

Министерство образования и науки Российской Федерации
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

С.П. Волков, С.М. Доценко, Л.А. Ковалева

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН
ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ**

Учебное пособие
к выполнению курсового проекта по деталям
машин и основам конструирования

Под общей редакцией доцента С.П. Волкова

Благовещенск
2017

УДК 621.86.01
ББК 34.445-2я73
Д 71

Рекомендовано
учебно-методическим советом университета

Рецензенты:

Кафедра «Эксплуатация и ремонт транспортно-технологических машин и комплексов» Дальневосточного государственного аграрного университета.

А.Н. Козлов, доцент кафедры энергетики Амурского государственного университета, канд. техн. наук, доцент.

Волков С. П., Доценко С. М., Ковалева Л. А.

В 67 Проектирование приводов технологических машин периодического действия: учебное пособие к выполнению курсового проекта по деталям машин и основам конструирования / С.П. Волков, С.М. Доценко, Л.А. Ковалева; под общ. ред. С.П. Волкова. – Благовещенск: 2017. – 253 с.

Приведены основные этапы работы, задания и методика выполнения курсового проекта, принципы его подготовки к защите. Рассмотрены основы энергокинематического расчета и даны примеры механического привода с редукторами и передачами с гибкой связью. Излагаются основные положения проектирования одно- и двухступенчатых редукторов приводов, даются рекомендации относительно выбора материала деталей, шероховатости их поверхности, допусков и посадок, техники расчета и оформления чертежей. Приложения содержат справочную информацию.

Учебное пособие предназначено для студентов всех форм обучения специалитета и направлений бакалавриата, изучающих дисциплины «Детали машин и основы конструирования», а также «Прикладная механика», «Механика» и осуществляющих курсовое проектирование.

ББК 34.445- 2я73

В авторской редакции

© Волков С. П., Доценко С. М., Ковалева Л.А., 2017

© Амурский государственный университет, 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	8
Введение	9
1. Общие положения	10
2. Алгоритм работы над проектом	14
2.1 Задания на курсовой проект	14
2.2 Выбор электродвигателя по каталогу	14
2.3 Кинематический расчет привода	14
2.4 Проектировочный расчет передач привода	14
2.5 Расчет усилий в передачах	15
2.6 Предварительный расчет валов	15
2.7. Эскизная компоновка	15
2.8 Проверочный расчет валов, шпонок на прочность	15
2.9 Сборочный чертеж редуктора	16
2.10 Общий вид привода на фундаменте или на сварной раме	16
2.11 Рабочие чертежи деталей редуктора	16
2.12 Пояснительная записка	16
2.13 Защита курсового проекта	17
2.14 Рекомендации к реальному проектированию	18
3. Единая система допусков и посадок	20
3.1 Краткие сведения о взаимозаменяемости	20
3.2 Основные понятия и определения	21
3.3 Допуск размера. Квалитеты точности	24
3.4 Типы посадок	26
3.5 Система допусков и посадок	28
3.6 Обозначение отклонений и посадок на чертеже	30
3.7 Посадки основных деталей передачи	34
3.8 Отклонения и допуски формы и расположения поверхностей	35
3.9 Шероховатость поверхностей деталей	42

3.10	Обозначение показателей свойств материалов деталей	48
4.	Выбор электродвигателя привода	51
4.1	Основные характеристики асинхронных электродвигателей	51
4.2	Выбор электродвигателя для привода машины	54
4.3	Общее передаточное число привода	57
4.4	Рекомендации по выбору рациональных значений передаточных чисел передач привода	58
4.5	Определение кинематических и силовых параметров привода	65
4.6	Пример выбора электродвигателя, кинематического и силового расчета привода к ленточному конвейеру	67
5.	Проектирование и расчет передач с гибкой связью	70
5.1	Общие сведения о передачах с гибкой связью	70
5.2	Проектирование и расчет плоскоременной передачи	73
5.3	Проектирование и расчет клиноременной передачи	75
5.4	Проектирование и расчет цепной передачи	77
6.	Проектирование и расчет зубчатого редуктора	81
6.1	Общие сведения о передачах жесткой связью	81
6.2	Расчет зубчатых передач	83
6.3	Эскизное проектирование (первый этап)	84
6.4	Расчет валов	89
6.4.1	Элементы теории к расчету валов на прочность и сопротивление усталости	89
6.4.1.1	Общие положения	89
6.4.1.2	Методика построения эпюр изгибающих и крутящих сил	90
6.4.1.3	Определение составляющих реакций в опорах	93
6.4.1.4	Построение эпюр изгибающих моментов	95
6.4.1.5	Построение эпюр крутящих моментов	97
6.4.2	Расчет валов на статическую прочность	97
6.5	Расчет подшипников качения	102

6.6	Расчет шпоночных соединений в системе вал – шестерня, вал – зубчатые колеса и вал – червяк	106
6.7	Эскизная компоновка редуктора (второй этап)	107
6.8	Конструирование редуктора	109
6.8.1	Конструирование корпуса редуктора	109
6.8.2	Конструирование зубчатых колес	117
6.8.3	Конструирование валов	118
6.8.4	Конструирование подшипниковых узлов и крышек подшипников	124
6.9	Смазывание, смазывающие устройства и уплотнения	129
6.10	Пример расчета и конструирование зубчатого редуктора	134
7.	Проектирование и расчет разъемных и неразъемных соединений	160
7.1	Сварочные и болтовые соединения	160
7.2	Штифтовые соединения	160
7.3	Шпоночные соединения	161
7.4	Шлицевые соединения	163
7.5	Муфты для постоянного соединения валов и их выбор	165
8.	Требования к оформлению пояснительной записки	173
8.1	Оформление основной надписи, пояснительной записки и спецификации	173
8.2	Выполнение рабочих чертежей	180
8.2.1	Общие требования	180
8.2.2	Простановка размеров	181
8.2.3	Технические требования	182
8.2.4	Рабочие чертежи зубчатых колес	183
8.2.5	Выполнение рабочих чертежей валов	185
8.3	Выполнение общего вида сборочного чертежа редуктора	186
8.3.1	Общие положения	186
8.3.2	Простановка размеров	187

8.3.3	Дополнительные требования по оформлению сборочного чертежа	188
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	190
	ПРИЛОЖЕНИЯ	192
Приложение 1	Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636 – 69)	192
Приложение 2	Технические данные электродвигателей серии АИР (ГОСТ 183–74)	192
Приложение 3	Габаритно–присоединительные размеры электродвигателей АИР	196
Приложение 4	Форма задания на выполнение курсовой работы (проекта)	197
Приложение 5	Кинематические схемы приводов, как задания на курсовые работы (проекты) студентов	198
Приложение 6	Выбор значений К.П.Д. передач	201
Приложение 7	Выбор приводного ремня в зависимости от условий работы	202
Приложение 8	Размеры (мм) плоских кожаных ремней по ГОСТ 18697-73	203
Приложение 9	Размеры (мм) и физико-механические показатели плоских хлопчатобумажных цельнотканых пропитанных ремней по ГОСТ 6982-75	203
Приложение 10	Типы, исполнения и основные размеры шкивов по ГОСТ 17383-73, мм	204
Приложение 11	Допустимые удельные окружные силы p в зависимости от толщины δ (мм) ремня и диаметра D шкива (меньшего из двух в передаче)	205
Приложение 12	Значение коэффициента C_0	205
Приложение 13	Значение коэффициента C_1	205
Приложение 14	Значения коэффициента C_2	206
Приложение 15	Значения коэффициента C_3	206
Приложение 16	Размеры (мм) сечений клиновых ремней по ГОСТ 1284-68**	206
Приложение 17	Расчетная длина клиновых ремней по ГОСТ 1284-68, мм	207
Приложение 18	Размеры и шероховатость элементов шкивов	207
Приложение 19	Профиль канавок шкивов по ГОСТ 1284-68	208
Приложение 20	Мощность N_0 , передаваемая одним ремнем (при угле обхвата 180^0)	208
Приложение 21	Значения коэффициента k_1 угла обхвата	209
Приложение 22	Значения коэффициента k_2	209
Приложение 23	Рекомендации по выбору сечения ремня	210
Приложение 24	Значение передаваемой мощности P_0 , кВт, для	

	клиновых ремней	210
Приложение 25	Цепи роликовые типа ПРЛ и ПР, двухрядные типа ПР (по ГОСТ 13568-75), размеры в мм	212
Приложение 26	Цепи однорядные и двухрядные типа ПВ ($t = 9,525$ мм), размеры в мм	213
Приложение 27	Параметры зубчатых передач	213
Приложение 28	Механические свойства сталей	214
Приложение 29	К выбору материала шестерни и колеса	215
Приложение 30	Материалы для червячных колес	215
Приложение 31	Перечень стандартов на основные материалы деталей	216
Приложение 32	Концы валов цилиндрические (по ГОСТ 12080-66), мм	216
Приложение 33	Подшипники качения	217
Приложение 34	Манжеты резиновые армированные для валов (из ГОСТ 8752 - 79), мм	225
Приложение 35	Детали соединений	226
Приложение 36	Размеры (мм) призматических шпонок	231
Приложение 37	Размеры (мм) сечений призматических шпонок и пазов	232
Приложение 38	Размеры (мм) шлицевых прямобочных соединений	233
Приложение 39	Муфты	235
Приложение 40	Примеры оформления чертежей	248

ПРЕДИСЛОВИЕ

Цель данного издания – ознакомление с базовыми задачами дисциплины «Детали машин и основы конструирования» при осуществлении курсового проектирования и расчета приводов технологических машин периодического действия. Учебное пособие можно также использовать при изучении дисциплин «Прикладная механика», «Техническая механика», «Механика» при выполнении курсовых проектов и курсовых работ; приведенный в пособии материал может оказать помощь преподавателям при чтении лекционного курса, проведении практических занятий и руководстве курсовым проектированием.

Настоящее учебное пособие предназначено для студентов второго и последующего курсов инженерно-технических специальностей всех форм обучения, содержит достаточное количество вариантов заданий для обеспечения самостоятельности работы над курсовым проектом.

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее учебное пособие предназначено для оказания помощи студентам в организации работы в процессе курсового проектирования по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Техническая механика» и другим сопутствующим дисциплинам «механического» цикла. Курсовой проект по деталям машин требует от студента уверенного владения широким кругом знаний по многим дисциплинам: от инженерной графики, металловедения и сопротивления материалов до основ взаимозаменяемости и стандартизации, рационального конструирования и многого другого. Поэтому с целью компенсации в определенной мере дефицита учебного времени на изучение вышеуказанных предметов в учебное пособие включены и кратко изложены особо важные вопросы (например, элементы Единой системы допусков и посадок; основы построения эпюр, необходимые для расчета валов и т.д.). Приведены примеры выполнения энергокинематического расчета приводов с использованием разнообразных одно- и двухступенчатых редукторов, даны рекомендации по разбивке передаточных отношений по ступеням редукторов и т.д.

В приложениях размещены справочные данные, необходимые для выполнения курсового проекта.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Курсовое проектирование по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» призвано обеспечить получение студентами ВУЗа навыков самостоятельной творческой работы, развить их представление о сущности научно-исследовательской и конструкторской работы, в том числе и изобретательской, а также научить пользоваться справочной и патентной литературой, ГОСТ и другой нормативно-технической документацией, связанной с проектированием и конструированием как деталей машин, так и их узлов и конструкций.

Все это формирует базу по подготовке студентов к выполнению других курсовых проектов, выпускных квалификационных работ по специальности, а также практической работы по окончании ВУЗа.

Проект по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» посвящен расчету и конструированию привода технологических машин *периодического действия*. Структурная блок-схема таких приводов выполнена в классическом стиле машинного агрегата: электродвигатель – муфта М1 (эластичная, например, типа МУВП) – передаточный механизм (редуктор) – муфта М2 (компенсирующая, с высокой нагрузочной способностью, например, типа МЗ – регулятор периодических колебаний (маховик) – исполнительный механизм (рычажные механизмы, например, пресса, строгального станка, компрессора, дробилки, качающегося конвейера и т.д.) [2]. 200 вариантов 20-ти схем шестизвенных рычажных механизмов с необходимыми исходными данными приведены в этой же работе.

В известной нам литературе по курсовому проектированию деталей машин многие годы традиционно рассматриваются приводы машин *непрерывного действия*. Динамический режим работы таких машин, а это, в основном, *транспортные машины* (конвейеры, элеваторы, транспортеры различных типов и т.д.) более благоприятный по причине постоянства полезной нагрузки или небольших ее колебаний. Совершенно иной, более «жесткий» режим работы с точки зрения динамики, имеют *технологические машины*

периодического действия. Такое название они получили вследствие того, что в подавляющем большинстве исполнительными механизмами в них являются рычажные механизмы с переменным передаточным отношением или иные, например кулачковые механизмы, которые по причине наличия в их составе высших кинематических пар рекомендуется применять в точных приборных устройствах, а также и в машиностроении в случаях незначительных преодолеваемых сил полезного сопротивления. Т.е. такие, в которых выходное звено движется неравномерно, цикл их работы равен одному полному обороту звена входного, складывается из суммы времени рабочего и холостого ходов, повторяется *периодически* с окончанием предыдущего и наступлением нового цикла. Кроме того диапазон применения технологических машин периодического действия в технике и народном хозяйстве в целом значительно шире, чем машин непрерывного действия.

Реформа высшей школы в России непосредственным образом коснулась преподавания большинства основополагающих общеинженерных дисциплин (сопротивление материалов, теория механизмов и машин, детали машин и др.), когда в высшей школе кроме специалистов стали готовить бакалавров. В результате наряду с указанными самостоятельными дисциплинами появились сопутствующие им, такие как «Механика», «Техническая механика», «Прикладная механика» и т.д., как правило, в значительно усеченном объеме. Это потребовало поиска новых подходов к преподаванию этих предметов и особенно – к организации курсового проектирования, а именно, выстроить структуру курсовых проектов (работ) как лаконичную, логически взаимосвязанную и должным образом методически организованную цепочку действий, в которой каждый последующий этап (в нашем случае, например, последующий лист проекта) базируется на полученных результатах предыдущего. Это позволяет студенту оценить важность и значимость каждого раздела, усилить мотивацию к самостоятельной и качественной работе над проектом согласно поставленной задаче.

