 — Способы крепления на концах валов:

a – крепление гайкой 2 (ГОСТ 11871–88) и шайбой 1 (ГОСТ 11875–88); *б* – крепление шайбой и двумя винтами; *в* – крепление корончатой гайкой 1 (ГОСТ 5918–73) и шплинтом (ГОСТ 397–79); *г* – крепление гайкой 1 и шайбой 2; *д* – крепление винтом 2 (ГОСТ 11075–93) и шайбой 1 (ГОСТ 6402–70); *е* – крепление установочным винтом 1 (ГОСТ 11074–93); *ж* – крепление при сильных натягах

Радиальную силу (H), действующую на вал, определяют по формуле:

$$F_M = 50\sqrt{T} \quad (3.3)$$

Упругие муфты с торообразной оболочкой (таблица 3.4) имеют два исполнения, различающиеся формой упругого элемента. Муфты с упругим элементом в виде внутренней части тора допускают большие частоты вращения и создают существенно меньшие осевые силы на валы и опоры, обусловленные центробежными силами. Муфты допускают соединение валов с угловым перекосом до 2° , радиальным смещением до 2 мм и осевым смещением до 4 мм.

Полумуфты и другие детали изготавливаются из стали Ст3 по ГОСТ 380–2005. Торообразная оболочка выполняется из резины с сопротивлени-

ем разрыву не менее 10 МПа и модулем упругости при стопроцентном удлинении не ниже 5 МПа.

Муфта состоит из резинового упругого элемента и полумуфт, к которым винтами притягивают прижимные кольца. Сжатие борта резинового элемента не должно превышать 1/3 толщины. Величину и равномерность затяжки контролируют глубиномером. Для этого делают 3...4 отверстия диаметром 6 мм во фланцах полумуфт. Полумуфты устанавливаются на цилиндрических, и на конических концах валов.

Муфты данного типа применяются в конструкциях, где трудно обеспечить соосность соединяемых валов, при переменных нагрузках, а также значительных кратковременных перегрузках. Как недостаток можно отметить сравнительно большие габариты муфты.

Радиальную силу (H), действующую на вал, определяют по формуле:

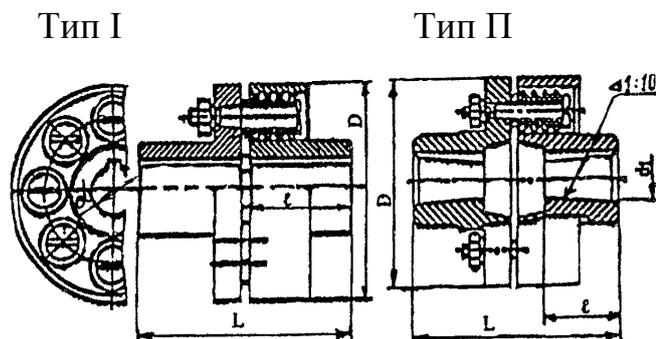
$$F_M \approx 0,45 \cdot T \cdot 10^3 / D. \quad (3.4)$$

Зубчатые муфты (рисунок 3.2, таблица 3.5) по ГОСТ 5006–94 изготавливаются двух типов: МЗ — для непосредственного соединения валов, состоящие из двух зубчатых втулок и двух обойм; муфты МЗП — для соединения валов с применением промежуточного вала, представляющие собой комплект из двух раздвинутых муфт. Каждая муфта состоит из одной зубчатой втулки и одной обоймы, прикрепленной к фланцу. Допускается применять неразъемные зубчатые обоймы (без фланцевого соединения) и зубчатые втулки, выполненное как одно целое с валом. Отверстия в муфтах могут быть рассчитаны под цилиндрический или конический концы вала. На внутренних торцах предусмотрены отверстия с резьбой для удобства установки измерительных приборов контроля точности монтажа.

Зубчатые втулки и обоймы изготавливаются кованными из сталей 40, 45, 50 (ГОСТ 1050–88) или литыми из стали 45Л (ГОСТ 977–88) с термообработкой до твердости на рабочих поверхностях втулок и обойм 42...51 HRC. При окружной скорости на начальной окружности зубчатого сопряжения до 1 м/с допускается твердость поверхности зубьев втулок и обойм 248...302 НВ. Болты (ГОСТ 7817–80) фланцевого соединения изготавливают из стали 35 (ГОСТ 1050–88).

Таблица 3.2 – Муфты упругие втулочно-пальцевые (по ГОСТ 21424–93)

Размеры в миллиметрах



[T] Нм	d	D	L, не более				ℓ, не более				n, об/мин	Смещение	
			Тип									Δ _r	Δ _α
			I		II		I		II				
			Исполнение										
1	2	1	2	1	2	1	2						
16	12; 14	75	63	53	63		30	25	20		7600	0,2	1,5°
	16		83	59	83	59	40	28	30	18			
31,5	16; 18	90	84	60	84	60	40	28	30	18	6350		
63	20; 22	100	104	76	104	76	50	36	38	24	5700		
125	25; 28	120	125	89	125	89	60	42	44	26	4600		
	30		165	121	165	121	80	58	60	38			
250	32; (35); 36;	140	165	121	165	121	80	58	60	38	3800	0,3	
250	40; (42); 45	140	225	169	225	169	110	82	85	56			
500	40; (42); 45	170	225	169	225	169	110	82	85	56	3600		
710	45; (48);50;(55);56	190	226	170	226	170	110	82	85	56	3000	0,4	1°
1000	50; (55); 56	220	226	170	226	170	110	82	85	56	2850		
	(60); 63; (65);	220	286	216	286	216	140	105	107	72			
2000	63; (65); (70);	250	288	218	288	218	140	105	107	72	2300		
	80; (85); 90	250	348	268	348	268	170	130	135	95			
4000	80; (85); 90;	320	350	270	350	270	170	130	135	95	1800	0,5	
8000	100;110;(120);	400	432	352	432	342	210	170	170	125	1450	0,5	

Примечания.

1. Материал полумуфт — чугун не ниже марки СЧ20.

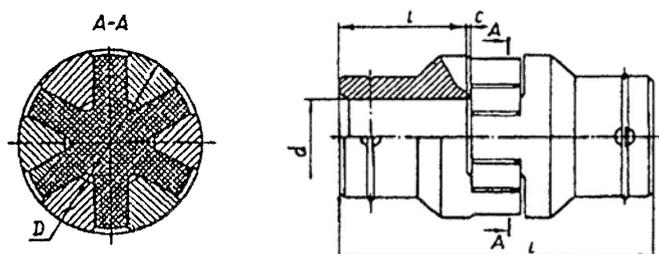
2. Типы муфт: I — с цилиндрическими отверстиями; II — с коническими отверстиями; исполнение I — на длинные концы валов; 2 — на короткие концы.

3. В скобках приведены нерекомендуемые значения.

Допускаемые частоты вращения соответствуют окружной скорости на начальной окружности зубчатого зацепления, равной 25 м/с.

Таблица 3.3 – Муфты упругие со звездочкой (по ГОСТ Р 50894–96)

Размеры в миллиметрах



[T], Н·м	d	D	L		l		n, об/мин	Смещение	
			Исполнение					Δ _r	Δ _α
			1	2	1	2			
16	12; 14	53	81	71	30	25	3750	0,2	1°30'
	16; 18		101	77	40	28			
31.5	16; 18	71	101	77	40	28	3000		
	20; 22		121	93	50	36			
63	20; 22	85	128	100	50	36	2250		
	25		143	112	60	42			
125	25; 28	105	148	112	60	42	2000	0,3	
	(30); 32; (35);		188	144	80	58			
250	32; (35); 36;	135	191	147	80	58	1500	0,4	1°00'
	40; (42); 45		251	195	110	82			
400	38	166	196	152	80	58	1300		
	40; (42); 45;		256	200	110	82			

Примечание — Муфты изготавливаются двух исполнений: 1 – на длинные концы валов; 2 – на короткие концы валов. В пределах одного крутящего момента допускается сочетание полумуфт исполнения 1 и 2 с различными диаметрами. Размер c = 3 мм. В скобках приведены нерекомендуемые значения.

Зубчатые сопряжения имеют эвольвентный профиль зуба с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$ и предусматривают две степени точности: нормальную – при скорости до 15 м/с; повышенную – при скорости свыше 15 м/с.

Муфты работают со смазочным материалом; для этого предусмотрены отверстия для залива и слива масла, прокладки во фланцевом соединении и уплотнения манжетного типа между обоймами и ступицами.

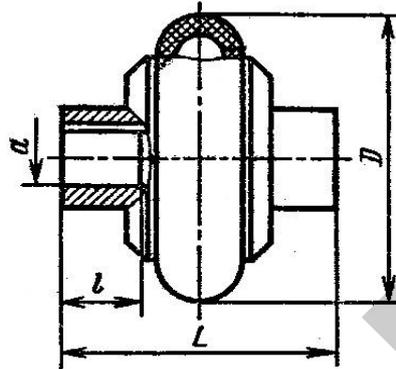
Этот тип муфт широко используют в тяжелом машиностроении для передачи больших моментов при затруднениях по точной установке валов.

Компенсирующая способность муфты достигается приданием зубьям полумуфт бочкообразной формы в сечении по образующей и сферического очертания их по окружности выступов. Допускаемый перекосяк оси каждой

втулки относительно обоймы, вызываемый в процессе работы несоосностью соединяемых валов, не более 1,5°.

Таблица 3.4 – Муфты упругие с торообразной оболочкой (по ГОСТ Р 50892–96).

Размеры в миллиметрах



[T], Н·м	d	D	L								n, об/ми н, не бо- лее	Допускаемое смещение			
			Исполнение									Δ _a	Δ _r	Δ _α	
			1	2	3	4	1	2	3	4					
20	16; 18	100	130	110	120	95	42	30	32	20	3000	1	1	1°	
40	18; 20; 22	125	140	115	125	100	42	30	32	20					
			160	130	145	120	52	38	40	26					
80	22; 25; 28; 30	160	180	140	165	130	63	44	46	28	3000	2	1.6		
			170	140	155	130	52	38	40	26					
			190	150	175	140	63	44	40	28					
125	25; 28; 3; 32; (35); 36	180	230	185	220	170	82	60	63	40	2460				
			195	155	180	145	63	44	46	28					
200	32; 35; 36; (38); 40	200	230	190	220	175	82	60	63	40	2460	2,5	2		1°
			245	200	230	185	82	60	63	40					
250	32; 35; 36; (38); 40; 42; 45	220	305	250	290	235	112	84	88	60	2000	3	2,5	1,5°	
			250	205	230	185	82	60	63	40					
315	35; 36; 40; 45	250	310	255	295	240	112	84	88	60					
			260	215	240	195	82	60	63	40					
			325	270	310	250	112	84	88	60					

Ценные муфты (таблица 3.6) в качестве соединительного элемента имеют роликовые однорядные, двухрядные, а также зубчатые цепи. При монтаже и демонтаже муфт не требуется осевого смещения узлов. Так как в шар-

нирах самой цепи и в сопряжении ее со звездочкой имеются зазоры, муфты не применяются в реверсивных приводах, а также в приводах с большими динамическими нагрузками.

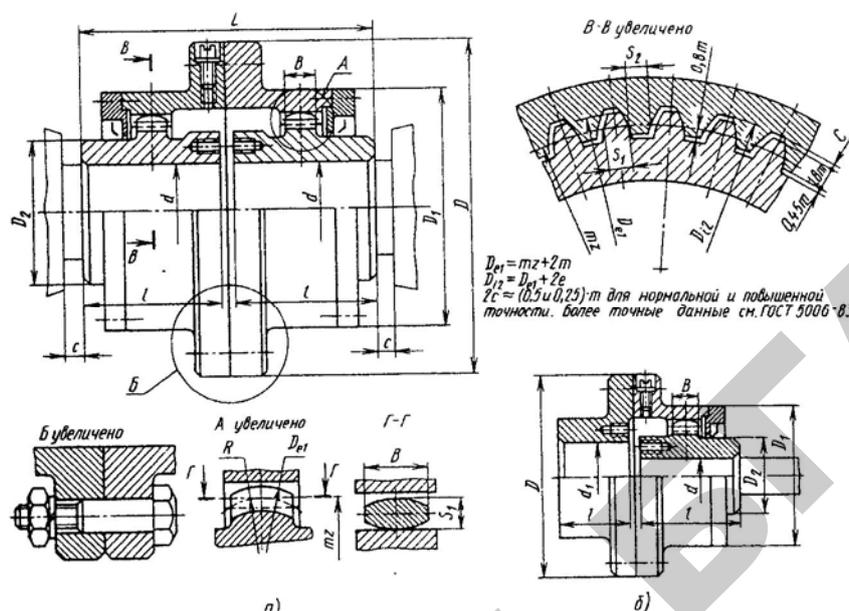


Рисунок 3.2 — Зубчатая муфта типа (ГОСТ 5006–94): а — МЗ; б — МЗП

Из-за наличия зазоров цепные муфты допускают перекося валов до 1° , а также радиальные смещения $0,2 \dots 0,6$ мм, зависящие от передаваемого момента (меньшее значение для меньшего момента).

Для удержания смазочного материала муфту закрывают кожухом, разъемным в осевой плоскости. Чтобы предотвратить утечку масла, в кожух встраивают уплотнения. Кожух обычно выполняют литым (из легких сплавов). Для того чтобы он вращался вместе со звездочками, кожух фиксируют на корпусе установочным винтом или штифтом, который одновременно удерживает его от смещения в осевом направлении.

Радиальную силу, действующую в середине посадочной поверхности конца вала (вследствие несоосности соединяемых валов) определяют по формуле:

$$F_M \approx 0,2(2T10^3 / d_D), \quad (3.5)$$

$$\text{где } d_D = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)}, \quad (3.6)$$

t — шаг цепи, мм;

z — число зубьев полумуфты (см. таблицу 3.6).

Таблица 3.5 – Зубчатые муфты (ГОСТ 5006–94)

[T] Н·м	Размеры, мм (рисунок 3.2)								Частота вращения n , мин ⁻¹ , не более	Масса для типа I, кг, не более	
	$d; d_1$	D	$D1$	$D2$	L	ℓ	C	B			
	Не более										
1000	40	145	105	60	174	82	12	12	5400	6,7	
1600	55	170	125	80				220	105	15	4800
2500	60	185	135	85	270	130				20	4500
4000	65	200	150	95			18	18		3720	15,2
6300	80	230	175	115					25	25	
10000	100	270	200	145	340	165		2820			36,9
16000	120	300	230	175	345		25	30	2400	62,5	
25000	140	330	260	200	415	200	30		2100	100,0	
40000	160	410	330	230						35	1750
63000	200	470	390	290	500	240	35	40	1200	228,0	

Предохранительные муфты. Эти муфты служат для предохранения деталей машин от воздействия перегрузок. Они разъединяют валы при возрастании вращающего момента выше допустимого значения. В кинематической цепи муфты располагают как можно ближе к возможному месту возникновения перегрузки.

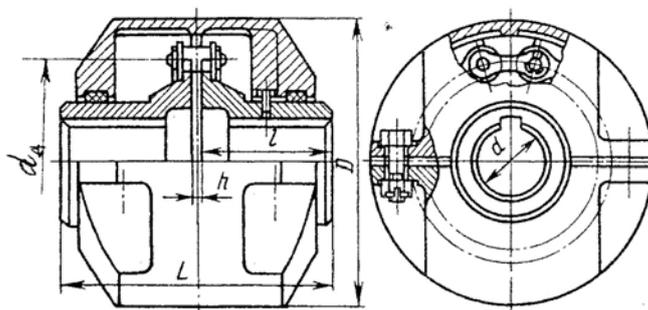
По принципу работы различают муфты: пружинно-кулачковые, с разрушающим элементом, фрикционные.

Пружинно-кулачковая предохранительная муфта (таблица 3.7) монтируется на одном валу и состоит из полумуфт 2 и 3, имеющих торцовые кулачки и пружины сжатия 4, корпуса 1 и гайки 5. Зубчатое колесо или шкив устанавливается на полумуфте 2 на шпонке и соединяется с валом через торцовые кулачки, полумуфту 3, которая с помощью шлицев сопряжена с корпусом 1. Полумуфта 3 перемещается вдоль корпуса и поджимается к полумуфте 2 пружиной 4 с силой, регулируемой гайкой 5.

Предохранительная муфта со срезным штифтом (таблица 3.8) имеет две полумуфты, расположенные на валу 1. Полумуфта 2 соединяется с валом шпонкой, полумуфта 6 насажена на нем свободно, соединяясь с деталью, расположенной на ее удлиненной ступице. Вращение полумуфтам передается через цилиндрический штифт 4, расположенный во втулках 3 и 5.

Таблица 3.6 – Цепные однорядные муфты (ГОСТ 20742–93).

Размеры в миллиметрах

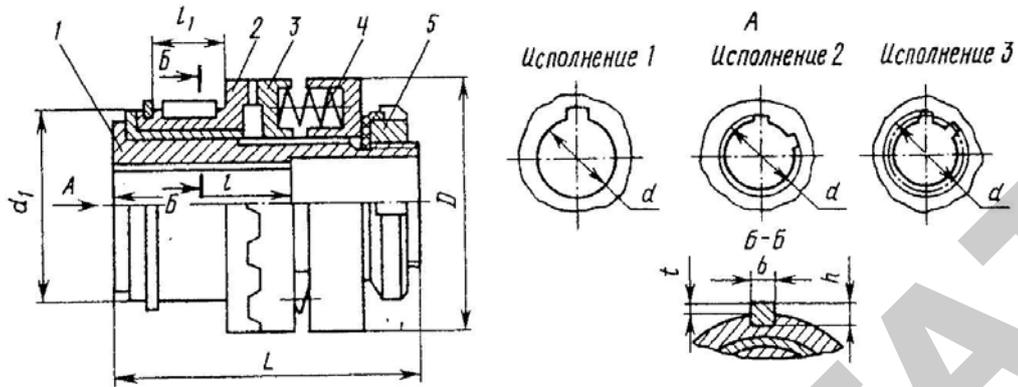


[T] Н·м	d	D	L		l		Цепь по ГОСТ 13568–75	h	Ради- альное смеще- ние	n, об/мин	Число зубьев полумуф- ты
			1	2	1	2					
63	20; 22	110	–	102	–	36	Пр– 19,05– 3180	1,3	0,15	1620	12
	25; 28		–	122	–	42					
125	25; 28	125	–	122	–	42	Пр– 25,4– 6000	1,8	0,2	1380	10
	30; 32; 35; 36		206	162	80	58					
250	32; 35; 36;	140	206	162	80	58	Пр– 31,75– 8850	2	0,4	1020	12
	40; 45		278	222	110	82					
500	40; 45; 50; 55	200	278	222	110	82	Пр– 50,8– 22680	3,5	0,6	780	14
1000	50; 55	210	280	224	110	82					
2000	60; 63; 70;	280	354	284	140	105	Пр– 50,8– 22680	3,8	0,6	720	12
	63; 70; 71; 80; 85; 90		354	284	140	105					
4000	80; 85; 90; 95	310	424	344	170	130	Пр– 50,8– 22680	3,8	0,6	720	14
	100; 110		424	344	170	130					
			514	424	210	165					

Для увеличения срока службы втулки 3 и 5 изготавливаются из стали 40X с последующей термообработкой до твердости 50...60 HRC. При перегрузке штифт срезается и полумуфты свободно вращаются одна относительно другой. Во избежание повреждения торцов полумуфт заусенцем срезанного штифта на них предусмотрены кольцевые канавки. Для обеспечения замены штифта на наружной поверхности полумуфты наносят риски, при совмещении которых совпадают оси отверстий втулок 3 и 5.

Таблица 3.7– Кулачковые муфты (ГОСТ 15620–93).

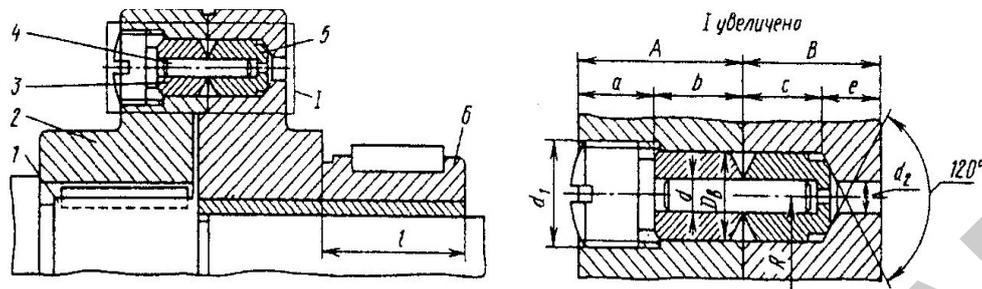
Размеры в миллиметрах



[T], Н·м	d исполнение			d ₁	D, не более	L, не более	L исполне- ние		L ₁ , не более	в	h	t	n _{max} , мин ⁻¹	Масса, кг, не более
	1	2	3				1	2 и 3						
4	8	9	14	32	36	63	20	—	12	3	3	1,8	1600	0,32
	10	14	13				23							
6,3	9	16	12	38	43	75	20	—	14	4	4	2,5	1250	0,5
	10	—	13				23							
	11	—	15											
	12	—	—											
10	12	—	—	48	56	80	30	25	16	5	5	3	1000	0,86
	14	—	—				18							
16	16	—	—				40	28						0,9
25	14	14	13	56	71	85	30	25	21	6	6	3,5	800	1,6
	16	16	15											
	18	—	17				40							
40	18	—	17			105			24					1,8

Таблица 3.8 – Муфты со срезным штифтом.

Размеры в миллиметрах



d	D_1	D_2	D_1	A	B	a	b	c	e	l
1,5 2	M16	5	10	22	16	10	12	11	5	8
3 4 5	M20	8	15	30	25	12	18	17	8	10
6 8 10	M30	12	25	50	45	22	28	26	19	16
13 16 20	M48	18	40	75	64	33	42	39	25	28

Вместо гладких штифтов можно применять штифты с проточкой. Они обладают более устойчивыми характеристиками и проще удаляются после разрушения, так как заусенцы не выступают за пределы диаметра штифта. Штифты изготавливают из сталей марок У8А, У10А, 40, 45, 50.

Наибольший разрушающий момент (Нм), передаваемый муфтой:

$$T_p = \frac{z\pi d^2}{10^3 k 4} \tau_{BCP} R; \quad (3.7)$$

диаметр штифта в месте разрушения:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^3 T_p k}{\pi z \tau_{BCP} R}},$$

где z — число штифтов;

R — радиус окружности расположения сечений среза штифтов;

k — коэффициент неравномерности распределения нагрузки

(при $z = 1, k = 1$, при $z = 2 \dots 3, k = 1, 2 \dots 1, 3$);

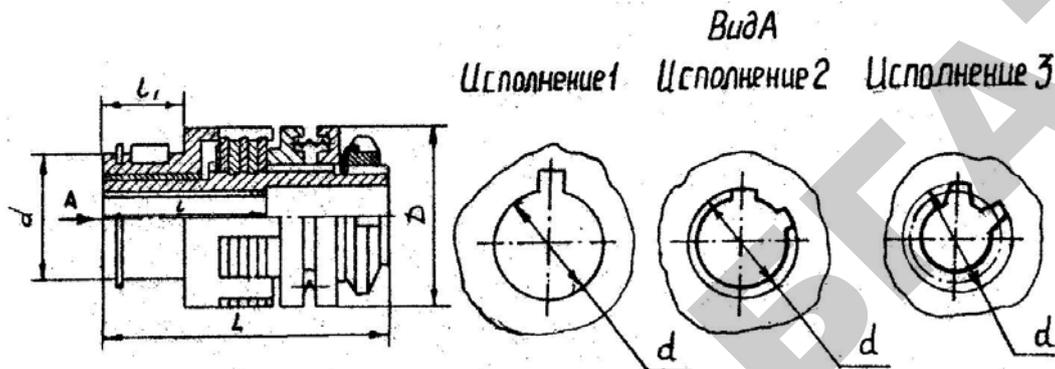
τ_{BCP} — предел прочности штифта на срез ($\tau_{BCP} = c \cdot \tau_B$, для гладких штифтов)

тов – $c = 0,7...0,8$, для штифтов с шейкой – $c = 0,9...1,0$).

Предохранительная фрикционная муфта (ГОСТ 15622–96) общемашиностроительного применения (таблица 3.9).

Таблица 3.9 – Предохранительная фрикционная муфта
(по ГОСТ 15622–96)

Размеры в миллиметрах



[T], Н·м	d (по Н7)	l ₁	b	h	t ₁	d ₁	D	L	n, мин ⁻¹	масса, кг
40	18; 20; 22	24	6	6,0	3,5	45	70	95	1500	1,20
63	20; 22; 25	28	8	7,0	4,0	55	85	120	1020	2,0
100	25; 28	32	10	8,0	5,0	65	95	125	1020	3,60
160	28; 32	36				70	100	150	780	3,80
250	32; 36; 40	42	12	9	5,5	90	120	160	600	5,00
400	40; 45	48	14				145	180	420	7,60

Примечание — Полумуфты изготавливают трех исполнений: 1 — с цилиндрическим посадочным отверстием и шпоночным пазом по ГОСТ 23360–78; 2 — со шлицевым посадочным отверстием, соответствующим соединению средней серии по ГОСТ 1139–80; 3 — эвольвентным шлицевым отверстием по ГОСТ 6033–80. Допускаемое отношение моментов сравнения $T_{\max}/T_{\text{ном}} \leq 1,3$.

Пример расчета нестандартной предохранительной фрикционной муфты

На практике часто ставится задача спроектировать и произвести расчет нестандартной предохранительной муфты. Рассмотрим на примере методику расчета такой муфты, расположенной на промежуточном валу редуктора, кинематическая схема которого приведена на рисунке 3.3, а.

По результатам предварительных расчетов конической зубчатой пары нам известны: момент передаваемый промежуточным валом $T_2 = 95$ Нм; диаметр вала $d_2 = 32$ мм; габариты, в которые должна вписываться фрикционная

муфта. Торец шестерни находится от оси вала колеса на расстоянии 68 мм.

1. Конструктивно принимаем расстояние от торца шестерни до корпуса муфты 5 мм, толщину корпуса муфты 12 мм (рисунок 3.3, б). Максимальный наружный диаметр дисков не более:

$$D_{\max} = 2(68 - 5 - 12) = 102 \text{ мм.}$$

Назначаем высоту шлиц дисков 5 мм, а зазор между шлицами и наружным диаметром внутренних дисков принимаем 1 мм. Тогда рабочий наружный диаметр дисков равен: $D = 102 - 2 \times 5 - 2 \times 1 = 90$ мм. Внутренний рабочий диаметр дисков определяем, ориентируясь на диаметр вала d_2 . На данном участке вала проектируем шлицы $DdZ = 32 \times 28 \times 6$. Предусматриваем зазор между наружным диаметром шлиц вала и внутренним диаметром шлиц дисков 0,5 мм. Тогда рабочий внутренний диаметр дисков равен: $D_1 = 32 + 2 \times 0,5 = 33$ мм.

Определяем расчетный вращающий момент, приняв коэффициент запаса сцепления $K = 1,45$:

$$T_p = KT = 1,45 \times 95 = 137,75 \text{ Нм.}$$

Выбираем в качестве материалов дисков закаленную сталь по закаленной стали, которая будет работать со смазкой. По таблице 3.10 определяем допускаемое давление $[P] = 0,6 \dots 0,8$ МПа и коэффициент трения $f = 0,06$. Учитывая примечания к таблице 3.10, назначаем:

$$[P] = 0,6 \text{ МПа; } f = 0,06; (V < 2,5 \text{ м/с, большое число дисков}).$$

Таблица 3.10 – Характеристика материала дисков

Материал	$[P]$, МПа	f
При смазке		
Закаленная сталь по закаленной стали	0,6...0,8	0,06
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,6...0,8	0,08
Текстолит по стали	0,4...0,6	0,12
Металлокерамика по закаленной стали	0,8	0,10
Без смазки		
Прессованный асбест или феррадо по стали или чугуну	0,2...0,3	0,3
Металлокерамика по закаленной стали	0,3	0,40
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,2...0,3	0,15
Примечание — Данные этой таблицы справедливы при средней скорости v до 2,5 м/с и числе переключений в час не более 100. При больших значениях вводятся поправки:		
1. при $v > 2,5$ м/с – на 30 %; при $v \approx 15$ м/с – на 35 %;		
2. при числе переключений в час более 100, $[P]$ снижают на 1 % на каждые дополнительные пять включений, но не более чем на 50 %.		
Нижние значения $[P]$ принимаются при большом числе дисков, верхние — при малом. Скорость определения по среднему диаметру: $V = \pi D_{\text{ср}} n / 60$.		

$$\text{Средний диаметр сил трения } D = \frac{D + D_1}{2} = \frac{90 + 33}{2} = 61,5 \text{ мм.}$$

Допускаемое осевое усилие

$$[F_a] = [P] \frac{\pi}{4} (D^2 - D_1^2) = 0,6 \frac{\pi}{4} (90^2 - 33^2) = 3330 \text{ Н.}$$

$$\text{Число пар трения } Z = \frac{2T_p}{f[F_a]D_{cp}} = \frac{2 \times 137,75 \times 10^3}{0,06 \times 3330 \times 61,5} = 22,42.$$

Предельно допустимое число дисков для смазываемых муфт $Z = 11$, следовательно, конструкция, предлагаемая на схеме к заданию (рисунок 3.3, а), не может быть реализована.

Рационально разместить цилиндрическую пару колес слева от конического колеса, а справа спроектировать муфту (рисунок 3.3, в).

2. Конструктивно принимаем $D = 128$ мм, $D_1 = 48$ мм;

$$D_{cp} = \frac{D + D_1}{2} = \frac{128 + 48}{2} = 88 \text{ мм;}$$

$$[F_a] = [P] \frac{\pi}{4} (D^2 - D_1^2) = 0,6 \frac{\pi}{4} (128^2 - 48^2) = 6805 \text{ Н;}$$

$$Z = \frac{2T_p}{f[F_a]D_{cp}} = \frac{2 \times 137,75 \times 10^3}{0,06 \times 6805 \times 88} = 7,67 \approx 8.$$

Число ведущих дисков $Z_1 = 0,5Z = 0,5 \times 8 = 4$.

Число ведомых дисков $Z_2 = Z_1 + 1 = 4 + 1 = 5$.

Толщину дисков назначаем 2 мм. Диск со шлицами центрируется по внутреннему диаметру и крепится болтами с резьбой М6 к коническому колесу (рисунок 3.3, з).

Необходимая сила нажатия F_a при 8 трудящихся поверхностях:

$$F_{a8} = \frac{2T_p}{fzD_{cp}} = \frac{2 \times 137,75 \times 10^3}{0,06 \times 8 \times 88} = 6522 \text{ Н.}$$

Расчет пружин. Условие прочности для пружины из проволоки круглого сечения имеет вид: $\tau_{\max} = k \frac{T}{W_p} = k \frac{8F_a D_0}{\pi d^3} = k \frac{8F_a C}{\pi d^3} \leq [\tau]$, (3.8)

где k — поправочный коэффициент, учитывающий влияние кривизны витков (таблица 3.11);

D_0 — средний диаметр витков пружины;

d — диаметр проволоки;

C — индекс пружины;

$[\tau]$ — допускаемое напряжение (таблица 3.12).

Пружины изготавливают из углеродистой пружинной стали и легированной пружинной стали.

Диаметр проволоки: углеродистой — от 0,14 мм и до 8 мм; легированной — от 0,5 мм до 14 мм принимается из ряда сортамента проволоки, мм: 0,14...1,0; 1,1; 1,2; 1,25; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 5,6; 6,0; 6,3; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0 и т. д.

Выбирая индекс пружины, следует придерживаться следующей рекомендации:

Диаметр проволоки, мм	до 2,5	3...5	6...12
Индекс пружины C	5...12	4...10	4...9

Таблица 3.11 – Значения поправочного коэффициента k при расчете пружин растяжения–сжатия с витками круглого сечения

C	4	5	6	8	10	12
k	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Таблица 3.12 – Разряды одножильных пружин из проволоки круглого сечения

Класс	Разряд	Вид	Сила, вызывающая максимальную деформацию пружины F , Н	Диаметр проволоки d , мм	Марка стали	Допускаемые напряжения при кручении $[\tau]$, МПа
1	1	Сжатия и растяжения	1...850	0.2...5	64, 70, 75, 65Г, 55ГС	0,3 σ_B
	2		1...800			
	3	Сжатия	140...6000	3...12	60СА, 65С2ВА	560
	4	Сжатия	280...9000	14...50	50ХФА, 70С3А	480
2	1	Сжатия и растяжения	1,5...1400	0.2...5	65, 70, 75, 65Г, 55ГС	0,5 σ_B
	2		1,25...1250			
	3		236...10000	3...12	60С2А, 65С2ВА, 65Г	960
	4	Сжатия	(4.5...100)10	14...50	60С20, 65Г, 60С2, 65С2ВА, 70С3А, 50ХФА	800
3	2	Сжатия	315...14000	3...12	60С2А, 65С2ВА	1350
	3		6000...14000	14...25	60С2А, 65С2ВА, 70С3А	1050

Таблица 3.13 – Пределы прочности стальной углеродистой пружинной проволоки

Предел прочности σ_b , МПа, не ниже, для классов	Диаметр проволоки d , мм										
	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
I	2650	2500	2200	2050	1850	1750	1700	1650	1500	1500	1450
II	2200	2050	1900	1800	1650	1650	1550	1550	1400	1400	1350

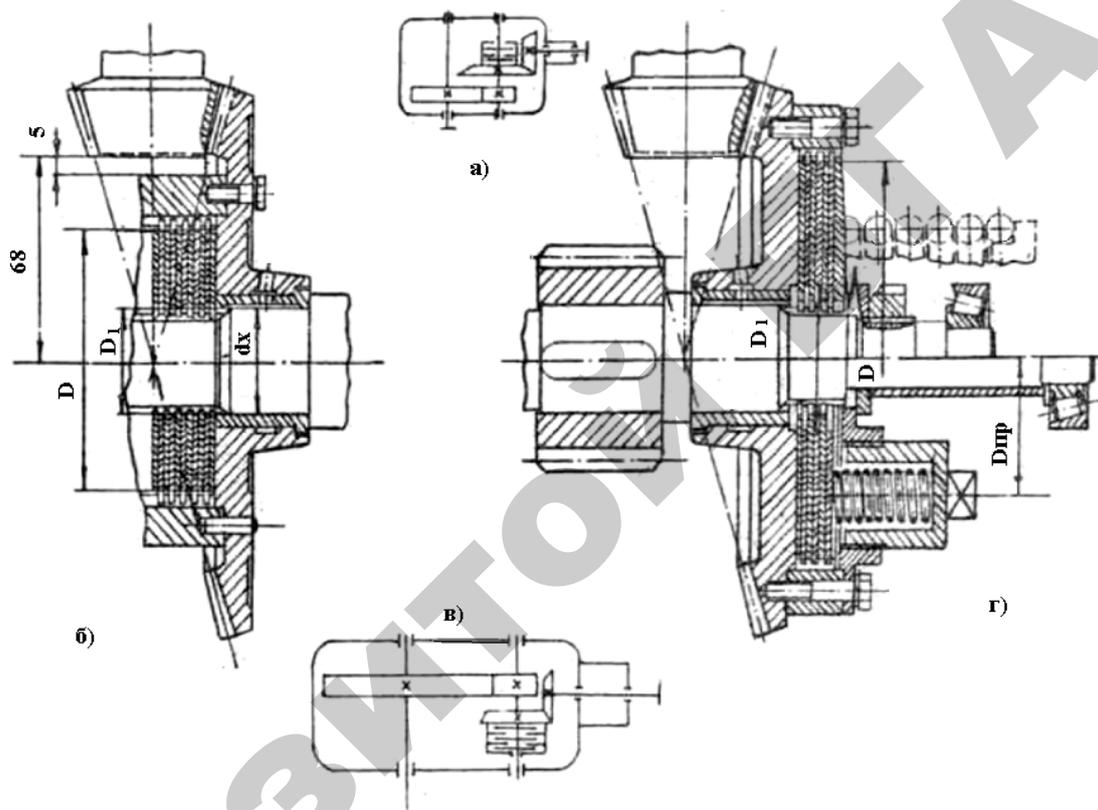


Рисунок 3.3 – Встроенная фрикционная дисковая предохранительная муфта

Пример расчета нестандартной центральной пружины

Согласно рекомендациям примем индекс пружины $C = 6$. Тогда согласно таблице 3.11 поправочный коэффициент $k = 1,24$. Для изготовления пружины 2 класса примем проволоку из легированной пружинной стали марки 65С2ВА, для которой $[\tau] = 960$ МПа (таблица 3.12).

Диаметр проволоки

$$d \geq \sqrt{\frac{8F_a k C}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{8 \times 6522 \times 1,24 \times 6}{\pi 960}} = 11,34 \text{ мм.}$$

Из ряда сортамента проволоки принимаем $d = 12$ мм. Тогда $D_0 = dC = 12 \times 6 = 72$ мм. Деформация пружины под действием силы F_a

$$\lambda = \frac{8F_a C^3 n_p}{Gd} = \frac{8 \times 6522 \times 6^3 \times 4}{8 \times 10^4 \times 12} = 46,96 \text{ мм},$$

где $G = 8 \times 10^4$ МПа — модуль сдвига для стали;

$n_p = 4$ — принятое число рабочих витков пружины.

Полное число витков пружины: $n_{\text{п}} = n_p + 2 = 4 + 2 = 6$.

Высота пружины при посадке витка на виток

$$H = (n_{\text{п}} - 0,5)d = (6 - 0,5)12 = 66 \text{ мм}.$$

Зазор между витками пружины в нагруженном состоянии

$$\delta = (0,1 \dots 0,25)d = 0,1 \times 12 = 1,2 \text{ мм}.$$

Шаг пружины в свободном состоянии

$$t_{\text{св}} = d + \frac{\lambda}{n_p} + \delta = 12 + \frac{46,96}{4} = 24,94 \text{ мм}.$$

Высота пружины в свободном состоянии

$$H_{\text{св}} = H + n_p (t_{\text{св}} - d) = 66 + 4(24,94 - 12) = 117,76 \text{ мм}.$$

Высота пружины в рабочем состоянии

$$H_p = H_{\text{св}} - \lambda = 117,76 - 46,96 = 70,8 \text{ мм}.$$

Угол подъема витков пружины

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t_{\text{св}}}{\pi D_0} = \frac{24,94}{\pi 72} = 0,1103; \alpha = 6^\circ 17'.$$

Длина заготовки проволоки для изготовления пружины

$$L = \frac{\pi D_0 n_{\text{п}}}{\cos \alpha} = \frac{\pi \times 72 \times 6}{\cos 6^\circ 17'} = 1367 \text{ мм}.$$

Расчет пакета цилиндрических пружин

По конструктивным соображениям наружный диаметр пружины $D \leq 30$ мм.

Длина окружности опорной поверхности пружин по среднему диаметру сил трения:

$$S = \pi D_{\text{ср}} = \pi 88 = 276 \text{ мм}.$$

Наибольший диаметр стакана для пружины назначаем конструктивно $d_{\text{ст}} = 40$ мм.

Таким образом, на муфте по диаметру равнодействующей сил трения, можно поместить не более

$$i = \frac{S}{d_{\text{cm}} + 5} = \frac{276}{40 + 5} = 6,13 \text{ пружин.}$$

Принимаем $i = 6$ пружин.

Тогда усилие F_a , которое должно развиваться одной пружиной,

$$F_a = 6522/6 = 1087 \text{ Н.}$$

По ГОСТ 13768–86 (таблица 3,14) назначим пружину $N 127$, у которой диаметр проволоки $d = 5,5$ мм, наружный диаметр пружины $D = 30$ мм, жесткость одного витка $Z = 622,4$ Н/мм, наибольший прогиб одного витка $f = 1,799$ мм, сила пружины при максимальной деформации $F = 1120$ Н. Определяем максимальное значение силы сжатия пружины:

$$F = \frac{F_a}{1 - \delta} = \frac{1087}{(1 - 0,05):(1 - 0,25)} = 1144:1449 \text{ Н,}$$

где $\delta = 0,05 \dots 0,25$ – относительный инерционный зазор пружины сжатия 1-го и 2-го классов. Принимаем силу предварительного сжатия пружины $F_1 = 0,25$; $F_a = 0,25 \times 1087 = 272$ Н.

Рабочую деформацию пружины принимаем предварительно

$$\lambda = 0,5D = 0,5 \times 30 = 15 \text{ мм.}$$

Тогда жесткость пружины $Z_1 = \frac{F_a - F_1}{\lambda} = \frac{1087 - 272}{15} = 54,3$ Н/мм.

Число рабочих витков пружины $n = \frac{Z}{Z_1} = \frac{622,4}{54,3} = 11,46$.

Принимаем $n = 12$ витков.

Уточняем жесткость пружины $Z_1 = \frac{Z}{n} = \frac{622,4}{12} = 51,87$ Н/мм.

Назначаем 2 нерабочих витка. Тогда полное число витков:

$$n_1 = n + 2 = 12 + 2 = 14.$$

Средний диаметр пружины

$$D_1 = D - d = 30 - 5,5 = 24,5 \text{ мм.}$$

Рабочая деформация под действием силы F_a

$$\lambda_2 = \frac{F_a}{Z_1} = \frac{1087}{51,87} = 20,97 \text{ мм.}$$

Максимальная деформация (при посадке витка на виток)

$$\lambda_3 = \frac{F}{Z_1} = \frac{1120}{51,87} = 21,59 \text{ мм.}$$

Предварительная деформация пружины

$$\lambda_1 = \frac{F_1}{Z_1} = \frac{272}{51,87} = 5,24 \text{ мм.}$$

Высота пружины при посадке витка на виток

$$H = (n_1 - 0,5)d = (14 - 0,5) \times 5,5 = 74,25 \text{ мм.}$$

Высота пружины в незагруженном состоянии

$$H_3 = H + \lambda_3 = 74,25 + 21,59 = 95,84 \text{ мм.}$$

Высота пружины в рабочем положении

$$H_0 = H_3 + \lambda_2 = 95,84 - 20,97 = 74,87 \text{ мм.}$$

Шаг пружины $t = f + d = 1,799 + 5,5 = 7,299 \text{ мм.}$

Расчет тарельчатой центральной пружины

Конструктивно принимаем диаметр отверстия пружины $d = d_B = 32 \text{ мм}$, наружный диаметр — $D = 2$, $R_{cp} = 2 \times 44 = 88 \text{ мм}$. Требуемая осевая сила

$$F_a = 6522 \text{ Н.}$$

По ГОСТ 3057–90 (таблица 3.15) подбираем тарельчатую пружину большой жесткости с наружным диаметром $D = 65 \text{ мм}$, внутренним диаметром $d = 32 \text{ мм}$, развивающую при прогибе одного диска, равным $f_2 = 0,8 \times f_m = 0,8 \times 1,5 = 1,2 \text{ мм}$, усилие $F_2 = 11000 \text{ Н}$. Определим необходимый относительный прогиб пружины

$$\gamma_n = \gamma \frac{F_a}{F_2} = 0,8 \frac{6522}{11000} = 0,47.$$

Примем ход пружины при затяжке $h = 4...5 \text{ мм}$.

$$\text{Необходимое число пружин } n = \frac{h}{\gamma_n f_m} = \frac{4...5}{0,47 \times 1,5} = 5,67...7,09.$$

Принимаем $n = 6 \text{ шт.}$ Общая высота 6-ти пружин до затяжки

$$H_0 = nh_0 = 6 \times 4,5 = 27 \text{ мм.}$$

Высота пакета пружин в рабочем состоянии:

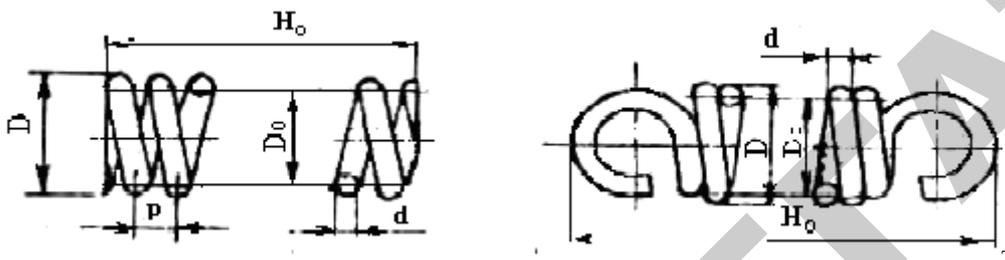
$$H_p = H_0 - h_p = 27 - 4,23 = 22,77 \text{ мм,}$$

где $h_p = n\gamma_n f_m = 6 \times 0,47 \times 1,5 = 4,23 \text{ мм}$ (рабочая осадка пакета пружин).

По результатам проведенных расчетов назначаем пружину, которая более всего подходит для данной конструкции. Наименьшие габариты предохранительной муфты дает конструкция с центральной тарельчатой пружиной,

которую и следует предпочесть остальным. Окончательно принимаем тарельчатую пружину из 6-ти дисков типа *H*-статического действия с размерами $D = 65$ мм; $d = 32$ мм; $S = 3$ мм; $f = 1,5$ мм – НС 65 × 32 × 3 × 1,5 по ГОСТ 3057–90.

Таблица 3.14 – Пружины сжатия и растяжения 1 класса разряда 3 (ГОСТ 13768–86)



Номер пружины	Сила F пружины при максимальной деформации	Диаметр, мм		Жесткость z одного витка, кгс/мм	Набольший прогиб одного витка f , мм
		Проволоки, d	Наружный D пружины		
1	2	3	4	5	6
1	14,0	3,0	40	1,600	8,750
2	15,0		38	1,888	7,945
3	16,0		36	2,254	7,098
4	17,0		34	2,722	6,245
5	18,0		32	3,318	5,425
6	19,0	3,0	30	4,115	4,617
7		3,5	45	2,098	9,056
8	20,0	3,0	28	5,184	3,858
9		3,5	42	2,630	7,604
10		3,0	26	6,657	3,185
11	21,2	3,5	40	3,085	6,872
12		3,0	25	7,607	2,945
13	22,4	3,5	38	3,651	6,135
14		3,0	24	8,746	2,698
15	23,6	3,5	36	4,371	5,399
16		3,0	22	11,830	2,113
17	25,0	3,5	34	5,289	4,727

Продолжение таблицы 3.14

1	2	3	4	5	6
18		4,0	52	2,315	10,800
20	26,5	3,5	32	6,482	4,088
21		4,0	50	2,630	10,080
22	28,0	3,0	20	16,460	1,701
23		3,5	30	8,064	3,473
24		4,0	48	3,005	9,318
26	30,0	3,5	28	10,200	2,941
27		4,0	45	3,714	8,078
28		3,0	18	24,000	1,312
29		3,5	26	13,170	2,392
30	31,5	4,0	42	4,665	6,752
31		4,5	60	2,401	13,120
33	33,5	3,5	25	15,120	2,216
34		4,0	40	5,487	6,105
35		4,5	55	3,184	10,520
36	35,5	3,0	16	36,870	0,963
37		3,5	24	17,390	2,041
38		4,0	38	6,515	5,449
39		4,5	52	3,826	9,278
40	37,5	3,0	15	46,880	0,800
41		3,5	22	23,700	1,582
42		4,0	36	7,812	4,800
43	37,5	4,5	40	4,354	8,613
44		5,0	65	2,894	12,960
46	40,0	4,0	34	9,481	4,219
47		4,5	48	4,977	8,037
48		5,0	63	3,203	12,490
49	42,5	3,5	20	33,410	1,272
50		4,0	32	11,660	3,644

Продолжение таблицы 3.14

1	2	3	4	5	6
51	42,5	4,5	45	6,173	6,885
52		5,0	60	3,756	11,320
54	45,0	4,0	30	14,570	3,088
55		4,5	42	7,776	5,788
56		5,0	55	5,000	9,000
57		5,5	75	2,726	16,510
58		47,5	3,5	18	49,220
59	4,0		28	18,520	2,565
60	4,5		40	9,165	5,183
61	5,0		52	6,020	7,890
62	5,5		70	3,410	13,930
64	50,0		4,0	26	24,040
65		4,5	38	10,930	4,575
66		5,0	50	6,859	7,250
67		5,5	65	4,344	11,510
68	53,0	4,0	25	27,640	1,917
69		4,5	36	13,120	4,040
70		5,0	48	7,860	6,743
71		5,5	63	4,814	11,010
72	56,0	4,0	24	32,000	1,750
73		4,5	34	15,970	3,506
74		5,0	45	9,766	5,734
75		5,5	60	5,653	9,908
76		6,0	80	3,201	17,490
77	60,0	4,0	22	43,900	1,367
78		4,5	32	19,730	3,041
79		5,0	42	12,340	4,862
80		5,5	55	7,544	7,953
81		6,0	75	3,945	15,210
83	63,0	4,5	30	24,690	2,552

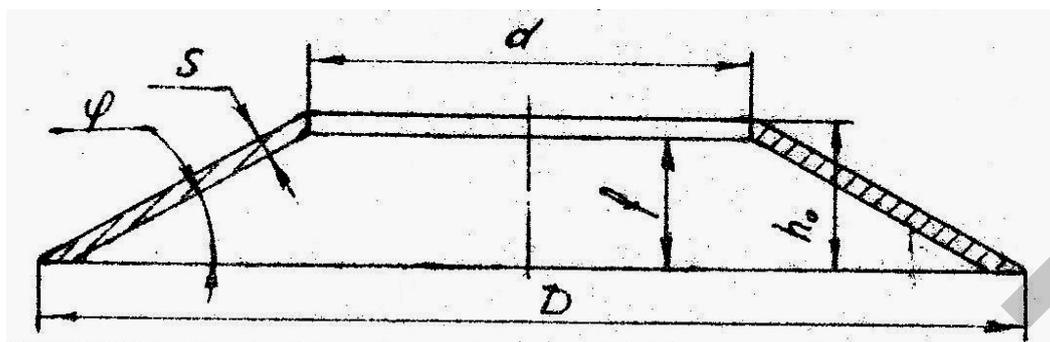
Продолжение таблицы 3.14

1	2	3	4	5	6
84	63,0	5,0	40	14,580	4,321
85		5,5	52	9,103	6,921
86		6,0	70	4,939	12,700
87	67,0	4,0	20	62,500	1,072
88		4,5	28	31,640	2,118
89		5,0	38	17,390	3,852
90		5,5	50	10,380	6,455
91		6,0	65	6,310	10,620
92	71,0	4,5	26	41,260	1,721
93		5,0	36	20,980	3,384
94		5,5	48	11,920	5,956
95		6,0	63	7,000	10,140
96	75,0	4,5	25	47,600	1,576
97		5,0	34	25,630	2,926
98		5,5	45	14,850	5,050
99		6,0	60	8,230	9,113
100	80,0	4,5	24	55,300	1,447
101		5,0	32	31,750	2,520
102		5,5	42	18,820	4,362
103		6,0	55	11,000	7,273
104		7,0	90	4,196	19,060
106	85,0	5,0	30	40,000	2,125
107		5,5	40	22,280	3,815
108		6,0	52	13,300	6,391
109		7,0	85	5,063	16,790
110	90,0	5,0	28	51,370	1,752
111		5,5	38	26,660	3,376
112	90,0	6,0	50	15,240	5,906
113		7,0	80	6,170	14,590
114	95,0	5,0	26	67,480	1,408

Продолжение таблицы 3.14					
1	2	3	4	5	6
115	95,0	5,5	36	32,260	2,945
116		6,0	48	17,490	5,432
117		7,0	75	7,636	12,440
118	100	5,0	25	78,120	1,280
119		5,5	34	39,520	2,530
120		6,0	45	21,850	4,577
121		7,0	70	9,602	10,410
122		8,0	105	4,494	22,250
123	106	5,5	32	49,180	2,155
124		6,0	42	27,780	3,816
125		7,0	65	12,330	8,597
126		8,0	100	5,260	20,150
127	112	5,5	30	62,240	1,799
128		6,0	40	32,970	3,397
129		7,0	63	13,670	8,193
130		8,0	95	6,220	18,010
131	118	5,5	28	80,330	1,469
132		6,0	68	39,620	2,978
133	118	7,0	60	16,140	7,311
134		8,0	90	7,429	15,880
135	125	6,0	36	48,000	2,804
136		7,0	55	21,680	5,766
137		8,0	85	8,972	13,93
138		9,0	120	4,798	26,050

Примечания.
1. ГОСТ 13768–86 предусматривает также пружины из проволоки $d = 9...12$ мм, а в пределах таблицы – другие d и D и, соответственно, номера пружин F_3 , z_1 и f_3 .
2. При переходе к размерности H (для F_3) и $H/\text{мм}$ (для z_1) данные таблицы необходимо увеличить в 10 раз.

Таблица 3.15 – Тарельчатые пружины (ГОСТ 3057–90)



D	d	s	f_m	h_0	Усилие при прогибе, кгс		
					$f = f_m$	$f = 0,8f_m$	$f_2 = 0,65f_m$
мм					F_m	F_2	
1	2	3	4	5	6	7	8
Пружины большой жесткости							
23	12	1,5	0,8	2,3	500	410	350
30	15		0,6	2,6	830	670	550
32	10		0,9	2,9	910	750	610
		2,0					
35			0,8	2,8	900	720	600
	20		1,0	3,0	730	620	520
			0,8	3,3	1500	1200	990
		2,5					
	25			3,5	1250	1000	840
45			1,0				
		3,0		4,0	2200	1750	1450
	20	2,2	1,3	3,5	730	610	510
1	2	3	4	5	6	7	8
50							
	30		1,0	4,0	1850	1500	1250
		3,0					
	24		1,4	4,4	1700	1400	1150
55							
	25				1050	900	760
		2,5	1,5	4,0			
	20				830	700	580
	26	3,8	1,4	5,2	2900	2300	1900
60							
	30	3,0		4,5	1700	1400	1150
		3,5		5,0	2600	2100	1750
			1,5				

Продолжение таблицы 3.15							
1	2	3	4	5	6	7	8
	32	3,0		4,5	1400	1100	950
65	35	3,5		5,0	2300	1900	1550
	26	5,0	1,1	6,1	3500	2800	2300
1	2	3	4	5	6	7	8
	28	3,8	1,8	5,6	2600	2100	1750
70							
	40	4,0		5,5	3100	2500	2100
			1,5				
	28	5,0		6,5	3700	2900	2400
	32	7,0	1,0	8,0	6900	5500	4500
	36	3,7	2,0	5,7	2100	1750	1500
80	40	4,0		6,0	2800	2300	1950
	50	5,0	1,5	6,5	5100	4100	3400
	25	5,0	2,0	7,0	3800	3100	2500
	32	4,0	2,3	6,3	2300	1900	1600
	40	4,5	2,5		3800	3100	2600
90				7,0			
		5,0					
	50		2,0		4800	3900	3200
		6,0		8,0	8300	6700	5500
	36	4,8	2,5	7,3	3500	2800	2400
	40	6,0	2,2	8,2	6100	4900	4100
100		50		7,5	4500	3600	3000
	50		2,5				
		6,0		6,5	7600	6200	5200
	60	7,2	2,0	9,0	11500	9200	7500
Пружины малой жесткости							
30		1,0		2,0	170	150	140
1	2	3	4	5	6	7	8
	15		1,0				
35		1,5		2,5	380	330	280
40	20	1,0	1,5		140	140	130
45	25	1,5	3,5	3,0	400	350	320
	20	2,0		3,5	630	530	460
50							
		1,5	1,5	3,0	300	260	240
	25			3,5	550	480	410
55		2,0					

Окончание таблицы 3.15							
1	2	3	4	5	6	7	8
				4,0	590	530	480
60		1,5	2,0	3,5	270	270	250
65		2,5			1020	860	760
	30			4,5			
		2,0	2,5		540	510	480
70							
		3,0	2,0	5,0	1450	1250	
							1050
			2,5	5,5	1400	1200	
	35						
80							
		2,0		5,0	550	550	530
1	2	3	4	5	6	7	8
	40		3,0				
90		4,0		7,0	2450	2100	1850
100	50	2,5	3,5	6,0	780	740	740

Примечания.

- По ГОСТ 3057–90 стандартизованы пружины с наружным диаметром до $D = 300$ мм.
- Усилие F_2 при прогибе $f_2 = 0,8f$ является предельным рабочим для пружин С и испытательным для пружин Д и М при динамических испытаниях.
- Усилие F_2 при прогибе $f_2 = 0,65f$ является предельным рабочим для пружин Д и М и обычным рабочим для пружин С.
- При переходе к размерности в H данные для F увеличить приблизительно в 10 раз.

С, Д, М – по условиям работы: пружины статического, динамического и многократного действия.

ГЛАВА 4

ОФОРМЛЕНИЕ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ ПРИ КУРСОВОМ И ДИПЛОМНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

4.1. Компоновочная схема привода

Выбранный электродвигатель и муфта, спроектированный редуктор и открытая передача, если их рассматривать отдельно, не дают ясного представления о том, что же в конечном итоге получилось. Для уяснения результатов проектирования отдельных изделий нужно их упрощенно (в одном масштабе) изобразить вместе, на одном листе в виде компоновочной схемы. При этом очевидными становятся соизмеримость сборочных единиц и эстетическое состояние спроектированного привода. Оценка его с таких позиций может вызвать пересмотр ранее принятых решений. Например, если редуктор 3 (рисунок 4.1, а), который через соединительную муфту 2 принимает момент вращения от электродвигателя 1, в несколько раз меньше последнего, то такой привод не отвечает нормам технической эстетики. В этом случае необходимо проанализировать решение задачи в плане изменения габаритов редуктора (за счет использования других материалов зубчатых колес, их термической обработки, а также других факторов, определяющих габариты). Если увеличивать размеры редуктора нецелесообразно, то следует применить электродвигатель, выполненный с лапами и фланцем, чтобы узел 4 крепить к фланцу электродвигателя 1 (рисунок 4.1, б).

При этом обязательно рассчитывают прочность крепления узла 4 к фланцу электродвигателя и самого электродвигателя к основанию (раме).

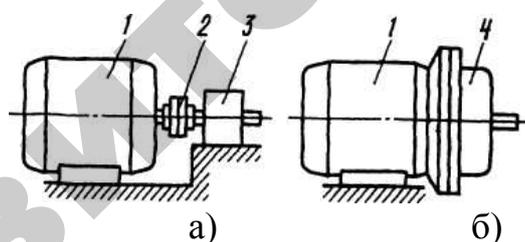


Рисунок 4.1 – К выбору рациональной компоновочной схемы привода

При размещении двух узлов на основании (рисунок 4.2) выясняют, нельзя ли расположить базовые поверхности основания в одной плоскости.

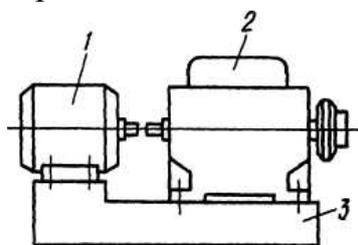


Рисунок 4.2 – Размещение электродвигателя и редуктора на раме

Такое расположение упрощает конструкцию основания и удешевляет

его изготовление. Иногда путем некоторых конструктивных приемов удается добиться расположения опорных поверхностей двигателя и редуктора в одной плоскости. Если высоты центров электродвигателя 1 и редуктора 2 (рисунок 4.2) имеют значительную разницу, то основание 3 следует выполнять ступенчатым. Основным критерием работоспособности и надежности оснований является жесткость и срок службы. Исходя из технологических возможностей и вида производства, основания выполняют литыми из чугуна или сварными из стальных профилированных элементов (швеллер, двутавр, уголок и т.п.). Большие перспективы (главным образом в тяжелом машиностроении) имеют сварно-литые конструкции, так как они значительно упрощают отливки.

Окончательную принятую компоновку привода оформляют в виде чертежа общего вида, выполняемого в соответствии с требованиями ЕСКД в масштабе уменьшения (М 1:2,5; М 1:4; М 1:5) с числом проекций, обеспечивающих четкость представления компоновки сборочных единиц привода. На чертеже проставляют габаритные размеры привода, присоединительные монтажные размеры (размеры опорных поверхностей, диаметры и координаты крепежных отверстий, расстояние между осями сборочных единиц и др.); указывают технические требования к точности монтажа изделий; техническую характеристику привода. На полках линий-выносок указывают номера позиций сборочных единиц и основных деталей изделия.

4.2. Оформление конструкторской документации при курсовом и дипломном проектировании

Курсовой и дипломный проекты, выполняемые студентом в процессе разработки машин и механизмов, представляют собой совокупность документов: графических (чертежей, схем) и текстовых (спецификаций, ведомостей, расчетов, пояснительной записки и т.п.).

Правила и порядок разработки, оформления и обращения этих документов установлены комплексом стандартов ЕСКД.

4.2.1. Содержание и оформление пояснительной записки

Пояснительная записка (ПЗ) оформляется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.106–96 как конструкторский документ, содержащий описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия, обоснование принятых при его разработке технических и технико-экономических решений, расчеты дета-

лей на прочность, жесткость и работоспособность, расчеты посадок сопряженных деталей, допусков.

В пояснительную записку должны быть включены:

- титульный лист;
- задание на проектирование;
- ведомость проекта;
- реферат;
- содержание;
- введение;
- основная часть;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложения.

Титульный лист является первой страницей пояснительной записки. Выполняется чертежным шрифтом или машинописным способом на компьютере или печатной машинке. Рамка, основная надпись и номер страницы на титульном листе не проставляются.

Задание на курсовой проект оформляется на бланках установленной формы, аккуратно, рукописным или машинописным способами.

В задании указывают:

- факультет, курс, группу, фамилию, имя и отчество студента;
- тему проекта;
- исходные данные для разработки проекта;
- вопросы, подлежащие разработке в проекте и примерный их объем;
- дату выдачи задания;
- срок защиты проекта.

В конце задания должны быть проставлены подписи студента, принявшего задание, и руководителя с указанием даты подписания. Задание оформляет руководитель проекта. Дополнительно к заданию студенту выдается график выполнения основных этапов проектирования в соответствии с учебным планом специальности.

Ведомость курсового проекта (перечень разработанной документации проекта) составляют по ГОСТ 2.104–2006.

В ведомость курсового проекта записываются все конструкторские документы. Запись документов производится только по одному разделу «Документация». Документы в ведомости проекта следует записывать в последовательности, установленной ГОСТ 2.106–96 на порядок заполне-

ния ведомостей.

Графы ведомости проекта заполняют следующим образом:

а) в графе «Формат» указывают формат, на котором выполнен документ. Если документ выполнен на нескольких форматах различных размеров, то в этой графе ставится знак (*), а в графе «Примечание» перечисляют все форматы в порядке их увеличения;

б) в графе «Обозначение» указывают шифр (обозначение) документа;

в) в графе «Наименование» указывают наименование документа в соответствии с основной надписью;

г) в графе «Кол. листов» указывают количество листов, на которых выполнен данный документ;

д) в графе «№ экз.» указывают номер экземпляра копии данного документа;

е) в графе «Примечание» указывают дополнительные сведения.

Основная надпись заглавного листа ведомости должна соответствовать форме 2, а последующих листов — форме 2а в соответствии с ГОСТ 2.104–2006. При этом графа 5 не заполняется, если ведомость выполнена на одном листе. В этом случае в графе 8 ставят цифру «1». Если же ведомость выполнена на двух и более листах, то в графе 5 ставят цифру «1», а в графе 8 — общее количество листов, на которых выполнена ведомость курсового проекта.

Заполненную ведомость располагают в пояснительной записке после задания на проектирование (перед рефератом). При этом номер страницы ведомости проекта в сквозной нумерации страниц ПЗ не проставляется, но учитывается в ней.

Реферат — краткое содержание проекта. Реферат курсового проекта составляется в соответствии с ГОСТ 7.90–2007 «Реферат и аннотация». Текст оформляется без основной надписи. Номер листа на реферате не проставляется.

Заголовок «Реферат» пишется на отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы высотой 5–7 мм. Расстояние от заголовка до текста должно быть не менее 10 мм.

Реферат начинается с указания объема проекта, количества иллюстраций и таблиц, количества использованных литературных источников. Сведения об общем количестве иллюстраций дополняются данными об их характере (схемы, чертежи, графики, фотографии и т. д.), которые конкретизируют структуру представленного в записке материала.

Затем располагают ключевые слова и основное содержание материала,

которое должно отражать цель проекта, методы разработки, полученные результаты, степень внедрения, основные показатели.

Объем реферата не должен превышать 2000 знаков (не более 1 страницы).

Содержание пояснительной записки предназначено для облегчения поиска необходимых материалов в записке при ее чтении. Оно располагается за рефератом и должно включать весь перечень заголовков разделов и подразделов записки, начиная с введения и заканчивая приложением, с указанием номера страницы (листа), где начинается этот раздел или подраздел. При этом заголовки разделов и подразделов должны быть написаны в соответствии с требованиями, предъявляемыми к оформлению заголовков основной части записки. Слово «Содержание» является заголовком.

Первый лист содержания должен иметь на поле рамки основную надпись по форме 2 (ГОСТ 2.104–2006), последующие листы содержания и текста записки оформляются основной надписью по форме 2а.

В графе 1 основной надписи формы 2 полностью записывают тему проекта, в графе 2 — шифр пояснительной записки.

Назначение **введения** — оценка современного состояния решаемой инженерной задачи и обоснование необходимости выполнения расчетов.

Слово «Введение» пишется в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы высотой 5–7 мм.

Текст основной части пояснительной записки при необходимости разделяют на разделы, подразделы, номенклатура и последовательность изложения которых зависят от типа и особенностей темы проекта.

Каждый раздел ПЗ необходимо начинать с нового листа. Наименования разделов и подразделов должны быть краткими. Наименования разделов записывают в виде заголовков симметрично тексту прописными буквами. Наименования подразделов записывают в виде заголовков с абзаца строчными буквами, кроме первой прописной. Абзацы в тексте начинаются отступом (15–17 мм). Переносы слов в заголовках не допускаются. Точку в конце заголовка не ставят. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой. Подчеркивать заголовки не допускается.

Расстояние между заголовками раздела и подраздела, между заголовками подраздела и первой строкой первого пункта данного подраздела, при выполнении машинописным способом должно быть равно 2 интервала, при выполнении рукописным способом — 10 мм. Расстояние между последней строкой текста подраздела, пункта или подпункта предыдущего раздела и заголовком следующего подраздела — 3 интервала (15 мм).

Расстояние между строками рукописного текста — 10 мм. Расстояние от рамки до границ текста рекомендуется оставлять: в начале строк — не менее 5 мм, в конце строк — не менее 3 мм.

Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней внутренней рамки листа должно быть не менее 10 мм.

Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всей ПЗ. Обозначение дается арабскими цифрами (1, 2, 3 и т. д.). Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номера подразделов состоят из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точка не ставится (2.1, 2.2, 2.3 и т. д.). Разделы (как и подразделы) могут состоять из одного или нескольких пунктов. Если раздел не имеет подразделов, то нумерация пунктов в нем должна быть в пределах каждого раздела, и номер пункта должен состоять из номеров раздела и пункта, разделенных точкой. В конце номера пункта точка не ставится (1.1, 1.2 и т. д.).

Если раздел имеет подразделы, то нумерация пунктов в нем должна быть в пределах подраздела, и номер пункта должен состоять из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точками (3.1.1, 3.1.2 и т. д.).

Если раздел или подраздел состоит из одного пункта, то он также нумеруется.

Если текст ПЗ подразделяется на пункты, они нумеруются порядковыми номерами в пределах ПЗ арабскими цифрами (1.2, 1.3 и т. д.).

Пункты при необходимости могут быть разбиты на подпункты, которые должны иметь порядковую нумерацию в пределах каждого пункта (4.2.1.1, 4.2.1.2, 4.2.1.3 и т. д.).

Согласно ГОСТ 2.105–95 перед каждой позицией перечисления следует ставить дефис или (при необходимости ссылки в тексте на одно из перечислений) строчную букву, после которой ставится скобка. Для дальнейшей детализации перечислений необходимо использовать арабские цифры, после которых ставится скобка, а запись производится с абзацного отступа, как показано в примере.

Пример.

- а) _____
- б) _____
- 1) _____
- 2) _____
- в) _____

Каждый подраздел, пункт, подпункт и перечисление записываются с абзаца.

Изложение текста пояснительной записки

При изложении обязательных требований в тексте ПЗ должны применяться слова «должен», «следует», «необходимо» и производные от них.

В тексте ПЗ должны применяться научно-технические термины, обозначения и определения, установленные соответствующими стандартами, а при их отсутствии — общепринятые в научно-технической литературе.

Если в тексте принята специфическая терминология, то в конце его (перед списком литературы) должен быть приведен перечень принятых терминов с соответствующими разъяснениями. Перечень в этом случае включают в содержание.

В тексте ПЗ не допускаются:

а) применять для одного и того же понятия различные научно-технические термины, близкие по смыслу (синонимы), а также иностранные слова и термины при наличии равнозначных слов и терминов на русском языке;

б) сокращать обозначения единиц физических величин, если они употребляются без цифр, за исключением единиц физических величин в головках и боковиках таблиц и в расшифровках буквенных обозначений, входящих в формулы;

в) применять сокращения слов, кроме установленных правилами русской орфографии, пунктуации, а также соответствующими государственными стандартами (сокращениями, общепринятыми в русском языке по ГОСТ 2.316–68);

г) использовать в тексте математический знак минус (–) перед отрицательными значениями величин. Вместо знака минус (–) следует писать слово «минус»;

д) употреблять без числовых значений математические знаки, например (\leq), (\geq), ($=$), (\neq), а так же знаки № (номер), % (процент);

е) применять индексы стандартов (ГОСТ, СТБ, ТКП, СТП) без регистрационного номера.

Если в тексте приводятся поясняющие надписи, наносимые непосредственно на изготавливаемое изделие (например, на планки, таблички к элементам управления и т. п.), то их выделяют шрифтом (без кавычек), например, ВКЛ., ОТКЛ., или кавычками (если надпись состоит из цифр и (или) знаков).

Условные буквенные обозначения величин, а также условные графические обозначения должны соответствовать требованиям, установленным государственными стандартами. В тексте перед обозначениями параметра дают

его пояснение, например: «Временное сопротивление разрыву Р».

Числа с размерностью следует писать цифрами, а без размерности и единиц счета от единицы до девяти — словами, например, «зазор – не более 2 мм»; «Катушку пропитать два раза».

Единица физической величины одного и того же параметра в пределах текста должна быть постоянной. Если в тексте приводится ряд числовых значений, выраженных в одной и той же единице физической величины, то ее указывают после последнего числового значения, например: 1,5; 1,75; 2 м.

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими государственными стандартами. Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснены ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

Пример – Окружную скорость V , м/с, вычисляют по формуле:

$$V = \frac{w_1 d_1}{2 \times 1000}, \quad (4.1)$$

где w_1 – угловая скорость шестерни, рад/с;

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм;

1000 – числовой коэффициент для выражения диаметра шестерни (м).

Формулы (за исключением формул, помещаемых в приложении) должны нумероваться сквозной нумерацией арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа в круглых скобках. Одну формулу обозначают – (1).

Формулы, помещаемые в приложениях, должны нумероваться отдельной нумерацией арабскими цифрами в пределах каждого приложения с добавлением перед каждой цифрой обозначения приложения, например, (B.1).

Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, которые разделены точкой, например, (4.1).

Для описания различных математических действий рекомендуется использовать следующие модели выражений, например: «Подставив в уравнение ..., получаем ...»; «Исходя из предельных значений ... рассчитываются ...»; «При ... отношение принимает вид ...»; «Указанным требованиям удовлетворяет ...»; «Учитывая эти допущения ... по формуле ..., где ...» и т. д.

В сложных аргументированных предложениях следует использовать следующие союзы и союзные слова: вместо того, чтобы; ввиду того, что; бла-

годаря тому, что; оттого, что; вследствие того, что; после того, как; в то время, как; несмотря на то, что; тогда когда; между тем, как, так как и др.

При написании формул следует соблюдать пунктуацию и орфографию математического предложения.

В формулах точка как знак умножения перед буквенным символом, после скобки и перед скобкой не ставится. Например,

$$A = Sa(pv + kv)(V_{окр} + V_n).$$

Только в том случае, когда неясно, к какому знаку математического действия или функции относится данный символ, делается исключение.

Знак умножения ставится между дробями, перед цифрами и для отделения сомножителей от выражений, относящихся к знакам логарифма, интеграла, радикала и т.п.

Например, $\frac{dz\beta}{dt} - \frac{dz\beta}{dt} \cdot \frac{V_\beta}{Z_\beta}; Z = \frac{V_n P_r \cdot 736}{Z_\beta}$.

Переносить формулу на следующую строку можно на знаках равенства, умножения, сложения, вычитания и знаках соотношения ($>$, $<$, \leq , \geq). Знак, на котором делается перенос формулы, пишут дважды — в конце первой и в начале следующей строки. На знаке деления переносы делать нельзя.

Математические формулы могут быть расположены внутри текста и отдельными строками. Внутри текста обычно вписывают нумерованные, несложные и недробные формулы. В отдельную строку помещают все нумерованные формулы, формулы, сопровождающиеся экспликацией, т. е. объяснениями употребленных символов, а также формулы, имеющие самостоятельное значение.

Знаки препинания в формулах ставят по смыслу, непосредственно за формулой. Если системой уравнения заканчивается предложение или вслед за ней приводится экспликация, то уравнения в таких системах следует отделять друг от друга точкой с запятой, а в конце последнего уравнения следует ставить точку или запятую, например:

$$\begin{aligned} \sum R_x &= N_2 \sin \gamma - F_1 - F_2 \cos \gamma = 0; \\ \sum R_y &= N_1 - N_2 \sin \gamma - F_2 \cos \gamma = 0; \\ \sum M_0(R) &= N_2 a - F_2 b. \end{aligned} \quad (4.2)$$

В экспликацию (расшифровку) приведенных в формуле буквенных обозначений величин следует, как правило, включать все обозначения, помещенные как в левой, так и в правой части формулы. Последовательность расшифровки буквенных обозначений величин должна соответствовать последова-

тельности расположения этих обозначений в формуле. Если правая часть формулы представляет собой дробь, то вначале поясняются обозначения величин, помещенных в числителе, а затем – в знаменателе.

Обозначение единицы физической величины в математическую формулу следует помещать только после подстановки в формулу числовых значений величин и затем после промежуточных и конечного результатов вычисления. Например,

$$V_p = \frac{i \cdot 1_{cp}}{1000T_0} = \frac{2 \times 670}{1000 \times 0,5} = 2,68 \text{ м/с.}$$

Обозначения и единицы измерения физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417–2002 и Международной системе единиц (СИ).

Оформление таблиц

Согласно РД РБ 02100.0.004–2001 и ГОСТ 2.105–95 таблицы применяют для лучшей наглядности и удобства сравнения показателей. Название таблицы (при его наличии) должно отражать ее содержание, быть точным, кратким. Название следует помещать над таблицей.

При переносе части на ту же или другие страницы название помещают только над первой частью таблицы.

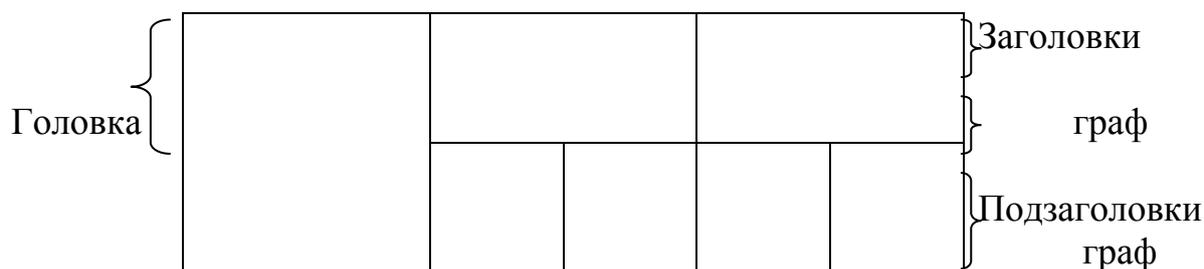
Цифровой материал, как правило, оформляют в виде таблиц в соответствии с рисунком 4.3.

Таблицы, за исключением таблиц приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией.

Таблицы каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения. Если в документе одна таблица, она должна быть обозначена «Таблица 1» или «Таблица В.1», если она приведена в приложении В.

Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой.

Таблица _____ – _____
 номер название таблицы



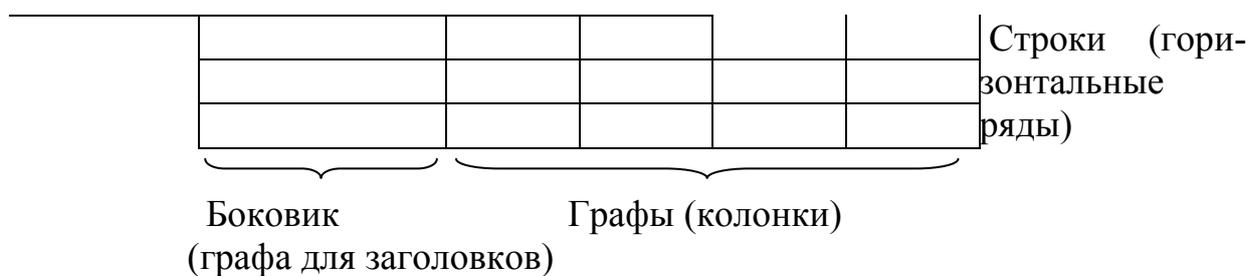


Рисунок 4.3 – Построение таблицы

На все таблицы документа должны быть приведены ссылки в тексте документа. При ссылке следует писать слово «таблица» с указанием ее номера.

Заголовки граф и строк таблицы следует писать с прописной буквы, а подзаголовки граф – со строчной буквы, если они составляют одно предложение с заголовком, или с прописной буквы, если они имеют самостоятельное значение. В конце заголовков и подзаголовков таблиц точки не ставят. Заголовки и подзаголовки граф указывают в единственном числе.

Таблицы слева, справа и снизу, как правило, ограничивают линиями.

Разделять заголовки и подзаголовки боковика и граф диагональными линиями не допускается.

Горизонтальные и вертикальные линии, разграничивающие строки таблицы, допускается не проводить, если их отсутствие не затрудняет пользование таблицей.

Заголовки граф, как правило, записывают параллельно строкам таблицы. При необходимости допускается перпендикулярное расположение заголовков граф. Головка таблицы должна быть отделена линией от остальной части таблицы. Высота строк таблицы должна быть не менее 8 мм.

Таблицу (в зависимости от ее размера) помещают под текстом, в котором впервые дана ссылка на нее, или на следующей странице, а, при необходимости, в приложении к документу. Допускается помещать таблицу вдоль длинной стороны листа документа.

Если строки или графы таблицы выходят за формат страницы, ее делят на части, помещая одну часть под другой или рядом, при этом в каждой части таблицы повторяют ее головку и боковик. При делении таблицы на части допускается ее головку или боковик заменять соответственно номером граф и строк. При этом нумеруют арабскими цифрами графы и (или) строки первой части таблицы.

Слово «Таблица» указывают один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут слова «Продолжение таблицы» и «Окончание таблицы» с указанием номера.

Если в конце страницы таблица прерывается и ее продолжение будет на следующей странице, в первой части таблицы нижнюю горизонтальную линию, ограничивающую таблицу, не проводят.

Таблицы с небольшим количеством граф допускается делить на части и помещать одну часть рядом с другой на одной странице, при этом повторяют головку таблицы. Рекомендуется разделять части таблицы двойной линией или линией толщиной $2s$.

Графу «Номер по порядку» в таблицу включать не допускается. Нумерация граф таблицы арабскими цифрами допускается в тех случаях, когда в тексте документа имеются ссылки на них, при делении таблицы на части, а также при переносе части таблицы на следующую страницу.

Если все показатели, приведенные в графах таблицы, выражены в одной и той же единице физической величины, то ее обозначение необходимо помещать над таблицей справа, а при делении таблицы на части – над каждой ее частью.

Оформление иллюстраций и приложений

Оформление иллюстраций производится согласно ГОСТ 2.105–95.

Количество иллюстраций должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста. Иллюстрации могут быть расположены как по тексту документа (возможно ближе к соответствующим частям текста), так и в конце его. Иллюстрации должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД. Иллюстрации, за исключением иллюстраций приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Если рисунок один, то он обозначается «Рисунок 1».

Иллюстрации каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения. Например, «Рисунок А.3».

Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой. Например, «Рисунок 1.1».

При ссылках на иллюстрацию следует писать «... в соответствии с рисунком 2» при сквозной нумерации и «... в соответствии с рисунком 1.2» при нумерации в пределах раздела.

Иллюстрации, при необходимости, могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст). Слово «Рисунок» и наименование помещают после пояснительных данных и располагают следующим образом: «Рисунок 1 – Детали прибора».

Если в тексте документа имеется иллюстрация, на которой изображены составные части изделия, то на этой иллюстрации должны быть указаны номера позиций этих составных частей в пределах данной иллюстрации, которые располагают в возрастающем порядке, за исключением повторяющихся позиций, а для электро- и радиоэлементов – позиционные обозначения, установленные в схемах данного изделия.

Допускается, при необходимости, номер, присвоенный составной части изделия на иллюстрации, сохранять в пределах документа.

Для схем расположения элементов конструкций и архитектурно-строительных чертежей зданий (сооружений), указывают марки элементов.

При ссылке в тексте на отдельные элементы деталей (отверстия, пазы, канавки, буртики и др.) их обозначают прописными буквами русского алфавита.

Указанные данные наносят на иллюстрациях согласно ГОСТ 2.109–73.

Приложение оформляют как приложение данного документа на последующих его листах или выпускают в виде самостоятельного документа.

Приложения могут быть обязательными и информационными.

Информационные приложения могут быть рекомендуемого или справочного характера.

В тексте документа на все приложения должны быть даны ссылки. Степень обязательности приложений при ссылках не указывается. Приложения располагают в порядке ссылок на них в тексте документа, за исключением информационного приложения «Библиография», которое располагают последним.

Каждое приложение следует начинать с новой страницы с указанием наверху посередине страницы слова «Приложение» и его обозначения, а под ним в скобках для обязательного приложения пишут слово «обязательное», а для информационного – «рекомендуемое» или «справочное».

Приложение должно иметь заголовок, который записывают симметрично относительно текста с прописной буквы отдельной строкой.

Приложения обозначают заглавными буквами русского алфавита, начиная с А, за исключением букв Е, З, Й, О, Ч, Ъ, Ы, Ъ. После слова «Приложение» следует буква, обозначающая его последовательность.

Допускается обозначение приложений буквами латинского алфавита, за исключением букв I и O.

В случае полного использования букв русского и латинского алфавитов допускается обозначать приложения арабскими цифрами.

Если в документе одно приложение, оно обозначается «Приложение А».

Приложения, как правило, выполняют на листах формата А4. Допускается оформлять приложения на листах формата А3, А4×3, А4×4, А2 и А1 по ГОСТ 2.301–68.

Текст каждого приложения, при необходимости, может быть разделен на разделы, подразделы, пункты, подпункты, которые нумеруют в пределах каждого приложения. Перед номером ставится обозначение этого приложения.

Приложения должны иметь общую с остальной частью документа сквозную нумерацию страниц.

Все приложения должны быть перечислены в содержании документа (при наличии) с указанием их номеров и заголовков.

Приложения, выпускаемые в виде самостоятельного документа, оформляют по общим правилам: первый лист с основной надписью — по форме 2, последующие листы — по форме 2а по ГОСТ 2.104–2006.

При необходимости такое приложение может иметь «Содержание».

Оформление заключения

Заключение является неотъемлемой структурной частью любого проекта.

Заключение начинают с новой страницы после изложения основной части пояснительной записки.

Слово «Заключение» пишется в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы. Заголовок порядкового номера не имеет.

Ссылки и оформление списка использованной литературы

Завершением курсового проекта является составление списка использованной литературы, основой для которого служат записи всех просмотренных и изученных книг и других материалов.

Библиографический список – элемент библиографического аппарата научной работы, который содержит библиографическое описание использованных источников и помещается после заключения.

Библиографическое описание источников для списка литературы составляют непосредственно по произведению печати или выписывают из каталогов полностью, без пропусков каких-либо элементов, сокращений заглавий и т. д.

Все библиографические записи в списке литературы составляются по определенным правилам в соответствии с ГОСТ 7.1–2003 «Библиографическая запись. Библиографическое описание».

Последовательность обязательных элементов описания должна быть следующей:

- 1) заголовок описания – фамилия и инициалы автора;
- 2) заглавие – название источника;

- 3) сведения, относящиеся к заглавию (учебник, учебное пособие, практикум, сборник трудов и т. д.);
- 4) выходные данные (место издания, издательство, год издания);
- 5) количественная характеристика — объем книги (количество страниц).
- Примеры библиографических записей приведены согласно ГОСТ 7.1–2003.