Курсовой проект состоит из пояснительной записки объемом 25 – 35

страниц формата А4 (210×297 мм) и графической части – в виде чертежей, 3 листа формата А1(594×841мм).

На первом листе дается сборочный чертеж спроектированного редуктора, на втором – общий вид разрабатываемого привода машины на фундаменте или на раме и на третьем листе – рабочие чертежи нескольких деталей, входящих в состав редуктора: 1 – деталь, выполненная методом литья (крышка или корпус редуктора); 2 – выходной (тихоходный) вал; 3 – зубчатое колесо, сопрягаемое с выходным валом.

Курсовая работа отличается меньшим объемом (пояснительная записка 20 –25 страниц; графическая часть – 2 листа). Содержание графической части определяет руководитель проекта (работы) в зависимости от направления и профиля образовательной программы.

При выполнении курсовых работ по сопутствующим дисциплинам «Механика», «Прикладная (техническая) механика» при одинаковом объеме пояснительной записки и графической части, как и в случае с деталями машин, лист 1 посвящен проведению кинематического и силового анализа исполнительного рычажного механизма машины; лист 2 – сборочный чертеж редуктора привода.

С целью успешного выполнения студентами проекта, на всех этапах проектирования руководителем осуществляется текущий контроль объема и качества выполняемых работ в соответствие с разработанным календарным графиком.

Студенту по назначенному руководителем проекта (работы) шифру на специальном бланке из банка данных в течение двух недель с начала семестра выдается задание (приложение 4).

Банк данных позволяет сформировать задание на курсовые проекты (работы) для всех инженерных специальностей ВУЗа и включает 200 вариантов 20-ти схем шестизвенных исполнительных рычажных механизмов машин периодического действия [2], а также исходные схемы редукторов приводов машин: *одноступенчатые* – 50 вариантов; *двухступенчатые* (цилиндрический

по развернутой схеме; цилиндрический соосный; цилиндрический с раздвоенной быстроходной ступенью; цилиндрический с раздвоенной тихоходной ступенью; коническо-цилиндрический; зубчато-червячный; червячно-цилиндрический) – 70 вариантов; *планетарные* (редуктор Джемса; редуктор Давида со сдвоенными сателлитами) – 20 вариантов. Кинематический и силовой анализ указанных редукторов, рекомендации по выбору схем даны на с.54 [2]. Обширный банк данных обеспечивает индивидуальное задание всем студентам, обучающимся по всем дисциплинам кафедры, где предусмотрено курсовое проектирование как по очной, так и дистанционной формам обучения.

2. АЛГОРИТМ РАБОТЫ НАД ПРОЕКТОМ

Проект рекомендуется выполнять поэтапно, согласно следующему алгоритму:

2.1. Получение задания и ознакомление с ним. Уяснить цель, содержание и объем предстоящей работы. Осуществить подбор литературы, необходимой для проектирования. Изучить аналогичные конструкции по учебным пособиям, атласам, руководствам и т. п. При этом изучение данных материалов должно сопровождаться составлением эскизов отдельных участков, которые представляют определенный интерес.

2.2. Выбор электродвигателя по каталогу. Сначала определяют мощность на выходном валу привода рабочей машины, затем, выбрав по рекомендациям частные значения КПД отдельных видов передач из справочных данных, находят общий КПД привода. Разделив значение выходной мощности на общий КПД привода, получаем значение требуемой мощности электродвигателя, вал ротора которого посредством муфты соединен с входным (быстроходным) валом редуктора. По каталогу выбирают электродвигатель с номинальной мощностью, превышающей расчетную.

Чтобы выбрать электродвигатель по каталогу, необходимо также предварительно определить частоту вращения вала ротора, для чего вычисленная частота вращения выходного вала привода умножается на общее ориентировочное передаточное число привода. Необходимо иметь в виду, что тихоходный электродвигатель, при равной мощности, тяжелее и больше по габаритам, чем быстроходный, а это увеличивает стоимость и массу привода в целом.

2.3. Энергокинематический расчет привода ставит своей целью определение кинематических и силовых параметров, необходимых для дальнейшего процесса его проектирования и конструирования. Сначала определяют фактическое общее передаточное число привода, его разбивают по ступеням передач и выполняют полный расчет указанных параметров привода.

Оценивают погрешность между расчетным и фактическим значениями общего передаточного отношения привода машины.

2.4. Проектировочный расчет передач привода. Рассчитывают все передачи, входящие в кинематическую схему привода. Проектировочный расчет передач заканчивается определением основных геометрических параметров с выполнением эскизной компоновки деталей редуктора (на миллиметровой бумаге и в натуральную величину). Эскизная компоновка позволяет увидеть недостатки расчета и выбора геометрических параметров колес и найти пути их устранения. Изменяя материал зубчатых или червячных колес и технологию их изготовления, уточняя и изменяя значения расчетных коэффициентов и передаточных чисел соответствующих ступеней, путем повторных расчетов добиваются лучшей конструкции рассчитываемых передач.

2.5. Расчет усилий в передачах. На данном этапе, располагая известными значениями всех геометрических размеров звеньев передач, а также с учетом вида передачи, ее особенностей вычисляют усилия, действующие в этих передачах.

2.6. Предварительный расчет валов. Заключается в выполнении ориентировочного расчета валов с учетом только передаваемого крутящего момента, предварительном выборе подшипников качения, определении размеров элементов корпуса (толщины стенки и пр.).

2.7. Эскизная компоновка. На данном этапе проектирования выполняют эскизную компоновку всех основных деталей редуктора (в натуральную величину на миллиметровой бумаге). При этом вычерчивают в зацеплении все рассчитанные передачи, валы, подшипниковые узлы, размещенные в стенках корпуса, детали, необходимые для предотвращения или ограничения осевого перемещения зубчатых или червячных колес на валах, и устанавливают по рекомендациям учебных пособий или по конструктивным соображениям соответствующие зазоры между торцами передач и внутренней стенкой корпуса, а также между двумя соседними передачами, находящимися

на одном валу. Эскизная компоновка позволяет определить ориентировочное (значение следует округлить) расстояние между двумя подшипниками вала (между серединами подшипников) и тем самым подготовить исходные данные для расчетной схемы вала.

2.8. Проверочный расчет валов, шпонок на прочность. Составляют расчетные схемы валов, определяют суммарные реакции их опор, рассчитывают и подбирают окончательно подшипники валов и производят проверочный расчет валов на статическую прочность и выносливость по опасным сечениям. По окончательно принятым диаметрам валов, производится подбор шпонок по сечению (длина шпонок принимается равной длине ступицы зубчатых колес) и выполняется их проверка на срез и смятие.

2.9. Сборочный чертеж редуктора вычерчивают в двух-трех проекциях с соблюдением всех требований ГОСТ и ЕСКД. Основные требования к сборочному чертежу редуктора, пример сборочного чертежа, группы проставляемых размеров на нем, рекомендации по составлению спецификации и т.д. подробно рассмотрены в работе [2].

2.10. Общий вид привода на фундаменте или на сварной раме вычерчивается в двух или трех проекциях. На этом чертеже в виде текста над основной надписью располагают техническую характеристику привода и технические требования на регулировочные, монтажные работы, а также на условия транспортировки изделия.

2.11. Рабочие чертежи деталей редуктора вычерчиваются каждый на отдельном формате по указанию руководителя проекта. Главное требование к рабочему чертежу детали – на нем должны быть задано *минимальное* число размеров, но *достаточное* для изготовления и контроля **всех** ее элементов. Каждый размер следует приводить на чертеже лишь один раз.

2.12. Пояснительная записка (ПЗ) – документ, в котором приведено описание устройства и принцип действия разрабатываемого изделия, а также обоснование принятых при его разработке технических и технико-экономических решений, сопровождаемое необходимыми расчетами. ПЗ

является самостоятельным текстовым документом и должна содержать необходимую информацию и сведения (расчеты, графики, схемы и др.), позволяющие понять обоснованность принятых технических решений и выводов по проведенным исследованиям. ПЗ оформляется посредством компьютерной печати в строгом соответствии с требованиями стандарта Амурского государственного университета СТО СМК 4.2.3.05 – 2011 «Оформление выпускных квалификационных и курсовых работ (проектов) [1].

2.13. Защита курсового проекта происходит только при завершении студентом графической и расчетной частей и наличии положительного заключения (рецензии).

В процессе защиты проекта студент должен уметь объяснить методику расчетов, выполненных в процессе проектирования, знать назначение и работу всех деталей и узлов, определение действующих сил, напряжений в деталях, а также объяснить конструкцию разработанных им механизмов и узлов. Кроме того, ему необходимо сделать критический анализ разработанных конструкций, указать их достоинства и недостатки, сравнить с другими аналогичными устройствами и возможными решениями, рассмотреть сборку и регулировку узлов, обеспечение смазки трущихся деталей.

Если в результате защиты выяснилось, что проект выполнен несамостоятельно, то он снимается с защиты и студенту выдается новое задание.

Студент, получивший за курсовой проект неудовлетворительную оценку, продолжает дополнительно работать над проектом или же выполняет новое задание. Курсовой проект оценивается дифференцированной оценкой.

Для качественного проектирования недостаточно знаний одной лишь теории, а потому необходимо:

- 1) ознакомиться с существующими конструкциями и критически в них разобраться;
- 2) изучить методы изготовления деталей;

3) изучить условия работы проектируемой машины;

4) уметь конкретно воплощать свои идеи в виде конструктивного чертежа, с умственным представлением всего, что проектируется.

Для проектирования привода, узлов и их деталей необходимы также и практические навыки.

Проектирование привода складывается, прежде всего, из конструктивной разработки, общего расположения его структурных элементов и выбора формы отдельных деталей, а также из тесно связанных между собой расчета привода и его частей.

2.14. Рекомендации к реальному проектированию

Рационально спроектированные и правильно построенные приводы должны быть прочными, долговечными, по возможности – дешевыми и экономичными в работе, а также безопасными для обслуживающих их лиц. Этим основным требованиям должна удовлетворять не только каждая машина и ее привод в целом, но и каждая их деталь.

При конструировании машин экономические соображения должны всегда стоять на одном из первых мест. Стоимость машины определяется стоимостью материала, изготовления и обработки отдельных ее деталей, а также массой машины, т. е. экономией машиностроительных материалов [5].

В процессе проектирования необходимо иметь в виду возможность эффективного изготовления конструируемых деталей. В этой связи, конструкции деталей необходимо увязывать с технологией их изготовления. На данном этапе проектирования у разработчика появляется возможность решения технических и технологических задач на уровне изобретений.

Если установлена новизна таких инженерных решений по сравнению с аналогами, то у разработчика всегда есть возможность оформления и подачи в ФИПС (Федеральный институт промышленной собственности), г. Москва, заявки на изобретение через патентный отдел ВУЗа.

При проектировании привода, его узлов и деталей необходимо ответственно относиться к выбору материала для изготовления деталей привода

и его узлов.

Например, из технологических и экономических соображений колеса малых и средних размеров выполняют из поковок или проката [3]. Колеса диаметром более 500 мм рекомендуется изготавливать из стального литья (35Л, 40Л, 50Л), применяя их в паре с кованой шестерней. Назначая материал, стремятся получить одинаковую прочность зубьев шестерни и колеса. Зубья шестерни обычно имеют меньшее значение коэффициента формы зуба и работают они в передаточное число раз интенсивней, чем зубья колеса передачи. Поэтому для шестерни назначают материал с более высокими механическими характеристиками и твердость материала на поверхности зубьев шестерни рекомендуется принимать на 20...50 единиц НВ выше твердости поверхности зубьев колеса.

3. ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

3.1. Краткие сведения о взаимозаменяемости

Важным этапом проектирования является правильный выбор допусков и посадок, а также их обозначение на чертежах [6].

Представим, что во время работы машины износилась или сломалась деталь. Что делать? Изготовить ее своими силами? Это потребует много времени, да и не всегда возможно в силу целого ряда причин. Проще взять со склада запасную деталь и заменить ею вышедшую из строя. Новая деталь должна по своим размерам и форме точно соответствовать заменяемой, иначе пришлось бы потратить много времени на ее подгонку. Такая несложная замена стала возможной в современном массовом производстве машин благодаря применению принципа *взаимозаменяемости* [6]. Основным условием взаимозаменяемости является изготовление деталей с определенной *точностью*, в пределах заранее установленных допустимых отклонений от расчетных размеров и формы. Отсюда *точность* – это степень приближения фактического размера к размеру, указанному на чертеже детали. Чем ближе эти размеры, тем выше достигнутая точность. Но получить высокую точность даже после самой тщательной механической обработки детали не так-то легко, а получить абсолютную, идеальную точность вообще невозможно (причины: станок, на котором обрабатывается деталь, сам обладает определенной неточностью, передающейся на деталь; износ режущего инструмента приводит к отклонениям заданных размеров детали; деформация детали в процессе обработки; ошибки в измерении размеров детали вследствие собственной погрешности мерительного инструмента; человеческий фактор, например, ошибки самого рабочего и т.д.).

Использование принципа взаимозаменяемости деталей стало возможным только благодаря высокой точности обработки и не менее точным способам контроля размеров.

Отсюда, *взаимозаменяемость* – свойство независимо изготовленных с

заданной точностью изделий обеспечивать возможность беспригоночной сборки сопрягаемых деталей в сборочную единицу, а сборочных единиц в изделие при соблюдении предъявляемых к ним технических требований.

Детали и сборочные единицы взаимозаменяемы только тогда, когда их размеры, форма, физические свойства материалов и другие количественные и качественные характеристики находятся в заданных пределах. Применение *принципа взаимозаменяемости* при конструировании ведет к повышению качества и снижению себестоимости конструкции. Принцип основан на стандартизации и унификации (объединении в группы) типоразмеров, на целесообразной точности элементов конструкции и др.

Взаимозаменяемость – это основа современного массового производства. Благодаря ее внедрению промышленность может изготавливать запасные части к машинам и механизмам. Это очень удешевляет и упрощает их ремонт и эксплуатацию. Взаимозаменяемость деталей и узлов, т.е. замена этих элементов аналогичными без проведения пригоночных работ, может быть обеспечена применением стандартной системы допусков и посадок.

3.2. Основные понятия и определения

Вопросы точности выполнения размеров, соблюдения необходимой формы и обеспечения требуемой шероховатости поверхностей регламентированы стандартами ГОСТ 24642-81 и ГОСТ 24643-81, определяющими единую систему допусков и посадок (ЕСДП), которая в свою очередь, базируется на стандартах и рекомендациях международной системы ИСО. Это облегчает международные технические связи в металлообрабатывающей промышленности и создает условия для обеспечения взаимозаменяемости изделий, изготовленных в различных странах [7]. Системы допусков и посадок ИСО и ЕСДП построены по единым принципам.

Основные термины установлены ГОСТ 24642-81.

Две детали, элементы которой входят друг в друга, образуют соединение (сопряжение). Такие детали и поверхности соединяемых элементов называются **сопрягаемыми**. В сопрягаемых поверхностях различают *охватывающую*

поверхность – ее именуют **отверстие** и **охватываемую** поверхность – **вал**. Вообще в теории точности отверстие – это условное название любого внутреннего элемента, а вал – это условное название всякого наружного элемента, независимо от формы поверхности.

Размер элемента – это числовое значение линейной величины (диаметр, длина и т.д.) в выбранных единицах измерения (в машиностроении и приборостроении обычно в миллиметрах).

Размер вала обозначается d , а размер отверстия – D .

Рассмотрим соединение деталей, или **посадку**, т.е. возможность или невозможность относительного перемещения сопрягаемых элементов.

Если размер отверстия больше размера вала, то в соединении получается зазор S (рис. 1, *а*)

$$S = D - d . \quad (1)$$

Зазор характеризует большую или меньшую свободу относительного перемещения деталей.

Натяг N получается в сопряжении тогда, когда размер вала больше размера отверстия (рис. 1, *б*)

$$N = d - D . \quad (2)$$

Натяг характеризует степень сопротивления взаимному смещению элементов сопряжения.

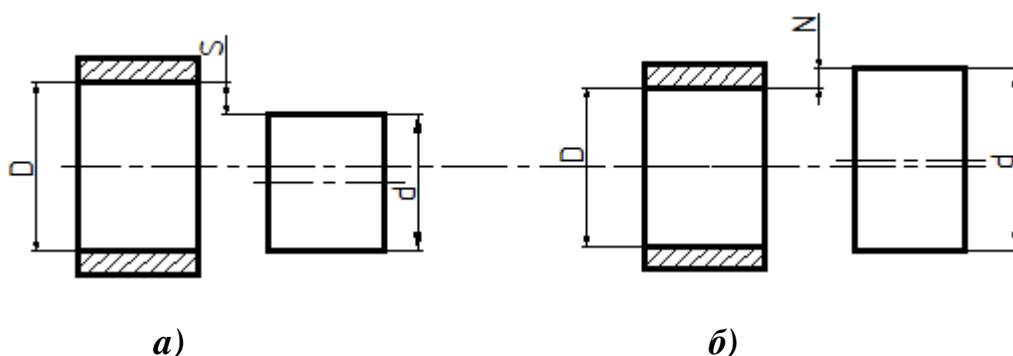


Рис. 1. Соединение деталей: а) с зазором; б) с натягом.

На рабочих чертежах в первую очередь проставляют размеры, которыми оценивают количественно геометрические параметры деталей.

При оценке размеров деталей пользуются следующими понятиями.

Номинальный размер (D_H, d_H) – размер на чертеже детали, который получен расчетом или выбран конструктивно. Этот размер является общим для сопрягаемых деталей и служит началом отсчета отклонений. Для сокращения числа типоразмеров заготовок и деталей, режущего инструмента и приспособлений значения номинальных размеров стандартизованы.

Цифровые значения номинальных размеров деталей и соединений принимают из *рядов нормальных линейных размеров* по ГОСТ 6636-69. Ряды размеров, обозначаемые ***Ra5, Ra10, Ra20, Ra40***, представляют собой геометрические прогрессии со знаменателями соответственно:

$$\sqrt[5]{10} \approx 1,6; \quad \sqrt[10]{10} \approx 1,25; \quad \sqrt[20]{10} \approx 1,12; \quad \sqrt[40]{10} \approx 1,06.$$

В производстве номинальные размеры не могут быть выдержаны: действительные размеры всегда в бóльшую или меньшую сторону отличаются от номинальных. Поэтому помимо номинальных различают также действительные и предельные размеры.

Измерения готовой детали с допустимой степенью погрешности. Допустимую неточность изготовления деталей и требуемый характер их соединения устанавливают посредством предельных размеров.

Предельные размеры (D_{max}, d_{max} и D_{min}, d_{min}) – наибольший и наименьший размеры, между которыми допускается колебание действительного размера. Для упрощения простановки размеров на чертеже введены понятия предельных отклонений.

Верхнее предельное отклонение – алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами:

$$ES = D_{max} - D_H \quad \text{– для отверстия,} \quad (3)$$

$$es = d_{max} - d_H \quad \text{– для вала.} \quad (4)$$

Нижнее предельное отклонение – алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами:

$$ei = d_{min} - d_H \quad \text{– для вала,} \quad (5)$$

$$EI = D_{min} - D_H \quad \text{– для отверстия.} \quad (6)$$

Отклонения могут быть положительными и отрицательными и всегда

учитываются со своим знаком.

В справочниках величины отклонений даются в микрометрах (*мкм*), на чертежах же их принято проставлять в миллиметрах без указания единиц (ГОСТ 2.307-68), причем, если одно из отклонений равно нулю, то оно не проставляется:

$$\text{Ø } 40_{-0,006}^{+0,012}, \quad \text{Ø } 20^{+0,010}, \quad \text{Ø } 10^{-0,004}. \quad (7)$$

3.3. Допуск размера. Квалитеты точности

Допуск T размера – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами:

$$TD = D_{max} - D_{min} \quad \text{– для отверстия,} \quad (8)$$

$$Td = d_{max} - d_{min} \quad \text{– для вала.} \quad (9)$$

Допуски удобно выражать через отклонения:

$$TD = ES - EI \quad \text{– для отверстия,} \quad (10)$$

$$Td = es - ei \quad \text{– для вала.} \quad (11)$$

Допуск всегда положителен. Он определяет указанную точность изготовления детали: с увеличением допусков размеров деталей качество изделий, как правило, ухудшается, но стоимость снижается. Буква T в обозначении допуска взята из французского слова «Tolerance» – допуск.

Величина допуска не совсем полно характеризует точность обработки. Например, у вала $\text{Ø}8_{-0,03}$ мм и вала $\text{Ø}64_{-0,03}$ мм величина допуска одинаковая и равна 0,03 мм. Но обработать вал $\text{Ø}64_{-0,03}$ мм значительно труднее, чем вал $\text{Ø}8_{-0,03}$ мм.

В качестве меры точности выполнения размера, с помощью которой можно выразить зависимость допуска от этого номинального размера, установлена **единица допуска i** .

Для интервала номинальных размеров до 500 мм принята следующая единица допуска:

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D, \quad (12)$$

где D – среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала в мм.

Величина допуска T для любой степени точности вычисляется по

формуле

$$T = a \cdot i, \quad (13)$$

где a – число единиц допуска, не зависящее от номинального размера, а зависящее от степени точности.

Чем больше единиц допуска содержится в допуске системы, тем больше допуск и, следовательно, меньше точность, и наоборот. Число единиц допуска, содержащихся в допуске системы, определяется качеством точности.

Квалитеты охватывают допуски сопрягаемых и несопрягаемых деталей. Для нормирования различных уровней точности размеров до 500 мм в системе ЕСДП установлено **19 квалитетов**: 01; 0; 1; 2 ... 17, причем с ростом номера квалитета точность уменьшается. Под квалитетом понимают совокупность допусков, характеризуемых постоянной относительной точностью, которая определяется коэффициентом a для всех номинальных размеров одного диапазона. Квалитет определяет допуск на изготовление, т.е. средства и методы обработки и контроля размеров деталей [7].

Приводим значения единиц допуска для квалитетов с 5 по 13, используемых для сопряженных размеров.

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Число единиц допуска	7	10	16	25	40	64	100	160	250

При переходе от одного квалитета к другому допуски возрастают на 60% и через каждые 5 квалитетов увеличиваются в 10 раз. Для каждого квалитета по формуле (13) построены ряды допусков, в которых различные размеры имеют одинаковую относительную точность.

Для построения рядов допусков каждый из диапазонов размеров разделен на несколько интервалов, поскольку назначать допуски для каждого размера нецелесообразно.

При определении допуска размера, находящегося на границе интервала, фиксируется его значение из предыдущего интервала.

Квалитеты 01, 0 и 1 предназначены для концевых мер длины (подробно см. литературу по измерениям в машиностроении). Квалитеты 2, 3 и 4 – для калибров и особо точных размеров. Для сопряженных размеров используются квалитеты с 5 по 13. Квалитеты с 14 по 17 применяются для свободных размеров и размеров в грубых соединениях.

Выбор квалитета для осуществления требуемой посадки производится с учетом ряда факторов, из которых в числе первых – технологические возможности достижения необходимой точности и контроля этой точности.

3.4. Типы посадок

Посадкой называется сопряжение двух деталей, показывающее возможность относительного движения деталей в этом соединении.

В зависимости от взаимного расположения полей допуска отверстия вала различают посадки трех типов: с зазором, с натягом и переходные.

Для наглядности допуски можно изображать графически **в виде полей допусков**. На схеме в масштабе откладываются предельные отклонения относительно линии номинального диаметра соединения $d_{НС}$, которая называется **нулевой линией**. Зона между верхним и нижним предельными отклонениями называется **полем допуска**. Все поля допусков для отверстий и валов обозначаются буквами латинского алфавита: для *отверстий* – **прописными** (*A, B, C, D* и т.д.), а для *валов* – **строчными** (*a, b, c, d* и т.д.). Ряд полей допусков обозначаются двумя буквами, а буквы O, W, Q и L не используются. Линию симметрии детали принято не изображать, а поля допусков показывать только с одной стороны диаметра.

1. **В посадках с зазором** (*подвижные посадки*) поле допуска отверстия всегда располагается выше поля допуска вала (рис. 2). В соединении гарантирован зазор S т.к. для этих посадок диаметр отверстия больше диаметра вала, благодаря чему детали в собранном состоянии обладают свободой взаимного перемещения.

$$\text{Величина наибольшего зазора } S_{max} = ES - ei. \quad (14)$$

$$\text{Величина наименьшего зазора } S_{min} = EI - es. \quad (15)$$

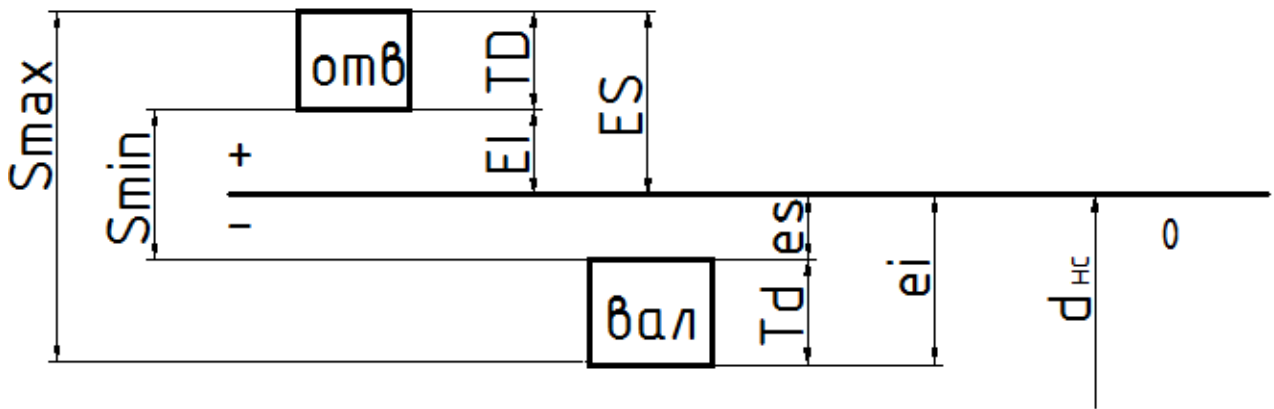


Рис. 2. Расположение полей допусков отверстия и вала для посадки с зазором

2. Для посадок с натягом (неподвижные посадки) поле допуска отверстия всегда располагается ниже поля допуска (рис.3).

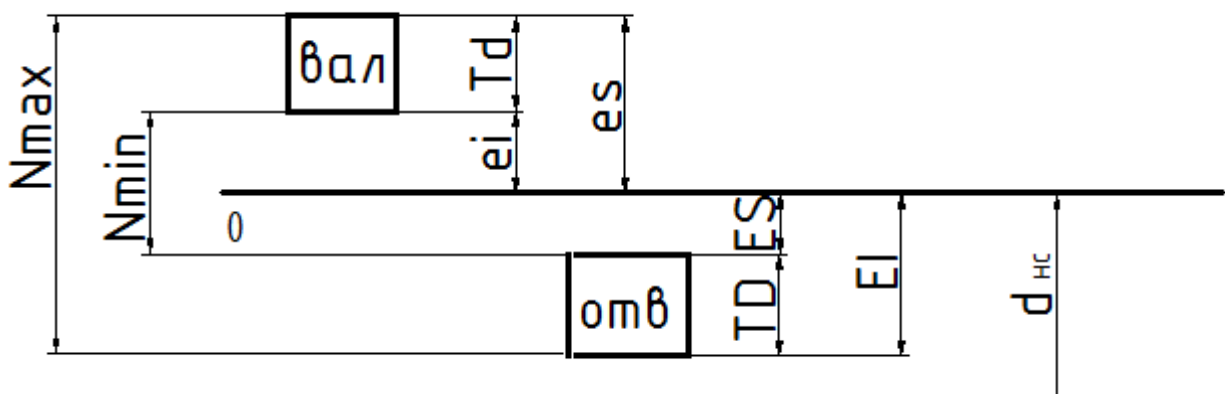


Рис. 3. Расположение полей допусков отверстия и вала для посадки с натягом.