Примеры описания самостоятельных изданий

Характеристика источника	Пример оформления
Один, два или три автора	Котаў, А.І. Гісторыя Беларусі і сусветная цывілізацыя / А.І. Котаў. – 2-е выд. – Мінск : Энцыклапедыкс, 2003. – 168 с.
	Шотт, А.В. Курс лекций по частной хирургии / А.В. Шотт, В.А. Шотт. – Минск : Асар, 2004. – 525 с.
	Чикатуева, Л.А. Маркетинг : учеб. пособие / Л.А. Чикатуева, Н.В. Третьякова ; под ред. В.П. Федько. – Ростов н/Д : Феникс, 2004. – 413 с.
	Дайнеко, А.Е. Экономика Беларуси в системе всемирной торговой организации / А.Е. Дайнеко, Г.В. Забавский, М.В. Василевская ; под ред. А.Е. Дайнеко. – Минск : Ин-т аграр. экономики, 2004. – 323 с.
Четыре и более авторов	Культурология : учеб. пособие для вузов / С.В. Лапина [и др.] ; под общ. ред. С.В. Лапиной. – 2-е изд. – Минск : ТетраСистемс, 2004. – 495 с.
	Комментарий к Трудовому кодексу Республики Беларусь / И.С. Андреев [и др.] ; под общ. ред. Г.А. Василевича. – Минск : Амалфея, 2000. – 1071 с.
	Основы геологии Беларуси / А.С. Махнач [и др.] ; НАН Беларуси, Ин-т геол. наук ; под общ. ред. А.С. Махнача. – Минск, 2004. – 391 с.
Коллективный автор	Сборник нормативно-технических материалов по энерго-сбережению / Ком. по энергоэффективности при Совете Министров Респ. Беларусь ; сост. А.В. Филипович. – Минск : Лоранж-2, 2004. – 393 с.
	Национальная стратегия устойчивого социально-экономического развития Республики Беларусь на период до 2020 г. / Нац. комис. по устойчивому развитию Респ. Беларусь ; редкол.: Л.М. Александрович [и др.]. – Минск : Юнипак, 2004. – 202 с.
	Военный энциклопедический словарь / М-во обороны Рос. Федерации, Ин-т воен. истории ; редкол.: А.П. Горкин [и др.]. – М. : Большая рос. энцикл. : РИПОЛ классик, 2002. – 1663 с.

Характеристика источника	Пример оформления
Многотомное издание	<p>Гісторыя Беларусі : у 6 т. / рэдкал.: М. Касцюк (гал. рэд.) [і інш.]. – Мінск : Экаперспектыва, 2000–2005. – 6 т.</p> <p>Гісторыя Беларусі : у 6 т. / рэдкал.: М. Касцюк (гал. рэд.) [і інш.]. – Мінск : Экаперспектыва, 2000–2005. – Т. 3 : Беларусь у часы Рэчы Паспалітай (XVII–XVIII ст.) / Ю. Бохан [і інш.]. – 2004. – 343 с. ; Т. 4 : Беларусь у складзе Расійскай імперыі (канец XVIII–пачатак XX ст.) / М. Біч [і інш.]. – 2005. – 518 с.</p> <p>Багдановіч, М. Поўны збор твораў : у 3 т. / М. Багдановіч. – 2-е выд. – Мінск : Беларус. навука, 2001. – 3 т.</p>
Отдельный том в многотомном издании	<p>Гісторыя Беларусі : у 6 т. / рэдкал.: М. Касцюк (гал. рэд.) [і інш.]. – Мінск : Экаперспектыва, 2000–2005. – Т. 3 : Беларусь у часы Рэчы Паспалітай (XVII–XVIII ст.) / Ю. Бохан [і інш.]. – 2004. – 343 с.</p> <p>Гісторыя Беларусі : у 6 т. / рэдкал.: М. Касцюк (гал. рэд.) [і інш.]. – Мінск : Экаперспектыва, 2000–2005. – Т. 4 : Беларусь у складзе Расійскай імперыі (канец XVIII–пачатак XX ст.) / М. Біч [і інш.]. – 2005. – 518 с.</p> <p>Багдановіч, М. Поўны збор твораў : у 3 т. / М. Багдановіч. – 2-е выд. – Мінск : Беларус. навука, 2001. – Т. 1 : Вершы, паэмы, пераклады, наследаванні, чарнавыя накіды. – 751 с.</p> <p>Российский государственный архив древних актов : путеводитель : в 4 т. / сост.: М.В. Бабич, Ю.М. Эскин. – М. : Археогр. центр, 1997. – Т. 3, ч. 1. – 720 с.</p>
Законы и законодательные материалы	<p>Конституция Республики Беларусь 1994 года (с изменениями и дополнениями, принятыми на республиканских референдумах 24 ноября 1996 г. и 17 октября 2004 г.). – Минск : Амалфея, 2005. – 48 с.</p> <p>Конституция Российской Федерации : принята всенар. голосованием 12 дек. 1993 г. : офиц. текст. – М. : Юрист, 2005. – 56 с.</p> <p>О нормативных правовых актах Республики Беларусь : Закон Респ. Беларусь от 10 янв. 2000 г. № 361-З : с изм. и доп. : текст по состоянию на 1 дек. 2004 г. – Минск : Дикта, 2004. – 59 с.</p> <p>Инвестиционный кодекс Республики Беларусь : принят Палатой представителей 30 мая 2001 г. : одобр. Советом Респ. 8 июня 2001 г. : текст Кодекса по состоянию на 10 февр. 2001 г. – Минск : Амалфея, 2005. – 83 с.</p>
Сборник статей, трудов	<p>Информационное обеспечение науки Беларуси : к 80-летию со дня основания ЦНБ им. Я. Коласа НАН Беларуси : сб. науч. ст. / НАН Беларуси, Центр. науч. б-ка ; редкол.: Н.Ю. Березкина (отв. ред.) [и др.]. – Минск, 2004. – 174 с.</p>

Характеристика источника	Пример оформления
	Современные аспекты изучения алкогольной и наркотической зависимости : сб. науч. ст. / НАН Беларуси, Ин-т биохимии ; науч. ред. В.В. Лелевич. – Гродно, 2004. – 223 с.
Сборники без общего заглавия	Певзнер, Н. Английское в английском искусстве / Н. Певзнер ; пер. О.Р. Демидовой. Идеологические источники радиатора "роллс-ройса" / Э. Панофский ; пер. Л.Н. Житковой. – СПб. : Азбука-классика, 2004. – 318 с.
Материалы конференций	Глобализация, новая экономика и окружающая среда: проблемы общества и бизнеса на пути к устойчивому развитию : материалы 7 Междунар. конф. Рос. о-ва экол. экономики, Санкт-Петербург, 23–25 июня 2005 г. / С.-Петерб. гос. ун-т ; под ред. И.П. Бойко [и др.]. – СПб., 2005. – 395 с.
	Правовая система Республики Беларусь: состояние, проблемы, перспективы развития : материалы V межвуз. конф. студентов, магистрантов и аспирантов, Гродно, 21 апр. 2005 г. / Гродн. гос. ун-т ; редкол.: О.Н. Толочко (отв. ред.) [и др.]. – Гродно, 2005. – 239 с.
Инструкция	Инструкция о порядке совершения операций с банковскими пластиковыми карточками : утв. Правлением Нац. банка Респ. Беларусь 30.04.04 : текст по состоянию на 1 дек. 2004 г. – Минск : Дикта, 2004. – 23 с.
	Инструкция по исполнительному производству : утв. М-вом юстиции Респ. Беларусь 20.12.04. – Минск : Дикта, 2005. – 94 с.
Учебно-методические материалы	Горбатов, Н.А. Общая теория государства и права в вопросах и ответах : учеб. пособие / Н.А. Горбатов ; М-во внутр. дел Респ. Беларусь, Акад. МВД. – Минск, 2005. – 183 с.
	Использование креативных методов в коррекционно-развивающей работе психологов системы образования : учеб.-метод. пособие : в 3 ч. / Акад. последиплом. образования ; авт.-сост. Н.А. Сакович. – Минск, 2004. – Ч. 2 : Сказкотерапевтические технологии. – 84 с.
	Корнеева, И.Л. Гражданское право : учеб. пособие : в 2 ч. / И.Л. Корнеева. – М. : РИОР, 2004. – Ч. 2. – 182 с.
	Философия и методология науки : учеб.-метод. комплекс для магистратуры / А.И. Зеленков [и др.] ; под ред. А.И. Зеленкова. – Минск : Изд-во БГУ, 2004. – 108 с.
Информационные издания	Реклама на рубеже тысячелетий : ретросп. библиогр. указ. (1998–2003) / М-во образования и науки Рос. Федерации, Гос. публич. науч.-техн. б-ка России ; сост.: В.В. Климова, О.М. Мещеркина. – М., 2004. – 288 с.

Характеристика источника	Пример оформления
	Щадов, И.М. Технологическая-экономическая оценка экологизации угледобывающего комплекса Восточной Сибири и Забайкалья / И.М. Щадов. – М. : ЦНИЭИуголь, 1992. – 48 с. – (Обзорная информация / Центр. науч.-исслед. ин-т экономики и науч.-техн. информ. угол. пром-сти).
Каталог	Каталог жесткокрылых (Coleoptera, Insecta) Беларуси / О.Р. Александрович [и др.] ; Фонд фундам. исслед. Респ. Беларусь. – Минск, 1996. – 103 с. Памятные и инвестиционные монеты России из драгоценных металлов, 1921–2003 : каталог-справочник / ред.-сост. Л.М. Пряжникова. – М. : ИнтерКрим-пресс, 2004. – 462 с.
Авторское свидетельство	Инерциальный волнограф : а. с. 1696865 СССР, МКИ5 G 01 С 13/00 / Ю.В. Дубинский, Н.Ю. Мордашова, А.В. Ференц ; Казан. авиац. ин-т. – № 4497433 ; заявл. 24.10.88 ; опубл. 07.12.91 // Открытия. Изобрет. – 1991. – № 45. – С. 28.
Патент	Способ получения сульфокатионита : пат. 6210 Респ. Беларусь, МПК7 С 08 J 5/20, С 08 G 2/30 / Л.М. Ляхнович, С.В. Покровская, И.В. Волкова, С.М. Ткачев ; заявитель Полоц. гос. ун-т. – № а 0000011 ; заявл. 04.01.00 ; опубл. 30.06.04 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2004. – № 2. – С. 174.
Стандарт	Безопасность оборудования. Термины и определения : ГОСТ ЕН 1070–2003. – Введ. 01.09.04. – Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2004. – 21 с.
Нормативно-технические документы	Национальная система подтверждения соответствия Республики Беларусь. Порядок декларирования соответствия продукции. Основные положения = Нацыянальная сістэма пацвярджэння адпаведнасці Рэспублікі Беларусь. Парадак дэкларавання адпаведнасці прадукцыі. Асноўныя палажэнні : ТКП 5.1.03–2004. – Введ. 01.10.04. – Минск : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2004. – 9 с. Государственная система стандартизации Республики Беларусь. Порядок проведения экспертизы стандартов : РД РБ 03180.53–2000. – Введ. 01.09.00. – Минск : Госстандарт : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2000. – 6 с.
Препринт	Губич, Л.В. Подходы к автоматизации проектно-конструкторских работ в швейной промышленности / Л.В. Губич. – Минск, 1994. – 40 с. – (Препринт / Акад. наук Беларуси, Ин-т техн. кибернетики ; № 3).

Характеристика источника	Пример оформления
	Прогноз миграции радионуклидов в системе водосбор - речная сеть / В.В. Скурат [и др.]. – Минск, 2004. – 51 с. – (Препринт / НАН Беларуси, Объед. ин-т энергет. и ядер. исслед. – Сосны ; ОИЭЯИ-15).
Отчет о НИР	<p>Разработка и внедрение диагностикума аденовирусной инфекции птиц : отчет о НИР (заключ.) / Всесоюз. науч.-исслед. ветеринар. ин-т птицеводства ; рук. темы А.Ф. Прохоров. – М., 1989. – 14 с. – № ГР 01870082247.</p> <p>Комплексное (хирургическое) лечение послеоперационных и рецидивных вентральных грыж больших и огромных размеров : отчет о НИР / Гродн. гос. мед. ин-т ; рук. В.М. Колтонюк. – Гродно, 1994. – 42 с. – № ГР 1993310.</p>
Депонированные научные работы	<p>Влияние деформации и больших световых потоков на люминесценцию монокристаллов сульфида цинка с микропорами / В.Г. Клюев [и др.] ; Воронеж. ун-т. – Воронеж, 1993. – 14 с. – Деп. в ВИНТИ 10.06.93, № 1620–В93 // Журн. приклад. спектроскопии. – 1993. – Т. 59, № 3/4. – С. 368.</p> <p>Сагдиев, А.М. О тонкой структуре субарктического фронта в центральной части Тихого океана / А.М. Сагдиев ; Рос. акад. наук, Ин-т океанологии. – М., 1992. – 17 с. – Деп. в ВИНТИ 08.06.92, № 1860–82 // РЖ : 09. Геофизика. – 1992. – № 11/12. – 11В68ДЕП. – С. 9.</p> <p>Широков, А.А. Исследование возможности контроля состава гальванических сред абсорбционно-спектроскопическим методом / А.А. Широков, Г.В. Титова ; Рос. акад. наук, Ульянов. фил. ин-та радиотехники и электроники. – Ульяновск, 1993. – 12 с. – Деп. в ВИНТИ 09.06.93, № 1561–В93 // Журн. приклад. спектроскопии. – 1993. – № 3/4. – С. 368.</p>
Автореферат диссертации	<p>Иволгина, Н.В. Оценка интеллектуальной собственности : на примере интеллектуальной промышленной собственности : автореф. дис. ... канд. экон. наук : 08.00.10 ; 08.00.05 / Н.В. Иволгина ; Рос. экон. акад. – М., 2005. – 26 с.</p> <p>Шакун, Н.С. Кірыла-Мяфодзіеўская традыцыя на Тураўшчыне : (да праблемы лакальных тыпаў старажытна-славянскай мовы) : аўтарэф. дыс. ... канд. філал. навук : 10.02.03 / Н.С. Шакун ; Беларус. дзярж. ун-т. – Мінск, 2005. – 16 с.</p>
Диссертация	Анисимов, П.В. Теоретические проблемы правового регулирования защиты прав человека : дис. ... д-ра юрид. наук : 12.00.01 / П.В. Анисимов. – Н. Новгород, 2005. – 370 л.

Характеристика источника	Пример оформления
	Лук'янюк, Ю.М. Сучасная беларуская філасофская тэрміналогія : (семантычныя і структурныя аспекты) : дыс. ... канд. філал. навук : 10.02.01 / Ю.М. Лук'янюк. – Мінск, 2003. – 129 л.
Архивные материалы	1. Архив Гродненского областного суда за 1992 г. – Дело № 4/8117. 2. Архив суда Центрального района г. Могилева за 2001 г. – Уголовное дело № 2/1577. Центральный исторический архив Москвы (ЦИАМ). 1. Фонд 277. – Оп. 1. – Д. 1295–1734. Дела о выдаче ссуды под залог имений, находящихся в Могилевской губернии (имеются планы имений) 1884–1918 гг. 2. Фонд 277. – Оп. 1. – Д. 802–1294, 4974–1978, 4980–1990, 4994–5000, 5002–5013, 5015–5016. Дела о выдаче ссуды под залог имений, находящихся в Минской губернии (имеются планы имений) 1884–1918 гг. 3. Фонд 277. – Оп. 2, 5, 6, 7, 8.
Электронные ресурсы	Театр [Электронный ресурс] : энциклопедия : по материалам изд-ва "Большая российская энциклопедия" : в 3 т. – Электрон. дан. (486 Мб). – М. : Кордис & Медиа, 2003. – Электрон. опт. диски (CD-ROM) : зв., цв. – Т. 1 : Балет. – 1 диск ; Т. 2 : Опера. – 1 диск ; Т. 3 : Драма. – 1 диск. Регистр СНГ – 2005 : промышленность, полиграфия, торговля, ремонт, транспорт, строительство, сельское хозяйство [Электронный ресурс]. – Электрон., текстовые дан. и прогр. (14 Мб). – Минск : Комлев И.Н., 2005. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
Ресурсы удаленного доступа	Национальный Интернет-портал Республики Беларусь [Электронный ресурс] / Нац. центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2005. – Режим доступа : http://www.pravo.by . – Дата доступа : 25.01.2006. Proceedings of a mini-symposium on biological nomenclature in the 21 st centry [Electronic resource] / ed. J.L. Reveal. – College Park M.D., 1996. – Mode of access : http://www.inform.ind.edu/PBI0/brum.html . – Date of access : 14.09.2005.

Примеры описания составных частей изданий

Характеристика источника	Пример оформления
--------------------------	-------------------

Характеристика источника	Пример оформления
Составная часть книги	Михнюк, Т.Ф. Правовые и организационные вопросы охраны труда / Т.Ф. Михнюк // Безопасность жизнедеятельности : учеб. пособие / Т.Ф. Михнюк. – 2-е изд., испр. и доп. – Минск, 2004. – С. 90–101.
	Пивоваров, Ю.П. Организация мер по профилактике последствий радиоактивного загрязнения среды в случае радиационной аварии / Ю.П. Пивоваров, В.П. Михалев // Радиационная экология : учеб. пособие / Ю.П. Пивоваров, В.П. Михалев. – М., 2004. – С. 117–122.
	Ескина, Л.Б. Основы конституционного строя Российской Федерации / Л.Б. Ескина // Основы права : учебник / М.И. Абдулаев [и др.] ; под ред. М.И. Абдулаева. – СПб., 2004. – С. 180–193.
Глава из книги	Бунакова, В.А. Формирование русской духовной культуры / В.А. Бунакова // Отечественная история : учеб. пособие / С.Н. Полторака [и др.] ; под ред. Р.В. Дегтяревой, С.Н. Полторака. – М., 2004. – Гл. 6. – С. 112–125.
	Николаевский, В.В. Проблемы функционирования систем социальной защиты в 1970–1980 годах / В.В. Николаевский // Система социальной защиты : теория, методика, практика / В.В. Николаевский. – Минск, 2004. – Гл. 3. – С. 119–142.
Часть из собрания сочинений, избранных произведений	Гілевіч, Н. Сон у бяссоніцу / Н. Гілевіч // Зб. тв. : у 23 т. – Мінск, 2003. – Т. 6. – С. 382–383.
	Сачанка, Б.І. Родны кут / Б.І. Сачанка // Выбр. тв. : у 3 т. – Мінск, 1995. – Т. 3 : Аповесці. – С. 361–470.
	Пушкин, А.С. История Петра / А.С. Пушкин // Полн. собр. соч. : в 19 т. – М., 1995. – Т. 10. – С. 11–248.
	Шекспир, В. Сонеты / В. Шекспир // Избранное. – Минск, 1996. – С. 732–749.
Составная часть сборника	Коморовская, О. Готовность учителя-музыканта к реализации личностно-ориентированных технологий начального музыкального образования / О. Коморовская // Музыкальная наука и современность: взгляд молодых исследователей : сб. ст. аспирантов и магистрантов БГАМ / Белорус. гос. акад. музыки ; сост. и науч. ред. Е.М. Гороховик. – Минск, 2004. – С. 173–180.
	Войтешенко, Б.С. Сущностные характеристики экономического роста / Б.С. Войтешенко, И.А. Соболенко // Беларусь и мировые экономические процессы : науч. тр. / Белорус. гос. ун-т ; под ред. В.М. Руденкова. – Минск, 2003. – С. 132–144.

Характеристика источника	Пример оформления
	<p>Скуратов, В.Г. Отдельные аспекты правового режима закладных в постсоветских государствах / В.Г. Скуратов // Экономико-правовая парадигма хозяйствования при переходе к цивилизованному рынку в Беларуси : сб. науч. ст. / Ин-т экономики НАН Беларуси, Центр исслед. инфраструктуры рынка ; под науч. ред. П.Г. Никитенко. – Минск, 2004. – С. 208–217.</p> <p>Якіменка, Т.С. Аб песенна-эпічнай традыцыі ў музычным фальклору беларусаў / Т.С. Якіменка // Беларуская музыка: гісторыя і традыцыі : зб. навук. арт. / Беларус. дзярж. акад. музыкі ; склад. і навук. рэд. В.А. Антаневіч. – Мінск, 2003. – С. 47–74.</p>
Статьи из сборников тезисов докладов и материалов конференций	<p>Пеньковская, Т.Н. Роль и место транспортного комплекса в экономике Республики Беларусь / Т.Н. Пеньковская // География в XXI веке: проблемы и перспективы : материалы Междунар. науч. конф., посвящ. 70-летию геогр. фак. БГУ, Минск, 4–8 окт. 2004 г. / Белорус. гос. ун-т, Белорус. геогр. о-во ; редкол.: Н.И. Пирожник [и др.]. – Минск, 2004. – С. 163–164.</p> <p>Ермакова, Л.Л. Полесский караванный обряд в пространстве культуры / Л.Л. Ермакова // Тураўскія чытанні : матэрыялы рэсп. навук.-практ. канф., Гомель, 4 верас. 2004 г. / НАН Беларусі, Гомел. дзярж. ун-т ; рэдкал.: У.І. Коваль [і інш.]. – Гомель, 2005. – С. 173–178.</p> <p>Бочков, А.А. Единство правовых и моральных норм как условие построения правового государства и гражданского общества в Республике Беларусь / А.А. Бочков, Е.Ф. Ивашкевич // Право Беларуси: истоки, традиции, современность : материалы междунар. науч.-практ. конф., Полоцк, 21–22 мая 2004 г. : в 2 ч. / Полоц. гос. ун-т ; редкол.: О.В. Мартышин [и др.]. – Новополоцк, 2004. – Ч. 1. – С. 74–76.</p>
Статья из продолжающегося издания	Ипатьев, А.В. К вопросу о разработке средств защиты населения в случае возникновения глобальных природных пожаров / А.В. Ипатьев, А.В. Василевич // Сб. науч. тр. / Ин-т леса НАН Беларуси. – Гомель, 2004. – Вып. 60 : Проблемы лесоведения и лесоводства на радиоактивно загрязненных землях. – С. 233–238.
Статья из журнала	<p>Бандаровіч, В.У. Дзеясловы і іх дэрываты ў старабеларускай музычнай лексіцы / В.У. Бандаровіч // Весн. Беларус. дзярж. ун-та. Сер. 4, Філалогія. Журналістыка. Педагагіка. – 2004. – № 2. – С. 49–54.</p> <p>Влияние органических компонентов на состояние радиоактивного стронция в почвах / Г.А. Соколик [и др.] // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. хім. навук. – 2005. – № 1. – С. 74–81.</p>

Характеристика источника	Пример оформления
	<p>Масляніцына, І. Жанчыны ў гісторыі Беларусі / І. Масляніцына, М. Багадзяж // Беларус. гіст. часоп. – 2005. – № 4. – С. 49–53.</p> <p>Boyle, A.E. Globalising environmental liability: the interplay of national and international law / A.E. Boyle // J. of Environmental Law. – 2005. – Vol. 17, № 1. – P. 3–26.</p> <p>Caesium-137 migration in Hungarian soils / P. Szerbin [et al.] // Science of the Total Environment. – 1999. – Vol. 227, № 2/3. – P. 215–227.</p>
Статья из газеты	<p>Дубовик, В. Молодые леса зелены / В. Дубовик // Рэспубліка. – 2005. – 19 крас. – С. 8.</p> <p>Ушкоў, Я. 3 гісторыі лімаўскай крытыкі / Я. Ушкоў // ЛіМ. – 2005. – 5 жн. – С. 7.</p>
Статья из энциклопедии, словаря	<p>Аляхновіч, М.М. Электронны мікраскоп / М.М. Аляхновіч // Беларус. энцыкл. : у 18 т. – Мінск, 2004. – Т. 18, кн. 1. – С. 100.</p> <p>Витрувий // БСЭ. – 3-е изд. – М., 1971. – Т. 5. – С. 359–360.</p> <p>Дарашэвіч, Э.К. Храптовіч І.І. / Э.К. Дарашэвіч // Мысліцелі і асветнікі Беларусі (X–XIX стагоддзі) : энцыкл. давед. / склад. Г.А. Маслыка ; гал. рэд. Б.І. Сачанка. – Мінск, 1995. – С. 326–328.</p> <p>Мясникова, Л.А. Природа человека / Л.А. Мясникова // Современный философский словарь / под общ. ред. В.Е. Кемерова. – М., 2004. – С. 550–553.</p>
Рецензии	<p>Краўцэвіч, А. [Рэцэнзія] / А. Краўцэвіч // Беларус. гіст. зб. – 2001. – № 15. – С. 235–239. – Рэц. на кн.: Гісторыя Беларусі : у 6 т. / рэдкал.: М. Касцюк (гал. рэд.) [і інш.]. – Мінск : Экаперспектыва, 2000. – Т. 1 : Старажытная Беларусь / В. Вяргей [і інш.]. – 351 с.</p> <p>Пазнякоў, В. Крыху пра нашыя нацыянальныя рысы / В. Пазнякоў // Arche = Пачатак. – 2001. – № 4. – С. 78–84. – Рэц. на кн.: Лакотка, А.І. Нацыянальныя рысы беларускай архітэктуры / А.І. Лакотка. – Мінск : Ураджай, 1999. – 366 с.</p>
Законы и законодательные материалы	<p>О размерах государственных стипендий учащейся молодежи : постановление Совета Министров Респ. Беларусь, 23 апр. 2004 г., № 468 // Нац. реестр правовых актов Респ. Беларусь. – 2004. – № 69. – 5/14142.</p> <p>Об оплате труда лиц, занимающих отдельные государственные должности Российской Федерации : Указ Президента Рос. Федерации, 15 нояб. 2005 г., № 1332 // Собр. законодательства Рос. Федерации. – 2005. – № 47. – Ст. 4882.</p>

Характеристика источника	Пример оформления
	<p>О государственной пошлине : Закон Респ. Беларусь, 10 янв. 1992 г., № 1394-ХП : в ред. Закона Респ. Беларусь от 19.07.2005 г. // Консультант Плюс : Беларусь. Технология 3000 [Электронный ресурс] / ООО «ЮрСпектр», Нац. центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2006.</p> <p>О государственной службе российского казачества : федер. Закон Рос. Федерации, 5 дек. 2005 г., № 154-ФЗ // Консультант Плюс : Версия Проф. Технология 3000 [Электронный ресурс] / ООО «ЮрСпектр». – М., 2006.</p> <p>Об утверждении важнейших параметров прогноза социально-экономического развития Республики Беларусь на 2006 год : Указ Президента Респ. Беларусь, 12 дек. 2005 г., № 587 // Эталон – Беларусь [Электронный ресурс] / Нац. центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2006.</p>
Архивные материалы	<p>Описание синагоги в г. Минске (план части здания синагоги 1896 г.) // Центральный исторический архив Москвы (ЦИАМ). – Фонд 454. – Оп. 3. – Д. 21. – Л. 18–19.</p> <p>Дела о выдаче ссуды под залог имений, находящихся в Минской губернии (имеются планы имений) 1884–1918 гг. // Центральный исторический архив Москвы (ЦИАМ). – Фонд 255. – Оп. 1. – Д. 802–1294, 4974–4978, 4980–4990, 4994–5000, 5015–5016.</p>
Составная часть CD-ROMа	<p>Введенский, Л.И. Судьбы философии в России / Л.И. Введенский // История философии [Электронный ресурс] : собр. тр. крупнейших философов по истории философии. – Электрон. дан. и прогр. (196 Мб). – М., 2002. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM) : зв., цв.</p>
Ресурсы удаленного доступа	<p>Козулько, Г. Беловежская пуца должна стать мировым наследием / Г. Козулько // Беловежская пуца – XXI век [Электронный ресурс]. – 2004. – Режим доступа : http://bp21.org.by/ru/art/a041031.html. – Дата доступа : 02.02.2006.</p> <p>Лойша, Д. Республика Беларусь после расширения Европейского Союза: шенгенский процесс и концепция соседства / Д. Лойша // Белорус. журн. междунар. права [Электронный ресурс]. – 2004. – № 2. – Режим доступа : http://www.cenunst.bsu.by/journal/2004.2/01.pdf. – Дата доступа : 16.07.2005.</p> <p>Статут Международного Суда // Организация Объединенных Наций [Электронный ресурс]. – 2005. – Режим доступа : http://www.un.org/russian/document/basicdoc/statut.htm. – Дата доступа : 10.05.2005.</p>

Характеристика источника	Пример оформления
	Cryer, R. Prosecuting international crimes : selectivity and the international criminal law regime / R. Cryer // Peace Palace Library [Electronic resource]. – The Hague, 2003–2005. – Mode of access : http://catalogue.ppl.nl/DB=1/SET=3/TTL=11/SHW?FRST=12 . – Date of access : 04.01.2006.

4.2.2. Оформление графической части проекта

Общие правила оформления чертежей. Графическую часть проекта (чертежи) выполняют на чертежной бумаге с соблюдением требований стандартов ЕСКД.

1. Каждый чертеж оформляют на листах стандартного формата (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Обозначения и размеры чертежных листов по ГОСТ 2.301–68

Обозначение формата	Минимальные размеры чертежных листов, мм	Размеры сторон форматов, мм
A0	857x1205	841x1189
A1	610x857	594x841
A2	436x610	420x594
A3	313x436	297x420
A4	226x313	210x297

Формат листа определяется размерами внешней рамки. Рамку поля чертежа проводят на расстоянии 20 мм от левой стороны внешней рамки и на расстоянии 5 мм от всех других сторон. Рамку поля чертежа выполняют сплошной толстой линией — основной, внешнюю рамку — сплошной тонкой (рисунок 4.4).

2. Каждый чертеж должен иметь основную надпись по обрамляющей линии в правом нижнем углу поля чертежа для формата А4 по короткой стороне, а для остальных форматов — по длинной стороне.

В обоснованных случаях для форматов не более А1 допускается вертикальное расположение чертежа с основной надписью по короткой стороне.

На всех чертежных листах должно быть оставлено свободное поле для подшивки размером не менее 20x297 мм.

Если все необходимые изображения не размещаются на одном листе, то допускается выполнять чертеж на двух листах и более с указанием в основной надписи каждого из них его порядкового номера, а на первом листе — общего количества листов, на которых выполнен чертеж. Главный вид изделия вычерчивается на первом листе с основной надписью по форме 1 (рисунок 4.5, а), а на всех последующих листах — по форме 2а (рисунок 4.5, б).

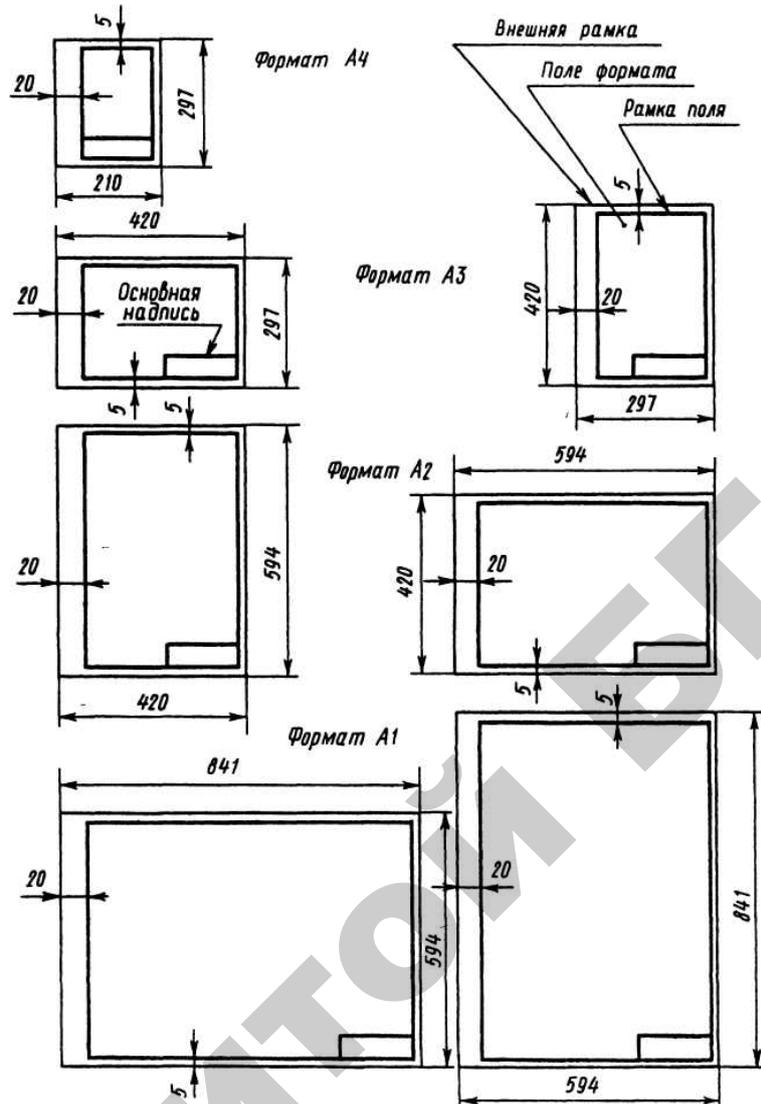


Рисунок 4.4 – Форматы листов конструкторской документации

185													
7 10 23 15 10 70 50													
11x5=55	(2)											15	
	Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата				Лит.	Масса	Масштаб	5	
	Разраб	(1)						5	5	5	17	18	15
	Провер							(4)		(5)	(6)		15
	Т.контр							Лист (7)		Листов (8)		5	
	(10)	(11)	(12)	(13)				20		(9)		15	
	Н.контр											15	
Утв.											15		

a)

8*5=15	(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	Лист
	Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата	(7)

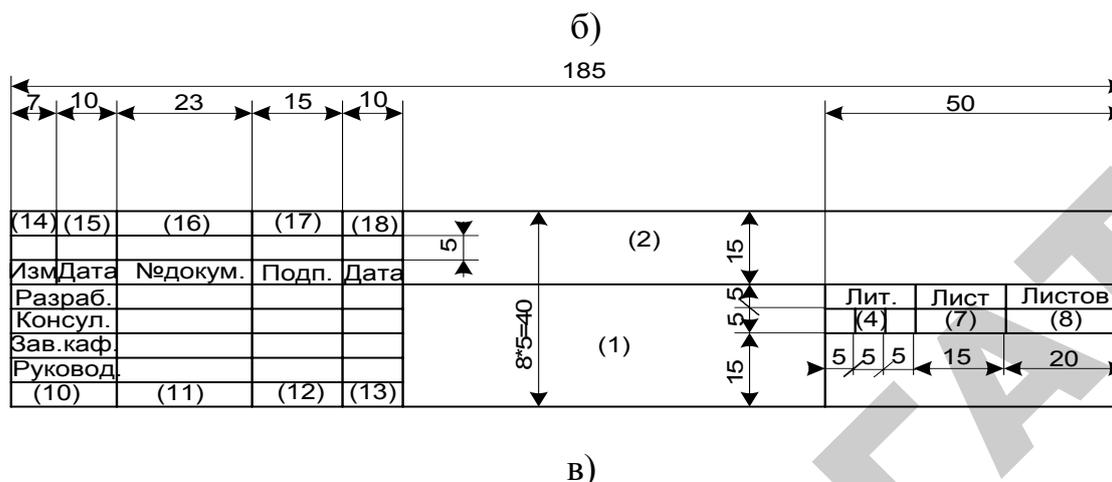


Рисунок 4.5 – Формы надписей текстовых листов

В графах основной надписи (на рисунке указаны номера граф в скобках) приводят по ГОСТ 2.104–2006:

1 – наименование изделия, а также наименование документа, если этому документу присвоен код;

2 – обозначение документа (шифр);

3 – обозначение материала по ГОСТ;

4 – литеру документа (в учебных проектах У);

5 – массу изделия в кг (без указания единицы измерения);

6 – масштаб;

7 – порядковый номер листа (для одного листа графа не заполняется);

8 – общее количество листов документа;

9 – наименование организации, выпускающей документ (БГАТУ);

10 – характер работы, выполняемой лицом, подписывающим документ;

11 – фамилии лиц, подписывающих документ;

12 – подписи лиц, фамилии которых указаны в графе 11;

13 – дата подписания документа.

Если чертеж состоит из двух и более листов, то на последующих листах основную надпись выполняют по форме 2а (рисунок 10.5, б) и заполняют графы 2 и 7; первый (заглавный) текстовый лист выполняют по форме 2 (рисунок 10.5, в);

14–18 — графы таблицы измерений (в учебных проектах не заполняют).

3. Число изображений (видов, разрезов и сечений) на чертежах должно быть минимальным, но обеспечивающим полное представление об

устройстве изделия, взаимодействии его составных частей, сборке и регулировании. Изображения выполняют по ГОСТ 2.305–68, ГОСТ 2.109–73.

4. Изображения изделий следует рационально размещать на рабочем поле чертежного листа в масштабе, обеспечивающем четкое представление формы, устройства и конструкции изделия.

Предпочтителен масштаб М 1:1. Небольшие изделия сложной формы изображают в масштабах увеличения, крупные изделия — в масштабах уменьшения, указанных ниже:

масштабы уменьшения	1:2;	1:2,5;	1:4;	1:5;	1:10
масштабы увеличения.....	2:1;	2,5:1;	4:1;	5:1;	10:1

Примечание. Обозначение масштаба в графе 6 основной надписи: 1:1; 1:2; 2:1 и т. д., а в тексте: М1:1; М1:2; М2:1 и т. д.

Если на чертеже имеются изображения, выполненные в отличном от указанного в основной надписи масштабе, то такой масштаб помещают непосредственно над изображением и записывают, например, М 2:1; А–А.

5. Наименование, начертание, толщина и назначение линий чертежа регламентированы ГОСТ 2.303–68.

Видимый контур выполняют сплошной толстой основной линией. Толщина ее $s = 0,5 \dots 1,4$ мм в зависимости от размеров изображения. Линии выносные, размерные, штриховки, полки линий-выносок, подчеркивание надписей выполняют сплошной тонкой линией, толщиной $s/2 \dots s/3$.

Виды и комплектность конструкторских документов

Чертежи, схемы и текстовые описания к ним (спецификации, технические условия к изделию, инструкции по эксплуатации и ремонту изделий и др.) должны содержать данные об устройстве и основных частях изделия, сведения для его разработки, изготовления, контроля, приемки, эксплуатации и ремонта.

Все конструкторские документы разделяют на проектные (техническое предложение, эскизный и технический проекты) и рабочие (чертеж детали, сборочный чертеж, спецификация и др.).

Габаритный чертеж (ГЧ) — документ, содержащий контурное изображение изделия с габаритными, установочными и присоединительными размерами.

На габаритном чертеже допускается помещать техническую харак-

теристику изделия (например, тяговое усилие на выходном звене, производительность, общее передаточное число и т.п.) и технические требования к монтажу изделия (например, допускаемое радиальное смещение и перекосы валов и т.п.).

Сборочный чертеж (СЧ) — содержит изображение сборочной единицы и другие данные, определяющие конструкцию изделия, показывающие взаимную связь, сборку и регулирование его составных частей, а также поясняющие принцип работы изделия. Он служит основанием для разработки рабочей конструкторской документации.

На сборочном чертеже изделия в соответствии с ГОСТ 2.109–73 приводят следующие данные.

1. Размеры:

– габаритные, необходимые для определения размеров места установки изделия, изготовления тары, транспортирования и т. д.;

– установочные и присоединительные, необходимые для установки изделия на месте монтажа, а также определения размеров и места положения элементов, которые присоединяются к данному изделию; к присоединительным размерам относят размеры выступающих участков входного и выходного валов, на которые монтируют другие изделия; размеры конструктивных элементов, предназначенных для подвода и отвода масла и т.п.;

– исполнительные (сборочные), связанные с выполнением технологических операций в процессе сборки, а также задающие условия регулирования изделия (например, размеры отверстий под штифты, если их обрабатывают в процессе сборки; размеры зазоров между подшипниками и упорными торцами подшипниковых крышек, если их контролируют при сборке);

справочные — на чертежах их обозначают знаком "*", в технических требованиях записывают: "Размеры для справок" (например, посадка зубчатого колеса на вал, посадка подшипника на вал и в корпус и т.п.). Эти размеры используют при разработке чертежей деталей, для справок при разработке технологии сборки и пр.

2. Техническую характеристику изделия: передаточное число, частоту вращения тихоходного вала, наибольший вращающий момент на нем. Техническую характеристику размещают на свободном поле чертежа над основной надписью под заголовком "Техническая характеристика".

3. Технические требования к изделию: требования к сборке, настройке и регулированию изделия, например: "Расточку пазов для крышек производить в сборе корпуса", "Плоскость разъема перед сборкой покрыть герметиком" и т.п.; требования к отделке, например, "Необработанные поверхности внутри редукто-

ра красить маслостойкой краской, снаружи — серой нитроэмалью"; требования к эксплуатации, например, по смазыванию редуктора с указанием количества и марки смазывающего материала.

4. Номера позиций составных частей, входящих в изделие.

5. Основную надпись.

Допускается на сборочном чертеже изображать сплошной тонкой линией соседние изделия и размеры, определяющие их взаимное положение.

По ГОСТ 2.109–73 в сборочные чертежи можно включать данные о функциях изделия и о взаимодействии его частей, например: стрелки, показывающие направление вращения валов; модуль, число зубьев, угол наклона и направление зубьев зубчатых колес; размеры диаметров делительных окружностей; межосевые расстояния передач и др.

Изображения и штриховку сечений и разрезов выполняют по ГОСТ 2.305–68 и ГОСТ 2.306–68.

Изделия из однородного материала, выполненные сваркой, пайкой, склеиванием, в разрезах и сечениях следует штриховать в одном направлении как монолитные. Границы между деталями в таких случаях изображают сплошными основными линиями.

На отдельных изображениях (дополнительных видах, разрезах, сечениях) допускается показывать только те части изделия, конструкцию которых требуется пояснить особо. Над таким изображением ставят соответствующее обозначение и номер позиции изображаемой детали.

На сборочном чертеже допускается разрыв изображения на одной из проекций.

Виды, разрезы и сечения, как правило, выполняют в масштабе $M 1:1$. Места сопряжений и сложные конструктивные элементы показывают в масштабе увеличения.