Для этих посадок диаметр отверстия меньше отверстия вала, чем и объясняется наличие в соединении гарантированного натяга N , величина которого будет ограничена наибольшим N_{max} и наименьшим N_{min} значениями:

$$N_{max} = es - EI, \quad N_{min} = ei - ES. \quad (16)$$

Посадки этой группы характеризуются неразъемностью соединений. Такие соединения осуществляют при помощи прессы или нагревом охватывающей детали (отверстия), или же охлаждения охватываемой (вала).

Неподвижные посадки применяют в том случае, когда необходимо исключить возможность относительного перемещения соединенных деталей или передавать крутящий момент без дополнительных средств крепления

(шпонки, винты установочные, штифты и т. п.).

3. Переходные посадки позволяют получать и зазоры, и натяги в небольших пределах. Это обусловлено тем, что поля допусков отверстия и вала перекрываются (рис. 4), поэтому в соединении возможен и зазор, и натяг в небольших пределах. Переходными эти посадки названы потому, что до сборки вала и отверстия нельзя сказать, что будет в соединении – зазор или натяг. Это означает, что в переходных посадках диаметр отверстия может быть меньше, больше или равен диаметру вала.

$$S_{max}=ES - ei, \quad S_{min}= 0; \quad (17)$$

$$N_{max}= es - EI, \quad N_{min}=0. \quad (18)$$

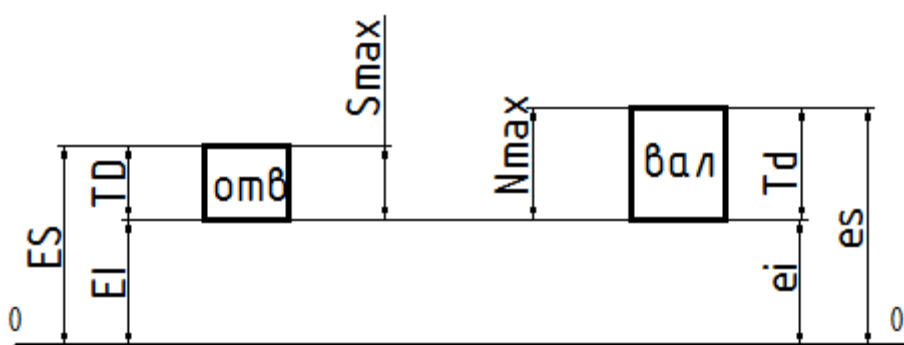


Рис. 4. Расположение полей допусков отверстия вала для переходной посадки.

Переходные посадки называют посадками центрирования, т.к. сопряжение деталей происходит по размеру, близкому к номинальному. Группа данных посадок предназначается для соединений, которые подвергаются разборке и сборке под легкими ударами деревянного или свинцового молотка.

3.5. Система допусков и посадок

Системой допусков и посадок называют совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных и оформленных в виде стандартов. Система позволяет выбрать минимально необходимые, но достаточные для практики варианты допусков и посадок типовых соединений деталей машин и приборов, облегчает конструирование, производство изделий и повышает их качество.

Посадки можно получить двумя способами: *в системе отверстия* (при основном отверстии) и *в системе вала* (при основном вале).

1. В системе отверстия для всех посадок одной степени точности **допуск на отверстие постоянен**, а различные посадки получают за счет соответствующего выбора допуска вала.

Нижнее отклонение отверстия равно нулю (основное отверстие).

Принципиальное расположение полей допусков отверстия и вала для различных посадок в системе отверстия показано на рис. 5.



Рис. 5. Получение посадок в системе отверстия.

2. В системе вала для всех посадок одной степени точности **допуск на вал постоянен**, а нужная посадка получается за счет соответствующего выбора допуска отверстия. Верхнее отклонение вала равно нулю (основной вал). Принципиальное расположение полей допусков вала и отверстия для различных посадок в системе вала показано на рис. 6.

Основное отверстие принято обозначать ***H***, а основной вал – ***h***, поэтому наличие одной из этих букв в обозначении посадки и будет определять систему, в которой получена посадка.

Преимущественное распространение получили посадки в системе отверстия, т.к. вал всегда проще обработать с требуемым допуском, чем отверстие.

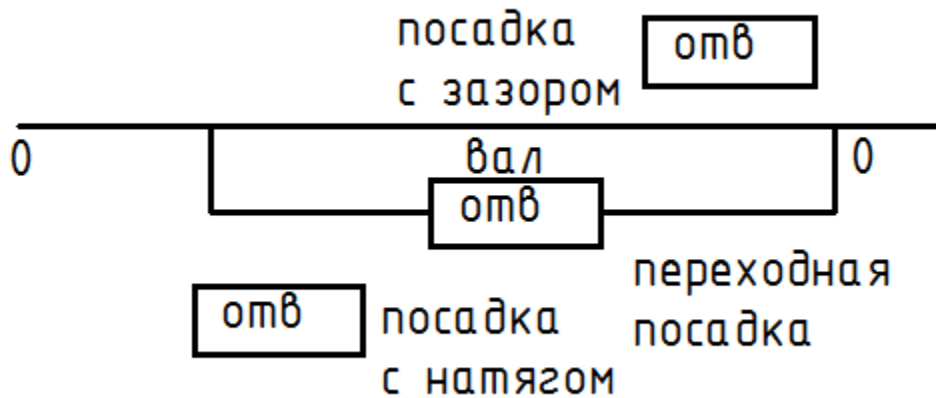


Рис. 6. Получение посадок в системе вала.

Посадки в системе вала применяются при посадке наружного кольца подшипника качения в корпус, или сопряжения одного вала с несколькими отверстиями одного диаметра, но с разными посадками.

3.6. Обозначение отклонений и посадок на чертеже

На чертеже *отклонения отверстий* обозначаются **прописными буквами** латинского алфавита, *валов* – **строчными**. *Квалитеты* указываются рядом **в виде цифры**, например: $\text{Ø}5a6$, $\text{Ø}10F7$. Основное отверстие обозначается буквой **H**, **основной вал** – **h**. Отклонения **A-H** (**a-h**) предназначены для образования полей допусков в посадках с зазором; отклонения **J_s, J, K, M, N** (**j_s, j, k, m, n**) – в переходных посадках, отклонения **P-ZC** (**p-zc**) – в посадках с натягом. Отклонения в системе отверстия построены так, чтобы обеспечить аналогичные посадки в системе вала. Предпочтительные поля допусков обеспечивают большинство посадок общего применения, что сокращает номенклатуру режущих инструментов, повышает уровень унификации изделия.

Важным этапом проектирования является правильный выбор допусков и посадок, а также их обозначение на чертежах [5].

В табл. 1 указаны рекомендуемые посадки в системе отверстия при номинальных размерах 1...500 мм, предпочтительные посадки указываются знаком *.

Посадки при размерах от 1 до 500 мм

Основное отверстие	Основные отклонения валов									
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>js</i>	<i>k</i>
	посадки									
<i>I</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
							H5/g4	H5/h4	H5/js4	H5/k4
H5						H6/f6	H6/g5	H6/h5	H6/js5	H6/k5
H6			H7/c8	H7/d8	H7/e7; H7*/e8	H7/f7	H7/g6	H7*/h6	H7*/js6	H7*/k6
H7			H8/c8	H8/d8	H8*/e8	H8/f7		H8*/h7		
H8				H8*/d9	H8/e9	H8/f8		H8*/h8		
						H8/f9		H8/h9		
				H9*/d9	H9/e8; H9/e9	H9/f8		H9/h8		
H9						H9/f9		H9/h9		
				H10/d10				H10/h9		
H10								H10/h10		
H11	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11*/d11				H11*/h11		
H12		H12/b12						H12/h12		
Основное отверстие	Основные отклонения валов									
	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>z</i>
	посадки									
H5	H5/m5	H5/n4								
H6	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5					
H7	H7*/m6	H7*/n6	H7*/p6	H7*/r6	H7*/s6	H6/t5	H6/u5			
					H7/s7					
H8	H8/m7	H8/n7			H8/s7		H8/u8		H8/x8	H8/z8

*Предпочтительные посадки

В табл. 2 приводятся рекомендуемые замены полей допусков по системе ОСТ полями по СТ СЭВ 144 – 75 для размеров 1...500 мм.

Нанесение предельных отклонений размеров на чертежах производится в соответствии с ГОСТ 2307 – 68 с учетом условных обозначений полей допусков и посадок, принятых в СТ СЭВ 145 – 75.

Различают нанесение предельных отклонений размеров: 1) на рабочих чертежах деталей машин; 2) на сборочных чертежах узлов машин. Для всех размеров, нанесенных на рабочих чертежах, указывают пределы отклонения.

Допускается не указывать предельные отклонения на размерах, определяющих участки различной шероховатости одной и той же поверхности, участки термообработки, покрытия, отделки, накатки, насечки, а также на диаметрах накатанных и насеченных поверхностей. В этих случаях

непосредственно у таких размеров наносят знак \approx .

Таблица 2

Поля допусков

Система отверстия		Система вала	
Посадка системы ОСТ	Заменяющая посадка по ОСТ СЭВ	Посадка системы ОСТ	Заменяющая посадка по СТ СЭВ
1	2	3	4
A/Гр	H7/u7	Гр/B	U8/h6
A/Пр	H7/r7	Пр/B	R7/h6
A/Пл	H7/p6	-	-
A/Г	H7/n6	Г/B	N7/h6
A/Т	H7/m6	Т/B	M7/h6
A/Н	H7/k6	Н/B	K7/h6
A/П	H7/s6	П/B	Js7/h6
A/С	H7/h6	С/B	H7/h6
A/Д	H7/g6	Д/B	G8/h6
A/Х	H7/f7	Х/B	F8/h6
A/Л	H7/b8	Л/B	E8/h6
A/Ш	H7/e8	Ш/B	D8/h6
A _{2a} /Г _{2a}	H8/n7	Г _{2a} /B _{2a}	N8/h7
A _{2a} /Т _{2a}	H8/m7	Т _{2a} /B _{2a}	M8/h7
A _{2a} /Н _{2a}	H8/k7	Н _{2a} /B _{2a}	K8/h7
A _{2a} /П _{2a}	H8/js7	П _{2a} /B _{2a}	Js8/h7
A _{2a} /С _{2a}	H8/h7	С _{2a} /B _{2a}	H8/h7
A _{2a} /Х _{2a}	H8/f8		
A ₃ /С ₃	H8/h8; H9/h9	С ₃ /B ₃	H8/h8; H9/h9
A ₃ /Х ₃	H9/f8; H9/f9	Х ₃ /B ₃	F9/h8; E10/h8
A ₃ /Ш ₃	H9/d9; H9/d10	Ш ₃ /B ₃	D9/h9; D10/h8
A ₄ /С ₄	H11/h11	С ₄ /B ₄	H11/b11
A ₄ /Х ₄	H11/d11	Х ₄ /C ₄	D11/h11
A ₄ /Л ₄	H11/b11	Л ₄ /C ₄	B11/h11
A ₄ /Ш ₄	H11/a11	Ш ₄ /C ₄	F11/h11
A ₅ /С ₅	H12/h12	С ₅ /B ₅	H12/h12
A ₅ /Х ₅	H12/b12	Х ₅ /B ₅	B12/h12

Предельные отклонения размеров относительно низкой точности (от 12-го качества и грубее) на изображении детали не наносят, а в технических требованиях делают запись: неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий **H14**, валов **h14**, прочих $\pm (JF14)/2$.

Предельные отклонения линейных размеров могут быть указаны на чертежах одним из трех способов:

1) условными обозначениями полей допусков по СТ СЭВ 145 – 75, например **18H7, 12e8**;

2) числовыми значениями предельных отклонений, например $18^{+0.018}$, $12_{-0.059}^{-0.032}$;

3) условными обозначениями полей допусков с указанием справа в

скобках числовых значений предельных отклонений, например $18H7^{(+0.018)}$, $12e8_{-0.059}^{-0.032}$.

При записи предельных отклонений числовыми значениями верхние отклонения помещают над нижними. Предельные отклонения, равные нулю, не указывают, например: $60_{-0.04}^{+0.12}$; $60_{-0.195}^{-0.095}$; $60^{+0.2}$; $60_{-0.2}$.

При равенстве верхнего и нижнего отклонений отклонения обозначаются \pm , например $1000 \pm 0,5$. Предельные отклонения, указываемые числовыми значениями, выраженными десятичной дробью, записывают до последней значащей цифры включительно, выравнивая количество знаков в верхнем и нижнем отклонениях добавлением нулей, например: $10_{-0.20}^{+0.24}$; $35_{-0.100}^{-0.032}$.

На сборочных чертежах узлов машин отклонения размеров деталей указывают в виде дроби одним из следующих способов:

1) условным обозначением – $50 \frac{H11}{h11}$ (рис. 7, а) или $50H11/h11$ (иногда $50H11 - h11$;

2) числовыми значениями – $50 \frac{+0,16}{-0,16}$ (рис. 7, б);

3) условными обозначениями с указаниями в скобках числовых значений предельных отклонений – $50 \frac{H11}{h11} \left(\frac{+0,16}{-0,16} \right)$ (рис. 7, в).

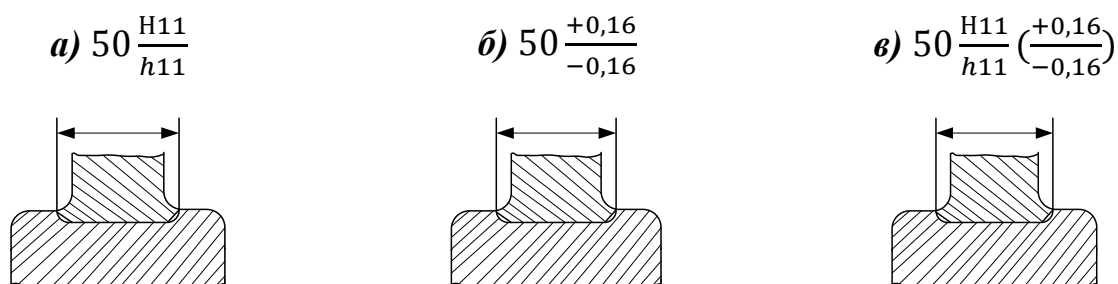


Рис. 7. Способы простановки отклонений размеров.

Если на сборочном чертеже узла машины надо указать предельные отклонения только одной из сопрягаемых деталей машин, то это поясняется надписью, к какой детали относятся данные отклонения (рис. 8, а).

В случае разных предельных отклонений для участков понятности с

одним номинальным размером граница между ними наносится тонкой сплошной линией, а номинальный размер указывается вместе с соответствующими предельными отклонениями для каждого участка отдельно (рис. 8, б).

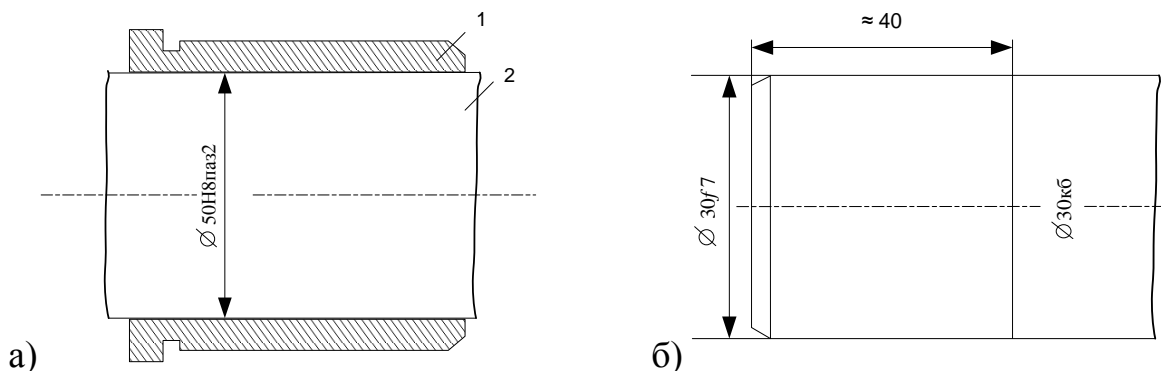


Рис. 8. К нанесению предельных отклонений размеров на чертежах.

Более подробно о нанесении предельных отклонений размеров на чертежах изложено в ГОСТ 2307–68.

Предельные отклонения грубее 11-го качества, относящиеся к неоднократно повторяющимся размерам, указываются на поле чертежа общей записью: «Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий – **H14**, валов – **h14**, остальных – $\pm(IT14)/2$ ».

3.7. Посадки основных деталей передач

Таблица 3

Посадки деталей передач

Рекомендуемые посадки	Пример соединения
1	2
H7/r6 ; H7/s6	Зубчатые и червячные колеса на валы при тяжелых ударных нагрузках
H7/p6 ; H7/r6	Зубчатые и червячные колеса и зубчатые муфты на валы; венцы червячных колес на центр
H7/n6 ; H7/m6 ; H7/k6	Зубчатые колеса при частом демонтаже; шестерни на валах электродвигателей ; мазеудерживающие кольца
H7/js6 ; H7/h6 ; H7/h7	Стаканы под подшипники качения в корпус; распорные втулки
H7/r6	Муфты при тяжелых ударных нагрузках
H7/js6 ; H7/r6	Шкивы и звездочки

<i>1</i>	<i>2</i>
<i>H8/h8</i>	Распорные кольца, манжетные уплотнения
Отклонение вала <i>k6</i>	Внутренние кольца подшипников качения на валы
Отклонение отверстия <i>H7</i>	Наружные кольца подшипников качения в корпусе
Отклонение вала <i>t6, n6</i>	Внутренние кольца подшипников качения свыше 100 мм при тяжелых ударных нагрузках
<i>Примечание.</i> Для подшипников качения указаны отклонения валов и отверстий, а не обозначения полей допусков соединений, потому что подшипники являются готовыми изделиями, идущими на сборку без дополнительной обработки.	

3.8. Отклонения и допуски формы и расположения поверхностей

При обработке деталей возникают погрешности не только линейных размеров, но и геометрической формы, а также погрешности в относительном расположении осей, поверхностей и конструктивных элементов деталей.

Эти погрешности могут оказывать вредное влияние на работоспособность деталей машин, вызывая вибрации, динамические нагрузки, шум [].

Для подшипников качения, например, важно, чтобы не были искажены дорожки качения колец подшипников. Кольца подшипников очень податливы и при установке копируют форму посадочных поверхностей валов и корпусов.

Чтобы уменьшить искажение формы дорожек качения, на посадочные поверхности валов и корпусов задают *допуски формы*.

В общем случае под *отклонением формы* понимают отклонение формы реальной поверхности или реального профиля от *номинальных* (поверхности или профиля).

Относительный перекос наружного и внутреннего колец подшипников увеличивает сопротивление вращению валов и потери энергии, снижает ресурс подшипников. Перекос колец могут вызвать:

- *отклонения от соосности* посадочных поверхностей вала и корпуса;
- *отклонения от перпендикулярности* базовых торцов вала и корпуса;
- *деформации вала и корпуса* в работающем узле.

Чтобы ограничить перечисленные отклонения, на чертежах задают

допуски расположения посадочных поверхностей вала и корпуса.

Под *отклонением расположения* понимают отклонение реального расположения рассматриваемого элемента от его номинального расположения. Кинематическая точность передачи и точность по нормам контакта, кроме прочих причин, зависят от точности расположения посадочных поверхностей и базовых торцов вала, а также посадочных отверстий и базовых торцов колес. Поэтому на чертежах валов, зубчатых и червячных колес задают *допуски расположения базовых поверхностей*.

Обозначим:

Δ – для отклонений формы или расположения;

При учебном проектировании нужно учитывать следующие виды погрешностей формы и погрешностей расположения поверхностей:

1. Отклонение от круглости – наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности (рис. 9).

Допуск круглости T – наибольшее допускаемое значение отклонения от круглости. Частными видами отклонения от круглости являются:

а) овальность – отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой овалообразную фигуру, наибольший и наименьший диаметры которой находятся во взаимно перпендикулярных направлениях.

б) огранка – отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет многогранную фигуру.

2. Отклонение от цилиндричности – наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра (рис. 10).



Рис. 9. Круглость.

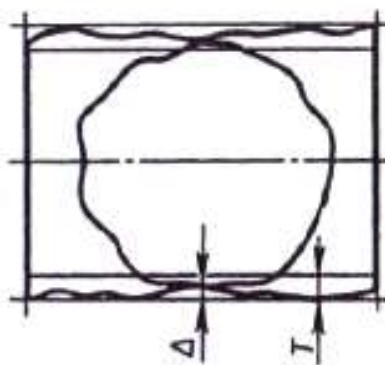


Рис. 10. Цилиндричность.

Допуск цилиндричности T – наибольшее допускаемое значение отклонения от цилиндричности. Отклонение от цилиндричности включает в себя отклонение от круглости.

3. Отклонение от соосности относительно оси базовой поверхности – наибольшее расстояние Δ между осью рассматриваемой поверхности вращения и осью базовой поверхности (рис. 11).

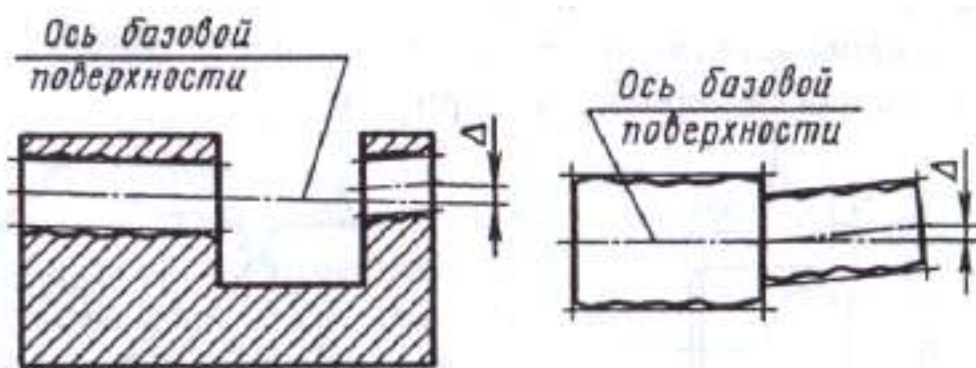


Рис. 11. Соосность относительно базовой поверхности.

Отклонение от соосности относительно общей оси – наибольшее расстояние Δ_1, Δ_2 между осью рассматриваемой поверхности вращения и общей осью двух поверхностей (рис. 12).

Допуск соосности T в диаметральном выражении – удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения от соосности.

4. Отклонение от параллельности плоскостей – разность $\Delta = a - b$ наибольшего и наименьшего расстояний между плоскостями в пределах нормируемого участка (рис. 13).

Допуск параллельности T – наибольшее допускаемое значение отклонения от параллельности.

5. Отклонение от перпендикулярности плоскости относительно оси – отклонение угла между плоскостью и базовой осью от прямого угла (90°), выраженное в линейных единицах Δ на длине нормируемого участка L или D (рис. 14).

Допуск перпендикулярности T – наибольшее допускаемое значение отклонения от перпендикулярности.

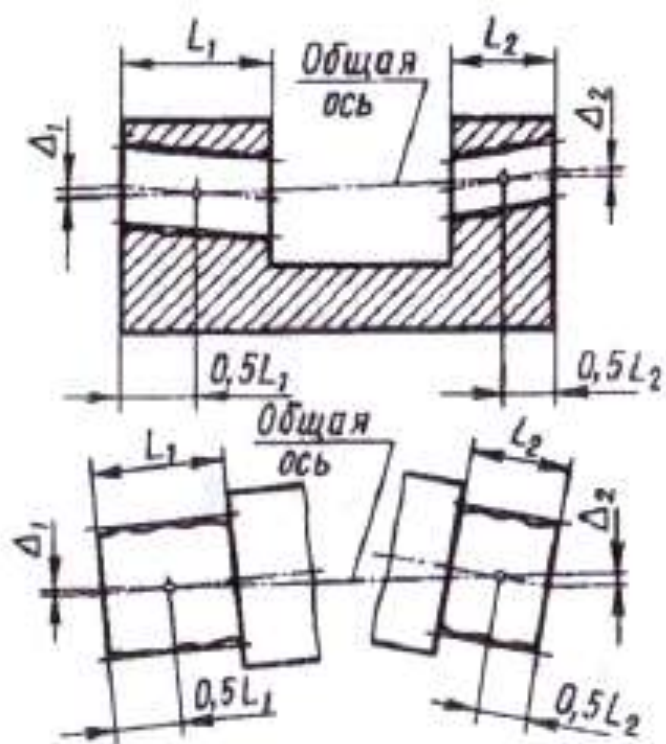


Рис. 12. Отклонение от соосности относительно общей оси.

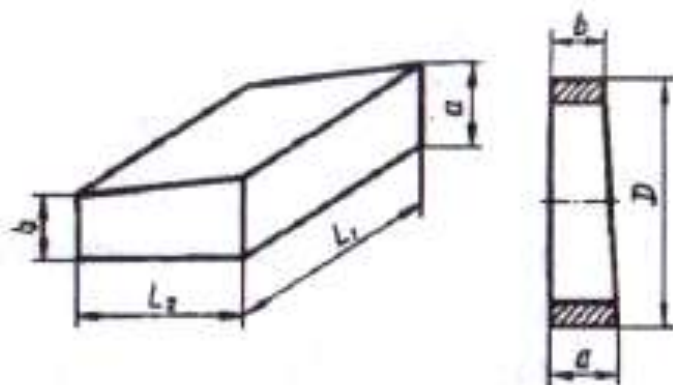


Рис. 13. Отклонение и допуск параллельности.

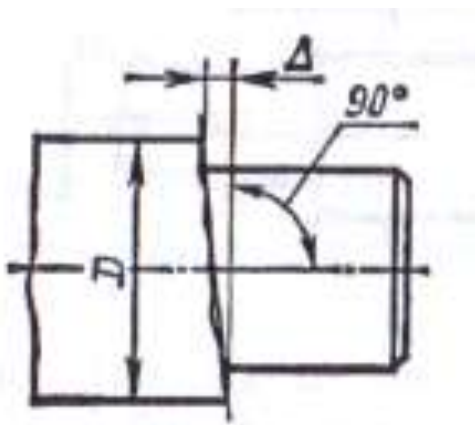


Рис. 14. Отклонение от параллельности плоскостей.

6. Радиальное биение – разность $\Delta = R_{max} - R_{min}$ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (рис. 15).

Допуск радиального биения T – наибольшее допускаемое значение радиального биения.

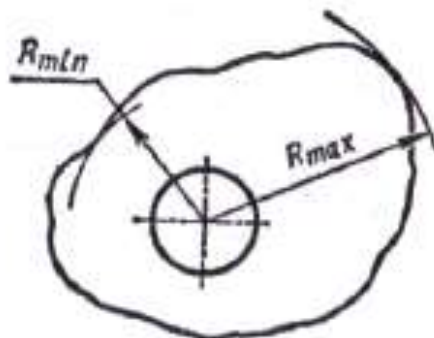


Рис. 15. Радиальное биение.