На разрезах зубчатых колес или червяка и червячного колеса показывают зуб одного из колес (ведущего) или виток червяка, расположенного перед зубом сопряженного колеса. Направление зубьев зубчатых колес показывают на одном из элементов зацепления кинематической пары (как правило, вблизи оси) тремя сплошными тонкими линиями с соответствующим наклоном.

Все составные части изделия на сборочном чертеже нумеруют. Номера позиций наносят на полках линий-выносок, пересекающих контур изображения и заканчивающихся на нем точкой. Линии-выноски не должны пересекаться и не должны (по возможности) пересекать размерные линии, а также не должны быть параллельными линиям штриховки. Шрифт номеров позиций должен быть

на один-два номера больше шрифта размерных чисел чертежа. Номера позиций наносят, как правило, один раз, но допускается повторно указывать номер позиции одинаковых составных частей. Для группы крепежных деталей, относящихся к одному месту крепления, допускается проводить общую линию-выноску. При этом полки номеров позиций надо располагать в колонку, их концы соединять сплошной тонкой линией.

Для сборочного чертежа обязательна спецификация.

Спецификация — текстовый документ с перечислением состава сборочной единицы. Спецификацию составляют на каждую сборочную единицу и выполняют на отдельных листах формата А4 по ГОСТ 2.106–96.

При большом числе составных частей изделия спецификацию располагают на нескольких листах, в нижней части каждого из которых должна быть основная надпись. Первый лист содержит основную надпись, выполненную по форме 2 (рисунок 4.5, в), последующие — по форме 2а (рисунок 4.5, б).

Спецификация содержит семь граф, представленных на рисунке 4.6.

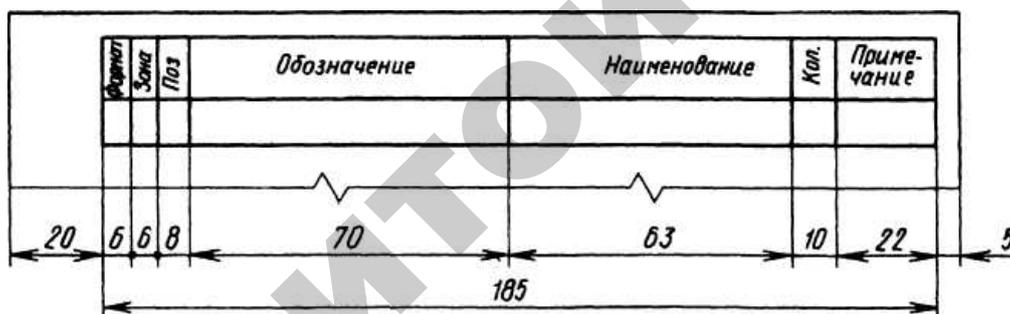


Рисунок 4.6 – Оформление спецификации

Содержание основных граф:

"Поз." — порядковый номер составных частей изделия;

"Обозначение" — шифр чертежа составных частей изделия (в разделе "Стандартные изделия" графу не заполняют);

"Наименование" — наименование изделия (для стандартных изделий указывают наименование и условное обозначение по стандарту, например, "Болт М12 х 40 ГОСТ 7798–70");

"Кол." — количество составных частей на специфицируемое изделие;

"Примечание" — дополнительные сведения (в учебных проектах допускается указывать обозначение материала деталей и ГОСТ на материал).

Вносимые в спецификацию сведения о документации, сборочных едини-

цах и деталях оформляют в виде разделов с заголовками.

Заголовки пишут в графе «Наименование», оставляя по одной свободной строчке сверху и снизу.

Содержание разделов и последовательность записей внутри каждого из них следующие.

Документация. В разделе записывают основной комплект конструкторских документов специфицируемого изделия, например: схема изделия, пояснительная записка.

Сборочные единицы. В раздел включают сборочные единицы, входящие в специфицируемое изделие, например: червячное или зубчатое колесо в сборе (бандажированное), муфта, рама и т.п.

Детали. В разделе записывают детали, входящие непосредственно в специфицируемое изделие, на которые выполнены чертежи.

Внутри разделов "Сборочные единицы" и "Детали" записи производят в порядке возрастания позиций.

Стандартные изделия. В раздел вносят изделия, применяемые по следующим категориям стандартов: межгосударственным, республиканским и стандартам предприятий.

В пределах каждой категории стандартов запись производят по группам изделий, объединенных по функциональному назначению, например, крепежные изделия, подшипники, арматура; электротехнические изделия и т.п.. В пределах каждой группы — в алфавитном порядке наименования изделий, например: болт, винт, гайка, шпилька и т.п.; в пределах каждого наименования — в порядке возрастания обозначений стандартов.

Чертеж детали — документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для изготовления и контроля детали.

Характер и число изображений на чертежах деталей должны полностью определять форму и размеры изображаемой детали. Изображения выполняют по ГОСТ 2.305–68, ГОСТ 2.109–73.

На рабочем чертеже деталь принято изображать с теми размерами, обозначениями шероховатости и другими параметрами, которые она должна иметь перед сборкой. На нем не допускается помещать технологические указания. Исключения составляют указания о выборе вида заготовки (отливка,ковка и т. д.), а также указания о применении определенных способов обработки для тех случаев, когда они предусматриваются как единственные, гарантирующие требуемое качество детали, например: совместная обработка, притирка, доводка и т. д.

Основанием для суждения о размерах детали служат только цифровые значения, проставленные на чертеже, независимо от его масштаба. Количество размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для изготовления и контроля детали.

4.2.3. Нанесение размеров, шероховатости и предельных отклонений.

Текстовая часть чертежей

Размеры и предельные отклонения

Основные требования.

1. Общее количество размеров на чертеже – минимально, но достаточно для изготовления и контроля изделия.
2. Размеры, относящиеся к одному конструктивному элементу, группируют в одном месте (рисунок 4.7, а).
3. Не допускается включение ширины фасок и канавок в общую размерную цепочку размеров (рисунок 4.7, б) их следует показывать отдельно (рисунок 4.7, в).

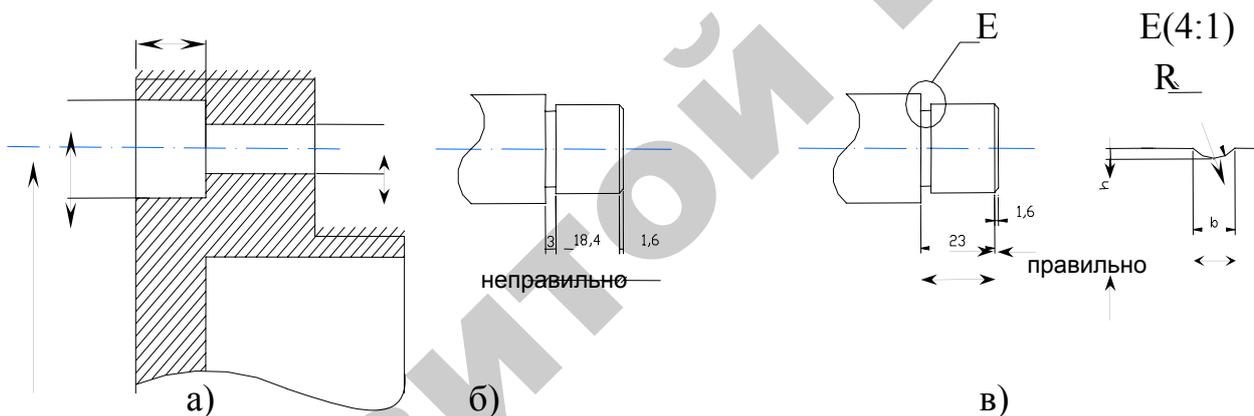


Рисунок 4.7 – Примеры нанесения размеров на чертежах

4. Размеры, заданные на чертежах, деталей, условно делят на две группы:
 - а) функциональные размеры — размеры, определяющие качественные показатели изделия: размеры сборочных размерных цепей, сопряженные размеры, диаметры посадочных мест валов для трубчатых, червячных колес, муфт, подшипников и других деталей, размеры резьб на валах для установочных гаек и т. п.;
 - б) свободные размеры.

Основной принцип задания размеров на чертежах деталей заключается в следующем: функциональные размеры задают на чертежах деталей, взяв их из чертежа сборочной единицы (редуктора, коробки передач) и из схем размерных цепей. Свободные размеры задают с учетом технологии изготовления

и удобства контроля.

Помимо указанных применяют справочные размеры. Такие размеры помечают звездочкой и в технических требованиях делают запись:

«* Размеры для справок».

Нанесение предельных отклонений размеров

1. Предельные отклонения размеров указывают непосредственно после номинальных размеров.

2. Предельные отклонения линейных размеров на чертежах указывают условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений, например $18(\pm 0,009)$; $12e8$; $18H7(+0,018)$.

3. Предельные отклонения размеров деталей (посадки), изображенных на чертеже в сборе, указывают в виде дроби, в числителе которой – условное обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе – условное обозначение поля допуска вала ($\varnothing 30 \frac{H7}{k6}$, $\varnothing 45 \frac{K7}{h6}$, $\varnothing 30 \frac{H7}{h6}$).

Выбор общих допусков размеров, формы и расположения поверхностей

Ограничение всех геометрических параметров деталей на чертеже должно быть полным и пониматься однозначно, не должно быть разночтений и произвольного истолкования требований при их изготовлении и контроле.

Если для нормального функционирования детали нет необходимости в назначении специальных точностных требований (например, на несопрягаемые поверхности), ограничения необходимы для наладки технологического оборудования и предотвращения конфликтных ситуаций при контроле точности параметров (споры о правильности разбраковки изделий между изготовителем и контролером; споры о годности изделий между поставщиком и потребителем и т.п.). Для решения этих задач используют общие допуски размеров, формы и расположения.

Общие допуски размеров установлены по четырем классам точности:

- точный *f*;
- средний *m*;
- грубый *c*;
- очень грубый *v*.

Указание общих допусков размеров, формы и расположения поверхностей на чертежах

Ссылка на общие допуски линейных и угловых размеров в соответствии с разделом должна содержать номер настоящего стандарта и буквенное обо-

значение класса точности. Например, при назначении общих допусков размеров по среднему классу точности:

«Общие допуски по ГОСТ 30893.1 – *m*» или «ГОСТ 30893.1 – *m*».

Если (кроме указанной ссылки) имеется ссылка на другие стандарты, устанавливающие общие допуски для других способов обработки, например литья, то для размеров с неуказанными предельными отклонениями между обработанными и необработанными поверхностями, например, в отливках или поковках, применяется из двух общих допусков больший.

Ссылка на общие допуски формы и расположения должна содержать обозначение стандарта и класс точности общих допусков формы и расположения, например:

«Общие допуски формы и расположения — ГОСТ 30893.2 – *K*» или «ГОСТ 30893.2 – *K*».

Ссылка на общие допуски размеров, формы и расположения должна включать общий номер обоих стандартов, обозначение класса общих допусков размеров по ГОСТ 30893.1 и обозначение класса общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2, например:

«Общие допуски ГОСТ 30893.2 – *mK*» или «ГОСТ 30893.2 – *mK*»,

где *m* – средний класс точности общих допусков линейных размеров по ГОСТ 30893.1, *K* – класс точности общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2.

Допуски формы и расположения поверхностей

1. Термины и определения допусков формы и расположения поверхностей — по ГОСТ 24642–81.

2. Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями (таблица 4.2), которые записывают в рамке, разделенной на две или три части. В первой части размещают графический знак допуска формы и расположения, во второй – числовое значение допуска, в третьей – обозначение базы, относительно которой задан допуск.

Таблица 4.2 – Условное обозначение допусков формы и расположения поверхностей

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуск формы	Допуск прямолинейности	—
	Допуск плоскостности	
	Допуск круглости	○
	Допуск цилиндричности	

	Допуск профиля продольного сечения	=
Допуск расположения	Допуск параллельности	//
	Допуск перпендикулярности	⊥
	Допуск наклона	∠
	Допуск соосности	◎
	Допуск симметричности	≡
	Позиционный допуск	⊕
	Допуск пересечения осей	⊗
	Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения
Допуск торцевого биения		
Допуск биения в заданном направлении		↗↘
Допуск полного радиального биения		
Допуск полного торцевого биения		
Допуск формы заданного профиля		⌒
Допуск формы заданной поверхности		⌒

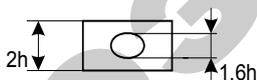
Примечания.

- На чертежах изделий индивидуального производства следует указать:
 - вместо допуска цилиндричности – допуск круглости и допуск прямолинейности;
 - вместо допуска полного радиального биения – допуск радиального биения и допуск прямолинейности;
 - вместо допуска полного торцевого биения – допуск торцевого биения и допуск плоскостности.

2. Суммарные допуски формы и расположения поверхностей, для которых не установлены отдельные графические знаки, обозначают знаками составных допусков в следующей последовательности: знак допуска расположения, знак допуска формы.

Например:

- || ▭ – знак суммарного допуска параллельности и плоскостности;
- ⊥ ▭ – знак суммарного допуска перпендикулярности и плоскостности;
- ∠ – знак суммарного допуска наклона и плоскостности.



, где h – размер шрифта размерных чисел.

Обозначение баз

База — поверхность, линия, точка детали (или выполняющее ту же функцию их сочетание), определяющие одну из плоскостей или осей системы координат, по отношению к которой задается допуск расположения или определяется отклонение расположения. Под базированием понимают придание детали или узлу (изделию) требуемого положения относительно выбранной системы координат. Под погрешностью базирования понимают отклонение от требуемого фактически достигнутого положения детали или узла (изделия).

Базовые оси и поверхности обозначают на чертежах деталей в соответствии со стандартом ГОСТ 2.308–79 равносторонним треугольником, соединенным с рамкой, в которой записывают обозначение базы заглавной буквой

латинского алфавита. Высота зачерченного треугольника равна h , а высота рамки $2h$, где h – высота размерных чисел на чертеже.

ГОСТ 2.308–79 устанавливает следующие правила нанесения на чертежах деталей условных обозначений баз:

а) если базой является поверхность, то зачерченный треугольник должен располагаться на достаточном расстоянии от конца размерной линии (рисунок 4.8, а);

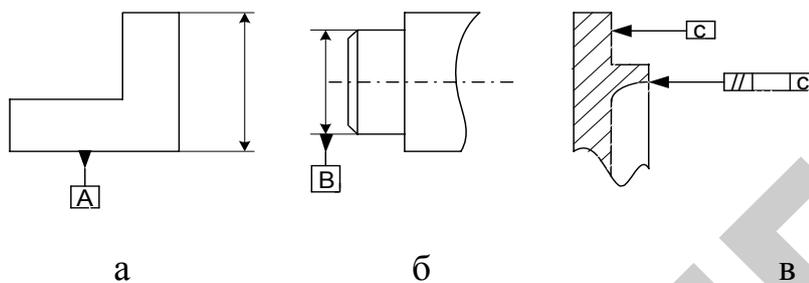


Рисунок 4.8 – Правила нанесения на чертежах деталей условных обозначений баз

б) если базой является ось или плоскость симметрии, то зачерченный треугольник располагают в конце размерной линии (рисунок 4.8, б).

Иногда (чтобы не затемнять чертеж) базу показывают на сечении, на котором размерная линия повторяется без размера;

в) если нет необходимости назначать базу, вместо зачерченного треугольника применяют стрелку (рисунок 4.8, в).

Шероховатость поверхности

Шероховатость поверхности — это совокупность микронеровностей профиля поверхности с относительно малыми шагами в пределах базовой длины L .

В ГОСТ 25142–82 приведен ряд параметров для количественной оценки шероховатости:

R_a — среднее арифметическое отклонение профиля;

R_z — высота неровностей профиля по десяти точкам;

R_{\max} — наибольшая высота неровностей профиля;

S_m — средний шаг неровностей по средней линии;

S — средний шаг местных выступов профиля;

t_p — относительная опорная длина профиля, где p — числовое значение уровня сечения профиля.

Обозначение шероховатости поверхности приведено на рисунке 4.9.

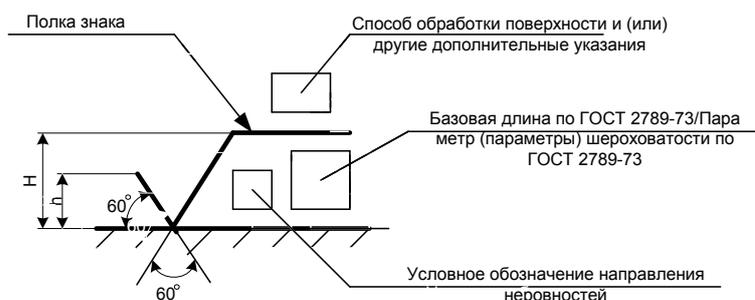


Рисунок 4.9 – Условное обозначение шероховатости поверхности:

h — высота знака, приблизительно равная высоте цифр размерных чисел

$$H = (1,5 - 3)h$$

По ГОСТ 2.309–73 шероховатость обозначают одним из знаков:

√ – когда указывают только предельные значения параметров шероховатости и не указывают вид обработки;

√ – когда, кроме значений параметров шероховатости, указывают и вид обработки (точение, шлифование, хонингование);

√ – когда шероховатость поверхности образуется без удаления слоя металла (литьем, ковкой, штамповкой).

При назначении параметра шероховатости можно ориентироваться на наибольшие допускаемые значения параметра R_a в зависимости от допусков размера и формы, определяемых для следующих условий:

при допуске формы 60 % от допуска размера – нормальная относительная геометрическая точность (А): $R_a \leq 0,05T_p$, $R_z \leq 0,2T_p$;

при допуске формы 40 % от допуска размера – повышенная относительная геометрическая точность (В): $R_a \leq 0,025T_p$, $R_z \leq 0,1T_p$;

при допуске формы 25 % от допуска размера – высокая относительная геометрическая точность (С): $R_a \leq 0,0125T_p$, $R_z \leq 0,05T_p$.

Технические требования

Технические требования записывают в следующем порядке:

1) требования к материалу, заготовке, термической обработке (НВ..., HRC ...);
2) указания о размерах (размеры для справок, радиусы закруглений, углы и др.);

3) предельные отклонения размеров (общие допуски размеров, формы и расположения поверхностей);

4) допуски формы и расположения, на которые в ГОСТ 2.308–79 нет условных графических знаков;

5) требования к качеству поверхностей (указания об отделке, покрытии, шероховатости).

Рабочий чертеж вала

На рисунке 4.10 приведены обозначения некоторых размеров (d_n , d_6 , d_0 , d , d_y , d_{6x}), а в рамках — условные обозначения допусков формы и расположения.

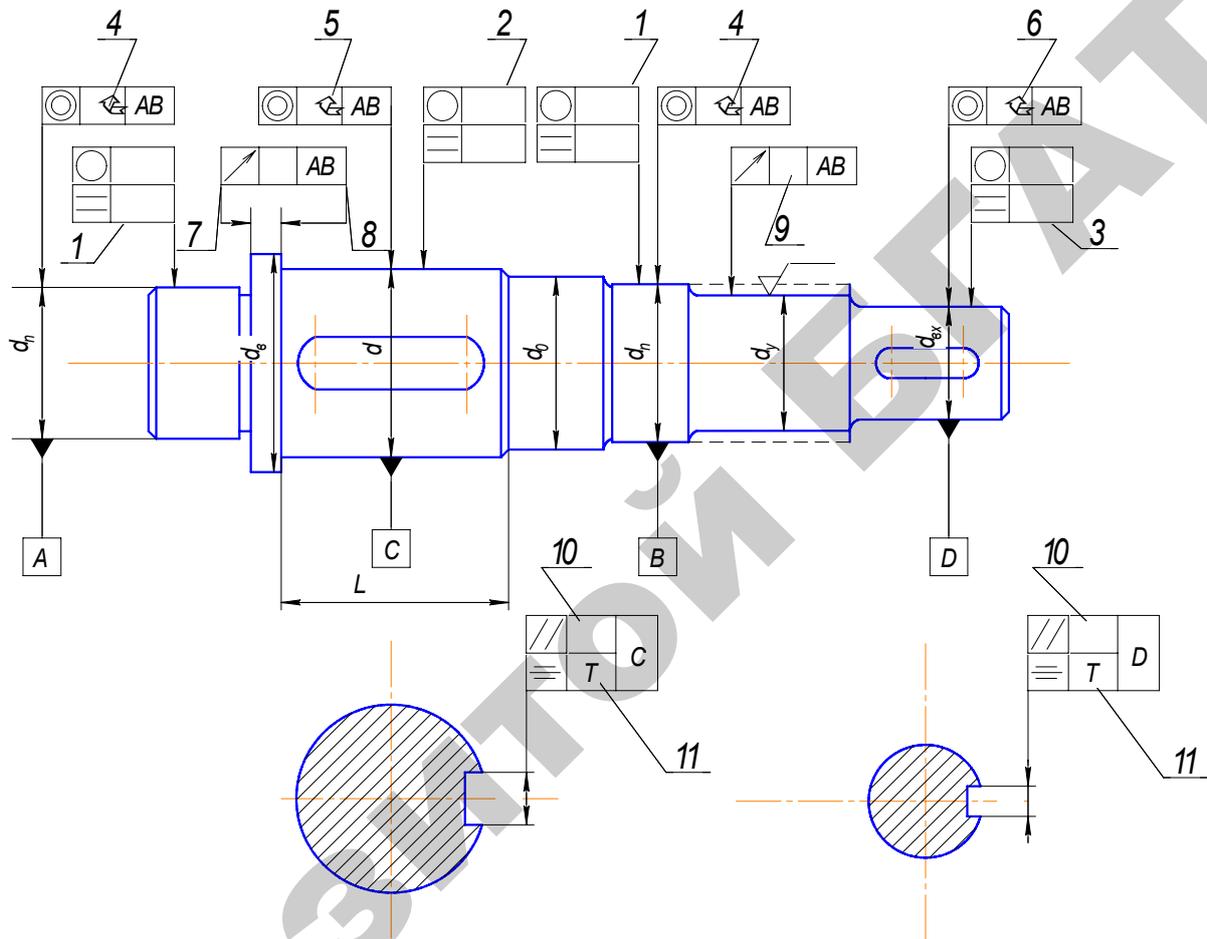


Рисунок 4.10 – Пример нанесения размеров и условных обозначений

Рабочей осью вала является общая ось посадочных поверхностей для подшипников качения.

Рассмотрим назначение каждого из допусков формы или расположения (в приложении указаны по позициям):

- допуски круглости и профиля продольного сечения посадочных поверхностей для подшипников качения (позиция 1). Этот допуск задается для ограничения отклонения геометрической формы заданных поверхностей и тем самым ограничивает отклонения геометрической формы дорожек качения

колец подшипников. Допуски круглости и профиля продольного сечения под подшипники класса точности 0,6 не должны превышать четверти допуска посадочной поверхности. Обычно это допуски 5, 6 степеней точности (ГОСТ 24643–81);

- допуски круглости и профиля продольного сечения (позиции 2 и 3) задают, чтобы ограничить концентрацию давлений на посадочные поверхности валов, т.к. зубчатые и червячные колеса, а также муфты, шкивы, звездочки сажают на валы с натягом;

- допуск соосности посадочных поверхностей для подшипников качения относительно рабочей оси (позиция 4) задается для ограничения перекоса колец подшипников качения;

- допуск соосности посадочной поверхности для зубчатого (червячного) колеса (позиция 5) задается, чтобы обеспечить нормы кинематической точности и нормы контакта зубчатых и червячных передач;

- допуск соосности посадочной поверхности для муфты (шкива, звездочки) (позиция 6) назначают для снижения дисбаланса вала и деталей, установленных на этой поверхности. Некоторое устранение дисбаланса происходит при токарной и шлифовальной обработке вала. Остаточный дисбаланс находится (в зависимости от состояния оборудования и режимов обработки) в пределах 50...80 г·мм/кг, поэтому допуск соосности (по позиции 6) задают при частоте вращения вала $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$, а при меньшей частоте он не задается;

- допуск торцевого биения (ограничивает отклонение от перпендикуляра) базового торца вала (позиция 7) назначается для уменьшения перекоса колец подшипников и искажения геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца подшипника;

- допуск торцевого биения базового торца вала (позиция 8) задается для узких колец, у которых отношение их длины к диаметру меньше 0,8 ($l/d < 0,8$). Допуск задается, чтобы обеспечить выполнение норм контакта зубьев в передаче. При $l/d \geq 0,8$ допуск торцевого биения по позиции 8 не задается;

- допуск радиального биения поверхности вала (позиция 9), которая расположена под резиновой уплотняющей манжетой. Допуск назначают, чтобы ограничить амплитуду колебаний рабочей кромки резины, вызывающих ее усталостное разрушение. Этот допуск, (как и в позиции 6) задается при частоте вращения вала $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$;

- допуск параллельности плоскости симметрии паза относительно оси шпоночного паза по длине паза ($T_{//}$) и допуск симметричности шпоночного паза относительно оси (T_{\div}) (позиция 10) задают, чтобы ограничить концен-

трацию контактных давлений и для точного центрирования деталей.

Они находятся по зависимостям:

$$T_{//} = 0,6T_n;$$

$$T_{\div} = (2 \div 4)T_n,$$

где T_n – допуск ширины паза.

Полученные значения округляют по ГОСТ 6636–69.

4.2.4. Обозначение конструкторской документации

Каждому изделию в соответствии с ГОСТ 2.101–68 должно быть присвоено обозначение, которое является одновременно обозначением его основного конструкторского документа — чертежа детали или спецификации сборочной единицы.

4.2.5. Складывание чертежей (ГОСТ 2.501–88)

Чертежи эскизной компоновки редуктора и конструктивной компоновки привода, рабочие чертежи, схемы и т.п. следует вкладывать сначала вдоль линий, перпендикулярных основной надписи, а затем вдоль линий, параллельных ей, в последовательности, указанной цифрами на линиях сгибов (рисунок 4.11).

Листы складывают изображением наружу ("налицо") так, чтобы основная надпись оказалась на верхней лицевой стороне сложенного листа в его правом нижнем углу.

Листы в сложенном виде должны быть формата А4 (210x297).

Сборочный чертеж редуктора (выполненный на чертежной бумаге) складывают только после защиты проекта.

Отверстия для брошюровки пробивают с левой стороны листа.

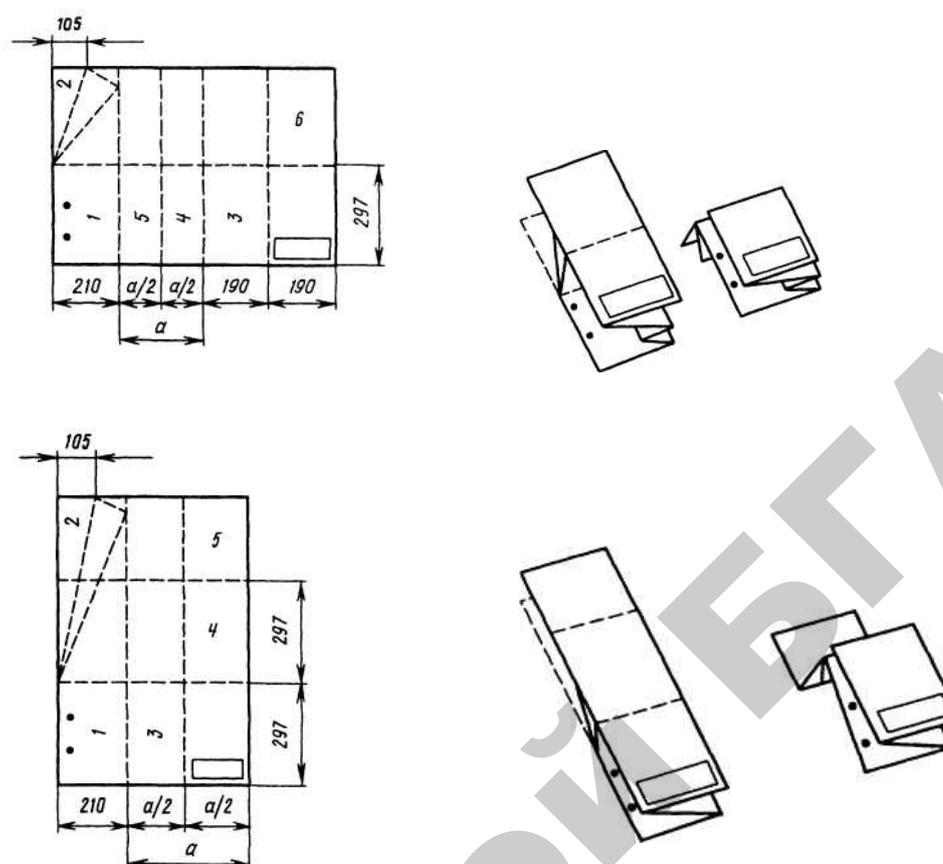


Рисунок 4.11 – Складывание листа формата А1 для брошюрования

5.1. Подбор электродвигателя

Мощность электродвигателя (формула 1.12 [1]):

$$P_{\text{э.тр.}} = \frac{P_{\text{т}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $\eta_{\text{общ}}$ — общий КПД привода, $\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{м}}\eta_{\text{п}}^4\eta_{\text{б}}\eta_{\text{т}}\eta_{\text{ц}}$;

$\eta_{\text{м}}$ — КПД муфты, $\eta_{\text{м}} = 0,98$ (таблица 1.1 [1]);

$\eta_{\text{п}}$ — КПД пары подшипников, $\eta_{\text{п}} = 0,99$ (таблица 1.1 [1]);

$\eta_{\text{б}}$ — КПД быстроходной конической ступени, $\eta_{\text{б}} = 0,97$ (таблица 1.1 [1]);

$\eta_{\text{т}}$ — КПД тихоходной цилиндрической ступени, $\eta_{\text{т}} = 0,98$ (таблица 1.1 [1]);

$\eta_{\text{ц}}$ — КПД цепной передачи, $\eta_{\text{ц}} = 0,95$ (таблица 1.1 [1]).

$$\eta_{\text{общ}} = 0,98 \times 0,99^4 \times 0,97 \times 0,98 \times 0,95 = 0,85;$$

$$P_{\text{э.тр.}} = \frac{5,9}{0,85} = 6,94 \text{ кВт.}$$

Ориентировочно определяем частоту вращения вала электродвигателя, задаваясь передаточными числами передач в пределах рекомендуемых значений (таблица 1.1 [1]). Учитываем, что передаточное число двухступенчатого редуктора $u_{\text{ред}} \geq 9$,

$$n_{\text{э.тр.}} = n_{\text{т}} u_{\text{общ}},$$

где $u_{\text{общ}}$ — передаточное число привода, $u_{\text{общ}} = u_{\text{б}} u_{\text{т}} u_{\text{ц}}$;

$u_{\text{б}}$ — передаточное число быстроходной конической ступени, $u_{\text{б}} = 3$ (таблица 1.1 [1]);

$u_{\text{т}}$ — передаточное число тихоходной цилиндрической ступени, $u_{\text{т}} = 3$ (таблица 1.1 [1]);

$u_{\text{ц}}$ — передаточное число цепной передачи, $u_{\text{ц}} = 1,5$ (таблица 1.1 [1])

принимая малым для уменьшения размеров ведомой звездочки;

$$u_{\text{общ}} = 3 \times 3 \times 1,5 = 13,5;$$

$$n_{\text{э.тр.}} = 90 \times 13,5 = 1215 \text{ мин}^{-1}.$$

По $P_{\text{э.тр.}}$ и $n_{\text{э.тр.}}$ подбираем электродвигатель 4А132S4У3, мощностью $P_{\text{э.}} = 7,5$ кВт и частотой вращения вала $n_{\text{э.}} = 1455 \text{ мин}^{-1}$ (таблица 24.9

[1]), диаметр вала $d_{\text{в}} = 32$ мм (таблица П1 [1]); $\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = 2$ (таблица 16.7.1 [2]).

5.2. Кинематический и энергетический расчеты

Уточняем передаточное число привода:

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{э}}}{n_{\text{т}}} = \frac{1455}{90} = 16,2.$$

Принимаем $u_{\text{ц}} = 1,5$. Тогда

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{ц}}} = \frac{16,2}{1,5} = 10,8;$$

$$u_{\text{т}} = 1,1\sqrt{u_{\text{ред}}} = 1,1\sqrt{10,8} = 3,61 \text{ (таблица 1.3 [1]);}$$

$$u_{\text{б}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\text{т}}} = \frac{10,8}{3,61} = 2,99 \text{ (таблица 1.3 [1]).}$$

Мощность на валах редуктора:

$$P_1 = P_{\text{э.гр.}} \eta_{\text{м}} = 6,94 \times 0,98 = 6,8 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \eta_{\text{п}} \eta_{\text{б}} = 6,8 \times 0,99 \times 0,97 = 6,53 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \eta_{\text{п}} \eta_{\text{т}} = 6,53 \times 0,99 \times 0,98 = 6,34 \text{ кВт}.$$

$$\text{Проверка: } P_{\text{т}} = P_3 \eta_{\text{п}}^2 \eta_{\text{ц}} = 6,34 \times 0,99^2 \times 0,95 = 5,9 \text{ кВт}.$$

Частота вращения валов редуктора:

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 1455 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{б}}} = \frac{1455}{2,99} = 487 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{т}}} = \frac{487}{3,61} = 135 \text{ мин}^{-1}.$$

$$\text{Проверка: } n_{\text{т}} = \frac{n_3}{u_{\text{ц}}} = \frac{135}{1,5} = 90 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающие моменты на валах редуктора:

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{6,8}{1455} = 44,6 \text{ Нм},$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{6,53}{487} = 128 \text{ Нм},$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{6,34}{135} = 448,5 \text{ Нм}.$$

Ориентировочные диаметры валов при допускаемых значениях касательных напряжений $[\tau] = 20 \text{ МПа}$:

$$d_{\text{в1}} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{44600}{0,2 \times 20}} = 22,3 \text{ мм}; \text{ принимаем } d_{\text{в1}} = 22 \text{ мм};$$

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{128100}{0,2 \times 20}} = 31,8 \text{ мм}; \text{ принимаем } d_{в2} = 30 \text{ мм};$$

$$d_{в3} = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{448500}{0,2 \times 20}} = 48,2 \text{ мм}; \text{ принимаем } d_{в3} = 48 \text{ мм}.$$

5.3. Расчет цепной передачи

Определяем ориентировочно шаг цепи (формула 6.33 [1]):

$$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_3 \cdot K_э}{z_1 \cdot [p] \cdot m_p}},$$

где $K_э$ — коэффициент эксплуатации, $K_э = KK_aK_cK_\gamma K_p K_{пер}$;
 K — коэффициент, учитывающий характер нагрузки, $K = 1$ (с. 179 [1]);
 K_a — коэффициент, учитывающий межосевое расстояние
 $K_a = 1$ (с. 179 [1]);
 K_c — коэффициент способа смазки, смазка периодическая
 $K_c = 1,5$ (с. 179 [1]);
 K_γ — коэффициент наклона линии центров к горизонту, $K_\gamma = 1$ (с. 180 [1]);
 K_p — коэффициент режима работы, $K_p = 1$ (с. 180 [1]);
 $K_{пер}$ — коэффициент регулировки межосевого расстояния, при периодической регулировке

$$K_{пер} = 1,15 \text{ (с. 180 [1])}.$$

$$K_э = 1 \times 1 \times 1,5 \times 1 \times 1 \times 1,15 = 1,725.$$

z_1 — число зубьев ведущей звездочки, $z_1 = 31 - 2u = 31 - 2 \times 1,5 = 28$ (с. 179 [1]);

$[p]$ — допускаемое давление в шарнирах цепи (таблица 6.19 [1]), получаем как среднее от значений, полученных путем интерполирования при $n_1 = 135 \text{ мин}^{-1}$

$$[p] = \frac{32,3 + 31,0 + 29,8}{3} = 31,0 \text{ МПа}.$$

m_p — число рядов цепи, $m_p = 1$.

$$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{10^3 \times 448,5 \times 1,725}{1 \times 28 \times 31,0}} = 26,9 \text{ мм}.$$

Полученное значение шага округляем до ближайшего большего стандартного $t = 31,75$ мм. По таблице 6.18 [1] выбираем цепь ПР–31,75–89 с раз-

рушающей нагрузкой $F_p = 89$ кН, массой 1 м цепи $q = 3,8$ кг, площадью проекции опорной поверхности шарнира $A = 262$ мм², диаметр ролика $d_1 = 19,05$ мм, расстояние между внутренними пластинами $b_1 = 19,05$ мм.

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 u = 28 \times 1,5 = 42.$$

Оптимальное межосевое расстояние из условия долговечности цепи

$$a = (30 \dots 50) t. \text{ Тогда межосевое расстояние в шагах } a_t = \frac{a}{t} = 30 \dots 50.$$

Принимаем $a_t = 40$.

Число звеньев цепи (6.39 [1]):

$$L_t = 2a_t + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{\left[\frac{(z_2 - z_1)}{2\pi} \right]^2}{a_t} = 2 \times 40 + \frac{42 + 28}{2} + \frac{\left[\frac{(42 - 28)}{2\pi} \right]^2}{40} = 115,12.$$

Округляем до целого четного значения $L_t = 116$.

Уточняем межосевое расстояние:

$$a = 0,25t \left[L_t - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{[L_t - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 8 \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$0,25 \times 31,75 \left[116 - 0,5(28 + 42) + \sqrt{[116 - 0,5(28 + 42)]^2 - 8 \left(\frac{42 - 28}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= 1284 \text{ мм.}$$

Для удобства монтажа цепи и обеспечения оптимальной стрелы прогиба холостой ветви $f = (0,01 \dots 0,02)a$ необходимо предусмотреть возможность уменьшения межосевого расстояния на $0,2 \dots 0,4$ %. Таким образом, монтажное межосевое расстояние $a_m = 0,996a = 0,996 \times 1284 = 1279$ мм.

Длина цепи $L = L_t \cdot t = 116 \times 31,75 = 3683$ мм.

Выполним проверочный расчет. Проверим частоту вращения меньшей звездочки $n_3 \leq [n]_3$,

где $\rightarrow [n]_3$ — допускаемая частота вращения, $[n]_3 = 770$ (таблица 6.21 [1]).

$$n_3 = 135 < [n]_3 = 770 \text{ об/мин.}$$

Фактическая скорость цепи:

$$v = \frac{z_1 t n_3}{60 \times 10^3} = \frac{28 \times 31,75 \times 135}{60 \times 10^3} = 2,0 \text{ м/с.}$$

Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{P_3 \times 10^3}{v} = \frac{6,34 \times 10^3}{2} = 3170 \text{ Н.}$$

Проверим давление в шарнирах цепи:

$$p_{ц} = \frac{F_t K_{\text{э}}}{A} \leq [p],$$

$$p_{ц} = \frac{3170 \times 1,725}{262} = 18,1 \text{ Н/мм}^2 < [p] = 27,3 \text{ Н/мм}^2,$$

$[p]$ — получили интерполированием.

Проверим коэффициент запаса прочности цепи:

$$S \geq [S],$$

где $[S]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S] = 8,1$ (таблица 6.20 [1]);

S — расчетный коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t K + F_f + F_v},$$

где F_p — разрушающая нагрузка цепи, $F_p = 89000 \text{ Н}$;

F_t — окружная сила, передаваемая цепью;

F_f — натяжение цепи от провисания ведомой ветви.

$$F_f = K_f g a q,$$

где K_f — коэффициент провисания, $K_f = 1 + 5 \frac{(90^\circ - \gamma)}{90^\circ} = 1 + 5 \frac{(90 - 30)}{90} = 4,3$ (с. 180 [1]);

g — ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

a — межосевое расстояние, $a = 1,284 \text{ м}$;

q — масса 1 м цепи, $q = 3,8 \text{ кг/м}$.

$$F_f = 4,3 \times 9,81 \times 1,284 \times 3,8 = 206 \text{ Н.}$$

F_v — натяжение цепи от центробежных сил:

$$F_v = q v^2 = 3,8 \times 2^2 = 15,2 \text{ Н.}$$

$$S = \frac{89000}{3170 \times 1 + 206 + 15,2} = 26,2,$$

$$S = 26,2 > [S] = 8,1.$$

Сила, нагружающая валы передачи (с. 35 [2]):

$$F_{\text{оп}} = (1,15 \dots 1,2) F_t;$$

$$F_{\text{оп}} = 1,2 F_t = 1,2 \times 3170 = 3804 \text{ Н.}$$

Определяем диаметры звездочек (таблица 6.23 [1]).

Диаметр делительной окружности:

ведущей звездочки

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{28}} = 283,6 \text{ мм};$$

ведомой звездочки

$$d_{d2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{42}} = 424,9 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности выступов:

ведущей звездочки

$$D_{e1} = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_1} + 0,7 \right) - 0,31d_1 = 31,75 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{28} + 0,7 \right) - 0,31 \times 19,05 = \\ = 298,1 \text{ мм};$$

ведомой звездочки

$$D_{e2} = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_2} + 0,7 \right) - 0,31d_1 = 31,75 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{42} + 0,7 \right) - 0,31 \times 19,05 = 440 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин $D_i = d_d - 2r$, где $r = 0,5025d_1$:

ведущей звездочки

$$D_{i1} = d_{d1} - 2r = 283 - 2 \times 0,5025 \times 19,05 = 274 \text{ мм};$$

ведомой звездочки

$$D_{i2} = d_{d2} - 2r = 424,9 - 2 \times 0,5025 \times 19,05 = 415,3 \text{ мм}.$$

Определяем остальные параметры ведущей звездочки (рисунок 5.2).