7. Позиционное отклонение – наибольшее расстояние Δ между реальным расположением элемента (его центра, оси) и его номинальным расположением в пределах нормируемого участка (рис. 16).

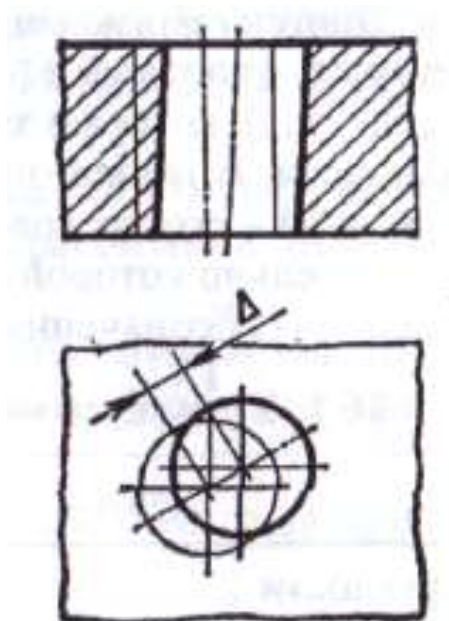


Рис. 16. Позиционное отклонение.

8. Отклонение от симметричности – наибольшее расстояние Δ между плоскостью симметрии рассматриваемого элемента и плоскостью симметрии базового элемента в пределах нормируемого участка (рис. 17).

Допуск симметричности T в диаметральном выражении – удвоенное

наибольшее допускаемое значение отклонения от симметричности.

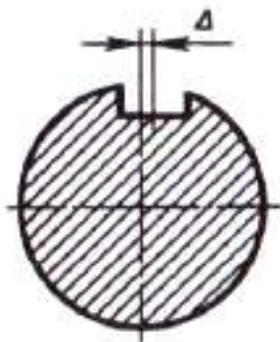


Рис. 17. Симметричность.

Базовые оси и поверхности обозначают на чертежах в соответствии с ГОСТ 2.308–79 равносторонним зачерненным треугольником, соединенным с рамкой, в которой записывают обозначение базы заглавной буквой (рис. 18). Высота зачерненного треугольника h , а высота рамки $2h$, где h – высота размерных чисел на чертеже (обычно $h=3,5$ мм).

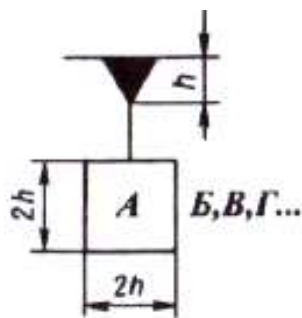
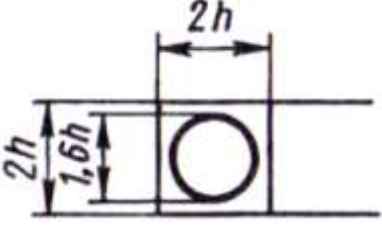
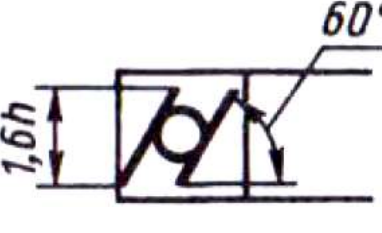

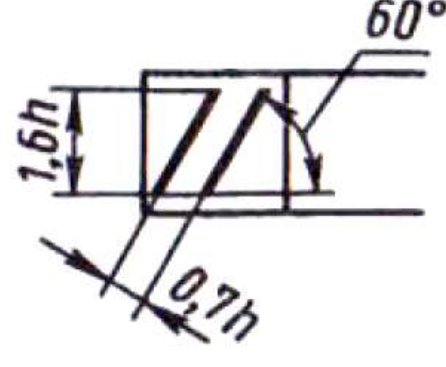
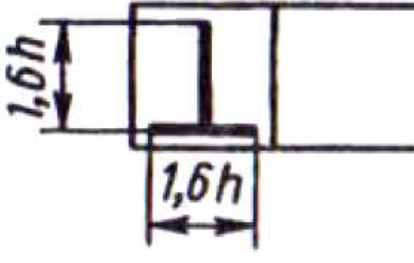
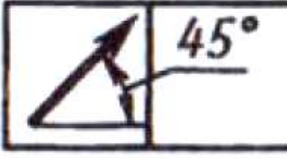


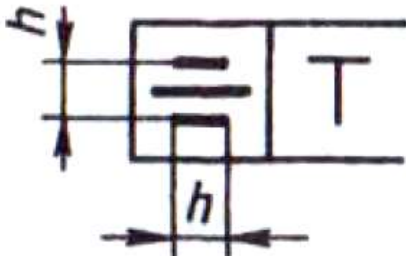
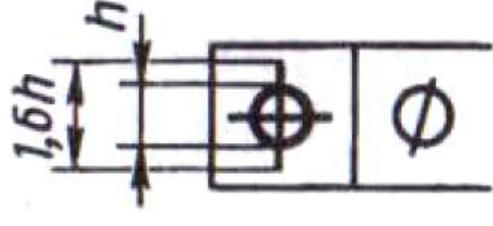
Рис. 18. Обозначение базовых осей и поверхностей.

При выполнении чертежей с помощью выводных устройств ЭВМ допускается треугольник, обозначающий базу, не зачернять.

9. Допуски форм и расположения поверхностей на чертеже указывают условными обозначения – графическими знаками (табл. 4), которые записывают в рамке, разделенной на две или три части. В первой части размещают графический знак допуска, во второй – его числовое значение и в третьей – обозначение базы, относительно которой задан допуск. Высота рамки такая же, как и рамки для обозначения базы, т. е. $2h$.

Условные знаки допусков формы и расположения

Допуск	Знак
1	2
Круглости	
Цилиндричности	
Соосности*	
Параллельности	
Перпендикулярности	
Радиального биения	

1	2
Симметричности	
Позиционный	

*знаки Φ и T означают, что допуск задан в диаметральном выражении

Установлены (ГОСТ 2.308–79) следующие правила нанесения на чертежах деталей условных обозначений баз, допусков формы и расположения:

- если базой является *поверхность*, а не ось, то зачерненный треугольник располагают на достаточном расстоянии от конца размерной линии (рис. 19, а);
- если базой является *ось* или *плоскость симметрии*, то зачерненный треугольник располагают в конце размерной линии (рис. 19, б);
- если нет необходимости назначать базу, вместо зачерненного треугольника применяют стрелку (рис. 19, в);
- если *допуск* относят к *поверхности*, а не к оси элемента, то стрелку соединительной линии располагают на достаточном удалении от конца размерной линии (рис. 19, г – обозначение допуска цилиндричности);
- если же *допуск* относят к *оси* или *плоскости симметрии*, то конец соединительной линии должен совпадать с продолжением размерной линии (рис. 19, г – обозначение допуска соосности).

3.9. Шероховатость поверхностей деталей

Выбор шероховатости поверхностей деталей привода машин и обозначение ее на чертежах осуществляется в соответствии с ГОСТ 2789 – 73. Для оценки шероховатости поверхности рекомендуется один или несколько из

следующих шести параметров шероховатости: R_a – среднее арифметическое отклонение профиля; R_z – высота неровностей профиля по десяти точкам; $R_{макс}$ – наибольшая высота неровностей профиля; S_m – средний шаг неровностей; S – средний шаг неровностей по вершинам; t_p – относительная опорная длина профиля, где p – числовое значение уровня сечения профиля. Числовые значения этих параметров приведены в таблицах ГОСТа 2789 –73.

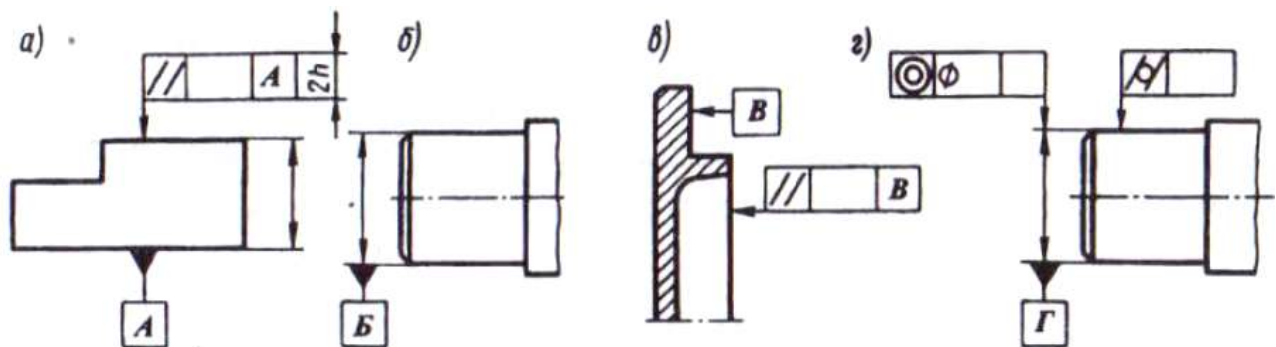


Рис. 19. Условные обозначения баз, допусков форм и расположения: а) базой является поверхность; б) базой является ось или плоскость симметрии; в) без назначения базы; г) допуск относится к поверхности.

Основными параметрами шероховатости являются R_a и R_z . По числовым значениям этих параметров классифицируют шероховатости поверхности. Чем меньше шероховатость поверхности, тем меньше трение и износ трущихся поверхностей деталей, тем выше коэффициент полезного действия механизмов и машин, тем выше прочность и коррозионная стойкость деталей машин и тем красивее внешний вид машин и их деталей. Шероховатость поверхностей деталей машин влияет на выбор посадок сопряженных деталей и на герметичность их соединений.

Вместе с тем необходимо иметь в виду, что стоимость обработки деталей растет быстрее, чем точность изготовления их. Поэтому в каждом конкретном случае шероховатость поверхностей деталей машин должны быть выбрана в соответствии с назначением этих деталей.

В табл. 5 приводится шероховатость поверхности и качества при различных видах обработки деталей резанием.

Шероховатость поверхности и качества

Вид обработки		Значения параметра	Квалитеты		
		R_a , мкм	экономические	достижимые	
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	
Отрезка	приводной пилой	25...50	15...17	-	
	резцом фрезой	25...100 25...50	14...17 14...17	- -	
Строгание, долбление	черновое	12,5...25	12...14	-	
	чистовое	3,2...12,5	11...13	-	
	тонкое	0,8...1,6	8...10	7	
Фрезерование	цилиндр ическое	черновое	2,5...50	12...14	-
		чистовое	3,2...6,3	10; 11	-
		тонкое	1,6	8; 9	6; 7
	торцо- вое	черновое	6,3...12,5	12...14	-
		чистовое	3,2...6,3	11	10
		тонкое	0,8...1,6	8; 9	6; 7
скоро- стное	черновое	3,2	12...14	11	
	чистовое	0,8... 1,6	11...13	8; 9	
Обтачивание	продоль ной подачей	обдирочное	25...10	15...17	-
		получистовое	6,3...12,5	12...14	-
		чистовое	1,6...3,2	7...9	8
		тонкое	0,4...0,8	6	5
	попереч ной подачей	обдирочное	25...100	16; 17	-
Рассверливание	получистовое	чистовое	6,3...12,5	14; 15	-
		чистовое	3,2	11...13	8; 9
		тонкое	0,8... 1,6	8... 11	7
	черновое	получистовое	50...100	15...17	-
		чистовое	12,5...25	12...14	-
		чистовое	1,6...3,2	8; 9	7
		тонкое	0,4...0,8	7	6
		тонкое	0,4...0,8	7	6
Сверление	до 15 мм	6,3... 12,5	12...14	10; 11	
	свыше 15 мм	12,5...25	12...14	10; 11	
Рассверливание		12,5...25	12...14	10; 11	
Зенкование	плоское угловое	6,3... 12,5	-	-	
		3,2...6,3	-	-	
Развертывание	получистовое	6,2...12,5	9; 10	8	
	чистовое	1,6...3,2	7; 8	-	
	тонкое	0,4...0,8	7	6	
Обработка зубьев зубчатых колес	строгание	3,2...6,3	7...10	-	
	фрезерование	1,6...3,2	7...10	-	
	шлифование	0,4...0,8	5; 6	-	
	шевингование	0,8...1,6	5; 6	-	

Продолжение таблицы 5

1	2		3	4	5
Шлифование	круглое	получистовое	3,2...6,3	8...11	-
		чистовое	0,8... 1,6	6...8	6
		тонкое	0,2...0,4	5	выше 5-го
	плоское	получистовое	3,2	8...11	-
		чистовое	0,8... 1,6	6...8	-
		тонкое	0,2...0,4	6; 7	6
Нарезание резьбы	плашкой, метчиком		3,2...12,5	6...8	-
	резцом, гребенкой		3,3...6,3	6...8	4; 5
	фрезой		3,2...6,3	8	-
Шлифование резьбы			1,6...3,2	4...6	-
Накатывание резьбы роликами			0,4...0,8	6...8	4

Нанесение на чертежах обозначений шероховатости поверхностей производится в соответствии с ГОСТ 2309–73. На рис. 20, а-з иллюстрированы основные правила обозначения на чертежах шероховатостей по данному ГОСТу.

ГОСТ 2309–73 предусматривает три знака для обозначения требований к шероховатости поверхности. Знак \surd применяется в случаях, когда вид обработки шероховатости поверхности не оговорен. Если при изготовлении детали не допускается удаление поверхностного слоя материала, то в обозначении шероховатости необходимо применять знак \surd . Если необходимо удалить поверхностный слой материала, то для обозначения шероховатости применяют знак \surd .

Значения шероховатости указывают: для параметра R_a без символа, например 0,5; для параметра R_z – после символа, например $R_z 20$.

На рис. 20,а показано расположение обозначений шероховатостей на чертеже детали. Если все поверхности детали имеют одну и ту же шероховатость, то в правом верхнем углу чертежа этой детали наносится обозначение соответствующей шероховатости (рис. 20, б). Если поверхность детали должна быть различной, то на каждой части поверхности наносят обозначение соответствующей шероховатости. Для большей ясности чертежей и для экономии в работе по изготовлению следует обозначать шероховатость поверхностей детали так, как указано на рис. 20,в, где обозначение

шероховатостей, относящиеся к поверхности большинства участков детали, указывают в правом верхнем углу чертежа.

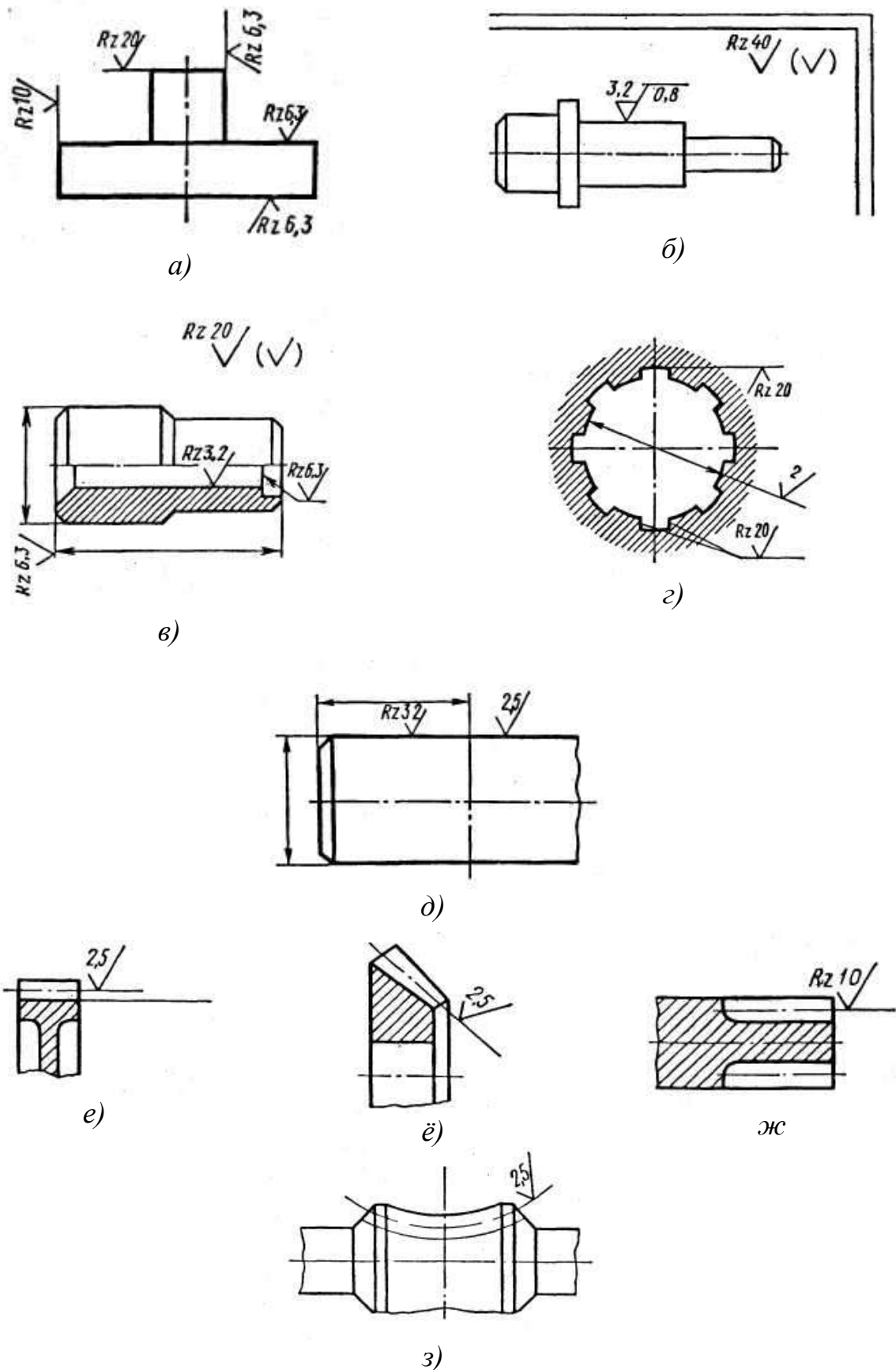


Рис. 20. Обозначение шероховатостей поверхностей на чертежах.

Знак \surd , взятый в скобки (\surd), означает, что все остальные поверхности детали, кроме обозначенных на чертеже знаками шероховатости, имеют шероховатость, указанную перед скобкой.

Обозначение шероховатостей одной и той же части поверхности или повторяющихся поверхностей (отверстий, зубьев и т.п.) наносят на чертеже только раз, как показано на рис. 20, г. Обозначения шероховатости на изображении деталей наносят на линиях контура изображения. В случае недостатка места, а также в тех случаях, когда это требуется для ясности чертежа, применяют вспомогательные линии типа выносных (рис. 20, г). Не следует ставить обозначения на линиях невидимого контура. Обозначения шероховатости поверхности следует ставить на тех видах и разрезах, на которых поставлены размеры, относящиеся к соответствующим частям деталей.

Для тел вращения рекомендуется ставить обозначения шероховатости на образующих линиях (рис. 20, в).

Если шероховатость, поверхности деталей на различных участках должна быть различной, то между этими участками проводится граница сплошной тонкой линией с нанесением соответствующего размера и указанием знака шероховатости (рис. 20, д).

Обозначение шероховатости рабочих поверхностей зубьев зубчатых и червячных колес, эвольвентных шлицев и т. п. относится условно к делительной поверхности, как показано на рис. 20, е-з.

При необходимости обозначение шероховатости рабочих сторон резьбы на чертеже проставляется по общим правилам (рис. 21, а, б) или условно у размера диаметра резьбы (рис. 21, в, г, д).

Поверхности отливок, поковок, штамповок и проката, к которым не предъявляется особых требований в отношении шероховатостей, на чертежах обозначают знаком \surd , рис. 22.

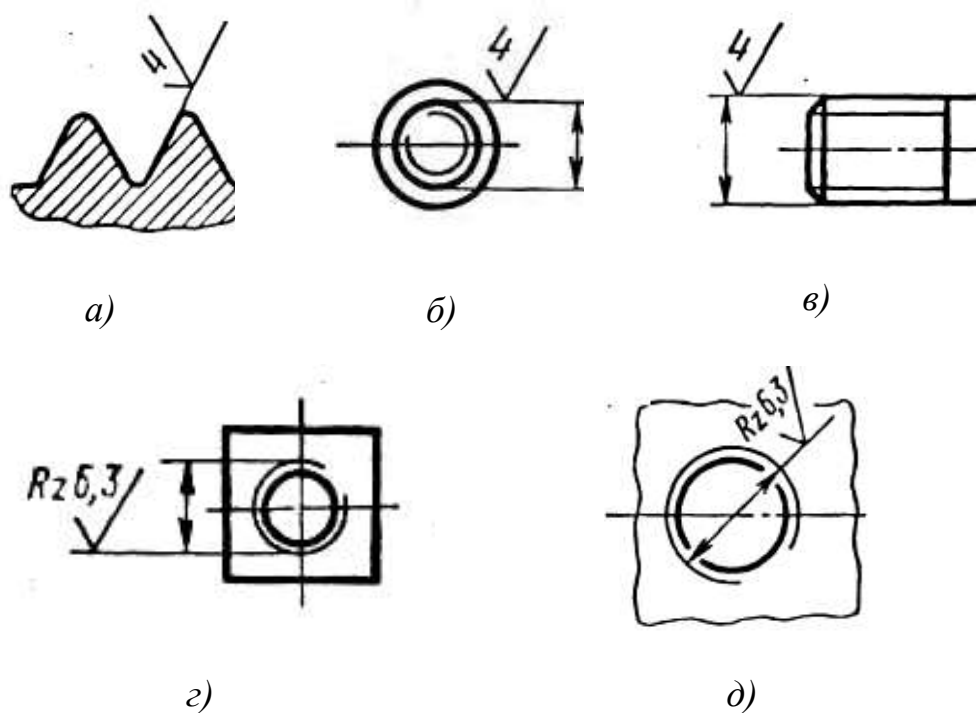


Рис. 21. Обозначение шероховатости рабочих сторон резьбы.

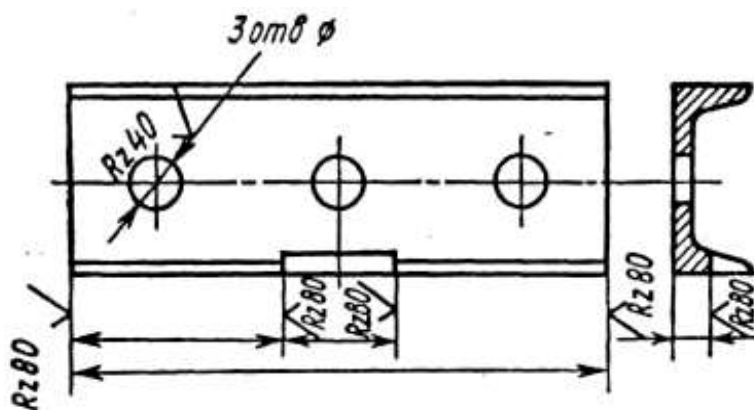


Рис. 22. К обозначению шероховатости на отливках, поковках и т.д.

Нанесение на чертежах обозначений показателей свойств материалов, получаемых в результате термической и других видов обработки (химико-термической, наклепа и т. п.), осуществляется согласно ГОСТ 2310-68.

3.10. Обозначение показателей свойств материалов деталей

На чертежах деталей, подвергаемых термической и другим видам обработки, указывают показатели свойств материалов, полученных в результате обработки, например: твердость (**HRC, HRB, HRA, HB, HV**), предел прочности (σ_b), предел упругости (σ_y), ударная вязкость (α_b) и т.п. Глубину обработки обозначают буквой **h**. Глубины обработки и твердости материалов

на чертежах указывают предельными значениями «от...до», например: $h\ 0,7...0,9$; $HRC\ 40...46$. В технически обоснованных случаях допускается указывать номинальные значения этих величин с предельными отклонениями, например: $h\ 0,8 \pm 0,1$; $HRC\ 43 \pm 3$. Допускается указывать значения показателей свойств материалов со знаком \geq или \leq , например $\sigma_s \geq 150$ МПа.

Если все изделия подвергают одному виду обработки, то в технических требованиях делают запись: « $HRC\ 40...45$ » или «Цементировать $h\ 0,7...0,9$; $HRC\ 58...62$ », или «Отжечь» и т. п. Если большую часть поверхностей изделия подвергают одному виду обработки, а остальные поверхности – другому виду обработки или предохраняют от нее, то в технических требованиях делают запись по типу « $HRC\ 40...45$, кроме поверхности A » (рис. 23, а), или « $HRC\ 30...35$, кроме места, обозначенного особо» (рис. 23, б).

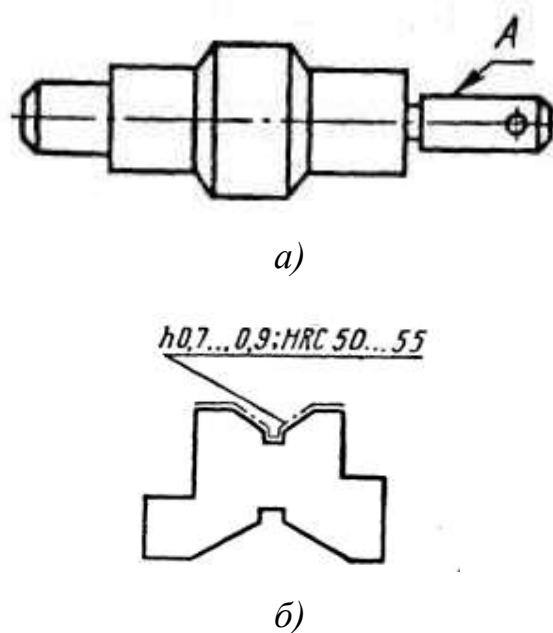


Рис. 23. К нанесению на чертежах показателей свойств материалов.

Если обработке подвергают отдельные участки изделия, то показатели свойств материала и при необходимости способ получения этих свойств указывают на полках линий-выносок, а участки изделия, которые должны быть обработаны, отмечают штрихпунктирной утолщенной линией, проводимой на расстоянии $0,8... 1$ мм от них, с указанием размеров, определяющих поверхности (рис. 24, а и б).

Допускается на чертежах указывать виды обработки, результаты которых

не подвергаются контролю, например отжиг, а также виды обработки, если они являются единственными, гарантирующими требуемые свойства материала и долговечность изделия. В этих случаях наименование обработки указывают словами или условными сокращениями, принятыми в научно-технической литературе (рис. 24, в и г).

Более подробно о нанесении на чертежах свойств материалов изложено в ГОСТ 2310 – 68.