Ширина зуба

$$b = 0,93b_1 - 0,15 = 0,93 \cdot 19,05 - 0,15 = 17,6 \text{ мм}. \text{ Принимаем } 18 \text{ мм}.$$

Толщина диска

$$C = b + 3,2 = 18 + 3,2 = 21,2 \text{ мм}. \text{ Принимаем } 22 \text{ мм}.$$

Диаметр ступицы

$$d_{\text{ст}} = 1,55d_{B3} = 1,55 \cdot 48 = 74,4 \text{ мм}. \text{ Принимаем } 75 \text{ мм}.$$

Длина ступицы

$$l_{\text{ст}} = (0,8 \dots 1,6)d_{B3} = (0,8 \dots 1,6)48 = 38,4 \dots 76,8 \text{ мм}. \text{ Принимаем } 78 \text{ мм}.$$

Диаметр обода

$$D_0 = t \cdot \operatorname{ctg}(180/z_1) - 1,3h = 31,75 \cdot \operatorname{ctg}(180/28) - 1,3 \cdot 30,2 = 242,5 \text{ мм.}$$

Принимаем 242 мм. $\gamma = 20^\circ$; $f = 0,2b = 0,2 \times 18 = 3,5 \text{ мм.}$

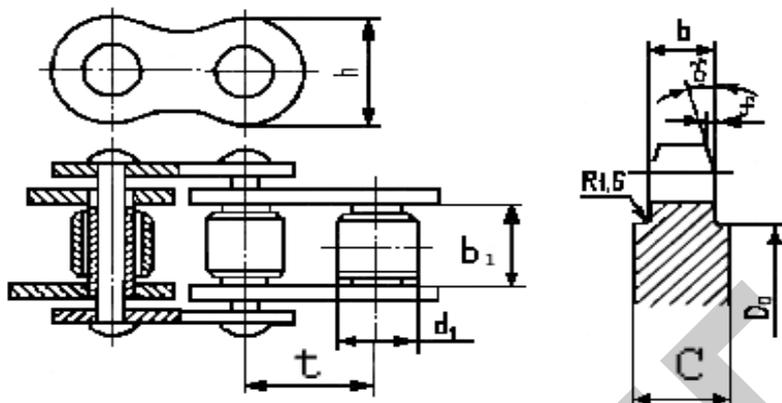


Рисунок 5.2 – Размеры роликовой цепи

5.4. Выбор материала колес и расчет допускаемых напряжений

Исходные данные: $L_h = 3,2 \times 10^3$ ч, режим работы — тяжелый.

Выбираем материал шестерни быстроходной ступени – сталь 40ХН (поверхностная закалка ТВЧ): $\sigma_B = 920$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, HRC = 48...53 (таблица 4.1 [1]). Для колеса быстроходной ступени — сталь 40ХН (улучшение):

$$\sigma_B = 920 \text{ МПа, } \sigma_T = 750 \text{ МПа, } HB = 288...302 \text{ (таблица 4.1 [1]).}$$

Выбираем материал шестерни и колеса тихоходной ступени — сталь 40ХН (улучшение):

шестерни $\sigma_B = 920$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, HB = 288...302 (таблица 4.1 [1]);

колеса $\sigma_B = 920$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, HB = 265...275 (таблица 4.1 [1]).

Предел контактной выносливости:

$$\sigma_{Hlim1} = 17 \text{ HRC} + 200 = 17 \times 48 + 200 = 1016 \text{ МПа (таблица 4.3 [1]);}$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2 \text{ HB} + 70 = 2 \times 295 + 70 = 660 \text{ МПа (таблица 4.3 [1]);}$$

$$\sigma_{Hlim3} = 2 \text{ HB} + 70 = 2 \times 295 + 70 = 660 \text{ МПа (таблица 4.3 [1]);}$$

$$\sigma_{Hlim4} = 2 \text{ HB} + 70 = 2 \times 270 + 70 = 610 \text{ МПа (таблица 4.3 [1]).}$$

Расчетное число циклов напряжений (формула 4.3 [1]):

$$N_{k1} = 60n_1L_h = 60 \times 1455 \times 3,2 \times 10^3 = 279,4 \times 10^6;$$

$$N_{k2} = N_{k3} = 60n_2L_h = 60 \times 487 \times 3,2 \times 10^3 = 93,5 \times 10^6;$$

$$N_{k4} = 60n_3L_h = 60 \times 135 \times 3,2 \times 10^3 = 25,9 \times 10^6.$$

Эквивалентное число циклов (с. 109 [1])

$$N_{HE} = K_{HE} = K_{HE} N_k,$$

где $K_{HE} = 0,5$ (график 1, рисунок 4.2, таблица 4.4 [1]);

$$N_{HE1} = 0,5 \times 279,4 \times 10^6 = 139,7 \times 10^6;$$

$$N_{HE2} = N_{HE3} = 0,5 \times 93,5 \times 10^6 = 46,8 \times 10^6;$$

$$N_{HE4} = 0,5 \times 25,9 \times 10^6 = 13 \times 10^6.$$

Коэффициент долговечности:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_{HE}}}, \quad 2,6 \geq Z_N \geq 1,$$

где $N_{H \lim}$ — базовое число циклов, $N_{H \lim 1} = 76 \times 10^6$ (получено линейной интерполяцией); $N_{H \lim 2} = 25 \times 10^6$; $N_{H \lim 3} = 25 \times 10^6$; $N_{H \lim 4} = 20 \times 10^6$, (таблица 4.2 [1]).

Так как $N_{H \lim 1} < N_{HE1}$, $Z_{N1} = 1$, $N_{H \lim 2} < N_{HE2}$, $Z_{N2} = 1$, $N_{H \lim 3} < N_{HE3}$, $Z_{N3} = 1$, то

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{20 \times 10^6}{13 \times 10^6}} = 1,07.$$

Допускаемые контактные напряжения (формула 4.1 [1]):

$$\sigma_H = Z_N \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \lim}},$$

где $S_{H \min}$ — коэффициент безопасности, $S_{H \min 1} = 1,2$; $S_{H \min 2} = S_{H \min 3} = S_{H \min 4} = 1,1$.

$$[\sigma_H]_1 = 1 \times \frac{1016}{1,2} = 847 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = 1 \times \frac{660}{1,1} = 600 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_3 = 1 \times \frac{660}{1,1} = 600 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_4 = 1,07 \times \frac{610}{1,1} = 593 \text{ МПа}.$$

В косозубых передачах и если разность твердостей шестерни и колеса большая, расчетное напряжение для конических колес (формула 4.6 [1]):

$$[\sigma_H]_6 = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,15[\sigma_H]_2;$$

для цилиндрических колес:

$$[\sigma_H]_7 = 0,45([\sigma_H]_3 + [\sigma_H]_4) \leq 1,25[\sigma_H]_4.$$

Тогда

$$[\sigma_H]_6 = 0,45(847 + 600) = 651 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_H]_6 = 1,15 \cdot [\sigma_H]_2 = 1,15 \times 600 = 690 \text{ МПа}.$$

Следовательно, $[\sigma_H]_6 = 651 \text{ МПа}$.

$$[\sigma_H]_6 = 0,45(600 + 593) = 537 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_7 = 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\min} = 1,25 \times 593 = 741 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_7 = 537 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_F] = Y_N Y_a \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}}{S_{F \text{ min}}},$$

где $\sigma_{F \text{ lim } b}$ — предел выносливости по напряжениям изгиба (таблица 4.3 [1]).

$$\sigma_{F \text{ lim } b1} = 550 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b2} = 1,8 \text{ НВ} = 1,8 \times 295 = 531 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b3} = 1,8 \text{ НВ} = 1,8 \times 295 = 531 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b4} = 1,8 \text{ НВ} = 1,8 \times 270 = 486 \text{ МПа}.$$

$S_{F \text{ min}}$ — коэффициент безопасности, $S_{F \text{ min}} = 1,75$ (таблица 4.3 [1]);

Y_a — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (передача неревверсивная), $Y_a = 1$ (с.108 [1]);

Y_N — коэффициент долговечности.

Для улучшения

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{FE}}}, \quad 4 \geq Y_N \geq 1 \quad (4.8 [1]);$$

для закалки

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{FE}}}, \quad Y_N \geq 1 \quad (4.8, a [1]),$$

где $N_{F \text{ lim}}$ — базовое число циклов напряжений, $N_{F \text{ lim}} = 4 \times 10^6$ (с. 109 [1]);

N_{FE} — эквивалентное число циклов напряжений, (с. 109 [1]);

$$N_{FE} = K_{FE} N_k,$$

$K_{FE1} = 0,2$; $K_{FE2} = K_{FE3} = K_{FE4} = 0,3$ (таблица 4.4 [1]).

$$N_{FE1} = 0,2 \times 279,4 \times 10^6 = 55,9 \times 10^6;$$

$$N_{FE2} = 0,3 \times 93,5 \times 10^6 = 28 \times 10^6;$$

$$N_{FE3} = 0,3 \times 93,5 \times 10^6 = 28 \times 10^6;$$

$$N_{FE4} = 0,3 \times 25,9 \times 10^6 = 7,8 \times 10^6.$$

Так как $N_{Flim1} < N_{FE1}$, $Y_{N1} = 1$; $N_{Flim2} < N_{FE2}$, $Y_{N2} = 1$; $N_{Flim3} < N_{FE3}$, $Y_{N3} = 1$;
 $N_{Flim4} < N_{FE4}$, $Y_{N4} = 1$.

$$[\sigma_F]_1 = 1 \times 1 \frac{550}{1,75} = 314 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = 1 \times 1 \frac{531}{1,75} = 303 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_3 = 1 \times 1 \frac{531}{1,75} = 303 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_4 = 1 \times 1 \frac{486}{1,75} = 278 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при перегрузках (с. 127 [1]):

$$[\sigma_H]_{\max 1} = 43 \text{ HRC} = 43 \times 48 = 2064 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_{\max 2} = 2,8\sigma_T = 2,8 \times 750 = 2100 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_{\max 3} = 2,8\sigma_T = 2,8 \times 750 = 2100 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_{\max 4} = 2,8\sigma_T = 2,8 \times 750 = 2100 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max 1} = 0,6\sigma_B = 0,6 \times 920 = 552 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max 2} = 0,8\sigma_T = 0,8 \times 750 = 600 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max 3} = 0,8\sigma_T = 0,8 \times 750 = 600 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max 4} = 0,8\sigma_T = 0,8 \times 750 = 600 \text{ МПа}.$$

5.5. Расчет зубчатых зацеплений

5.5.1. Быстроходная ступень

Расчетный внешний диаметр колеса (формула 4.26 [1]):

$$d_{e2} = k_d \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 k_{H\beta} u_{\sigma}}{[\sigma_H]^2 v_H}},$$

где $k_d = 165$ — вспомогательный коэффициент;

T_2 — вращающий момент на колесе, $T_2 = 128,1 \text{ Нм}$;

$k_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $k_{H\beta} = 1,2$ (рисунок 4.5 [1]).

Определим значение $\frac{K_{be} u_{\sigma}}{2 - K_{be}} = \frac{0,28 \times 2,99}{2 - 0,28} = 0,49$,

где $K_{be} = \frac{b_w}{R_e} = 0,25 \dots 0,3$ — коэффициент ширины, принимаем $K_{be} = 0,28$;

v_H — коэффициент вида зубьев, $v_H = 0,85$ (с. 128 [1]).

$$d_{e2} = 1653 \sqrt[3]{\frac{10^3 \times 128,1 \times 1,2 \times 2,99}{651^2 \times 0,85}} = 179 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения $d_{e2} = 180$ мм (таблица 4.14 [1]).

По таблице 4.14 [1] назначаем ширину венца $b_2 = 28$ мм.

Вычисляем число зубьев колеса (с. 129 [1]):

$$Z_2 = c \sqrt[5]{u^2} \cdot \sqrt[6]{d_{e2}} = 14 \sqrt[5]{2,99^2} \times \sqrt[6]{180} = 51,6,$$

где $c = 14$ — коэффициент (таблица 4.15 [1]).

Принимаем $Z_2 = 52$.

Определяем число зубьев шестерни $Z_1 = \frac{Z_2}{u} = \frac{52}{2,99} = 17,4$.

Принимаем $Z_1 = 17$.

Действительное передаточное число:

$$u_{\delta\delta} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{52}{17} = 3,06.$$

Отклонение от заданного $\Delta u = \frac{u_{\delta\delta} - u_{\delta}}{u_{\delta}} 100\% = \frac{3,06 - 2,99}{2,99} 100\% = 2,3\%$.

Допускаемое значение $\Delta u = \pm 4\%$ (с. 130 [1]).

Определяем внешний окружной модуль (формула 4.28 [1]):

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{180}{52} = 3,462 \text{ мм.}$$

Углы делительных конусов (формула 4.30 [1]):

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{z_1}{z_2}\right) = \arctg\left(\frac{17}{52}\right) = 18,1^\circ ;$$

$$\delta_2 = \arctg\left(\frac{z_2}{z_1}\right) = \arctg\left(\frac{52}{17}\right) = 71,9^\circ .$$

Внешние диаметры:

– делительные (формула 4.32 [1])

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3,462 \times 17 = 58,85 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = m_e z_2 = 3,462 \times 52 = 180 \text{ мм;}$$

– вершин зубьев (формула 4.33 [1]):

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 58,85 + 2 \times 3,462 \cos 18,1^\circ = 65,8 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 180 + 2 \times 3,462 \cos 71,9^\circ = 182,2 \text{ мм}.$$

Внешнее конусное расстояние (формула 4.31 [1]):

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \times 3,462 \sqrt{17^2 + 52^2} = 94,7 \text{ мм}.$$

Уточняем значение коэффициента ширины:

$$K_{be} = \frac{b_2}{R_e} = \frac{28}{94,7} = 0,296.$$

Средние делительные диаметры (формула 4.34 [1]):

$$\text{шестерни } d_1 = d_{e1}(1 - 0,5K_{be}) = 58,85(1 - 0,5 \times 0,296) = 50,1 \text{ мм}.$$

$$\text{колеса } d_2 = d_{e2}(1 - 0,5K_{be}) = 180(1 - 0,5 \times 0,296) = 153,4 \text{ мм}.$$

Окружная сила на среднем диаметре (формула 4.35 [1]):

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_1} = \frac{2 \times 10^3 \times 44,6}{50,1} = 1780,4 \text{ Н}.$$

Осевая сила (формула 4.36 [1]):

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 1780,4 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 18,1^\circ = 201,3 \text{ Н}.$$

Радиальная сила (формула 4.37 [1]):

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 1780,4 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 18,1^\circ = 616 \text{ Н}.$$

Средняя окружная скорость колес

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 10^3} = \frac{\pi \cdot 50,1 \times 1455}{60 \times 10^3} = 3,82 \text{ м/с}.$$

Выбираем 8-ю степень точности (таблица 4.6 [1]).

Выполняем проверочный расчет передачи на контактную выносливость (формула 4.39 [1]):

$$\sigma_H = \frac{1900}{d_{e2}} \sqrt{\frac{10^3 T_{2y} k_H u_{\delta\delta}}{d_{e2} v_H}} \leq [\sigma_H]_{\delta},$$

где $T_{2y} = \frac{T_2 u_{\delta\delta}}{u_{\delta}} = \frac{128,1 \times 3,06}{2,99} = 131,1 \text{ Нм}$ — уточненный момент на колесе;

$K_H = K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv}$ — коэффициент нагрузки;

K_{Ha} — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зацепляющимися парами зубьев, $K_{Hd} = 1$ (с. 112 [1]);

$K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий;

$K_{H\beta} = 1,21$, уточняем по рисунку 4.5 [1] при $k_{be} = 0,296$ и $u_{\delta\delta} = 3,06$;

K_{Hv} — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку внутри передачи, $K_{Hv} = 1,15$ (таблица 4.8 [1]).

Тогда $K_H = 1 \times 1,21 \times 1,15 = 1,39$.

Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = \frac{1900}{180} \sqrt{\frac{10^3 \times 131,1 \times 1,39 \times 3,06}{180 \times 0,85}} = 637 \text{ МПа.}$$

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_6 = 651 \text{ МПа}$.

$$\text{Отклонение } \Delta = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]_6}{\sigma_H} 100\% = \frac{637 - 651}{637} 100\% = -2,2 \%$$

Допускаемая недогрузка или перегрузка 5 % (с. 125 [1]).

Выполняем проверочный расчет выносливости при изгибе зубьев колеса (формула 4.40 [1]):

$$\sigma_{F2} = \frac{2330 T_{2y} K_F Y_{F2}}{d_{e2} b_2 m_e v_F} \leq [\sigma_F]_2,$$

где $K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}$ — коэффициент нагрузки;

K_{Fa} — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев (для прямозубой передачи $K_{Fa} = 1$);

$K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба (для $K_{be} = 0,296$ и $u_{\delta\delta} = 3,06$; $K_{F\beta} = 1,42$ (рисунок 4.5 [1]). Опорами валов предварительно выбираем шариковые подшипники качения;

K_{Fv} — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку внутри передачи, $K_{Fv} = 1,36$ (таблица 4.9 [1]).

$$K_F = 1 \times 1,42 \times 1,36 = 1,93.$$

Y_{F2} — коэффициент формы зуба колеса, $Y_{F2} = 3,6$ (рисунок 4.7 [1]);

Z_v — эквивалентное число зубьев (формула 4.41 [1]):

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{52_2}{\cos 71,9} = 167,4;$$

v_F — коэффициент вида зубьев, $v_F = 0,85$ (с. 130 [1]).

$$\sigma_{F2} = \frac{2330 \times 131,1 \times 1,93 \times 3,6}{180 \times 28 \times 3,462 \times 0,85} = 143,1 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_2 = 309 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Проверим прочность при перегрузках. Максимальные контактные напряжения (с. 127 [1]).

Для выбранного двигателя $\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} = 2$, т.е. возможна двукратная перегрузка.

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} = 637\sqrt{2} = 900,9 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max 1} = 2064 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} = 143,1 \times 2 = 286,2 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{\max 1} = 552 \text{ МПа}.$$

Прочность при перегрузках обеспечена.

5.5.2. Тихоходная ступень

Ориентировочное межосевое расстояние равно (формула 4.49 [1]):

$$a_{\text{вт}} = K_\alpha (u_T + 1) \sqrt[3]{\frac{10^3 T_3 K_{H\beta}}{u_T^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}},$$

где $K_\alpha = 43$ (с. 118 [1]);

$\psi_{ba} = 0,4$ (таблица 4.10 [1]);

$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u_T + 1) = 0,5 \times 0,4(3,615 + 1) = 0,92$ ((формула 4.10 [1]);

$K_{H\beta}$ — коэффициент концентрации нагрузки, $K_{H\beta} = 1,08$ (рисунок 4.4 [1]).

$$a_{\text{вт}} = 43(u_T + 1) \sqrt[3]{\frac{10^3 T_3 K_{H\beta}}{u_T^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} = 43(3,61 + 1) \sqrt[3]{\frac{10^3 \times 448,5 \times 1,08}{3,61^2 \times 0,4 \times 537^2}} = 135,9 \text{ мм}.$$

Так как $d_{ae2} = 182,2$ мм, то проверим возможность врезания в тихоходный вал конического колеса:

$$a_{\text{вт}} = \frac{d_{ae2}}{2} + \frac{d_B}{2} + (10 \dots 15) = \frac{182,2}{2} + \frac{63}{2} + (10 \dots 15) = 132,6 \dots 137,6 \text{ мм}.$$

Ориентировочно $d_6 = d_3 + 15 = 48 + 15 = 63$ мм — диаметр тихоходного вала.

Принимаем $a_{\text{вт}} = 140$ мм.

Определяем ширину венца зубчатого колеса:

$$b_w = b_2 = \psi_{ba} a_{\text{вт}} = 0,4 \times 140 = 56 \text{ мм (формула 4.11 [1]).}$$

Ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (3...5) = 56 + 4 = 60$ мм (формула 4.11, a [1]).

Определяем значение модуля (с. 120 [1]):

$$m_n = (0,01...0,02)a_{вт} = (0,01...0,02)140 = 1,4...2,8 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартный модуль $m = 2,5$ мм (таблица 4.13 [1]).

Ориентировочно проверим принятый модуль по условиям прочности при изгибе (формула 4.12 [1]):

$$m_n = K_{ma} \frac{T_1(u_T + 1)Y_F}{a_w b_2 [\sigma_F]_2} = 1400 \frac{128,1(3,61 + 1)4}{140 \times 56 \times 278} = 1,52,$$

где K_{ma} — вспомогательный коэффициент, $K_{ma} = 1400$;

Y_F — коэффициент формы зуба, $Y_F = 3,8...4,2$ (с. 121 [1]).

Предварительно задаем угол наклона зубьев $\beta = 14^\circ$. Тогда суммарное число зубьев

$$Z_\Sigma = \frac{2a_{вт} \cos \beta}{m} = \frac{2 \times 140 \cdot \cos 14^\circ}{2,5} = 108,7 \quad (\text{с. 122 [1]}).$$

Принимаем $Z_\Sigma = 109$.

Число зубьев шестерни $Z_3 = \frac{Z_\Sigma}{(u_T + 1)} = \frac{109}{(3,61 + 1)} = 23,6$ (формула 4.15 [1]).

Принимаем $Z_3 = 24$; $Z_4 = Z_3 u_T = 24 \times 3,61 = 86$.

Уточняем угол наклона зубьев:

$$\cos \beta = \frac{m(z_3 + z_4)}{2a_{вт}} = \frac{2,5(24 + 86)}{2 \times 140} = 0,982, \quad \beta = 10,9^\circ.$$

Определяем делительные диаметры колес, нарезанных без смещения:

$$d_3 = \frac{mz_3}{\cos \beta} = \frac{2,5 \times 24}{\cos 10,9^\circ} = 61,1 \text{ мм};$$

$$d_4 = \frac{mz_4}{\cos \beta} = \frac{2,5 \times 86}{\cos 10,9^\circ} = 218,9 \text{ мм.}$$

Уточняем межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5(d_3 + d_4) = 0,5(61,1 + 218,9) = 140 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей выступов:

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 61,1 + 2 \times 2,5 = 66,1 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 218,9 + 2 \times 2,5 = 223,9 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m = 61,1 - 2,5 \times 2,5 = 54,85 \text{ мм;}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m = 218,9 - 2,5 \times 2,5 = 212,65 \text{ мм.}$$

Окружная скорость в зацеплении:

$$v = \frac{\pi d_3 n_2}{60 \times 10^3} = \frac{\pi \times 61,1 \times 487}{60 \times 10^3} = 1,56 \text{ м/с.}$$

По таблице 4.6 [1] выбираем 9-ю степень точности.

Уточняем передаточное число:

$$u_{\text{тд}} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{86}{24} = 3,58.$$

Определяем силы, действующие в зацеплении (формулы 4.22 [1]):

$$\text{окружная сила } F_{t3} = F_{t4} = \frac{2T_2}{d_3} = \frac{2 \times 128,1}{0,0611} = 4193 \text{ Н;}$$

$$\text{радиальная } F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = \frac{4193 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10,9^\circ} = 1554 \text{ Н;}$$

$$\text{осевая } F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \operatorname{tg} \beta = 4193 \cdot \operatorname{tg} 10,9^\circ = 807 \text{ Н.}$$

Определяем расчетное контактное напряжение (формула 4.23 [1]):

$$\sigma_H = Z_E Z_F Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u_{\text{тд}} + 1)}{b_w d_3 u_{\text{тд}}}},$$

где Z_E — коэффициент, учитывающий механические свойства материала, Z_E (с. 124 [1]);

Z_ε — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$, так как коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m} = \frac{56 \cdot \sin 10,9^\circ}{\pi 2,5} = 1,35 > 1 \text{ (с. 124 [1]);}$$

ε_α — коэффициент торцового перекрытия (формула 4.24 [1]);

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_3} + \frac{1}{Z_4} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{86} \right) \right] \cos 10,9^\circ = 1,68.$$

Тогда $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,68}} = 0,77$.

Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей,

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_\varepsilon}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} \quad (\text{с. 125 [1]}),$$

где α_t — делительный угол профиля в торцовом сечении,

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10,9^\circ} = 20,3^\circ;$$

β_ε — основной угол наклона (с. 12.1 [1]),

$$\beta_\varepsilon = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos 20^\circ) = \arcsin(\sin 10,9^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 10,2^\circ;$$

$\alpha_{tw} = \alpha_t = 20,3^\circ$ (с. 125 [1]).

$$Z_H = \frac{1}{\cos 20,3^\circ} \sqrt{\frac{2 \cos 10,2^\circ}{\operatorname{tg} 20,3^\circ}} = 2,46.$$

K_H — коэффициент нагрузки, $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$;

$K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев, $K_{H\alpha} = 1,13$ (таблица 4.5 [1]);

$K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий (рисунок 4.4 [1]) при $\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_3} = \frac{56}{61,1} = 0,92$,

$K_{H\beta} = 1,08$;

$K_{H\nu}$ — коэффициент динамической нагрузки внутри передачи,

$K_{H\nu} = 1,03$ (таблица 4.8 [1]).

Тогда коэффициент нагрузки

$$K_H = 1,13 \times 1,08 \times 1,03 = 1,26.$$

Расчетные контактные напряжения:

$$\sigma_H = 192 \times 0,77 \times 2,46 \sqrt{\frac{4193 \times 1,26 \times (3,58 + 1)}{56 \times 61,1 \times 3,58}} = 511 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 511 < [\sigma_H]_T = 537 \text{ МПа}.$$

Выполним проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба (формула 4.25 [1]):

$$\sigma_F = \frac{2T_2 Y_F Y_\varepsilon Y_\beta K_F}{d_3 b_w m} \leq [\sigma_F],$$

где Y_F — коэффициент формы зуба, выбираем по рисунку 4.7 [1] в зависи-

мости от приведенного числа зубьев: $Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$;

$$Z_{v3} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3 10,9^\circ} = 25,3,$$

$$Z_{v4} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{86}{\cos^3 10,9^\circ} = 90,8;$$

коэффициента смещения $x_3 = x_4 = 0$, так как зубья нарезаны без смещения, $Y_{F3} = 3,92$; $Y_{F4} = 3,6$;

Y_ε — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев,

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,68} = 0,595 \text{ (с. 126 [1])};$$

Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зубьев,

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - \frac{10,9^\circ}{120^\circ} = 0,91 \text{ (с. 126 [1])};$$

K_F — коэффициент нагрузки, $K_H = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$;

$K_{F\alpha}$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев, $K_{F\alpha} = 1,35$ (таблица 4.5 [1]);

$K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta} = 1,16$ (рисунок 4.4 [1]);

K_{Fv} — коэффициент динамической нагрузки внутри передачи,

$K_{Fv} = 1,07$ (таблица 4.9 [1]).

Тогда $K_F = 1,35 \times 1,16 \times 1,07 = 1,68$.

Определяем менее прочный зуб (с. 126 [1]).

$$\frac{[\sigma_F]_3}{Y_{F3}} = \frac{303}{3,92} = 77,3; \quad \frac{[\sigma_F]_4}{Y_{F4}} = \frac{278}{3,6} = 77,2.$$

Менее прочным является зуб колеса. Следовательно, расчет производим по колесу.

Напряжения изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2 \times 128,1 \times 10^3 \times 3,6 \times 0,595 \times 0,91 \times 1,68}{61,1 \times 56 \times 2,5} = 98,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = 98,1 < [\sigma_F]_4 = 278 \text{ МПа.}$$

Условие прочности по напряжениям изгиба выполняется.

Проверим прочность при перегрузках (с. 127 [1]).

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} = 511\sqrt{2} = 723 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max} = 2100 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} = 98,1 \times 2 = 196,2 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{\max} = 600 \text{ МПа}.$$

Условия прочности при перегрузках выполняются.

5.6. Расчет элементов корпуса и крышки редуктора, расстояний между деталями редуктора и размеров зубчатых колес

Толщина стенки корпуса редуктора:

$$\delta = (0,025a_{\text{вцил}} + 3) \geq 8 \text{ мм (с. 55 [2])};$$

$$\delta = (0,025 \cdot 140 + 3) = 6,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $\delta = 8 \text{ мм}$.

Толщина стенки крышки редуктора (с. 154 [2]):

$$\delta_{\text{кр}} = (0,8 \dots 0,9)\delta = 6,4 \dots 7,2 \geq 7 \text{ мм}.$$

Принимаем $\delta_{\text{кр}} = 8 \text{ мм}$.

Диаметры болтов, соединяющих:

- редуктор с рамой (фундаментных) $d_1 = 2\delta = 2 \times 8 = 16 \text{ мм}$;
- корпус с крышкой у бобышек подшипников $d_2 = 1,5\delta = 1,5 \times 8 = 12 \text{ мм}$;
- корпус с крышкой по периметру соединения $d_3 = 1,0\delta = 1,0 \times 8 = 8 \text{ мм}$;
- корпус со смотровой крышкой (таблица 12.1.2 [2]) $d_4 = 6 \text{ мм}$;
- крышку подшипникового узла с корпусом выбираем в зависимости от наружного диаметра подшипника или стакана (таблица 11.1.1 [2]). Данные болты выберем после разработки окончательной конструкции вала и подбора подшипников.

Число соответствующих диаметрам болтов выбираем на основании рекомендаций (п. 6.4, с.154 [2]).

Размеры болтовых соединений и мест расположения болтов определяем по рекомендациям раздела 11.7 [2] после разработки компоновочной схемы редуктора.

Ширина фланцев редуктора:

- фундаментного $S_1 = \delta + x + K_1 = 8 + 3 + 40 = 51 \text{ мм}$;
- корпуса и крышки у подшипников $S_2 = \delta + x + K_2 = 8 + 3 + 32 = 43 \text{ мм}$;
- корпуса и крышки по периметру $S_3 = \delta + x + K_3 = 8 + 3 + 24 = 35 \text{ мм}$,

где δ — толщина стенки корпуса;

x — расстояние, учитывающее уклон (таблица 11.2.2 [2]), $x = 2 \dots 3$ мм, принимаем $x = 3$ мм;

K — размер фланца, зависящий от диаметра болта (таблица 11.7.3 [2]),

$K_1 = 40$ мм, $K_2 = 32$ мм, $K_3 = 24$ мм.

Толщина фланцев редуктора (с. 154 [2], п. Б.7):

– фундаментного $\delta_{\text{фл1}} = 2,3\delta = 2,3 \times 8 = 18,4$ мм, принимаем 18 мм;

– корпуса $\delta_{\text{фл2}} = 1,5\delta = 1,5 \times 8 = 12$ мм;

– крышки $\delta_{\text{фл3}} = 1,35\delta = 1,35 \times 8 = 10,8$ мм, принимаем 11 мм.

Для фиксации крышки редуктора относительно корпуса используем два конических штифта. Диаметр штифтов $d = \delta = 8$ мм (с. 162 [2]).

Подшипники на быстроходном валу закрываем накладными крышками, на промежуточном и тихоходном валах — закладными. Размеры крышек определяем в соответствии с рекомендациями (таблица 11.1.1 [2]) после подбора и проверки подшипников.

Толщина фланца стакана конической шестерни $h = 8$ мм (таблица 11.1.1 [2]).

Толщина фланца крышки подшипников быстроходного вала $h_1 = 8$ мм (таблица 11.1.1 [2]).

Высота головки болта крепления крышки подшипника

$$h_2 = 0,8h_1 = 0,8 \times 8 = 6,4 \text{ мм.}$$

Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора до боковой поверхности вращающейся детали $c = (1,0 \dots 1,2)\delta = (1,0 \dots 1,2)8 = (8 \dots 9,6)$ мм, принимаем $c = 9$ мм; до торца подшипника качения $c_1 = (3 \dots 5)$ мм, принимаем $c_1 = 4$ мм.

Зазор между муфтой и головкой болта крепления крышки подшипника, а так же между ступицей звездочки и корпусом редуктора $c_2 = (5 \dots 8)$ мм, принимаем $c_2 = 8$ мм.

Расстояние между шестерней цилиндрической ступени и колесом конической $c_3 = (0 \dots 5)$ мм. Так как это расстояние может быть буртиком вала при съемной шестерне, принимаем $c_3 = 10$ мм.

Длина ступиц деталей, посаженных на выходные концы валов редуктора, $l_{\text{ст}} = (1,6 \dots 1,8)d_{\text{в}}$ (с. 59 [2]):

– быстроходный вал $l_{\text{ст.б}} = 1,6 \times 22 = 35,2$ мм, принимаем $l_{\text{ст.б}} = 36$ мм;

– тихоходный вал $l_{ст.т.} = 1,6 \times 48 = 76,8$ мм, принимаем $l_{ст.т.} = 78$ мм.

Длина ступиц зубчатых колес:

– конического (с. 69 [4])

$l_{ст2} = (1,2 \dots 1,4)d_g = (1,2 \dots 1,4)32 = 38,4 \dots 44,8$ мм, принимаем $l_{ст.2} = 40$ мм.

Торец ступицы и торец зубчатого венца лежат в одной плоскости;

– цилиндрического (с.63 [4])

$l_{ст4} = (1,0 \dots 1,2)d_g = (1,0 \dots 1,2)56 = 56 \dots 67,2$ мм, принимаем $l_{ст.4} = b_4 = 56$ мм.

Диаметр ступицы колес $d_{ст} = (1,5 \dots 1,55)d_g$ (с. 63 [4]):

– конического колеса $d_{см2} = (1,5 \dots 1,55)32 = 48 \dots 49,6$ мм, принимаем

$d_{ст2} = 48$ мм;

– цилиндрического колеса $d_{см4} = (1,5 \dots 1,55)56 = 84 \dots 86,8$ мм, принимаем $d_{ст4} = 85$ мм.

Толщина дисков колес $S_k = (0,35 \dots 0,4)b_2$ (с. 65[4]):

– конического $S_{к2} = (0,35 \dots 0,4)28 = 9,8 \dots 11,2$ мм, принимаем $S_{к2} = 11$ мм;

– цилиндрического $S_{к4} = (0,35 \dots 0,4)56 = 19,6 \dots 22,42$ мм, принимаем

$S_{к4} = 20$ мм.

Ширина торца венца цилиндрического зубчатого колеса (с. 63 [4])

$\delta_4 = 2,2m + 0,05b_4 = 2,2 \times 2,5 + 0,05 \times 56 = 8,3$ мм, принимаем $\delta_4 = 10$ мм

(с. 137 [2]).

5.7. Эскизная компоновка редуктора

Эскизная компоновка устанавливает положение колес редуктора, звездочки цепной передачи и муфты относительно опор валов редуктора, определяет расстояние между опорами. Компоновка выполняется в тонких линиях на листе миллиметровой бумаги. Проводим осевые линии под углом 90° (см. рисунок 5.3). Откладываем углы δ_1 и δ_2 . От точки пересечения осей откладываем расстояние R_e . Строим основные конусы. Затем перпендикулярно основным конусам проводим образующие дополнительных конусов. От образующей дополнительного конуса откладываем ширину зубчатого венца b_2 . На образующей дополнительного конуса откладываем высоту головки и ножки зуба, получаем диаметры колес d_{ae} и d_{fe} . На расстоянии $c = 9$ мм в осевом направлении от диаметра d_{fe1} проводим внутренний контур корпуса редуктора. Отложив от внутреннего контура расстояние $c_1 = 4$ мм, получаем плос-

кость заплечика вала под подшипник. Отложив от заплечика вала габаритную ширину подшипника, получаем плоскость заплечика стакана под подшипник.

От оси промежуточного вала откладываем межосевое расстояние $a_{вт}$.

Вычерчиваем контуры колес по делительному диаметру. Ширина шестерни на 5 мм больше ширины зацепления.

Расстояние от торца ступицы конического колеса до торца цилиндрической шестерни принимаем равным 10 мм (см. раздел 5.6). Торцы ступицы и торцы зубчатого венца, прилегающие к шестерне, лежат в одной плоскости. От этого торца откладываем $l_{ст2}$.

Для предотвращения задевания поверхностей вращающихся колес за внутренние стенки корпуса контур стенок проводим с зазором $c = 9$ мм, т.е. на этом расстоянии от цилиндрической шестерни и от ступицы конического колеса проводим внутренние контуры корпуса редуктора.

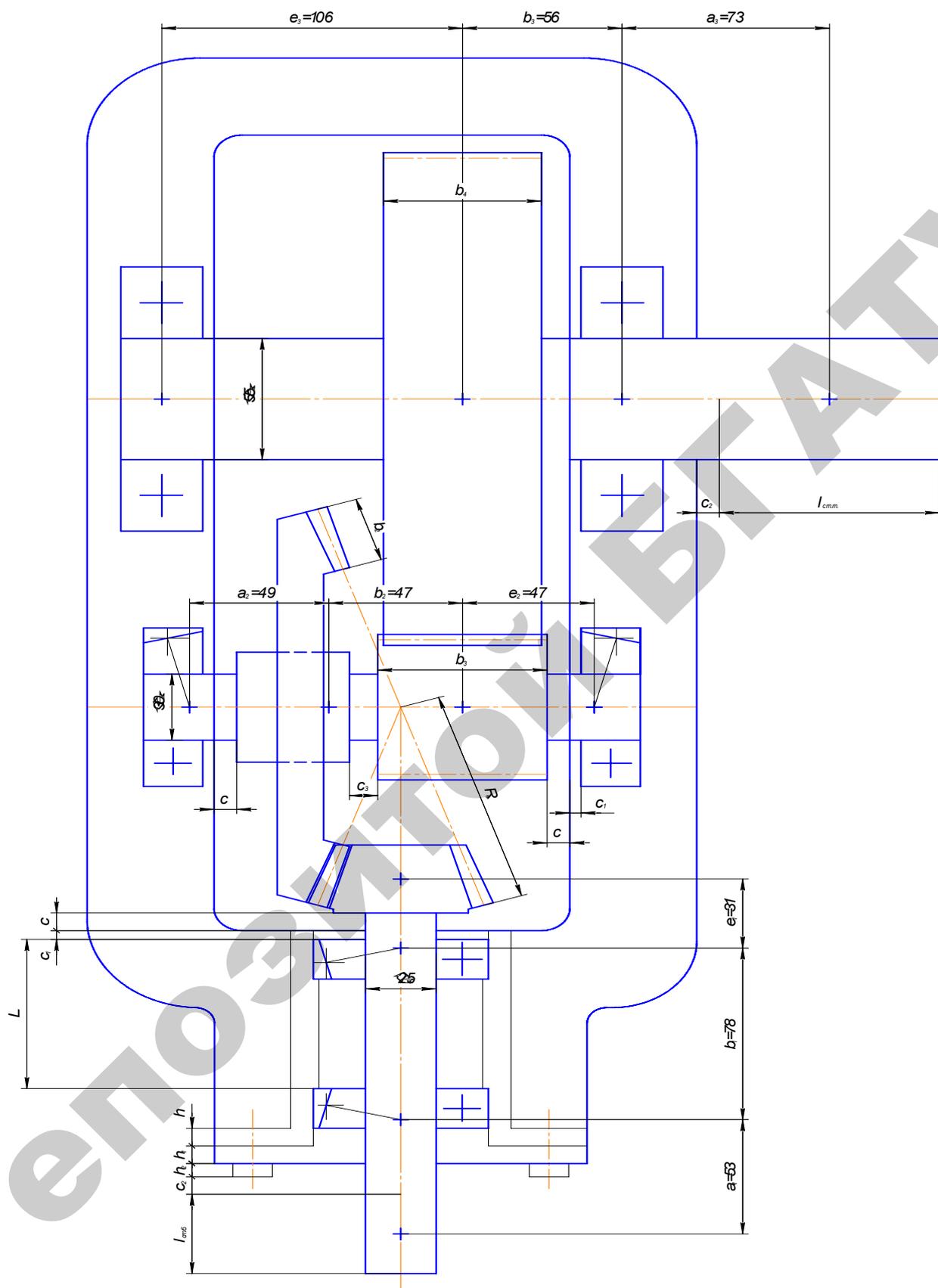


Рисунок 5.3 – Компоновочная схема редуктора

Вычерчиваем контуры валов на соответствующих осях. Контуры диаметров валов принимаем равными диаметру под подшипником.

Быстроходный вал:

– диаметр выходного конца $d_{в1} = 22$ мм (см. раздел 5.2);

– диаметр под подшипник $d_{н1} = 25$ мм. Предварительно выбираем роликовые радиально-упорные подшипники средней серии № 7305. Подшипники устанавливаем «врастяжку» для упрощения их регулировки.

Внутреннее кольцо прилежащего к шестерне подшипника упирается в заплечик вала; наружное кольцо — в заплечик стакана, расположенный от заплечика вала на расстоянии равном габаритной ширине подшипника. Второй подшипник устанавливаем на расстоянии $L = (2,5...3,5)d_n$ (с. 59 [2]), $L = (2,5...3,5)25 = 62,5...87,5$ мм. Принимаем $L = 70$ мм. Отложив это расстояние вдоль оси вала от заплечика вала, получим плоскость заплечика стакана под второй подшипник. Вычерчиваем контуры второго подшипника, отложив от заплечика стакана габаритную ширину подшипника, а от оси вала — радиус наружного кольца подшипника.

Для нахождения точки приложения нагрузки, действующей от муфты, от края подшипника откладываем толщину фланца стакана конической шестерни $h = 8$ мм, толщину фланца крышки подшипников $h_1 = 8$ мм, высоту головки болта крепления крышки подшипника $h_2 = 6$ мм, зазор между муфтой и головкой болта $c_2 = 8$ мм и половину длины ступицы $0,5l_{ст.б} = 0,5 \times 36 = 18$ мм.

Таким образом, от края подшипника до точки приложения нагрузки на вал от муфты расстояние $a = h + h_1 + h_2 + c_2 + 0,5l_{ст.б} = 8 + 8 + 6 + 8 + 18 = 48$ мм.

Так как на валу установлены радиально-упорные подшипники, реакция от подшипника, действующая на вал, находится на пересечении линии действия силы наружного кольца на тело качения с осью вала. Точку приложения силы к наружному кольцу находим следующим образом: откладываем от заплечика стакана половину ширины наружного кольца и проводим линию, перпендикулярную оси вала, а от линии наружного диаметра D подшипника на расстоянии равном $0,125(D - d)$, где d — внутренний диаметр подшипника, проводим линию, параллельную оси вала. Точка пересечения перпендикуляра и параллели и есть искомая. Из этой точки под углом α наклона образующей конуса наружного кольца проводим образующую и восстанавливаем к ней нормаль. Пересечение нормали с осью вала и даем точку приложения реакции опоры, действующей на вал.

Расстояние между такими точками двух подшипников есть расчетное

расстояние $b_1 = 78$ мм. Точка приложения нагрузки от составляющих усилия в зацеплении находится в точке пересечения перпендикуляра, восстановленного к оси вала из середины зацепления.

На схеме замеряем расстояния $a_1 = 53$ мм и $e_1 = 31$ мм.

Промежуточный вал:

- диаметр вала под подшипником $d_{в2} = d_{ш2} = 30$ мм (см. раздел 5.2);
- диаметр вала под коническим колесом и цилиндрической шестерней принимаем равным $d_{ш2} = 32$ мм.

В качестве опор вала предварительно выбираем роликовые радиально-упорные подшипники средней серии № 7306. Подшипники устанавливаем «враспор». На расстоянии $C_1 = 4$ мм от внутренних контуров стенок корпуса редуктора, т.е. торцовые плоскости вала, проходящие на расстоянии c_1 от стенок редуктора, будут являться заплечиками вала под подшипники. От этих плоскостей откладываем габаритную ширину подшипника, а от оси вала — радиусы наружного кольца. Строим контуры подшипника. Наружное кольцо упирается торцом в крышку подшипника или в распорную втулку, или нажимную шайбу.

Точки приложения реакции опоры к валу находим так же, как и для быстроходного вала. На компоновочной схеме замеряем расстояния: $a_2 = 49$ мм; $b_2 = 47$ мм; $e_2 = 47$ мм.

Тихоходный вал:

- диаметр выходного конца вала $d_{в3} = 48$ мм;
- диаметр вала под подшипником принимаем 55 мм;
- диаметр вала под колесом принимаем равным 56 мм.

Для опор вала ориентировочно выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники средней серии № 311. Подшипники располагаем на расстоянии $C_1 = 4$ мм от внутренних контуров стенок корпуса редуктора. Торцовые плоскости вала, проходящие в этих местах, являются заплечиками вала под подшипник. Наружные кольца будут упираться в крышки подшипников, упорные торцы которых будут расположены от заплечиков вала на расстоянии, равном ширине подшипника.

Реакция опоры будет действовать на валы посередине подшипника.

Усилие в зацеплении приложено посередине колеса.

Для нахождения точки приложения усилия, действующего на вал от цепной передачи, откладываем от внутреннего контура редуктора ширину фланца $S_2 = 43$ мм, зазор между ступицей звездочки и корпусом редуктора $c_2 = 8$ мм и половину длины ступицы звездочки $l_{ст.т} = 78$ мм. С учетом поло-

вины ширины B подшипника, расстояние от точки приложения реакции опоры до точки приложения усилия от цепной передачи

$$a_3 = \frac{l_{\text{ст.т}}}{2} + c_2 + S_2 - c_1 - \frac{B}{2} = 39 + 8 + 43 - 4 - 14,5 = 71,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_3 = 73$ мм. Остальные расстояния между точками действия нагрузки на вал замеряем на компоновочной схеме (см. рисунок 5.3):

$$b_3 = 56 \text{ мм; } e_3 = 106 \text{ мм.}$$

5.8. Расчет шпоночных соединений

Для передачи вращающего момента между зубчатым колесом и валом применим призматические шпонки. Сечение шпонки выбираем по таблице 9.1.2 [2] в зависимости от диаметра вала. Шпонки изготавливаем из стали 45, $[\sigma_{\text{см}}] = 110 \dots 200$ МПа (с. 90 [3]). Расчетная длина шпонки

$$l_p = \frac{T \cdot 10^3}{0,5d(h - t_1)[\sigma_{\text{см}}]}$$

Напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d(l_{\text{станд}} - b)(h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T — вращающий момент на валу, Нм;

d — диаметр вала, мм;

h — высота шпонки, мм;

t_1 — глубина паза вала, мм;

$l = l_p + b$ — длина шпонки, мм;

b — ширина шпонки, мм.

Длину шпонки l округляем до ближайшего стандартного значения $l_{\text{станд}}$ (таблица 9.1.3 [2]).

Исходные данные и результаты расчета сводим в таблицу.

Вал	d , мм	$b \times h$ мм×мм	t_1 , мм	T , Нм	l_p , мм	l , мм	$l_{\text{станд}}$, мм	$\sigma_{\text{см}}$, МПа
1	22	8×7	4	44,6	12,3	20,3	25	79,5
2	32	10×8	5	128,1	24,3	34,3	36	102,6
3	48	14×9	5,5	448,5	48,5	62,5	63	109
	56	16×10	6		33,4	49,4	50	117,8

Таким образом, условие прочности по напряжениям смятия выполняется для всех шпонок.

5.9. Подбор соединительной муфты

Для соединения вала двигателя и быстроходного вала редуктора применим упругую втулочно-пальцевую муфту, которую выбираем по диаметру валов и расчетному моменту (см. раздел 3.1)

$$T_p = TK = 44,6 \times 2 = 89,2 \text{ Нм} \leq [T],$$

где T — номинальный момент, действующий на вал, $T = T_1$;

K — коэффициент режима нагрузки, $K = 2$ (см. раздел 3.1).

По таблице 3.2 выбираем муфту МУВП 125-22-1-32-2 ГОСТ 21424–93, $[T] = 125$ Нм, допускаемое радиальное смещение $\Delta r = 0,2$ мм, угловое — $\Delta \alpha = 1^\circ 30''$.

Полумуфты изготовлены из чугуна СЧ20 ГОСТ 1412–85; материал пальцев — сталь 45 ГОСТ 1050–74; материал упругих втулок — резина с пределом прочности при разрыве на менее 8 МПа.

Радиальная сила, вызванная неполной компенсацией смещений (см. раздел 3.2),

$$F_M = 23\sqrt[3]{T_1^2 K} = 23\sqrt[3]{44,6^2 \times 2} = 364,4 \text{ Н.}$$

Проверку муфты осуществляем по напряжениям смятия резиновых втулок и напряжениям изгиба пальцев.

Напряжения смятия втулок (с. 314 [4]):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_p}{d_0 l_0 z D_1} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где d_0 — диаметр пальца под втулкой, $d_0 = 14$ мм (таблица 13.3.2 [2]);

l_0 — длина резиновой втулки, $l_0 = 22$ мм (таблица 13.3.2 [2]);

z — число пальцев, $z = 4$;

D_1 — диаметр окружности расположения пальцев, $D_1 = 86$ мм (таблица 13.3.3 [2]);

$[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемые напряжения, $[\sigma_{\text{см}}] = 2,0$ МПа (с. 314 [4]).

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_p}{d_0 l_0 z D_1} = \frac{2 \times 89,2 \times 10^3}{14 \times 22 \times 4 \times 86} = 1,68 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}].$$

Напряжения изгиба пальцев:

$$\sigma_u = \frac{2T_p \cdot l'}{0,1 \cdot d_0^3 D_1 \cdot z} \leq [\sigma_u],$$

где $l' = S + 0,5l_0 = 5 + 0,5 \times 22 = 16$ мм;

S — зазор между полумуфтами, $S = 3 \dots 5$ мм;

$[\sigma_u] = 60 \dots 80$ МПа.

$$\sigma_u = \frac{2T_p \cdot l'}{0,1 \cdot d_0^3 D_1 \cdot z} = \frac{2 \times 89,2 \times 10^3 \times 16}{0,1 \times 14^3 \times 86 \times 4} = 30,2 \text{ МПа} < [\sigma_u] = 60 \text{ МПа.}$$

5.10. Проверочный расчет валов

Выполняется после окончательной разработки конструкции вала и заключается в определении общего коэффициента запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S_{\min} \text{ и сравнении его с минимально допускаемым } S_{\min} = 1,5$$

(с. 76 [2]), где S_σ — коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma D}};$$

S_τ — коэффициент запаса прочности вала по касательным напряжениям

$$\text{для нереверсивного вала, } S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau D} + \psi_\tau \tau_m};$$

σ_{-1} , τ_{-1} — соответственно пределы выносливости стандартных гладких цилиндрических образцов при симметричном цикле изменения нормальных и касательных напряжений;

σ_a — амплитуда цикла изменений напряжений изгиба, $\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_\Sigma}{W_z}$, так

как напряжения изменяются по симметричному циклу;

$K_{\sigma D}$ — коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе;

M_Σ — суммарный изгибающий момент в сечении;

W_z — осевой момент сопротивления сечения;

τ_a — амплитуда цикла изменения напряжений кручения, $\tau_a = \frac{T}{2W_p}$;

$K_{\tau D}$ — коэффициент снижения предела выносливости детали при кручении в рассматриваемом сечении;

ψ_τ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла изменения напряжений (таблица 6.7.1 [2]);

τ_m — постоянная составляющая напряжений кручения, при неперевёрнутом цикле $\tau_m = \tau_a$;

T — крутящий момент в сечении;

W_p — полярный момент сопротивления сечения.

Коэффициент снижения предела выносливости

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V},$$

где K_σ — коэффициент концентрации напряжений по изгибу (таблица 6.7.3 [2]);

K_d — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (рисунок 6.7.3 [2]);

K_F — коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности (рисунок 6.7.4 [2]);

K_V — коэффициент влияния поверхностного упрочнения (таблица 6.7.2 [2]).

Коэффициент снижения предела выносливости

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V},$$

где K_τ — коэффициент концентрации напряжений по кручению (таблица 6.7.3 [2]).

5.10.1. Быстроходный вал

Исходные данные: $T_1 = 44,6$ Нм; $d_1 = 50,1$ мм; $F_{t1} = 1780,4$ Н;

$F_{r1} = 616$ Н; $F_{a1} = 201,3$ Н; $F_m = 364,4$ Н.

Составляем расчетную схему (см. рисунок 5.4).

Сумма моментов сил относительно опоры A в горизонтальной плоскости:

$$\sum M_A = -R_{BГ} b_1 - F_{a1} \frac{d_1}{2} + F_{r1} (e_1 + b_1) = 0.$$

Определяем реакцию $R_{BГ}$:

$$R_{BГ} = \frac{F_{r1}(b_1 + e_1) - F_{a1} \frac{d_1}{2}}{b_1} = \frac{616 \times (78 + 31) - 201,3 \times \frac{50,1}{2}}{78} = 796 \text{ Н.}$$

Сумма моментов сил относительно опоры B в горизонтальной плоскости:

$$\sum M_B = F_{r1} e_1 - F_{a1} \frac{d_1}{2} + R_{AГ} b_1 = 0.$$

Определяем реакцию $R_{AГ}$:

$$R_{AГ} = \frac{-F_{r1} e_1 + F_{a1} \frac{d_1}{2}}{b_1} = \frac{-616 \times 31 + 201,3 \times \frac{50,1}{2}}{78} = -180 \text{ Н.}$$

Выполним проверку:

$$R_{AГ} + R_{BГ} - F_{r1} = -180 + 796 - 616 = 0.$$

Определяем изгибающие моменты в сечениях, проходящих через точки B и C :

$$M_{BГ} = R_{AГ} b_1 = -180 \times 78 = -14040 \text{ Нмм};$$

$$M_{CГ} = F_{a1} \frac{d_1}{2} = 201,3 \times \frac{50,1}{2} = 5043 \text{ Нмм.}$$

Сумма моментов сил относительно опоры A в вертикальной плоскости:

$$\sum M_A = -F_m a_1 + R_{BВ} b_1 + F_{t1} (b_1 + e_1) = 0.$$

Определяем реакцию $R_{BВ}$:

$$R_{BВ} = \frac{-F_{t1} (b_1 + e_1) + F_m a_1}{b_1} = \frac{-1780,4(78 + 31) + 364,4 \times 53}{78} = -2240,4 \text{ Н.}$$

Сумма моментов сил относительно опоры B в вертикальной плоскости:

$$\sum M_B = F_{t1} e_1 - R_{AВ} b_1 - F_m (a_1 + b_1) = 0.$$

Определяем реакцию $R_{AВ}$:

$$R_{AВ} = \frac{F_{t1} e_1 - F_m (a_1 + b_1)}{b_1} = \frac{1780,4 \times 31 - 364,4(53 + 78)}{78} = 95,6 \text{ Н.}$$

Выполним проверку:

$$-F_m - R_{AВ} - R_{BВ} - F_{t1} = -364,4 - 95,6 + 2240,4 - 1780,4 = 0.$$

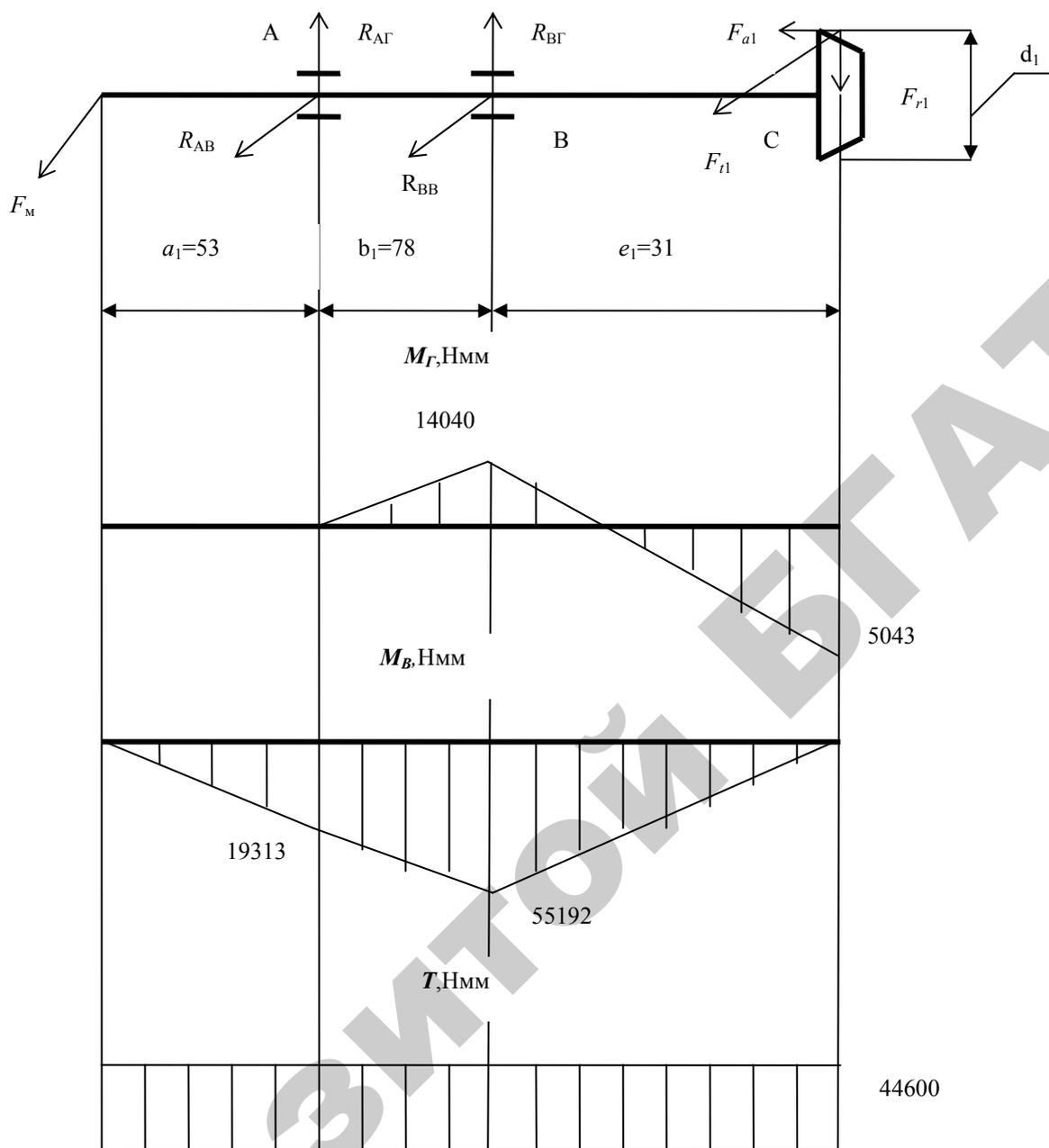


Рисунок 5.4 – Расчетная схема ведущего вала и эпюры изгибающих и крутящих моментов

Определяем изгибающие моменты в сечениях, проходящих через точки *A* и *B*:

$$M_{AB} = -F_M a_1 = -364,4 \times 53 = 19313 \text{ Нмм};$$

$$M_{BB} = -F_{t1} e_1 = -1780,4 \times 31 = -55192 \text{ Нмм}.$$

Суммарные реакции опор:

$$R_A = \sqrt{R_{AГ}^2 + R_{AB}^2} = \sqrt{180^2 + 95,6^2} = 204 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{B\Gamma}^2 + R_{BB}^2} = \sqrt{796^2 + 2240,4^2} = 2378 \text{ Н.}$$

Проверочный расчет вала выполним для наиболее нагруженного сечения под опорой B . В этом месте на вал напрессовано внутреннее кольцо подшипника и действуют нормальные напряжения изгиба. Так как напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, амплитуда напряжений σ_a будет равна напряжениям изгиба σ_u :

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_\Sigma}{W_z},$$

где M_Σ — суммарный изгибающий момент в сечении,

$$M_\Sigma = \sqrt{M_{BB}^2 + M_{B\Gamma}^2} = \sqrt{55192^2 + 14040^2} = 56950 \text{ Нмм};$$

W_z — осевой момент сопротивления сечения,

$$W_z = 0,1d^3 = 0,1 \times 25^3 = 1562,5 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_a = \frac{56950 \times 10^3}{1562,5} = 36,4 \text{ МПа.}$$

Касательные напряжения возникают от крутящего момента, передаваемого валом. Эти напряжения изменяются по отнулевому циклу, так как вал нереверсивный. Амплитуда напряжений

$$\tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{T}{2W_p},$$

где T_1 — крутящий момент, $T_1 = 44,6 \text{ Нм}$;

W_p — полярный момент сопротивления,

$$W_p = 0,2d^3 = 0,2 \times 25^3 = 3125 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_a = \frac{44,6 \times 10^3}{2 \times 3125} = 7,1 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты концентрации нормальных $K_{\sigma Д}$ и касательных $K_{\tau Д}$ напряжений:

$$K_{\sigma Д} = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V};$$

$$K_{\tau Д} = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V}.$$

Вал изготавливаем из стали 45; $\sigma_B = 600$ МПа; $\sigma_T = 355$ МПа; $\sigma_{-1} = 280$ МПа; $\tau_{-1} = 170$ МПа (таблица 16.2.1 [2]).

Пренебрегая размером, равным половине ширины подшипника, считаем, что максимальный момент действует в месте расположения заплечика вала под подшипник. Концентратором напряжения будет являться ступенчатый переход с галтелью радиусом $r = 0,5$ мм. Отношение $\frac{D}{d} = \frac{35}{25} = 1,4$;

$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{25} = 0,02$. $K_\sigma = 2,5$; $K_\tau = 1,8$ (таблица 6.7.3 [2]); $K_d = 0,83$ (рисунок 6.7.3 [2]);

$K_F = 0,9$ (рисунок 6.7.4 [2]); $K_V = 1$ (вал не упрочнен).

$$K_{\sigma D} = \frac{2,5}{0,83} + \frac{1}{0,9} - 1 = 3,12;$$

$$K_{\tau D} = \frac{1,8}{0,83} + \frac{1}{0,9} - 1 = 2,28.$$

Определяем S_σ и S_τ :

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_\alpha K_{\sigma D}} = \frac{280}{36,4 \times 3,12} = 2,47;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_\alpha K_{\tau D} + \psi_\tau \tau_m} = \frac{170}{7,1 \times 2,28 + 0,05 \times 7,1} = 10,3,$$

где $\psi_\tau = 0,05$ (таблица 6.7.1 [2]).

Общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{2,47 \times 10,3}{\sqrt{2,47^2 + 10,3^2}} = 2,4 > S_{\min} = 1,5.$$

Усталостная прочность вала обеспечена.

В целях предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках проверим статическую прочность вала. Перегрузка может возникнуть от электродвигателя. Максимальный момент, создаваемый двигателем, в два раза превышает номинальный (см. раздел 5.1).

$$\sigma_{\text{экв max}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_{\text{max}}^2} \leq [\sigma] = 0,8\sigma_T;$$

$$\sigma_u \text{ max} = \frac{M_{\text{max}}}{W_z}; \tau_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{W_p} \quad (15.8; 15.9; 15.10 [3]);$$

$$M_{\max} = 2M_{\Sigma} = 2 \times 56950 = 113900 \text{ Нмм}; W_z = 1562,5 \text{ мм}^3;$$

$$T_{\max} = 2T_1 = 2 \times 44600 = 89200 \text{ Нмм}; W_p = 3125 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_{u \max} = \frac{113900}{1562,5} = 72,9 \text{ МПа}; \tau_{\max} = \frac{89200}{3125} = 28,5 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\text{экв max}} = \sqrt{72,9^2 + 3 \times 28,5^2} = 88 < 0,8 \times 355 = 284 \text{ МПа}.$$

Таким образом, статическая прочность вала обеспечена.

5.10.2. Промежуточный вал

Исходные данные: $T_2 = 128,1 \text{ Нм}$; $d_2 = 153,4 \text{ мм}$; $F_{r2} = 1780,4 \text{ Н}$;

$F_{a2} = 616 \text{ Н}$; $F_{r2} = 201,3 \text{ Н}$; $F_B = 4193 \text{ Н}$; $F_{a3} = 807 \text{ Н}$; $F_{r3} = 1554 \text{ Н}$;

$d_3 = 61,1 \text{ мм}$.

Составляем расчетную схему (см. рисунок 5.5).

Сумма моментов сил относительно опоры A в горизонтальной плоскости

$$\sum M_A = -F_{r2}a_2 + F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{a3} \frac{d_3}{2} + F_{r3}(a_2 + b_2) - R_{BF}(a_2 + b_2 + e_2) = 0.$$

$$R_{BF} = \frac{-F_{r2}a_2 + F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{a3} \frac{d_3}{2} + F_{r3}(a_2 + b_2)}{(a_2 + b_2 + e_2)} =$$

$$= \frac{-201,3 \times 49 + 616 \frac{153,4}{2} + 807 \frac{61,1}{2} + 1554(49 + 47)}{49 + 47 + 47} = 1477,1 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = F_{a3} \frac{d_3}{2} - F_{r3}e_2 + F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{r2}(b_2 + e_2) + R_{AG}(a_2 + b_2 + e_2) = 0.$$

$$R_{AG} = \frac{-F_{a3} \frac{d_3}{2} + F_{r3}e_2 - F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2}(b_2 + e_2)}{(a_2 + b_2 + e_2)} =$$

$$= \frac{-807 \frac{61,1}{2} + 1554 \times 47 - 616 \frac{153,4}{2} - 201,3(47 + 47)}{49 + 47 + 47} = -124,4 \text{ Н};$$

$$R_{AG} + F_{r2} - F_{r3} + R_{BF} = -124,4 + 201,3 - 1554 + 1477,1 = 0.$$

$$M_{CT} = R_{AG}a_2 = -124,4 \times 49 = -6096 \text{ Нмм};$$

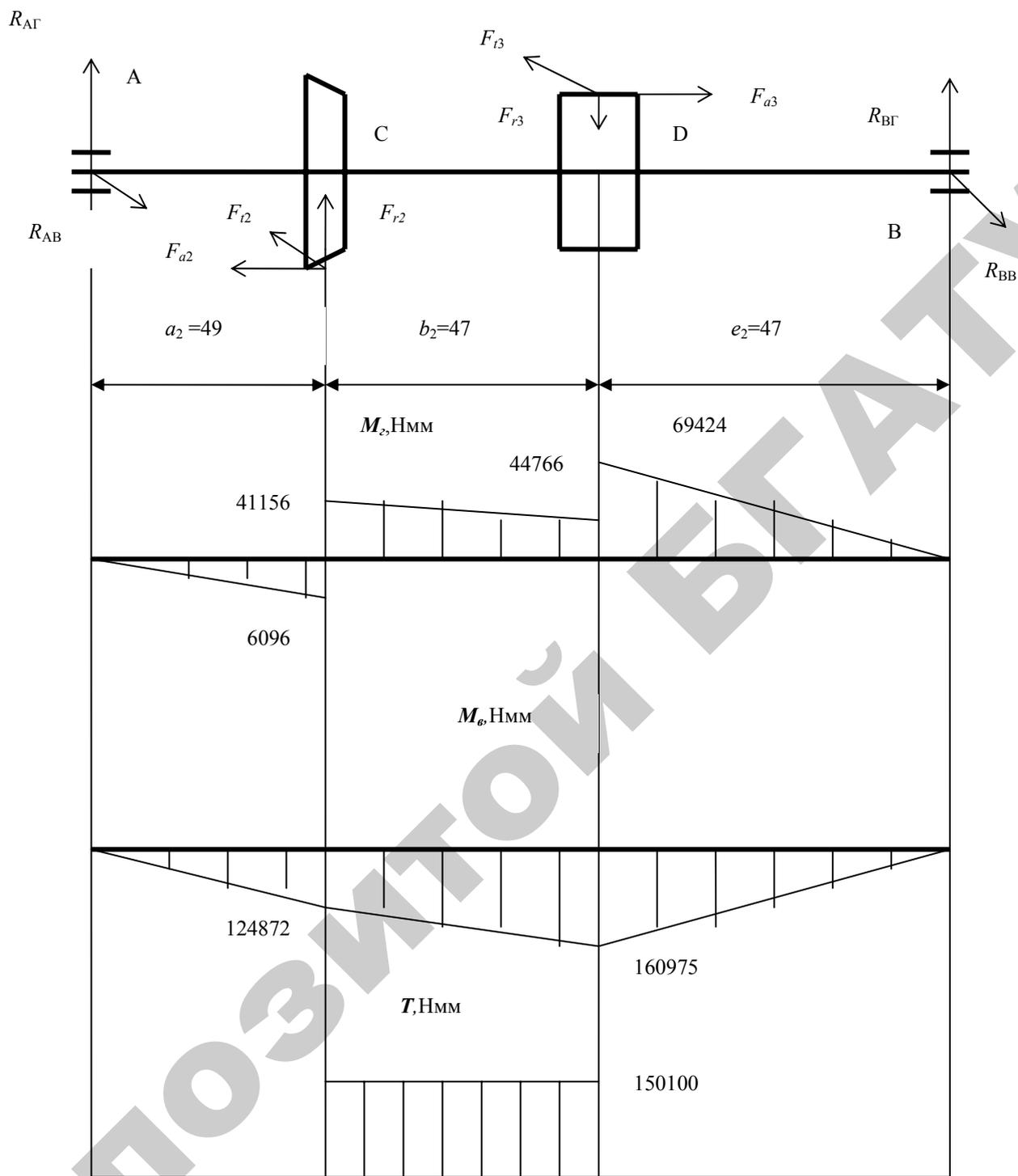


Рисунок 5.5 – Расчетная схема промежуточного вала и эпюры изгибающих и крутящих моментов

$$\begin{aligned}
 M_{DГ} &= R_{AГ}(a_2 + b_2) + F_{r2}b_2 + F_{a2} \frac{d_2}{2} = \\
 &= -124,4(49 + 47) + 201,3 \times 47 + 616 \frac{153,4}{2} = 44766 \text{ Нмм};
 \end{aligned}$$

$$M_{DГ} = R_{BГ}e_2 = 1477,1 \times 47 = 69424 \text{ Нмм};$$

$$M_{CT} = R_{BГ}(b_2 + e_2) - F_{r3}b_2 - F_{a3} \frac{d_2}{2} =$$

$$= 1477,1(47 + 47) - 1554 \times 47 - 807 \frac{61,1}{2} = 41156 \text{ Нмм.}$$

Вертикальная плоскость:

$$\sum M_A = -F_{t2}a_2 - F_{t3}(a_2 + b_2) + R_{BB}(a_2 + b_2 + e_2) = 0;$$

$$R_{BB} = \frac{F_{t2}a_2 + F_{t3}(a_2 + b_2)}{(a_2 + b_2 + e_2)} = \frac{1780,4 \times 49 + 4193(49 + 47)}{49 + 47 + 47} = 3425 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = F_{t3}e_2 + F_{t2}(b_2 + e_2) - R_{AB}(a_2 + b_2 + e_2) = 0;$$

$$R_{AB} = \frac{F_{t3}e_2 + F_{t2}(b_2 + e_2)}{(a_2 + b_2 + e_2)} = \frac{4193 \times 47 + 1780,4(47 + 47)}{49 + 47 + 47} = 2548,4 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$-R_{AB} + F_{t2} + F_{t3} - R_{BB} = -2548,4 + 1780,4 + 4193 - 3425 = 0.$$

Изгибающие моменты в точках *C* и *D*:

$$M_{CB} = -R_{AB}a_2 = -2548,4 \times 49 = -124872 \text{ Нмм};$$

$$M_{DB} = -R_{BB}e_2 = -3425 \times 47 = -160975 \text{ Нмм};$$

$$R_A = \sqrt{R_{AГ}^2 + R_{AB}^2} = \sqrt{124,4^2 + 2548,4^2} = 2551 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BГ}^2 + R_{BB}^2} = \sqrt{1477,1^2 + 3425^2} = 3730 \text{ Н.}$$

Проверочный расчет выполним для наиболее нагруженного сечения *D*.

Концентратором напряжения является шпоночный паз. Диаметр вала в этом сечении $d = 32$ мм; ширина паза $b = 10$ мм; глубина $t_1 = 5$ мм.

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_\Sigma}{W_z},$$

где M_Σ — суммарный изгибающий момент,

$$M_\Sigma = \sqrt{M_B^2 + M_\Gamma^2} = \sqrt{69424^2 + 160975^2} = 175307 \text{ Нмм};$$

W_z — осевой момент сопротивления (таблица 6.7.3 [2]):

$$W_z = 0,1d^3 - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d} = 0,1 \times 32^3 - \frac{10 \times 5(32 - 5)^2}{2 \times 32} = 2707 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_a = \frac{175307 \times 10^3}{2707} = 64,8 \text{ МПа.}$$

Касательные напряжения

$$\tau_a = \frac{\tau_K}{2} = \frac{T_2}{2W_p},$$

где T_2 — крутящий момент, $T_2 = 128,1$ Нм;

W_p — полярный момент сопротивления,

$$W_p = 0,2d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = 0,2 \times 32^3 - \frac{10 \times 5(32-5)^2}{2 \times 32} = 5984 \text{ мм}^3 \text{ (таблица}$$

6.7.3 [2]).

$$\tau_a = \frac{128,1 \times 10^3}{2 \times 5984} = 10,7 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений:

$$K_{\sigma Д} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V};$$

$$K_{\tau Д} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V}.$$

Вал изготавливаем из стали 45.

$K_{\sigma} = 1,75$, $K_{\tau} = 1,5$ (таблица 6.7.3 [2]);

$K_d = 0,83$ (рисунок 6.7.3 [2]);

$K_F = 0,9$ (рисунок 6.7.4 [2]);

$K_V = 1$ (вал не упрочнен).

$$K_{\sigma Д} = \frac{1,75}{0,83} + \frac{1}{0,9} - 1 = 2,22;$$

$$K_{\tau Д} = \frac{1,5}{0,83} + \frac{1}{0,9} - 1 = 1,92;$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma Д}} = \frac{280}{64,8 \times 2,22} = 1,95;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau Д} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{170}{107 \times 1,92 + 0,05 \times 10,7} = 8,06$$

Общий коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{1,95 \times 8,06}{\sqrt{1,95^2 + 8,06^2}} = 1,9 > S_{\min} = 1,5.$$

Усталостная прочность вала обеспечена.

Проверим статическую прочность вала.

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{2 \times 175307}{2707} = 129,5 \text{ МПа}; \quad \tau_{\text{max}} = \frac{2 \times 128100}{5984} = 42,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{экв max}} = \sqrt{129,5^2 + 3 \times 42,8^2} = 149,2 < 284 \text{ МПа}.$$

Таким образом, статическая прочность вала обеспечена.

5.10.3. Тихоходный вал

Исходные данные: $T_3 = 448,5 \text{ Нм}$; $F_{t4} = 4193 \text{ Н}$; $F_{a4} = 807 \text{ Н}$; $F_{r4} = 1554 \text{ Н}$; $d_4 = 218,9 \text{ мм}$; $F_{\text{оп}} = 3804 \text{ Н}$; $\alpha = 30^\circ$.

Составляем расчетную схему (см. рисунок 5.6).

Сумма моментов сил относительно опоры A в горизонтальной плоскости:

$$\sum M_A = F_{a4} \frac{d_4}{2} - F_{r4} e_3 - R_{B\Gamma} (e_3 + b_3) + F_{\text{оп}} (a_3 + b_3 + e_3) \cos \alpha = 0;$$

$$R_{B\Gamma} = \frac{F_{a4} \frac{d_4}{2} - F_{r4} e_3 + F_{\text{оп}} (a_3 + b_3 + e_3) \cos \alpha}{(e_3 + b_3)} =$$

$$\frac{807 \times \frac{218,9}{2} - 1554 \times 106 + 3804(73 + 56 + 106) \cos 30^\circ}{106 + 56} = 4307 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = F_{\text{оп}} a_3 \cdot \cos \alpha + F_{r4} b_3 + F_{a4} \frac{d_4}{2} + R_{A\Gamma} (e_3 + b_3) = 0;$$

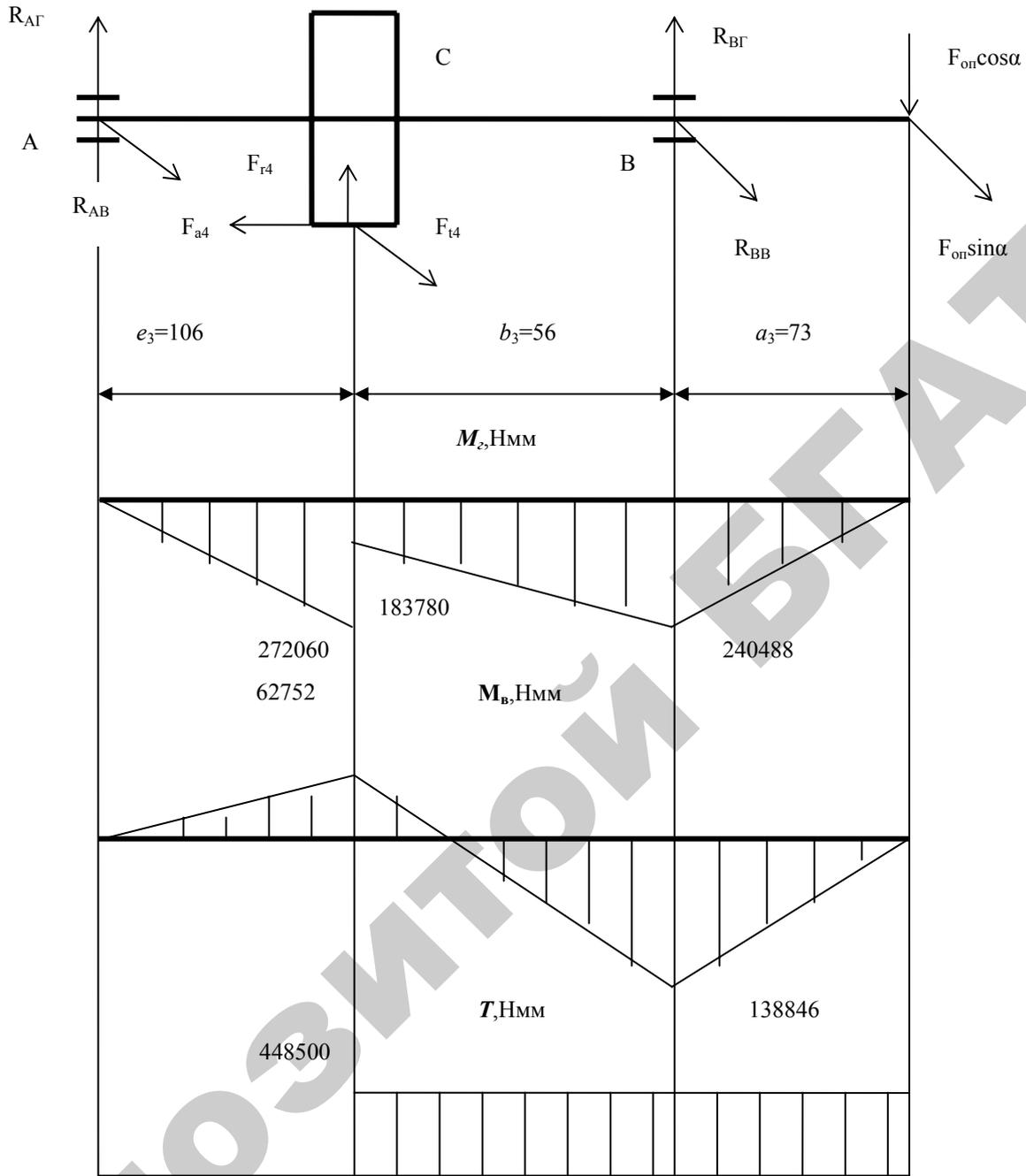


Рисунок 5.6 – Расчетная схема тихоходного вала и эпюры изгибающих и крутящих моментов

$$R_{AG} = \frac{-F_{on} a_3 \cdot \cos \alpha - F_r b_3 - F_{a4} \frac{d_4}{2}}{e_3 + b_3} =$$

$$\frac{-3804 \times 73 \cos 30^\circ - 1554 \times 56 - 807 \times \frac{218,9}{2}}{106 + 56} = -2566,6 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$R_{AГ} + F_{r4} + R_{BГ} - F_{оп} \cos \alpha = -2566,6 + 1554 + 4307 - 3804 \cos 30^\circ = 0.$$

Изгибающие моменты в сечениях:

$$M_{сг} = R_{AГ} e_3 = -2566,6 \times 106 = 272060 \text{ Нмм};$$

$$M_{BГ} = F_{оп} a_3 \cdot \cos \alpha = 3804 \times 73 \cdot \cos 30^\circ = 240488 \text{ Нмм}.$$

$$M_{сг} = -F_{оп}(b_3 + a_3) \cos \alpha + R_{BГ} b_3 = -3804(56 + 73) \cos 30^\circ + 4307 \times 56 = -183780 \text{ Нмм}.$$

Сумма моментов сил относительно опоры A в вертикальной плоскости:

$$\sum M_A = F_{t4} e_3 + R_{BВ} (e_3 + b_3) + F_{оп} (e_3 + b_3 + a_3) \sin \alpha = 0;$$

$$R_{BВ} = \frac{-F_{t4} e_3 - F_{оп} (e_3 + b_3 + a_3) \cdot \sin \alpha}{e_3 + b_3} =$$

$$\frac{-4193 \times 106 - 3804(106 + 56 + 73) \cdot \sin 30^\circ}{106 + 56} = -5503 \text{ Н}.$$

Сумма моментов относительно опоры B :

$$\sum M_B = -F_{t4} b_3 - R_{AB} (e_3 + b_3) + F_{оп} a_3 \sin \alpha = 0;$$

$$R_{AB} = \frac{-F_{t4} b_3 + F_{оп} a_3 \sin \alpha}{e_3 + b_3} =$$

$$\frac{-4193 \times 56 + 3804 \times 73 \sin 30^\circ}{106 + 56} = -592 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$-R_{AB} - F_{t4} - R_{BВ} - F_{оп} \sin \alpha = 592 - 4193 + 5503 - 3804 \sin 30^\circ = 0.$$

Изгибающие моменты в сечениях:

$$M_{св} = -R_{AB} e_3 = 592 \times 106 = 62752 \text{ Нмм};$$

$$M_{BВ} = -F_{оп} a_3 \cdot \sin \alpha = -3804 \times 73 \sin 30^\circ = -138846 \text{ Нмм}.$$

Суммарные реакции опор:

$$R_A = \sqrt{R_{AB}^2 + R_{AГ}^2} = \sqrt{592^2 + 2566,6^2} = 2634 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BВ}^2 + R_{BГ}^2} = \sqrt{5503^2 + 4307^2} = 6988 \text{ Н}.$$

Проверочный расчет выполним для сечений B и C , так как суммарные изгибающие напряжения примерно одинаковые, но концентраторы напряжения различные.

Нормальные напряжения:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_{\Sigma}}{W_z},$$

где M_{Σ} — суммарный изгибающий момент,

$$M_{\Sigma B} = \sqrt{M_{BB}^2 + M_{BT}^2} = \sqrt{138846^2 + 240488^2} = 277692 \text{ Нмм};$$

$$M_{\Sigma C} = \sqrt{M_{CB}^2 + M_{CT}^2} = \sqrt{62752^2 + 272060^2} = 279203 \text{ Нмм};$$

W_z — осевой момент сопротивления, для сечения B .

$$W_{zB} = 0,1d^3 = 0,1 \times 55^3 = 16637,5 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_a = \frac{277692}{16637,5} = 16,7 \text{ МПа}.$$

Касательные напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_K}{2} = \frac{T}{2W_p},$$

где T — крутящий момент, $T = 448,5 \text{ Нм}$;

W_p — полярный момент сопротивления,

$$W_{pB} = 0,2d^3 = 0,2 \times 55^3 = 33275 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_a = \frac{488500}{2 \times 33275} = 7,3 \text{ МПа}.$$

Концентратором напряжения в этом сечении является деталь (внутреннее кольцо подшипника), установленная с натягом (с. 170 [4]).

Коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений:

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma}}{K_d} = \frac{1}{K_F} - 1;$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_{\tau}}{K_d} = \frac{1}{K_F} - 1.$$

Вал изготавливаем из стали 45, поверхность не упрочнена.

$$\frac{K_{\sigma}}{K_d} = 3,35; \frac{K_{\tau}}{K_d} = 2,01 \text{ (используем линейную интерполяцию для}$$

$d = 55 \text{ мм}$ и $\sigma_b = 600 \text{ МПа}$) (таблица 10.13 [4]);

$K_F = 0,88$ (таблица 10.8 [4]).

$$K_{\sigma D} = 3,35 + \frac{1}{0,88} - 1 = 3,49;$$

$$K_{\tau Д} = 2,01 + \frac{1}{0,88} - 1 = 2,15.$$

Определяем S_{σ} и S_{τ} :

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma Д}} = \frac{280}{16,7 \times 3,49} = 4,8;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau Д} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{170}{7,3 \times 2,01 + 0,05 \times 7,3} = 11,3.$$

$$\psi_{\tau} = 0,05 \text{ (таблица 6.7.1 [2])}.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,8 \times 11,3}{\sqrt{4,8^2 + 11,3^2}} = 4,4 > S_{\min} = 1,5.$$

Так как общий коэффициент запаса прочности $S = 4,4 > 3$, уменьшим диаметр вала (с. 76 [2]).

Диаметр вала под подшипником принимаем равным $d_n = 50$ мм; под колесом — 52 мм. Диаметр выходного конца вала будет меньше диаметра вала под подшипником на высоту двух заплечиков вала под ступицу звездочки. Высота заплечика должна позволять производить монтаж подшипника на вал после запрессовки шпонки выходного конца вала. Это возможно, если $d_n \geq d + 2t_2 + 1$ (с. 158[4]); d_n — диаметр вала под подшипник; d — диаметр выходного конца вала; t_2 — глубина шпоночного паза ступицы звездочки. $d_n = 50$ мм;

$$t_2 = 3,3 \text{ мм (таблица 24.29 [4])}.$$

$$\text{Тогда } d = d_n - 2t_2 - 1 = 50 - 2 \times 3,3 - 1 = 42,4 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 42$ мм.

В этом случае напряжения изгиба в сечении B

$$\sigma_{ва} = \sigma_{ви} = \frac{277692}{0,1 \times 50^3} = 22,2 \text{ МПа}.$$

Амплитуда напряжения кручения

$$\tau_{ва} = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{448500}{2 \times 0,2 \times 50^3} = 9,0 \text{ МПа}.$$

Определяем коэффициенты концентрации:

$$\frac{K_{\sigma}}{K_d} = 3,3; \frac{K_{\tau}}{K_d} = 2,0 \text{ (таблица 10.13 [4])};$$

$K_F = 0,88$ (таблица 10.8 [4]).

$$K_{\sigma Д} = 3,3 + \frac{1}{0,88} - 1 = 3,44;$$

$$K_{\tau Д} = 2,0 + \frac{1}{0,88} - 1 = 2,14.$$

Определяем S_σ и S_τ :

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma Д}} = \frac{280}{22,2 \times 3,44} = 3,67;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau Д} + \psi_\tau \tau_m} = \frac{170}{9,0 \times 2,14 + 0,05 \times 9,0} = 8,6.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3,67 \times 8,6}{\sqrt{3,67^2 + 8,6^2}} = 3,4 > S_{\min} = 1,5.$$

Для сечения C диаметр вала $d = 52$ мм. Сечение ослаблено шпоночным пазом размерами $b = 16$ мм, $t_1 = 6$ мм. Осевой момент сопротивления сечения (таблица 6.7.3 [2])

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 52^3}{32} - \frac{16 \times 6(52-6)}{2 \times 52} = 11851 \text{ мм}^3.$$

Полярный момент сопротивления сечения (таблица 6.7.3 [2])

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 52^3}{16} - \frac{16 \times 6(52-6)}{2 \times 52} = 25655 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_{ca} = \sigma_{cu} = \frac{M_\Sigma}{W_z} = \frac{279203}{11851} = 23,6 \text{ МПа.}$$

Амплитуда напряжения кручения

$$\tau_{ca} = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{448500}{2 \times 25655} = 8,7 \text{ МПа.}$$

Находим коэффициенты:

$K_\sigma = 1,75$, $K_\tau = 1,5$ (таблица 6.7.3 [2]);

$K_d = 0,7$ (рисунок 6.7.3 [2]);

$K_F = 1,5$ (рисунок 6.7.4 [2]).

$$K_{\sigma Д} = \frac{1,75}{0,7} + \frac{1}{0,9} - 1 = 2,61;$$

$$K_{\tau Д} = \frac{1,5}{0,7} + \frac{1}{0,9} - 1 = 2,25;$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma Д}} = \frac{280}{23,6 \times 2,61} = 4,5;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau Д} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{170}{8,7 \times 2,25 + 0,05 \times 8,7} = 8,5.$$

Общий коэффициент запаса

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,5 \times 8,5}{\sqrt{4,5^2 + 8,5^2}} = 4,0 > S_{\min} = 1,5.$$

Так как диаметр выходного конца вала уменьшился, проверим сечение вала, проходящее через заплечики ступицы звездочки.

В сечении действует изгибающий момент

$$M_u = F_{\text{он}} \frac{l_{\text{см.т.}}}{2} = 3804 \frac{78}{2} = 148356 \text{ Нмм} \text{ и крутящий момент } T_3 = 448500 \text{ Нмм.}$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_u}{W_z} = \frac{148356}{0,1 \times 42^3} = 20 \text{ МПа.}$$

Амплитуда напряжения кручения

$$\tau_a = \frac{\tau_{\text{кр}}}{2} = \frac{T_3}{2W_p} = \frac{448500}{2 \times 0,2 \times 42^3} = 15,1 \text{ МПа.}$$

Концентратором напряжений является ступенчатый переход с галтелью. Радиус галтели принимаем равным $r = 1$ мм, отношение $\frac{r}{d} = \frac{1}{42} = 0,02$.

Тогда коэффициенты концентрации напряжений следующие: $K_{\sigma} = 2,5$;

$K_{\tau} = 1,8$ (таблица 6.7.3 [2]); коэффициент $K_d = 0,72$ (рисунок 6.7.3 [2]); коэффициент $K_F = 0,9$ (рисунок 6.7.4 [2]). Коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma Д} = \frac{2,5}{0,72} + \frac{1}{0,9} - 1 = 3,58;$$

$$K_{\tau Д} = \frac{1,8}{0,72} + \frac{1}{0,9} - 1 = 2,61.$$

Коэффициенты запаса:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma D}} = \frac{280}{20 \times 3,58} = 3,9;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau D} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{170}{15,1 \times 2,61 + 0,05 \times 15,1} = 4,2.$$

Общий коэффициент запаса

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{3,9 \times 4,2}{\sqrt{3,9^2 + 4,2^2}} = 2,86 > S_{\min} = 1,5.$$

Таким образом, усталостная прочность вала с принятыми диаметрами обеспечена.

Проверим статическую прочность вала.

$$\sigma_{u \max} = \frac{2 \times 148356}{0,1 \times 42^3} = 40 \text{ МПа}; \tau_{\max} = \frac{2 \times 448500}{0,2 \times 42^3} = 60,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{экв max}} = \sqrt{40^2 + 3 \times 60,5^2} = 112,2 < 284 \text{ МПа}.$$

Таким образом, статическая прочность вала обеспечена.

Так как уменьшился диаметр выходного конца вала, изменились и размеры шпонки. Сечение шпонки $b \times h = 12 \times 8$, $t_1 = 5$ мм.

$$\text{Расчетная длина шпонки } l_p = \frac{448500}{0,5 \times 42 \times 3 \times 110} = 64,7 \text{ мм}.$$

Полная длина шпонки $l = 64,7 + 12 = 76,7$ мм.

Принимаем стандартную длину $l_{\text{ст.}} = 80$ мм.

Тогда длину ступицы звездочки принимаем равной $l_{\text{ст.т.}} = 90$ мм.

Проверим шпонку под колесом, так как уменьшился диаметр вала $d = 52$ мм. Размеры шпонки не изменились. Напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \times 448500}{52(50 - 16)(10 - 6)} = 126,8 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}].$$

5.11. Подбор и проверка подшипников

5.11.1. Быстроходный вал

Исходные данные: $d = 25$ мм; $R_A = 204$ Н; $R_B = 2378$ Н; $F_a = 201$ Н;
 $n_1 = 1455 \text{ мин}^{-1}$.

Ориентировочно выбран подшипник № 7305. Его динамическая грузоподъемность $C = 33000$ Н; статическая грузоподъемность $C_0 = 23200$ Н; диа-

метр отверстия внутреннего кольца $d = 25$ мм; диаметр наружного кольца $D = 62$ мм; ширина наружного кольца $b = 15$ мм; ширина внутреннего кольца $B = 17$ мм; габаритная ширина подшипника $T = 18,25$ мм; коэффициент радиальной нагрузки $X = 0,4$; коэффициент осевой нагрузки $Y = 1,8$; параметр осевого нагружения $e = 0,34$ (таблица 7.10.6 [2]). Эти значения коэффициенты X и Y имеют при отношении $\frac{F_{a\Sigma}}{VR} > e$. Если $\frac{F_{a\Sigma}}{VR} \leq e$, $X = 1$; $Y = 0$,

где $F_{a\Sigma}$ — суммарная осевая сила, действующая на подшипник;
 V — коэффициент вращения; $V = 1$, так как вращается внутреннее кольцо подшипника;
 R — суммарная радиальная сила, действующая на подшипник.

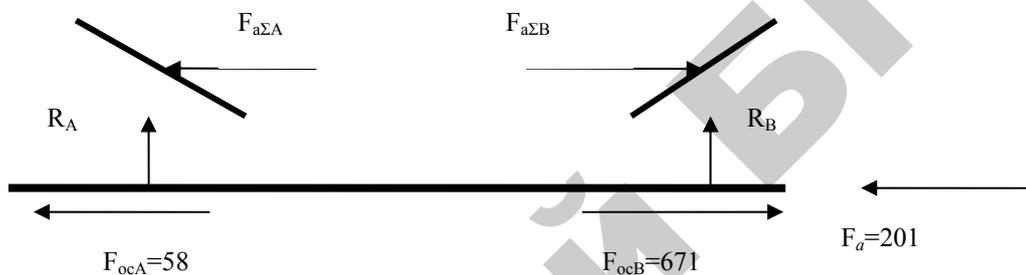


Рисунок 5.7 – Схема нагружения быстроходного вала и подшипников

Определим осевые составляющие от радиальной нагрузки, действующие на вал:

$$F_{осА} = 0,83eR_A = 0,83 \times 0,34 \times 204 = 58 \text{ Н};$$

$$F_{осВ} = 0,83eR_B = 0,83 \times 0,34 \times 2378 = 671 \text{ Н}.$$

Под действием сил F_a , $F_{осА}$, $F_{осВ}$ вал стремится сдвигаться вправо, так как суммарный вектор этих сил $\Sigma \bar{F}_{ос} = \bar{F}_{осА} + \bar{F}_{осВ} + \bar{F}_a$ равен

$$\Sigma F_{ос} = -F_{осА} + F_{осВ} - F_a = -58 + 671 - 201 = 412 \text{ Н}.$$

Подшипник A будет удерживать вал от смещения в осевом направлении.

Суммарная осевая сила для этого подшипника

$$F_{a\Sigma A} = F_{осВ} - F_a = 671 - 201 = 470 \text{ Н}.$$

Суммарная осевая сила для второго подшипника

$$F_{a\Sigma B} = F_{осВ} = 671 \text{ Н}.$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка (с. 86 [2])

$$P_r = (XVR_A + YF_{a\Sigma A})K_B K_T,$$

где K_B — коэффициент безопасности, $K_B = 1,8$ (таблица 7.5.3 [2])

(кратковременные перегрузки до 200 %);

K_T — температурный коэффициент, $K_T = 1$ (таблица 7.5.4 [2])

(нагрев подшипникового узла до 150°).

Для подшипника A

$$\frac{F_{a\Sigma B}}{VR_A} = \frac{470}{204} = 2,3 > e = 0,34; X = 0,34; Y = 1,8.$$

$$P_{rA} = (XVR_A + YF_{a\Sigma A})K_B K_T = (0,4 \times 1 \times 204 + 1,8 \times 470)1,8 \times 1 = 1670 \text{ Н.}$$

Для подшипника B

$$\frac{F_{a\Sigma B}}{VR_B} = \frac{671}{1 \times 2378} = 0,28 < e = 0,34; X = 1; Y = 0.$$

$$P_{rB} = (XVR_B + YF_{a\Sigma B})K_B K_T = (1 \times 1 \times 2378 + 0 \times 671)1,8 \times 1 = 4280 \text{ Н.}$$

Дальнейший расчет ведем по более нагруженной опоре B .

Расчет проводим по эквивалентной долговечности $L_{hE} = K_{HE} L_h$ (16.31 [3]), так как нагрузка подшипников соответствует тяжелому режиму нагружения (кривая I , рисунок 4.2 [2]).

Коэффициент приведения переменного режима к постоянному эквивалентному $K_{HE} = 0,5$ (таблица 4.4 [1]). Тогда $L_{hE} = K_{HE} L_h = 0,5 \times 3200 = 1600$ ч.

Расчетная динамическая радиальная грузоподъемность подшипника (с. 85 [2]) для роликового подшипника ($p = 3,33$).

$$C_{\text{расч}} = P_r p \sqrt[3]{\frac{60nL_{hE}}{10^6}} = 4280^{3,33} \sqrt[3]{\frac{60 \times 1455 \times 1600}{10^6}} = 18864 \text{ Н.}$$

Так как $C_{\text{расч}}$ значительно меньше C ранее выбранного подшипника № 7305, выбираем подшипник легкой серии № 7205 ($d = 25$ мм; $D = 52$ мм; $T = 16,25$ мм; $B = 15$ мм; $b = 13$ мм; $C = 24000$ Н; $C_0 = 17500$ Н).

Должно выполняться условие удобства сборки редуктора. Это установка узла ведущего вала совместно со стаканом в отверстие корпуса редуктора. Для этого наружный диаметр стакана должен быть больше внешнего диаметра вершин зубьев шестерни $d_{ae1} = 65,4$ мм. Наружный диаметр стакана $D_{\text{ст}} = D + 2\delta_{\text{ст}} = 52 + 14 = 67$ мм, где $\delta_{\text{ст}}$ — толщина стенки стакана, $\delta_{\text{ст}} = 7$ мм (с. 147 [4]). Условие выполняется. Выбираем подшипник № 7205.

5.11.2. Промежуточный вал

Исходные данные: $d = 30$ мм; $R_A = 2551$ Н; $R_B = 3730$ Н; $F_{a2} = 616$ Н; $n_2 = 487$ мин⁻¹; $F_{a3} = 807$ Н; подшипник № 7306: $d = 30$ мм; $D = 72$ мм; $T = 20,75$ мм; $B = 19$ мм; $b = 17$ мм; $C = 43000$ Н; $C_0 = 29500$ Н. Коэффициент радиальной нагрузки $X = 0,4$; коэффициент осевой нагрузки $Y = 1,8$; параметр осевого нагружения $e = 0,34$ (таблица 7.10.6 [2]). Подшипники устанавливаем враспор.

Осевая сила, действующая на вал от колес,

$$F_a = F_{a3} - F_{a2} = 807 - 616 = 191 \text{ Н.}$$

Составляем схему нагружения вала и подшипников.

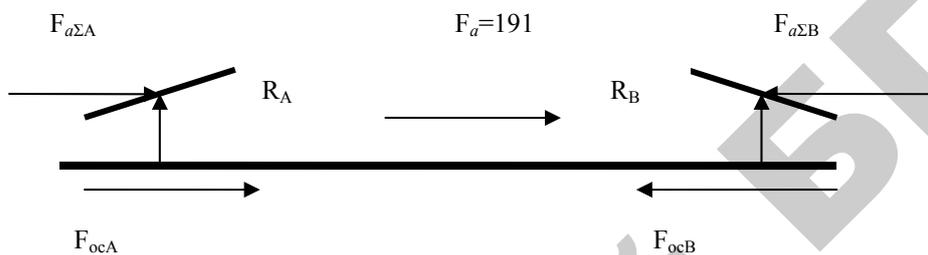


Рисунок 5.8 – Схема нагружения промежуточного вала и подшипников

Определим осевые составляющие от радиальной нагрузки, действующие на вал:

$$F_{ocA} = 0,83eR_A = 0,83 \times 0,34 \times 2551 = 720 \text{ Н;}$$

$$F_{ocB} = 0,83eR_B = 0,83 \times 0,34 \times 3730 = 1053 \text{ Н.}$$

Суммарный вектор сил, действующих на вал в осевом направлении:

$$\Sigma F_{oc} = F_{ocA} + F_a - F_{ocB} = 720 + 191 - 1053 = -142 \text{ Н (направлен влево).}$$

Подшипник *A* будет удерживать вал от смещения в осевом направлении.

Суммарная осевая сила для этого подшипника

$$F_{a\Sigma A} = F_{ocB} - F_a = 1053 - 191 = 862 \text{ Н.}$$

Суммарная осевая сила для второго подшипника

$$F_{a\Sigma B} = F_{ocB} = 1053 \text{ Н.}$$

$$\text{Отношение } \frac{F_{a\Sigma A}}{VR_A} = \frac{862}{1 \times 2551} = 0,34 = e = 0,34; X = 1; Y = 0.$$

$$\frac{F_{a\Sigma B}}{VR_B} = \frac{1053}{1 \times 3730} = 0,28 < e = 0,34; X = 1; Y = 0.$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка:

$$P_{rA} = (XVR_A + YF_{a\Sigma A})K_B K_T = (1 \times 1 \times 2551 + 0 \times 862)1,8 \times 1 = 4592 \text{ Н};$$

$$P_{rB} = (XVR_B + YF_{a\Sigma B})K_B K_T = (1 \times 1 \times 3730 + 0 \times 1053)1,8 \times 1 = 6714 \text{ Н}.$$

Дальнейший расчет ведем по более нагруженной опоре B .

Расчетная динамическая радиальная грузоподъемность:

$$C_{\text{расч}} = P_r \sqrt[3]{\frac{60nL_{hE}}{10^6}} = 6714 \sqrt[3]{\frac{60 \times 487 \times 1600}{10^6}} = 21302 \text{ Н},$$

которая более чем в 2 раза меньше $C = 43000$ Н. Выбираем подшипник легкой серии № 7206. Параметры подшипника: $d = 30$ мм; $D = 62$ мм;

$T = 17,25$ мм; $B = 16$ мм; $b = 14$ мм; $C = 31000$ Н; $C_0 = 22000$ Н; $X = 0,4$; $Y = 1,5$; $e = 0,37$). Так как изменились параметры X , Y и e , проверим выбранный подшипник:

$$F_{ocA} = 0,83eR_A = 0,83 \times 0,37 \times 2551 = 783 \text{ Н};$$

$$F_{ocB} = 0,83eR_B = 0,83 \times 0,37 \times 3730 = 1145 \text{ Н}.$$

$$\Sigma F_{oc} = 783 + 191 - 1145 = -171 \text{ Н};$$

$$F_{a\Sigma A} = F_{ocB} - F_a = 1145 - 191 = 954 \text{ Н};$$

$$F_{a\Sigma B} = F_{ocB} = 1145 \text{ Н}.$$

$$\text{Отношение } \frac{F_{a\Sigma A}}{VR_A} = \frac{954}{1 \times 2551} = 0,37 = e = 0,37; X = 1; Y = 0.$$

$$\frac{F_{a\Sigma B}}{VR_B} = \frac{1145}{1 \times 3730} = 0,31 < e = 0,37; X = 1; Y = 0.$$

$$P_{rA} = (XVR_A + YF_{a\Sigma A})K_B K_T = (1 \times 1 \times 2551 + 0 \times 954)1,8 \times 1 = 4592 \text{ Н};$$

$$P_{rB} = (XVR_B + YF_{a\Sigma B})K_B K_T = (1 \times 1 \times 3730 + 0 \times 1145)1,8 \times 1 = 6714 \text{ Н}.$$

Так как для рассчитываемой опоры нагрузка не изменилась, $C_{\text{расч}} = 21302$ Н. Подшипник № 7206 подходит для промежуточного вала.

5.11.3. Тихоходный вал

Исходные данные: $d = 50$ мм; $R_A = 2634$ Н; $R_B = 6988$ Н, $F_{a4} = 807$ Н;

$n_3 = 135 \text{ мин}^{-1}$; подшипник 310: $d = 50$ мм; $D = 110$ мм; $B = 27$ мм;

$C = 61800$ Н; $C_0 = 36000$ Н.

Так как на вал действует осевая сила, находим отношение

$$\frac{F_{a4}}{C_0} = \frac{807}{36000} = 0,022.$$

По таблице 7.5.2 [2] линейной интерполяцией находим

$$e = 0,207; Y = 2,03; X = 0,56.$$

Определяем отношение:

$$\frac{F_{aA}}{VR_A} = \frac{807}{1 \times 2634} = 0,31 > e = 0,207; X = 0,56; Y = 2,03.$$

$$\frac{F_{aB}}{VR_B} = \frac{807}{1 \times 6988} = 0,12 < e = 0,207; X = 1; Y = 0.$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка:

$$P_{rA} = (XVR_A + YF_{a\Sigma A})K_B K_T = (1 \times 0,56 \times 2634 + 2,03 \times 807)1,8 \times 1 = 5604 \text{ Н};$$

$$P_{rB} = (XVR_B + YF_{a\Sigma B})K_B K_T = (1 \times 1 \times 6988 + 0 \times 807)1,8 \times 1 = 12578 \text{ Н}.$$

Дальнейший расчет ведем по более нагруженной опоре *B*.

Расчетная динамическая радиальная грузоподъемность для шарикового подшипника ($p = 3$):

$$C_{\text{расч}} = P_r p \sqrt[3]{\frac{60nL_{hE}}{10^6}} = 12578 \sqrt[3]{\frac{60 \times 135 \times 1600}{10^6}} = 29545 \text{ Н},$$

которая более чем в 2 раза меньше $C = 61800 \text{ Н}$. Выбираем подшипник легкой серии № 210. Параметры подшипника: $d = 50 \text{ мм}$; $D = 90 \text{ мм}$; $B = 20 \text{ мм}$; $C = 35100 \text{ Н}$; $C_0 = 19800 \text{ Н}$.

5.12. Смазка редуктора

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

Для смазывания передач применим картерную систему. В корпус редуктора заливаем масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей и внутренние поверхности корпуса.

Этот способ применяют для зубчатых передач при окружных скоростях от 0,3 до 12,5 м/с (с. 172 [4]).

Требуемую вязкость масла определяем в зависимости от контактного напряжения $\sigma_H = 623$ МПа и фактической окружной скорости колес $v = 3,82$ м/с. Выбираем вязкость $50 \text{ мм}^2/\text{с}$ (таблица 11.1 [4]). Этой вязкости соответствует масло И-Г-А-46 (таблица 11.2 [4]).

В коническо-цилиндрическом редукторе в масляную ванну необходимо погружать коническое колесо на всю ширину венца.

Объем масляной ванны принимается из расчета 0,3...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности (с. 234 [2]). Найдем высоту уровня смазки. Объем масла

$$V = (0,3 \times 6,94) \dots (0,8 \times 6,94) = 2,08 \dots 5,55 \text{ л} = 2,08 \times 10^6 \dots 5,55 \times 10^6 \text{ мм}^3.$$

Объем картера

$$V = l \cdot b \cdot h = 360 \times 125 \cdot h = 45 \times 10^3 \cdot h,$$

где l и b соответственно, длина и ширина внутренней полости редуктора (замеряем на компоновочной схеме), h – высота уровня смазки.

$$h = \left(\frac{2,08 \times 10^6}{45 \times 10^3} \right) \dots \left(\frac{5,55 \times 10^6}{45 \times 10^3} \right) = 46,2 \dots 123 \text{ мм}.$$

В масло должно быть погружено коническое колесо на длину зуба. Расстояние от дна до окружности выступов цилиндрического колеса должно быть не менее 25 мм, чтобы продукты износа, осевшие на дно, не поднимались циркулирующим маслом. Тогда высота уровня смазки должна быть равна:

$$h = \frac{d_{a4}}{2} + 25 - \left(\frac{d_{ae2}}{2} - b_2 \cos \delta_1 \right) = \frac{223,9}{2} + 25 - \left(\frac{182,2}{2} - 28 \cos 18,1^\circ \right) = 72,5 \text{ мм},$$

где b_2 — длина зуба, $b_2 = 28$ мм.

Принимаем уровень смазки 75 мм. Колесо тихоходной ступени при этом погружается в масло на высоту равную $75 - 25 = 50$ мм. Допустимая высота погружения колеса тихоходной ступени равна $0,25d_4$ (с. 173 [4]) $0,25d_4 = 0,25 \times 218,9 = 54,7 > 50$ мм.

При картерном смазывании передач подшипники могут смазываться брызгами масла, если окружная скорость колеса, погруженного в масло, больше 1 м/с (с. 175 [4]). Брызгами масла покрыты все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в

подшипники. В подшипник, расположенный вдали от шестерни ведущего вала, брызги масла могут не попадать, поэтому на фланце, в плоскости разъема корпуса редуктора, делают канавки, а на крышке — скосы, по которым масло стекает в канавки. Из канавок масло попадает в отверстия стакана, накапливается в стакане и попадает в подшипник (с. 175 [4]).

При работе передач продукты изнашивания постепенно загрязняют масло. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, залитое в корпус редуктора, периодически меняют. Для замены масла в корпусе предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой с конической резьбой.

Для наблюдения за уровнем масла в корпусе устанавливаем контрольную пробку с конической резьбой.

При длительной работе в связи с нагревом воздуха повышается давление внутри корпуса. Это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки отдушины в его верхней части

5.13. Выбор посадок сопряженных деталей

Для соединения полумуфты с ведущим валом редуктора выбираем посадку $\text{Ø}22\text{H}7/\text{m}6$. Подшипники быстроходного вала устанавливаем на вал по посадке $\text{Ø}25\text{L}0/\text{k}6$; в стакан — $\text{Ø}52\text{H}7/10$; стакан в корпус — $\text{Ø}68\text{H}7/\text{h}6$.

Подшипники промежуточного вала устанавливаем на вал по посадке $\text{Ø}30\text{L}0/\text{k}6$; в корпус — $\text{Ø}62\text{H}7/10$.

Дистанционные втулки между подшипником и зубчатыми колесами — $\text{Ø}30\text{D}9/\text{k}6$.

Зубчатые колеса на вал — $\text{Ø}32\text{H}7/\text{m}6$.

Подшипники тихоходного вала устанавливаем на вал по посадке $\text{Ø}50\text{L}0/\text{js}6$; в корпус — $\text{Ø}90\text{H}7/10$.

Посадка звездочки на вал — $\text{Ø}42\text{H}7/\text{m}6$.

Посадка зубчатого колеса на вал — $\text{Ø}52\text{H}7/\text{m}6$.

Дистанционная втулка на вал устанавливается по посадке $\text{Ø}50\text{D}9/\text{k}6$.

Шпонка выходного конца быстроходного вала посадка в вал $8\text{N}9/\text{h}9$; в ступицу муфты — $8\text{Js}9/\text{h}9$.

Шпонки промежуточного вала: посадка в вал $10\text{N}9/\text{h}9$; в ступицу зубчатых колес — $10\text{Js}9/\text{h}9$.

Шпонка выходного конца тихоходного вала: посадка в вал $12\text{N}9/\text{h}9$; в

ступицу звездочки — 12Js9/h9.

Шпонки зубчатого цилиндрического колеса: посадка в вал 16N9/h9; в ступицу колеса — 16Js9/h9.

Глухие крышки подшипников устанавливаются по посадкам: промежуточный вал — Ø62H7/h8; тихоходный вал — Ø90H7/h8.

Сквозные крышки подшипников устанавливаются по посадкам: быстроходный вал — Ø52H7/h6; тихоходный вал — Ø90H7/h6.

5.14. Сборка, регулировка и разборка редуктора

В валы запрессовываются шпонки. На ведущий вал-шестерню напрессовывается внутреннее кольцо прилежащего к шестерне подшипника в соответствии со сборочным чертежом редуктора. Наружное кольцо подшипника, прилегающего к шестерне, запрессовываем в стакан в соответствии со сборочным чертежом. Вал вставляем в стакан в соответствии со сборочным чертежом и напрессовываем внутреннее кольцо второго подшипника. Устанавливаем стопорную шайбу и навинчиваем гайку. Удерживая вал, затягиваем гайку так, чтобы вал от руки вращался свободно, без ощутимых заеданий. В таком положении гайки стопорим ее, отогнув усик шайбы, который совпадает со шлицем гайки. Напрессовываем на вал дистанционную втулку, насаживаем крышку подшипника с запрессованной в нее манжетой, запрессовываем в вал шпонку.

На промежуточный вал напрессовываем зубчатые колеса. Устанавливаем дистанционные втулки и напрессовываем подшипники. Собранный вал устанавливаем в корпус. В пазы корпуса устанавливаем крышки подшипников с завернутыми в них регулировочными винтами. Между подшипниками и крышками устанавливаем нажимные шайбы.

На тихоходный вал напрессовываем зубчатое колесо, устанавливаем дистанционную втулку и напрессовываем подшипники, надеваем сквозную крышку с запрессованной в нее манжетой. Все это выполняется в соответствии со сборочным чертежом редуктора. Собранный вал устанавливаем в корпус редуктора так, чтобы крышки подшипников попали в пазы корпуса.

В корпус запрессовываем штифты и смазываем плоскость фланца корпуса герметиком.

Устанавливаем крышку корпуса и затягиваем ее стяжными болтами.

Производим регулировку подшипников промежуточного вала, поджимая или отжимая регулировочные винты так, чтобы вал вращался от руки

свободно, без заеданий. Крышка смотрового люка при этом открыта. Вал вращаем за колесо.

Устанавливаем стакан в сборе с ведущим валом в гнездо стакана. Регулировочные прокладки между фланцем стакана и корпусом редуктора пока не устанавливаем. Добиваемся такого положения стакана и конического колеса, чтобы внешние торцовые сечения конической шестерни и колеса совпадали. При необходимости изменения положения колеса (чтобы не нарушить регулировку подшипников) регулировочные винты поворачиваем на одинаковый угол. В этом положении щупом измеряем зазор между фланцем стакана и корпусом. Вынимаем стакан и устанавливаем под фланец регулировочные прокладки. Толщина набора прокладок должна быть равна величине измеренного зазора. Стакан устанавливаем на место. На вал насаживаем крышку подшипника с запрессованной в нее манжетой и прижимаем стакан винтами к корпусу.

Посередине зуба наносим небольшое пятно краски и проворачиваем за вал. Если пятно краски, раздавленное зубьями, располагается несимметрично относительно середины зуба, необходимо производить регулировку зацепления путем перемещения зубчатого колеса вдоль оси. Перемещение осуществляется регулировочными винтами в зависимости от положения пятна. Чтобы не нарушить регулировку подшипников винты необходимо перемещать на одинаковое расстояние (т.е. насколько мы отжимаем один винт, настолько же должны поджимать второй).

После регулировки винты стопорим стопорными пластинами.

Заворачиваем в корпус сливную пробку и заливаем через люк необходимое количество масла. Масло должно появиться в отверстии контрольной пробки.

Завинчиваем контрольную пробку, закрываем люк крышкой, установив под нее прокладку.

Разборку редуктора осуществляем в последовательности, обратной сборке, слив предварительно масло.

5.15. Рекомендации по выполнению чертежей

На основании компоновочной схемы (рисунок 5.3) и конструкторской проработки деталей редуктора выполняем сборочный чертеж редуктора (рисунки 5.10, 5.11) с составлением спецификации редуктора. Прорабатываем в соответствии с заданием, размерами двигателя, муфты, редуктора и выполня-

ем сборочный чертеж станции приводной (рисунок 5.9) с составлением спецификации и разработкой конструкции ведущей звездочки цепной передачи. Выполняем чертежи деталей редуктора и станции приводной (рисунки 5.12, 5.13, 5.14).

РЕПОЗИТОЙ БГАТУ

Формат	Зона	Г/з.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
A1			02.48.01.02.00.000СБ	Сборочный чертёж		
				<u>Сборочные единицы</u>		
A4	1		02.48.01.02.01.000	Редуктор	1	
A4	2		02.48.01.02.02.000	Рама	1	
				<u>Детали</u>		
A3	3		02.48.01.02.00.001	Звездочка	1	
				<u>Стандартные изделия</u>		
				Болты ГОСТ7798- 70		
		5		M12- 6g 40.58.019	4	
		6		M16- 6g 60.58.019	4	
				Винты ГОСТ 1476- 84		
		7		В.М5- 6g 14.14Н019	1	
		8		В.М5- 6g 16.14Н019	1	
		9		Винт М6- 6g 16.58.019		
				ГОСТ 17475- 80	1	
				Гайки ГОСТ 5915- 70		
		10		M12- 6H5.019	4	
		11		M16- 6H5.019	4	
			02.48.01.02.00.000			
Изм.	Лист	№ докум.	Годл.	Дата		
Разраб.	Иванов				Лист	Листов
Пров.	Петров				У	1 2
Исконтр.	Козлов				Станция приводная БГАТУ гр. 10тс	
Утв.	Сидоров					

Копировал

Формат А4

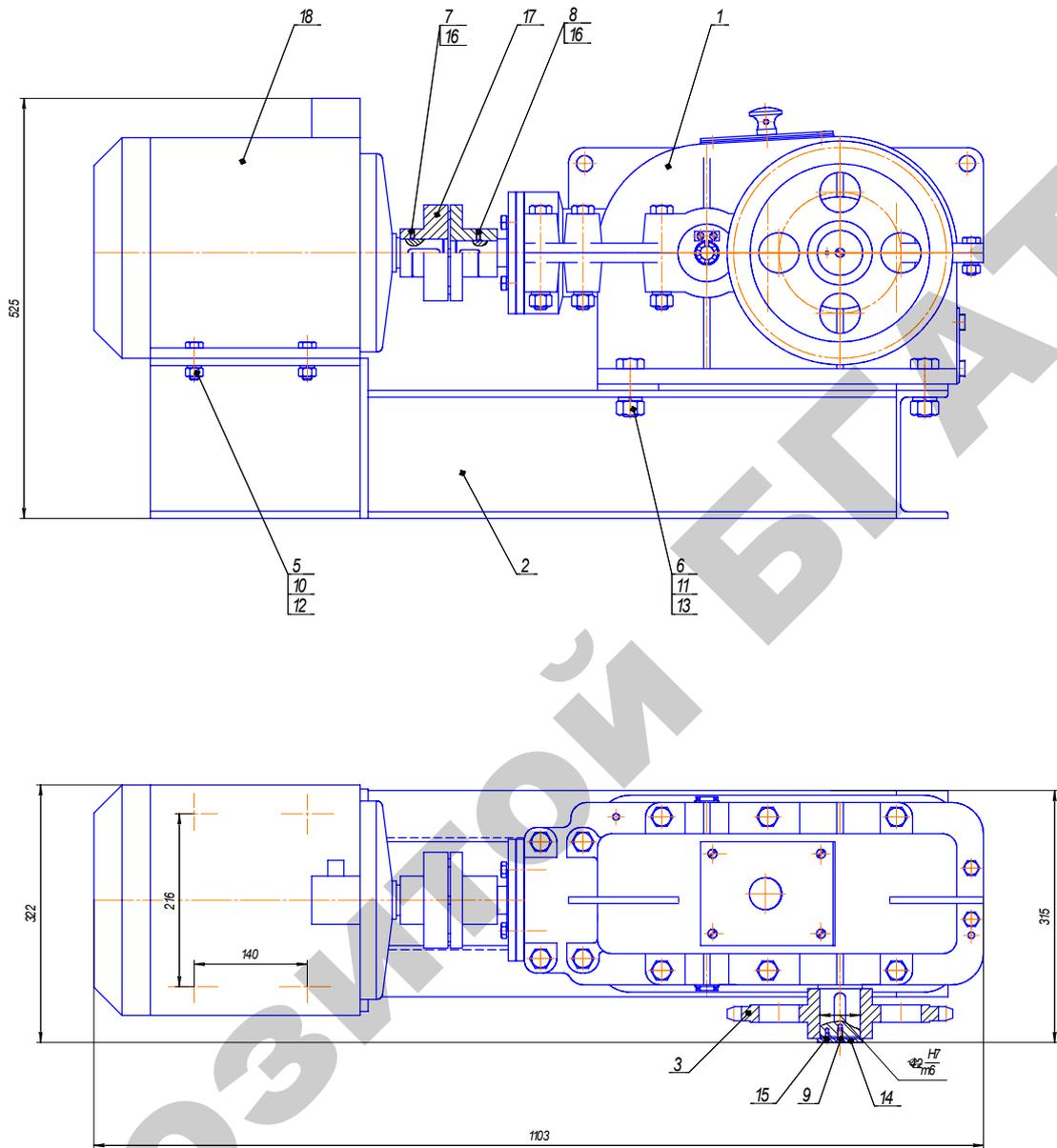
Формат	Зона	Гыз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Шайбы ГОСТ 6402-70		
		12		12.65Г.019	4	
		13		16.65Г.019	4	
		14		Шайба 7019-0631		
				ГОСТ 14734-69	1	
		15		Штифт 4и8•12		
				ГОСТ 3128-70	1	
		16		Кольцо 55.И.019		
				ГОСТ 2833-77	2	
		17		МВГ-125-22-1.1-32-И.2-У3		
				ГОСТ 21424-75	1	
		18		Электродвигатель		
				4А132S4У3		
				ГОСТ 19523-74	1	

Ив. №губл.	Губл. и дата	Взам. инв. №	Ив. №губл.	Губл. и дата

Ив. №губл.	Губл. и дата	Взам. инв. №	Ив. №губл.	Губл. и дата	02.48.01.02.00.000	Лист
Ивм.	Лист	№ докум.	Губл.	Дата		2

Копировал

Формат А4



Технические требования

1. Размеры для справок.
2. Угловая несоосность оси входного вала редуктора и электродвигателя не более 0,8 (14 мм на длине 100 мм). Радиальная несоосность оси входного вала редуктора и электродвигателя не более 0,3 мм.
3. Привод обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Огук и резкий шум не допускаются.
4. После обкатки масло из редуктора слить и залить масло И.Г.-А. 46 ГОСТ 17479.4-87 в количестве 5,0 л.
5. Сражждения условно не показаны. Сражждения установить и окрасить в желтый цвет.

Техническая характеристика

1. Передаточное число привода 16,2.
2. Мощность электродвигателя 7,5 кВт.
3. Частота вращения приводной звездочки 90 мин⁻¹.
4. Вращающий момент на выходном валу редуктора 448,5 Нм.

Имя, фамилия, инициалы
 Дата
 Подпись
 Место
 Подпись
 Место

				02.48.01.02.00.000СБ		
Имя	Фамилия	Инициалы	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Рисовал	Проверил	Утвердил		1	12,5	
Диспетчер				Лист	Листов	1
Изготовил	Контроль			БГАТУ гр. 10мс		
Имя	Подпись			Формат А1		

Рисунок 5.9 – Сборочный чертеж станции приводной

Гвоз. примен.		Формат	Зона	Гвоз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
						<u>Документация</u>			
		A1			0248..01.02.01.000СБ	Сборочный чертеж			
						<u>Сборочные единицы</u>			
Стр. №				1	02.48.01.02.01.100	Крышка	1		
						<u>Детали</u>			
				2	02.48.01.02.01.001	Крышка	1		
				3	02.48.01.02.01.002	Пластина	2		
				4	02.48.01.02.01.003	Прокладка	1		
				5	02.48.01.02.01.004	Корпус	1		
				6	02.48.01.02.01.005	Гробка	2		
				7	02.48.01.02.01.006	Крышка	2		
				8	02.48.01.02.01.007	Винт	2		
				9	02.48.01.02.01.008	Шайба	2		
				10	02.48.01.02.01.009	Втулка	1		
				11	02.48.01.02.01.011	Колесо	1		
				12	02.48.01.02.01.012	Крышка	1		
				13	02.48.01.02.01.013	Вал	1		
				14	02.48.01.02.01.014	Колесо	1		
				15	02.48.01.02.01.015	Втулка	1		
				16	02.48.01.02.01.016	Крышка	1		
				18	02.48.01.02.01.018	Шестерня	1		
				19	02.48.01.02.01.019	Вал	1		
		02.48.01.02.01.000							
		Изм.	Лист	№ докум.	Годл.	Дата			
		Разраб.	Иванов				Лит	Лист	
		Пров.	Петров				У	1	
		Исконтр.	Козлов				Листов		
		Утв.	Сидоров				3		
		Редуктор					БГАТУ гр. 10мс		

Копировал

Формат А4

Изм.	Лист	№ докум.	Год.	Дата	Изм.	№ подл.	Год. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Год. и дата	Формат	Зона	Гвз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
													44		Шайба 24.21 ГОСТ 11872-80	1	
													48		Штифт 8h8•30 ГОСТ 3128-70	2	
													50		Манжеты ГОСТ 8752-79 2.1-26•45-1	1	
													51		2.1-50•70-1	1	
													53		Годшипники ГОСТ 333-79 7205	2	
													54		7206	2	
													55		Годшипник 210 ГОСТ 8338-75	2	
													56		Шпонки ГОСТ 23360-78 8•7•25	1	
													57		10•8•36	2	
													58		12•8•80	1	
													59		16•10•56	1	
											02.48.01.02.01.000		Лист 3				

Копировал

Формат А4

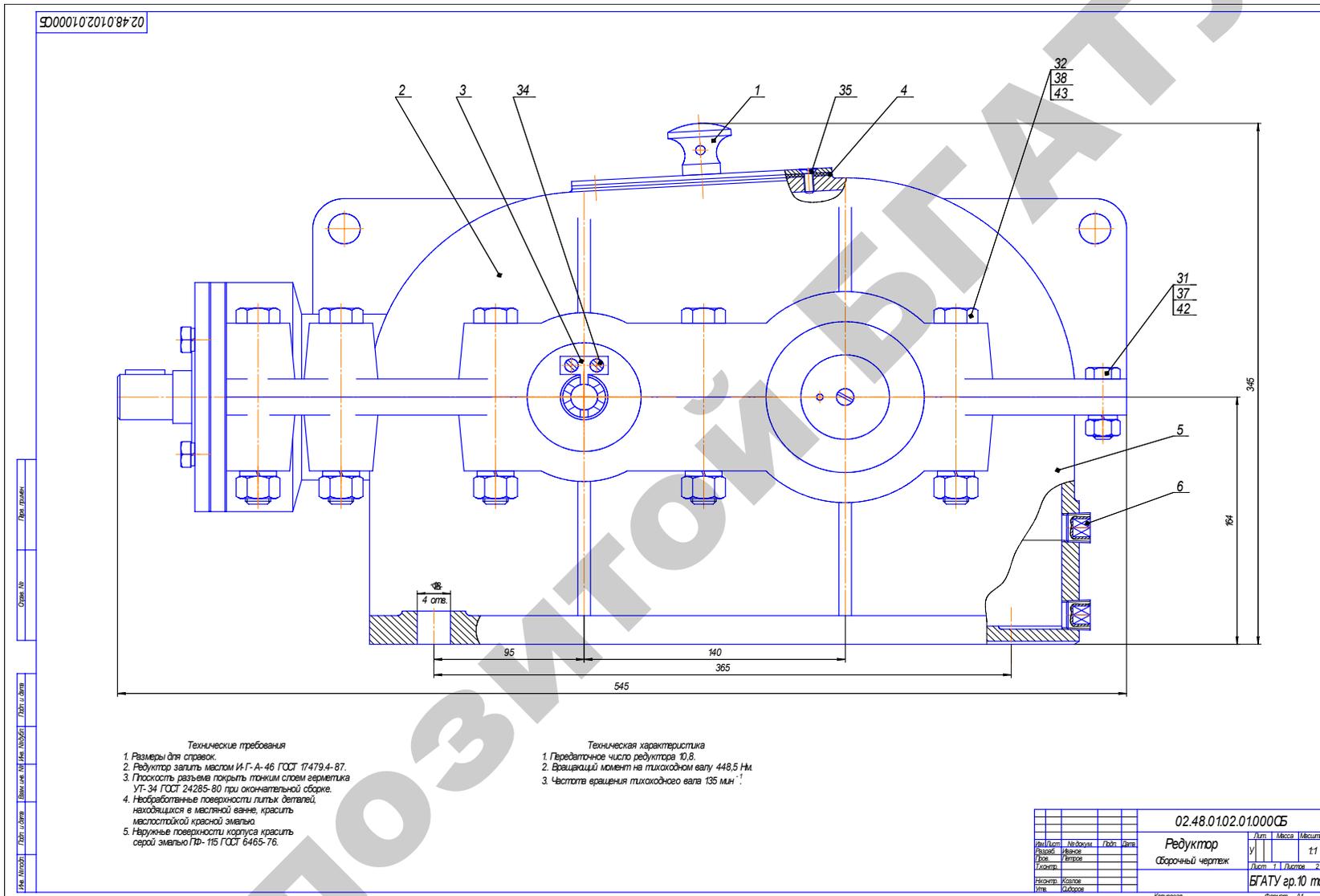


Рисунок 5.10 – Сборочный чертеж редуктора

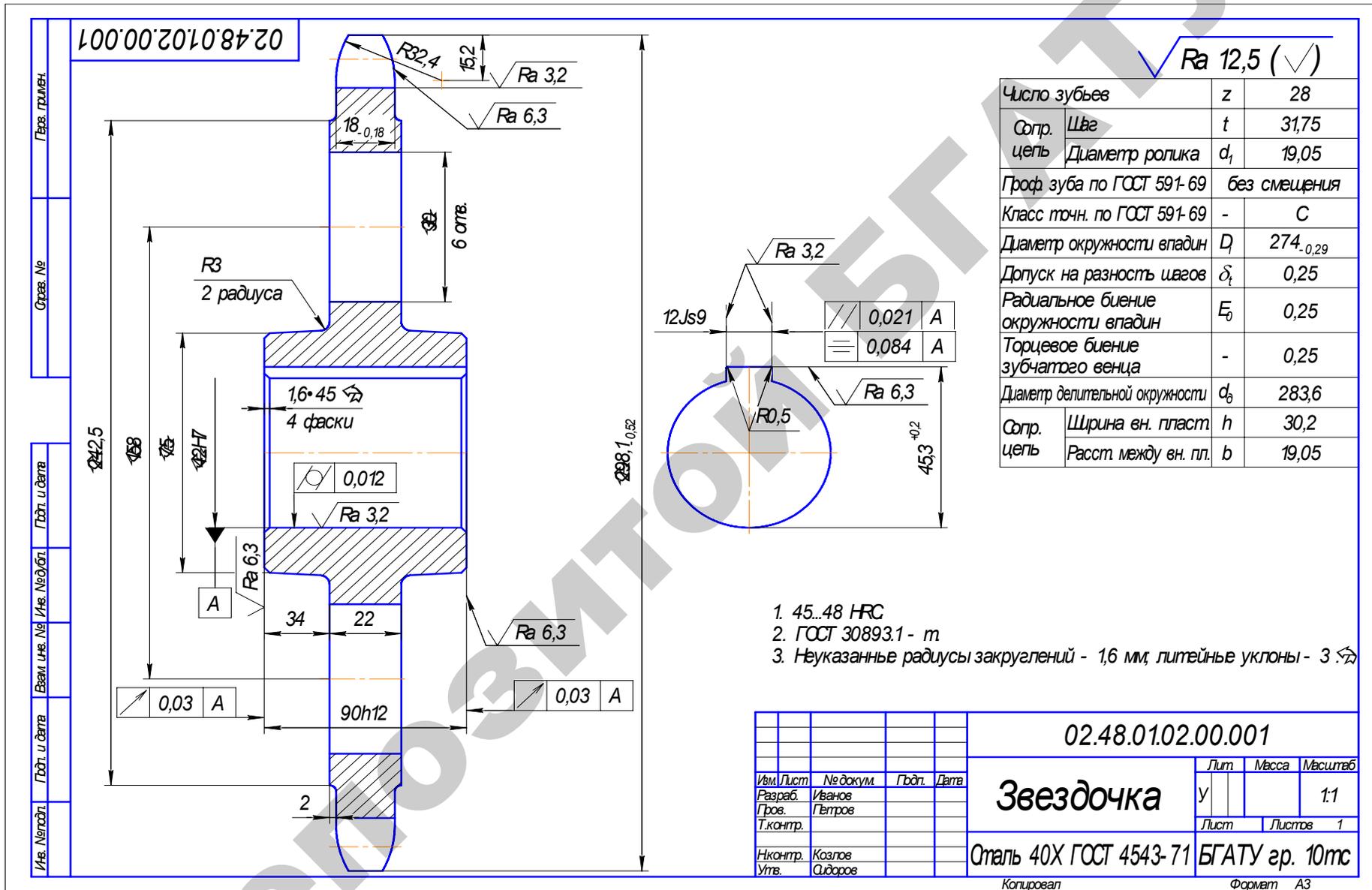


Рисунок 5.14 – Чертеж звездочки

ЛИТЕРАТУРА

1. *Анурьев, В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Анурьев. — М., 1999.
2. Детали машин в примерах и задачах / под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. — Мн., 1981.
3. *Дунаев, П.Ф.* Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. — М., 2000.
4. *Иванов, М.Н.* Детали машин / М.Н. Иванов. — М., 1984.
5. *Иосилевич, Г.Б.* Детали машин / Г.Б. Иосилевич. — М., 1988.
6. Конструирование машин: в 2 т. / К.В. Фролов [и др.]. — М., 1994.
7. *Кузьмин, А.В.* Расчеты деталей машин / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. — Мн., 1986.
8. Курсовое проектирование деталей машин: в 2 ч. / А.В. Кузьмин [и др.]. — Мн., 1982.
9. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский [и др.]. — Мн., 1984.
10. *Скойбеда, А.Т.* Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик. — Мн., 2006.
11. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский [и др.]. — М., 1984.
12. *Чернилевский, Д.В.* Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования / Д.В. Чернилевский — М., 2002.

Приложение А
(справочное)

Таблица П.1 – Технические данные трехфазных асинхронных двигателей новой единой серии RA

Типоразмер	Номинальная мощность P, кВт	Асинхронная частота вращения n, мин ⁻¹	КПД, %	T пуск/ T ном	T max/ T ном	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7
Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹ (два полюса)						
RA71A2	0,37	2800	71	2,3	2,4	5
RA71B2	0,55	2850	74	2,3	2,4	6
RA80A2	0,75	2820	74	2,5	2,7	9
RA80B2	1,1	2800	77	2,6	2,8	11
RA90S2	1,5	2835	79	2,9	3	13
RA90L2	2,2	2820	82	2,9	3,4	15
RA100L2	3	2895	83	2,4	2,6	20
RA112M2	4	2895	84	2,2	3,3	41
RA132SA2	5,5	2880	85	2,4	3	43
RA132SB2	7,5	2890	87	2,5	3,2	49
RA160MA2	11	2940	87,5	2	3,3	112
RA160MB2	15	2940	90	2	3,2	116
RA160L2	18	2940	90	2	3,2	133
RA180M2	22	2940	90,5	2,1	3,5	147
Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹ (четыре полюса)						
RA71A4	0,25	1325	62	1	1	5
RA71B4	0,37	1375	66	2	2	6
RA80A4	0,55	1400	71	2,3	2,8	8
RA80B4	0,75	1400	74	2,5	2,8	10
RA90S4	1,1	1420	77	2,3	2,6	13,5
RA90L4	1,5	1420	78,5	2,3	2,8	15,5
RA100LA4	2,2	1420	79	2,2	2,6	22
RA100LB4	3	1420	81	2,2	2,6	24
RA112S4	4	1430	85,5	2,2	2,9	37
RA132S4	5,5	1450	87	2,4	3	45
RA132M4	7,5	1455	88	2,8	3,2	52
RA160M4	11	1460	88,5	1,8	2,8	110
RA160L4	15	1460	90	1,9	2,9	129
RA180M4	18,5	1460	90,5	1,9	2,9	149
RA180L4	22	1460	91	2,1	2,8	157
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹ (шесть полюсов)						
RA71A6	0,18	835	48	2	2	6
RA71B6	0,25	860	56	2	2	6

Продолжение таблицы П.1

1	2	3	4	5	6	7
RA80A6	0,37	910	62	2	2,5	8
RA80B6	0,55	915	63	2	2,5	10
RA90S6	0,75	935	70	2,2	2,5	13
RA90L6	1,1	925	72	2,2	3	15
RA100L6	1,5	925	76	2	2,1	22
RA112M6	2,2	960	78	1,9	2,5	36
RA132S6	3	960	83	2,2	2,6	41
RA132MA6	4	960	84	2,2	2,6	50
RA132MD6	5,5	950	83	2,2	2,5	56
RA160M6	7,5	970	87	2	2,8	110
RA160L6	11	970	88,5	2,2	2,9	133
RA180L6	15	970	89	2,3	3	155
RA200LA6	18,5	970	87	1,8	2,7	182
RA200LB6	22	970	87,5	2	2,5	202
Синхронная частота вращения 700 мин ⁻¹ (восемь полюсов)						
RA112M8	1,5	700	73	1,7	2,1	42
RA132S8	2,2	720	81	1,7	2,1	65
RA132M8	3	715	81	1,8	2,4	73
RA160MA8	4	730	84	1,8	2,2	107
RA160MB8	5,5	730	84	1,8	2,2	112
RA160L8	7,5	730	85	1,8	2,4	131
RA180L8	11	730	87	1,8	2,4	145
RA200L8	15	730	88	2	2,5	202
RA225S8	18,5	730	88,5	1,8	2,8	250
RA225M8	22	730	89,5	1,8	2,8	290

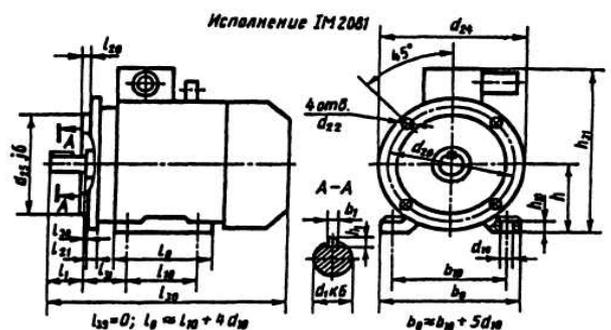
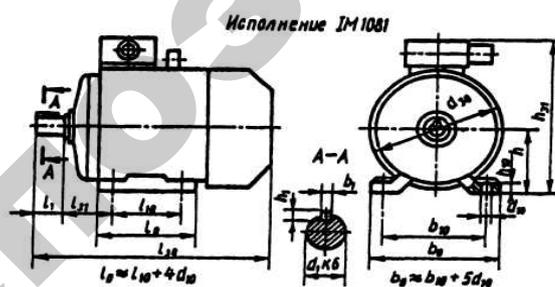


Таблица П.2 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры двигателей серии RA исполнений M1081 и M2081

Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение																		
		1M1081, 1M2081					IM10	IM1081 и IM2081							IM2081					
		d_1	l_1	l_{30}	b_1	h_1	d_{10}	l_{10}	l_{21}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}
RA71A,B	2,4,6	19	40	273	6	6	170	90	46	7	112	71	9	188	3,5	10	165	12	20	130
RA80A		22	50	297			190	100	50	10	125	80	10	205						M10
RA80B				321																
RA90L		24		337	8	7	210	125	56		140	90	11	225	4	12	215	15	25	180
RA100S		28	60	360			240	112	63	12	160	100		247		14			0	
RA100L				391				140												M12
RA112M	2,4,6	32	80	435	10	8	246		70		190	112		285		16	265		30	230
RA132S	4,6,8	38		460			288		89		216	132	13	325	5	18	300		35	250
RA132M	2,4,6			498				178											0	
RA160S	2	42	PO	630	12		334		10*	15	254	160	18	385		15				
	4,6,8	48																		
RA160M	2	42		660	12	8		210											19	
	4,6,8	48																		M16
RA180S	2	48		630	14	9	375	203	121		279	180	20	448		18	350		40	300
	4	55																	0	
RA180M	2	48		680	14	9		241												
	4,6,8	55																		

Таблица П.3 – Двигатели трехфазные асинхронные серии 4А. Технические данные (ГОСТ 19523–81)

Тип двигателя	Мощность P , кВт	Частота вращения n , мин ⁻¹	$M_{max}/M_{ном}$	Тип двигателя	Мощность P , кВт	Частота вращения n , мин ⁻¹	$M_{max}/M_{ном}$
1	2	3	4	5	6	7	8
Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹				Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹			
4A71A2	0,75	2840	2,2	4A80A6	0,75	915	2,2
4A71B2	1,1	2810	2,2	4A80B6	1,1	920	2,2
4A80A2	1,5	2850	2,6	4A90L6	1,5	935	2,2
4A80B2	2,2	2850	2,6	4A100L6	2,2	950	2,2
4A90L2	3	2840	2,5	4A112MA6	3	955	2,5
4A100S2	4	2880	2,5	4A122MB6	4	950	2,5
4A100L2	5,5	2880	2,5	4A132S6	5,5	965	2,5
4A112M2	7,5	2900	2,8	4A132M6	7,5	970	2,5
4A132M2	11	2900	2,8	4A160S6	11	975	2
Синхронная частота вращения 150 мин ⁻¹				Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹			
4A71B4	0,75	1390	2,2	4A90LA8	0,75	700	1,9

Продолжение таблицы П.3

1	2	3	4	5	6	7	8
4A80A4	1,1	1420	2,2	4A90LB8	1,1	700	1,9
4A80B4	1,5	1415	2,2	4A100L8	1,5	700	1,9
4A90L4	2,2	1425	2,4	4A112MA8	2,2	700	2,2
4A100S4	3	1435	2,4	4A112MB8	3	700	2,2
4A100L4	4	1430	2,4	4A132S8	4	720	2,6
4A112M4	5,5	1445	2,2	4A132M8	5,5	720	2,6
4A132S4	7,5	1455	3	4A160S8	7,5	730	2,2
4A132M4	11	1460	3	4A160M8	11	730	2,2

Таблица П.4 – Нормальные линейные размеры
(по ГОСТ 6636–69 в ред. 1990)

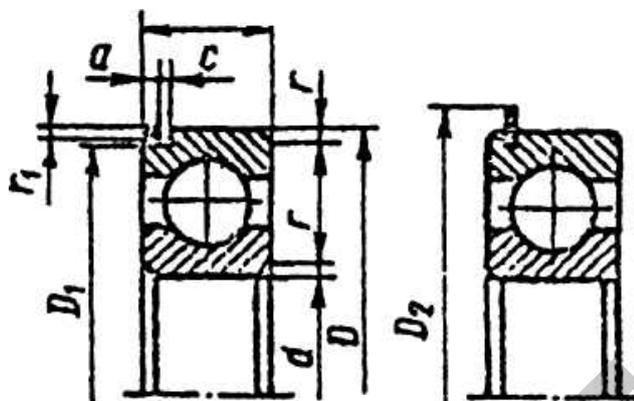
Размеры в миллиметрах

Ряды*			Дополни- тельные размеры	Ряды*			Дополни- тельные размеры**	Ряды*			Дополни- тельные размеры**
Ra 10	Ra 20	Ra 40		Ra 10	Ra 20	Ra 40		Ra 10	Ra 20	Ra 40	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5,0	5,0	5,2	5,2	25	25	25	27	125	125	125	118
		5,5	26			130				135	
	5,6	5,6	5,8		28	28			29	140	
6,3	6,3	6,3	6,5	32	32	32	33	160	160	160	165
		6,7	7,0			34				35	
	7,1	7,1	7,3		36	36			37	180	
8,0	8,0	8,0	8,2	40	40	40	41	200	200	200	205
		8,5	8,8			42				44	
	9,0	9,0	9,2		45	45			46	220	
10	10	10	10,2	50	50	50	52	250	250	250	270
		10,5	10,8			53				55	
	11	11	11,2		56	56			58	280	
12	12	12	12,5	63	63	63	65	320	320	320	330
		13	13,5			67				70	
	14	14	14,5		71	71			73	360	
16	16	16	16,5	80	80	80	82	400	400	400	410
		17	17,5			85				88	
	20	18	18,5		90	90			92	450	
20	20	20	19,5	100	100	100	102	500	500	500	515
		21	20,5			105				108	
	22	22	21,5		110	ПО			112	560	
		24	23,0			115	115		600	600	615

* При выборе размеров предпочтение должно отдаваться рядам с более крупной градацией (ряд Ra 10 следует предпочитать ряду Ra 20 и т. д.).

** Дополнительные размеры, приведенные в таблице, допускается применять лишь в отдельных, технически обоснованных случаях.

Таблица П.5 – Подшипники шариковые радиальные однорядные со стопорной канавкой на наружном кольце (ГОСТ 2893–81)



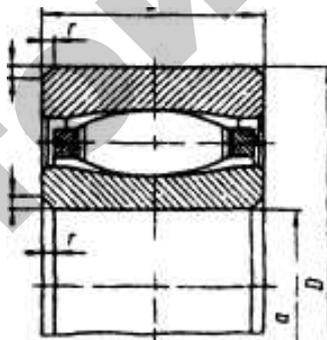
Обозначение подшипника	Размеры, мм								Базовая грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>D</i> ₁	<i>a</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>D</i> ₂	Динамическая <i>C</i> _r	Статическая <i>C</i> _{0r}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Легкая серия										
50204	20	47	14	44,6	2,45	1,3	1,5	52,7	12,7	6,2
50205	25	52	15	49,7	–	–	1,5	57,9	14,0	6,9
50206	30	62	16	59,6	–	1,5	1,5	67,7	19,5	10,0
50207	35	72	17	68,8	–	–	2	78,6	25,5	13,7
50208	40	80	18	76,8	3,25	1,9	2	86,6	32,0	17,8
50209	45	85	19	81,8	–	–	2	91,6	33,2	18,6
50210	50	90	20	86,8	–	–	2	96,6	35,1	19,8
50211	55	100	21	96,8	–	2,7	2,5	106,5	43,6	25,0
50211	60	ПО	22	106,8	3,28	–	2,5	116,5	52,0	31,0
Средняя серия										
50304	20	52	15	49,7	2,45	1,3	2	57,2	15,9	7,8
50305	25	62	17	59,6	–	–	2	67,7	22,5	11,4
50306	30	72	19	68,8	–	1,9	2	78,6	29,1	14,6
50307	35	80	21	76,8	3,25	–	2,5	88,6	33,2	18,0
50308	40	90	23	86,8	–	–	2,5	96,5	41,0	22,4
50309	45	100	25	96,8	–	2,7	2,5	106,5	52,7	30,0
50310	50	100	27	106,8	–	–	3	116,5	61,8	36,0
50311	55	120	29	115,2	4,05	3,1	3	129,7	71,5	41,5
50312	60	130	31	125,2	–	–	3,5	139,7	81,9	48,0

Таблица П.6 – Шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники легкой серии (ГОСТ 5720–75) исполнения 1000 (ГОСТ 28428–90)

Обозначение подшипника	Размеры, мм				Базовая грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки Y при			
	d	D	B	r	Динамическая C_r	Статическая C_{Or}	e	$F_a / F_r < e$	$F_a / F_r > e$	y
1204	20	47	14	1,5	10,0	3,45	0,273	2,306	3,570	2,416
1205	25	52	15	1,5	12,2	4,4	0,271	2,324	3,597	2,435
1206	30	62	16	1,5	15,6	6,2	0,244	2,576	3,987	2,699
1207	35	72	17	2,0	16,0	6,95	0,230	2,737	4,236	2,867
1208	40	80	18	2,0	19,3	8,8	0,219	2,870	4,442	3,007
1209	45	85	19	2,0	22,0	10,0	0,212	2,972	4,599	3,113
1210	50	90	20	2,0	22,8	11,0	0,214	3,134	4,850	3,283
1211	55	100	21	2,5	27,0	13,7	0,195	3,232	5,002	3,386
1212	60	ПО	22	2,5	30,0	16,0	0,185	3,407	5,273	3,569

Примечание – При $F_a / F_r < e$ $X = 1$, при $F_a / F_r > e$ $X = 0,65$.

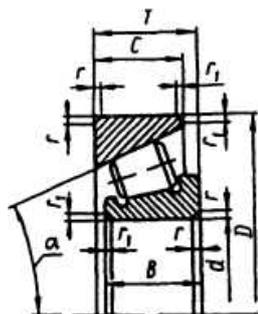
Таблица П.7 – Роликовые радиальные однорядные подшипники с бочкообразными роликами (ГОСТ 24954–81)



Обозначение подшипника	Размеры, i мм				Базовая грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	Динамическая	Статическая
1	2	3	4	5	6	7
3043301	12	37	19	1,5	9,4	2,6
304702	15	42	21	1,5	9,6	2,8
3043304	20	52	22,2	2,0	12,5	3,7
3043305	25	62	25,4	2,0	17,8	6,0
3043306	30	72	30,2	2,0	21,2	7,7

1	2	3	4	5	6	7
3043307	35	80	34,9	2,5	25,1	9,8
3043308	40	90	36,5	2,5	29,6	12,2
3043309	45	100	39,7	2,5	37,7	15,9
3043310	50	ПО	44,4	3,0	43,6	17,5

Таблица П.8 – Роликовые конические однорядные подшипники



Эквивалентная динамическая нагрузка по ГОСТ 18855–94:

$P_r = VF_r$ при $F_a/(VF_r) < e$, тогда $X = 1$, $Y = 0$,

$P_r = 0,4 VF_r + YF_a$ при $F_a/(VF_r) > e$ $X = 0,4$;

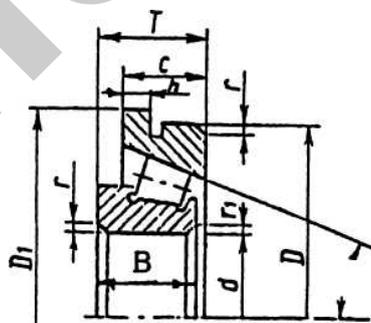
$Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha$

Обозначение подшипника	Размеры, мм							Базовая грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	d	D	T	B	c	r	r_1	Динамическая C_r	Статическая C_{or}	e	Y	Y_0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Легкая серия ($\alpha - 12...18'$)												
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,3	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,36	1,64	0,90
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	19,75	20	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	20,75	19	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,41	1,45	0,80
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,41	1,46	0,80
7212	60	ПО	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,35	1,71	0,94
Средняя серия ($\alpha - 10...14^*$)												
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,34	1,78	0,98
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,32	1,88	1,03
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,28	2,16	1,18
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,28	2,16	1,19
7310	50	ПО	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,5	0,31	1,94	1,06

Продолжение таблицы П.8

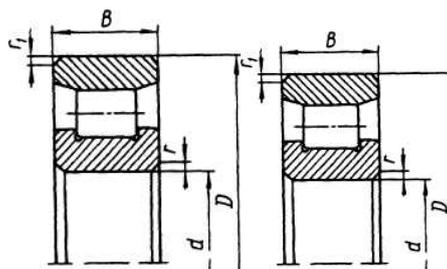
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
7311	55	120	31,5	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,33	1,80	0,99
7312	60	130	33,5	31	27	3,5	1,2	128,0	95,5	0,30	1,97	1,08
Средняя широкая серия ($\alpha = 11..15^\circ$)												
7606	30	72	28,75	29	23,0	2,0	0,8	63,0	51,0	0,32	1,88	1,03
7607	35	80	32,75	31	27,0	2,5	0,8	76,0	61,0	0,30	2,03	1,11
7608	40	90	35,25	33	28,5	2,5	0,8	90,0	67,0	0,30	2,03	1,11
7609	45	100	38,25	36	31,0	2,5	0,8	114,0	90,5	0,29	2,06	1,13
7611	55	120	45,5	44,5	36,5	3,0	1,0	160,0	140,0	0,32	1,85	1,02
7612	60	130	48,5	47,5	39,0	3,5	1,2	186,0	157,0	0,30	1,97	1,08
Средняя серия ($\alpha = 20..30^\circ$)												
27306	30	72	20,75	19	14	2,0	0,8	35	20,6	0,72	0,83	0,46
27307	35	80	22,75	21	15	2,5	0,8	45	29	0,79	0,76	0,42
27308	40	90	25,25	23	17	2,5	0,8	56	37	0,79	0,75	0,42
27308A	40	90	25,25	23	17	2,5	0,8	69,3	54	0,83	0,72	0,40
27310	50	ПО	29,25	27	19	3,0	1,0	80	53	0,80	0,75	0,41
27310A	50	110	29,25	27	19	3,0	1,0	99	72,5	0,83	0,72	0,40
27311	55	120	31,50	29	21	3,0	1,0	92	58	0,81	0,79	0,50
27312	60	130	33,50	31	22	3,5	1,2	105	61	0,70	0,86	0,47

Таблица П.9 – Подшипники роликовые конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце (ГОСТ 27365–87)



Обозначение	Размеры, мм									Грузоподъемность, кН			Факторы нагрузки	
	d	D	D_1	T	B	C	h	r	r_1	C_r	C_{or}	e	Y	Y_0
67204	20	47	51	15,5	14	12	3	1,5	0,5	19,1	13,3	0,36	1,67	0,92
67207	35	72	77	18,5	17	15	4	2	0,8	35,3	26,3	0,37	1,62	0,89
67208	40	80	85	20,0	20	16	4			42,4	32,7	0,38	1,56	0,86
67510	50	90	96	25,0	23,5	20	5	2,5		59,8	54,5	0,42	1,43	0,78
67512	60	110	117	30,0	28	24	6			84	75,6	0,39	1,53	0,84
67513	65	120	127	33	31	27	6			109	98,9	0,37	1,62	0,89

Таблица П.10 – Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328–75)



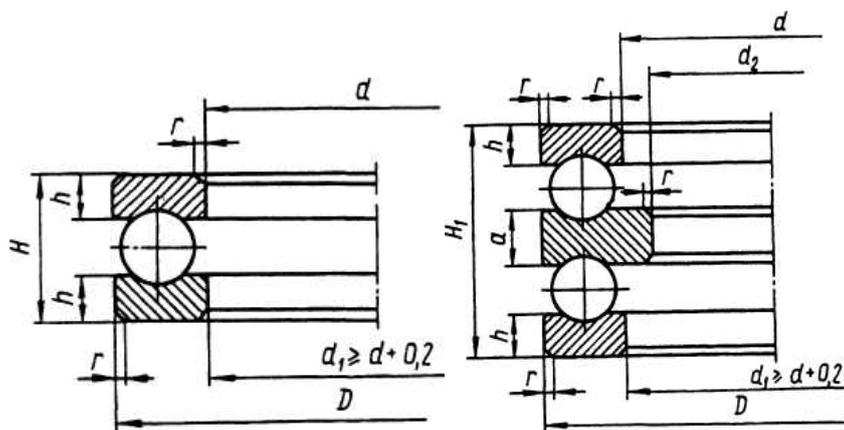
Обозначение типа подшипников		Размеры, мм					Базовая грузоподъемность, кН	
		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	Динамическая <i>C</i> _r	Статическая <i>C</i> _{0r}
2000	32000							
Особо легкая серия								
2104	—	20	42	12	1,0	0,5	—	—
2106	32106	30	55	13	—	—	8,9	4,7
2107	32107	35	62	14	1,5	0,8	17,9	7,8
2108	32108	40	68	15	—	—	—	—
—	32109	45	75	16	1,5	1,0	31,4	17,6
2110	32110	50	80	16	1,5	1,0	30,8	17,6
2111	32111	55	90	18	2,0	1,5	34,7	23,6
Легкая узкая серия								
2204	32204	20	47	14	1,5	1,0	14,7	7,38
2205	32205	25	52	15	1,5	1,0	16,8	8,81
2206	32206	30	62	16	1,5	1,0	22,4	12,0
2207	32207	35	72	17	2,0	1,0	31,9	17,6
2208	32208	40	80	18	2,0	2,0	41,8	24,0
2209	32209	45	85	19	2,0	2,0	44,0	25,5
2210	32210	50	90	20	2,0	2,0	45,7	27,5
2211	32211	55	100	21	2,5	2,0	56,1	34,0
2212	32212	60	ПО	22	2,5	2,5	64,4	43,0

Таблица П.11 – Шариковые радиально-упорные однорядные подшипники (ГОСТ 831–75)

<i>Fa</i> / <i>Co</i>	<i>e</i>	<i>Y</i>	Эквивалентная нагрузка	Эскиз
0,014	0,30	1,81		
0,029	0,34	1,62	$P = VFr$ при $Fa/VFr \leq e$;	
0,057	0,37	1,46	$P = 0,45 Fr + YFa$ при $Fa / VFr > e$	
0,086	0,41	1,34	Статическая	
0,11	0,45	1,22	$P_0 = Fr$, $P = 0,5 Fr + 0,47 Fa$,	
0,17	0,48	1,13	при $P < Fr$ принимают $P_0 = Fr$	
0,29	0,52	1,04		
0,43	0,54	1,01		
0,57	0,54	1,00		

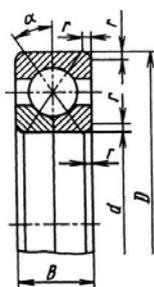
Обозначение подшипника типа		Размеры, мм						Базовая грузоподъемность, кН			
								Динамическая	Статическая	Динамическая	статическая
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	T	r	r_1	$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
								C_r	C_{or}	C_r	C_{or}
Особолегкая серия											
36104	—	20	42	12	12	1,0	0,5	10,6	5,3	—	—
36105	—	25	47	12	12	1,0	0,5	И,8	6,3	—	—
36106	46106	30	55	13	13	1,5	0,5	15,3	8,5	14,5	7,8
36107	—	35	62	14	14	1,5	0,5	19,1	11,3	—	—
	46108	40	68	15	15	1,5	0,5	—	—	18,9	11,4
	46109	45	75	16	16	1,5	0,5	—	—	22,5	13,4
	46111	55	90	18	18	2,0	1,0	—	—	32,6	21,1
	46112	60	95	18	18	2,0	1,0	—	—	37,4	24,5
Легкая узкая серия											
36205	46205	25	52	15	15	1,5	0,5	16,7	9,1	15,7	8,3
36206	46206	30	62	16	16	1,5	0,5	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	17	2,0	1,0	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	18	2,0	1,0	38,9	23,2	36,8	21,3
36209	46209	45	85	19	19	2,0	1,0	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	20	2,0	1,0	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	21	2,5	1,2	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	22	2,5	1,2	61,5	32,3	60,8	38,8
Средняя узкая серия											
—	46306	30	72	19	19	2,0	1,0	—	—	32,6	18,3
—	46307	35	80	21	21	2,5	1,2	—	—	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	23	2,5	1,2	53,9	32,8	50,8	30,1
—	46309	45	100	25	25	2,5	1,2	—	—	61,4	37,0
—	46310	50	110	27	27	3,0	1,5	—	—	71,8	44,0

Таблица П.12 – Шариковые упорные подшипники (ГОСТ 7872–89)



Обозначение типа подшипника		Размеры, мм								Базовая грузоподъемность, кН	
Тип 8000	Тип 38000	d	d_2	D	H	H_1	a	r	h	C_a	C_{oa}
Легкая серия											
8204	38204	20	15	40	14	26	6	1,0	4	15,8	30,6
8205	38205	25	20	47	15	28	7		4,2	20,4	41,0
8206	38206	30	25	52	16	29	7		4,8	23,0	47,2
8207	38207	35	30	62	18	34	8	1,5	5	31,6	68,0
8208	38208	40	30	68	19	36	9		5,2	37,5	79,9
8209	38209	45	35	73	20	37	9		5,7	39,5	90,5
8210	38210	50	40	78	22	39	9		6,3	46,0	105,0
8211	38211	55	45	90	25	45	10		7,1	56,6	129,0
8212	38212	60	50	95	26	46	10	7,3	65,8	155,0	
Средняя серия											
8305	—	25	—	52	18	—	—	1,5	5	25,7	49,9
8306	—	30	—	60	21	—	—		6	32,9	67,9
8307	—	35	—	68	24	—	—		7	40,8	85,0
8308	—	40	—	78	26	—	—		7,6	51,3	109,0
8309	—	45	—	85	28	—	—		8,2	59,2	133,0
8310	—	50	—	95	31	—	—	2,0	—	71,0	164,0
8311	—	55	—	105	35	—	—		10,1	92,1	217,0
8312	—	60	—	ПО	35	—	—		10,1	92,1	217,0

Таблица П.13 – Шариковые радиально-упорные подшипники с одним разъемным кольцом (ГОСТ 8995–75)

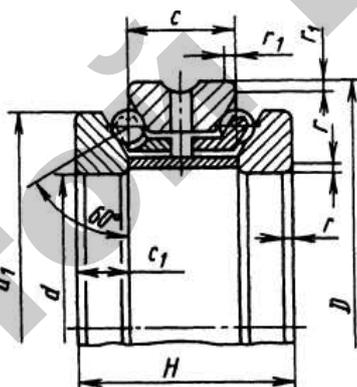


Обозначение типа подшипника		d	D	B	r	r_{smin}	Масса, кг	Грузоподъемность, Н	
Тип 176000	Тип 126000							Статическая C_{0r}	Динамическая C_r
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
176104	126104	20	42	12	1,0	0,6	0,088	5550	2500
176105	126105	25	47						
176106	126106	30	55	13	1,5	1,0	0,148	14500	7880

Продолжение таблицы П.13

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
176107	126107	35	62	14	2,0	1,1	0,196	14500	7880
176108	126108	40	68	15			0,243	17000	9720
176109	126109	45	75	16			0,308	22500	13400
176110	126110	50	80				0,334	22500	13400
176111	126111	55	90	18			0,489	32600	17300
176112	126112	60	95				0,522	37400	24500
176113	126113	65	100	20			0,566	37400	24500
176114	126114	70	ПО				0,770	46100	31700
176115	126115	75	115	22			0,813	47300	33400
176116	126116	80	125				1,08	5600	40100

Таблица П.14 – Шариковые упорно-радиальные двухрядные подшипники с углом контакта 60° (ГОСТ 20821–75*)



d — номинальный диаметр отверстия тугого кольца; d_1 — номинальный диаметр наружной цилиндрической поверхности тугого кольца; D — номинальный диаметр наружной цилиндрической поверхности свободного кольца; H — номинальная монтажная высота подшипника; C — номинальная ширина свободного кольца подшипника, C_1 — номинальная ширина тугого кольца подшипника; r_1 — номинальная координата монтажной фаски свободного кольца; r — номинальная координата монтажной фаски тугого кольца.

Обозначение подшипников	d	D	H	C	C_1	d_1	r	r_1	Грузоподъемность, Н		
									Динамическая C_r	Статистическая C_{or}	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
173808	40	68	38	18	п,о	58,5	1,5	0,3	162000	134000	
178309	42 45	75		19		9,5			65	69500	150000
178310	47 50	80		70		90000			193000		
173811	52 55	90		22		78	2,0	0,5	93000	208000	

Продолжение таблицы П.14

1	2	3	4	5		6	7	8	9	10	11
178312	178911	57 60	95	44			83			118000	260000
173813	178912	62 65	100				88			122000	280000
178814	178913	67 70	1 10	48	24	12,0	97			132000	310000
178815	178914	73 75	1 15				102			156000	360000
178816	178915 178916	78 80 83	125	54	27	13,5	110			196000	450000

Примечание – Чертеж не определяет внутреннюю конструкцию подшипника.

Таблица П.15 – Размеры (мм) врезных с отверстиями и глухих крышек

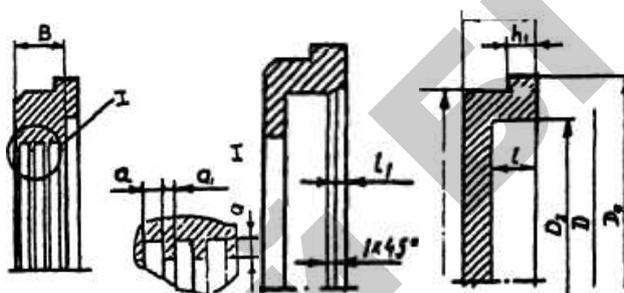
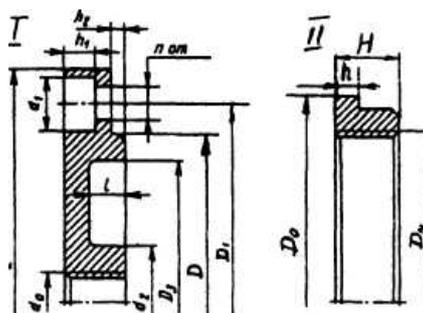


Таблица П.15 – Размеры (мм) врезных с отверстиями и глухих крышек

Параметр	40	42	47	52	62	72	80	85	90	95	100	110
D_0	3	46	52	56	67	77	85	92	95	102	105	117
D_3	34	34	38	44	52	62	72	72	80	80	90	95
h												
h												
l												

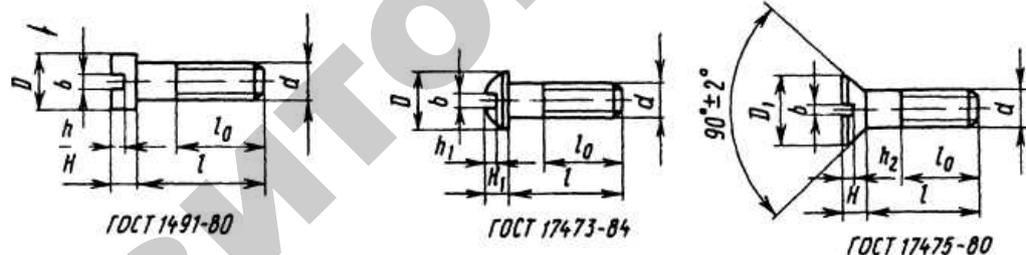
Примечание – Размеры под манжетное уплотнение см. табл. 23.2 [12]. Размер $a = 2$ мм, $a_1 = 1$ мм при $D \leq 95$ мм; $a = 3$ мм, $a_1 = 1,5$ мм при $D \geq 100$ мм; $B = 10$ мм при $D = 40, 95$; $B = 15$ мм, a при $D = 100$ и 110 , $l_1 = 2$ при $D = 40...95$; $l_1 = 3$ при $D = 100$ и 110 .

Таблица П.16 – Размеры (мм) крышек (торцовых I и врезных II) под регулировочные винты



D	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	d_0	d	d_1	n	d_2	H	h	h_1	h_2	l											
47	52	60	75	38	M52x1,5	M16	7	12	4	30	14	4	6,5	5	8											
52	56	66	82	44																						
62	67	78	95	52																						
72	77	90	110	62																						
80	85	100	120	72																						
85	92	100	120	72																						
90	95	110	130	80																						
95	102	110	140	80																						
100	105	120	145	90												M85x2	M20	11	18; 20	6	38	20	6	11	8	12

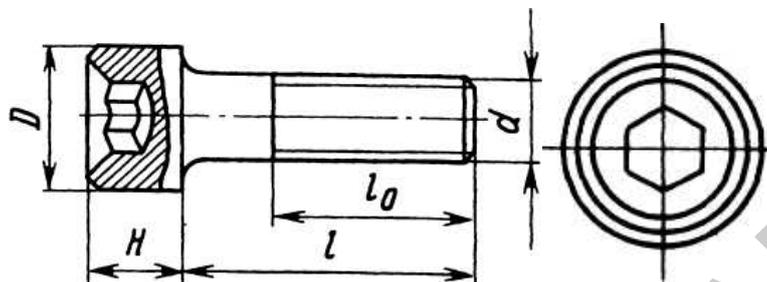
Таблица П.17 – Размеры (мм) винтов с цилиндрической головкой (ГОСТ 1491–80), с полукруглой головкой (ГОСТ 17473–84), с потайной головкой (ГОСТ 17475–80) классов точности А и В



d	D	D_1	H	H_1	h	h_1	h_2	b	l	l_0
5	8,5	9,2	3,5	3,5	1,7	2,3	1,2	1,2	8 70	$l_0 = l$ при $l < 22$, $l_0 = 16$ при $l > 22$
6	10,0	n,0	4,0	4,2	2,0	2,3	1,5	1,6	8 70	$l_0 = l$ при $l < 25$, $l_0 = 18$ при $l \geq 25$
8	13,0	14,5	5,0	5,6	2,5	3,5	2	2	12 70	$l_0 = l$ при $l < 32$, $l_0 = 22$ при $l \geq 32$
10	16,0	18,0	6,0	7,0	3,0	3,5	2,5	2,5	20 70	$l_0 = l$ при $l < 38$, $l_0 = 26$ при $l \geq 38$
12	18,0	21,5	7,0	8,0	3,5	4,2	2,5	3	22 85	$l_0 = l$ при $l < 42$, $l_0 = 30$ при $l \geq 42$

Примечание – Размер l в указанных пределах выбирают из ряда чисел, приведенного в табл. П. 22 [12].

Таблица П.18 – Размеры (мм) винтов с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» класса точности А (ГОСТ 11738–84)



d	Шаг резьбы p		D	H	l	l_0
		Мелкий				
6	1	—	10	6	10...50	$l_0 = l$ при $l \leq 20$, $l_0 = 18$ при $l \geq 25$
8	1,25	1	13	8	12...60	$l_0 = l$ при $l \leq 25$, $l_0 = 22$ при $l \geq 30$
10	1,5	1,25	16	10	16...70	$l_0 = l$ при $l \leq 30$, $l_0 = 26$ при $l \geq 35$
12	1,75	1,25	18	12	20...80	$l_0 = l$ при $l \leq 30$, $l_0 = 30$ при $l \geq 35$
16	2	1,5	24	16	25...100	$l_0 = l$ при $l \leq 40$, $l_0 = 38$ при $l \geq 45$
20	2,5	1,5	30	20	30...120	$l_0 = l$ при $l \leq 50$, $l_0 = 46$ при $l \geq 55$
24	3	2	36	24	35...120	$l_0 = l$ при $l \leq 60$, $l_0 = 54$ при $l \geq 65$

Примечание – Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел, приведенного в табл. П.22 [12].

Для заметок

РЕПОЗИТОЙ БГАТУ

Учебное издание

Агейчик Валерий Александрович
Примаков Николай Станиславович
Жаркова Лилия Сергеевна и др.

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Пособие

Ответственный за выпуск *В.Н. Основин*
Редактор, корректор *Н.А. Антипович*
Верстка *А.И. Стебуля*

Подписано в печать 21.07.2009 г. Формат 60×84¹/₈.
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 31,15. Уч.-изд. л. 11,97. Тираж 274 экз. Заказ 632.

Издатель и полиграфическое исполнение
Белорусский государственный аграрный технический университет
ЛИ № 02330/0131734 от 10.02.2006. ЛП № 02330/0131656 от 02.02.2006.
Пр-т Независимости, 99, к. 2, 220023, г. Минск.