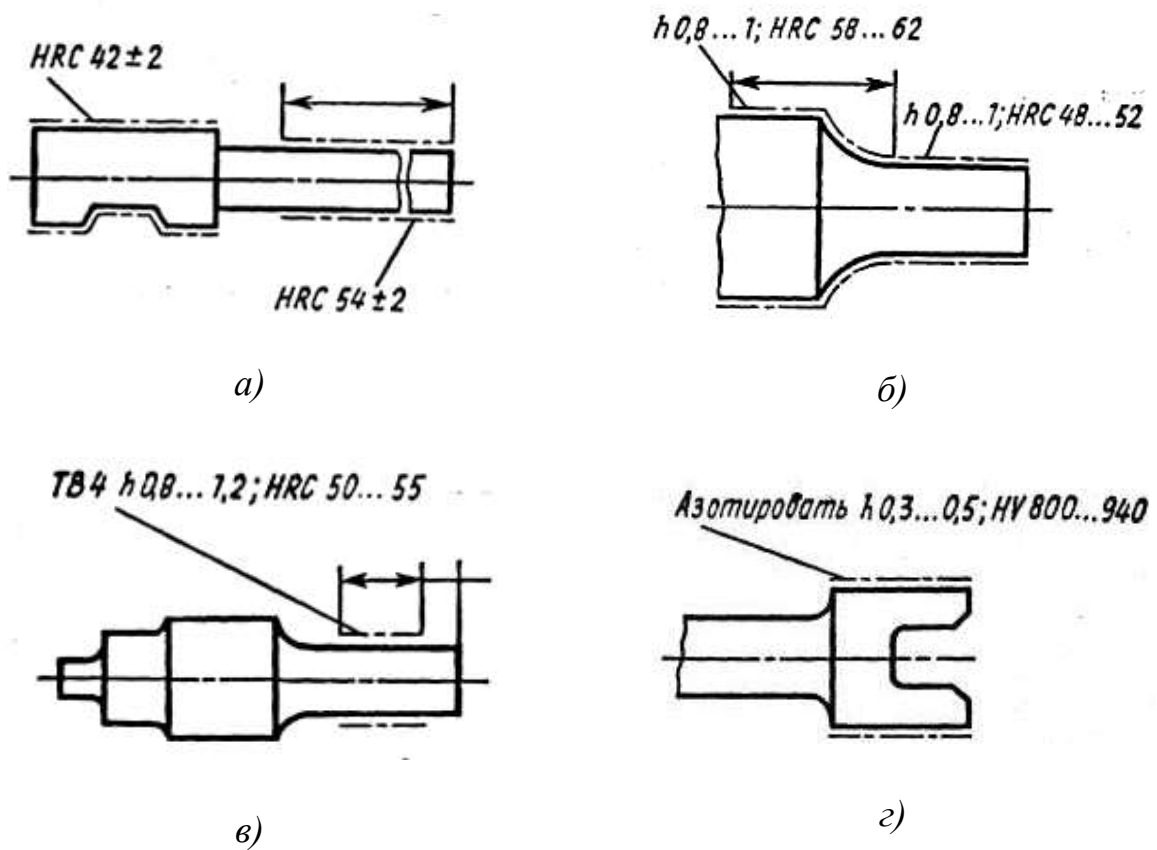


Рис. 24. К нанесению на чертежах показателей свойств материалов указанием вида обработки на участках деталей.

4. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА

Привод – это устройство, состоящее из последовательно соединенных посредством муфт источника энергии (двигателя) с передаточным (передачи гибкой связью, зубчатой и др.) и исполнительным (рабочий орган которого оказывает непосредственное воздействие на обрабатываемую деталь, материал или среду) механизмами.

Приводы технологических машин общего назначения (металлорежущие станки, конвейеры, прессы, дробилки и т.д.) характеризуются большим разнообразием конструкций и различаются по назначению, видам двигателей и передач.

4.1. Основные характеристики асинхронных электродвигателей

Во многих отраслях производства в качестве источника энергии в стационарных машинах преимущественно используют электродвигатели, так как электрический привод по сравнению с другими обладает следующими преимуществами: простота в эксплуатации (легкость включения, выключения и возможность реверсирования движения); широкий диапазон мощностей (от 0,1 кВт до 75 МВт); высокая надежность; высокий коэффициент полезного действия; большая перегрузочная способность по вращающему моменту; широкий диапазон частоты вращения вала двигателя; работа без загрязнения окружающей среды и др.

Условия эксплуатации машин в производстве очень разнообразны. Они могут характеризоваться повышенной влажностью, наличием агрессивной, а иногда и взрывоопасной среды, пыли органического и минерального происхождения, различными режимами и продолжительностью работы. В этих условиях наиболее широко применяют общепромышленные трехфазные асинхронные двигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором серии АИР (ранее выпускались двигатели 4А, АИ). Благодаря простоте конструкции, отсутствию подвижных контактов, высокой ремонтпригодности, невысокой цене по сравнению с другими электрическими двигателями они применяются

во всех отраслях промышленности и сельского хозяйства. Кроме основного исполнения существуют модификации двигателей АИР, различающиеся по конструкции, условиям окружающей среды и специализации. Основные модели данных двигателей выпускают с повышенным пусковым моментом, повышенным скольжением, со встроенной температурной защитой, а также многоскоростными. По степени защиты двигатели изготавливают двух исполнений: закрытые обдуваемые и защищенные. Первые надежнее и удобнее в эксплуатации.

Двигатели серии АИ (АИР, АИС) – это перспективные унифицированные асинхронные электродвигатели, оснащенные изоляцией класса *F*. Их технические характеристики аналогичны характеристикам двигателей серии 4А.

Структуру условного обозначения электродвигателей серий 4А, АИР, АИС можно представить следующим образом:

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11

где *1* – серия двигателя – 4А, АИР, АИС; *4* – номер серии, *А* – вид двигателя (асинхронный), *И* – серия, унифицированная среди стран – членов Интерэлектро, *Р* – увязка мощности с установочным размером по РС 3031 –71 или СТ СЭВ 4447 – 83, *С* – увязка мощности с установочным размером по рекомендациям CENELEK (Европейский комитет по координации электротехнических стандартов);

2 – исполнение двигателя по степени защиты от окружающей среды: *Н* – защищенное, отсутствие буквы – закрытое обдуваемое;

3 – исполнение двигателя по материалу станины и щитов: *А* – станина и щиты из алюминия, *Ч* – станина и щиты из чугуна и алюминия в любом их сочетании, отсутствие буквы – станина и щиты из чугуна или алюминия;

4 – модификация двигателя: *Р* – с повышенным пусковым моментом, *С* – с повышенным скольжением, *К* – с фазным ротором, *В* – встраиваемые, *Э* – экскаваторные, *У* – однофазные с пусковым конденсатором, *Т* – то же, с

пусковым резистором, УТ – то же, с пусковым и рабочим конденсатором, П – продуваемые;

5 – расстояние от оси вала до опорной поверхности лап по ГОСТ 13257 – 73: 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 132, 160, 180, 200, 225, 280, 315, 355 мм;

6 – установочный размер по длине станины: S – короткая станина, M – средняя, L – длинная станина;

7 – длина сердечника статора: A – короткий сердечник, B – длинный сердечник;

8 – число полюсов по ГОСТ 10863–73: 2, 4, 6, 8, 10, 12 – односкоростные; 4/2, 6/2, 8/6, 12/6, 8/6/4, 12/8/6/4 -- многоскоростные электродвигатели;

9 – специальное исполнение электродвигателя: H – малошумный, X – химостойкий, PЗ – мотор-редуктор, С – сельскохозяйственный, ТЭ – для электроталей, M – влагоморозостойкий, В – со встроенными терморезисторами;

10 – климатическое исполнение по ГОСТ 15150–69: У – для умеренного климата, ХЛ – для холодного климата, Т – для тропического климата, О – общеклиматическое, М – морское;

11 – категория размещения: 1, 2, 3, 4, 5.

Пример условного обозначения электродвигателя:

АИР 100S4 – трехфазный асинхронный обдуваемый электродвигатель с короткозамкнутым ротором, унифицированной серии, закрытого обдуваемого исполнения; увязка мощности с установочным размером по РС 3031 – 71; расстояние от оси вала до опорной поверхности лап 100 мм; установочный размер по длине станины S (короткая станина), число полюсов 4.

Способ монтажа всех двигателей серий 4А и АИ обозначают соответствующей маркировкой, указывая в скобках маркировку двигателей при наличии двух выходных концов вала:

IM 1081 (IM 1082) – на лапах с двумя подшипниковыми щитами;

IM 2081 (IM 2082) – на лапах с фланцем на подшипниковом щите со стороны свободного конца вала;

IM 3081 (IM 3082) – без лап с фланцем на подшипниковом щите со стороны свободного конца вала.

Электродвигатели характеризуются номинальной мощностью P (Вт), при которой они могут работать длительное время, не нагреваясь свыше допустимой температуры и номинальной частотой вращения ротора n (мин⁻¹).

Основные технические данные серии АИР, их размеры (присоединительные, установочные, габаритные) и масса указаны в приложениях 2, 3.

4.2. Выбор электродвигателя для привода машин

Главными параметрами электродвигателя привода машин наряду с условиями эксплуатации (характер нагрузки, температура и влажность окружающей среды и др.) являются требуемая (расчетная) мощность P' (Вт) электродвигателя и частота вращения выходного приводного вала машины n_n (мин⁻¹).

Тип двигателя выбирают с учетом назначения механизма, для которого проектируют привод, режима и условия работы привода, габаритных размеров и массы. Выше, в разделе 4.1 подробно рассмотрены и показаны перспективные электродвигатели переменного тока общепромышленного назначения серии АИР. С учетом существенных достоинств данных двигателей перед другими, при выполнении курсовых проектов по деталям машин сделаем окончательный выбор в их пользу.

В курсовых проектах по деталям машин в основном разрабатывают приводы к машинам непрерывного действия, для которых характерна постоянная или незначительно изменяющаяся нагрузка. Выбранный для такого привода электродвигатель не требуется проверять на нагрев, так как в данном режиме он может длительное время работать не перегреваясь. Исходными данными для расчета привода, а, следовательно, и подбора двигателя чаще

всего служат номинальный вращающий момент на выходном валу T_{II} (Н·м) и частота вращения n_n (мин⁻¹) или угловая скорость ω_n (с⁻¹) этого вала.

Требуемую (расчетную) мощность электродвигателя привода (Вт) определяют по формуле:

$$P' = T_{II} \omega_n / \eta_{np} . \quad (19)$$

Угловая скорость выходного приводного вала

$$\omega_n = \pi n_n / 30 . \quad (20)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) в нашем случае, при последовательном соединении элементов привода, определяют произведением частных КПД его элементов, т.е. последовательно включенных передач $\eta_{1-2} \cdot \eta_{3-4}$ и т.д., подшипников их валов η_n и муфт η_m (табл. 6), т. е.

$$\eta_{np} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{3-4} \cdot \dots \cdot \eta_{i-1-i} \cdot \eta_{nm} \cdot \eta_m , \quad (21)$$

где m – число пар подшипников.

Таблица 6

КПД передач, подшипников и муфт

Типы и элементы передач	Средние значения к.п.д η передач	
	расположенных в масляной ванне	открытых
Цилиндрическая зубчатая передача	0,96 ... 0,98	0,94
Червячная передача с цилиндрическим червяком при числе заходов винтовой линии червяка:		
1	0,7	0,5
2	0,75	0,6
3; 4	0,8...0,9	–
Цепная передача	0,95...0,97	0,9
(роликовая или с зубчатой цепью)	0,9...0,95	0,7...0,85
Фрикционная передача	–	0,94 ... 0,97
Ременная передача	–	0,98
(плоско - или клиноременная)	–	
Соединительные муфты (упругие, компенсирующие, комбинированные)	0,99	–
Подшипники качения (одна пара)		

Номинальная мощность выбираемого двигателя $P_{эл}$ должна удовлетворять условию $P_{эл} \geq P'$. Выполнение данного условия обеспечивается способностью асинхронных двигателей, самых распространенных в промышленности, выдерживать длительные перегрузки не выше 5...10%.

Кратковременные перегрузки для них допустимы: на 25 % в течение 30 мин, на 50 % в течение 3 мин, на 100 % в течение 30 с.

Из приложения 2 видно, что электродвигатели с одинаковой номинальной мощностью имеют разные частоты вращения роторов: это объясняется особенностью их конструкции, а именно, различным количеством полюсов. Промышленность выпускает двигатели преимущественно с числом полюсов 2, 4, 6, 8, чему соответствуют синхронные частоты вращения ($n_{\text{синхр}}$) 3000, 1500, 1000, 750 мин⁻¹. Чем больше пар полюсов, тем меньше частота вращения вала двигателя и больше его размеры, масса и стоимость. В то же время применение высокооборотных двигателей приводит к увеличению передаточного отношения, а, следовательно, и стоимости передачи. Поэтому на практике рассматривают несколько вариантов и на основе серьезного анализа осуществляют обоснованный выбор наиболее рационального решения, в более полной мере удовлетворяющем конкретным условиям.

При проектировании привода технологических, транспортных и других типов машин предпочтение отдают двигателям с синхронной частотой вращения ротора 1500 мин⁻¹. Электродвигатели с частотой вращения вала ротора 1000 и 750 мин⁻¹ следует применять при непосредственном соединении с исполнительными механизмами или когда выбор электродвигателя с частотой 1500 мин⁻¹ не оправдан по технологическим или конструктивным соображениям.

При частоте вращения входного вала исполнительного механизма 750 мин⁻¹ экономически целесообразно применять высокооборотные двигатели с редуктором или мотор–редукторы. При кинематическом расчете привода надо использовать асинхронную частоту вращения вала ротора $n_{\text{асинхр}}$, которая на 2...8 % меньше синхронной. Это различие вызвано наличием скольжения, которое зависит от загрузки двигателя. Значения асинхронной частоты вращения ротора даны в приложении 2.

4.3. Общее передаточное число привода.

Рекомендации по выбору типа передач. Передаточное число (передаточное отношение) является одной из основных кинематических характеристик передачи, именно оно влияет на выбор ее типа и число ступеней (ее сложность).

Общее передаточное число привода машины

$$u_{пр} = n_{асинхр} / n_{вых} . \quad (22)$$

При большом общем передаточном числе привода его целесообразно реализовывать посредством нескольких передач. Общее передаточное число при последовательном соединении элементов привода машины находим как произведение частных передаточных чисел каждого его элемента (передачи, ступени):

$$u_{пр} = u_{1-2} \cdot u_{3-4} \cdot \dots \cdot u_{i-1-i} . \quad (23)$$

В приводах общепромышленного назначения широко используют ременные, цепные, зубчатые и червячные передачи (плоские и пространственные, одно– и многоступенчатые, комбинированные и др.). Каждую передачу выбирают в зависимости от предъявляемых к ней требований, передаточного числа, передаваемой мощности и предполагаемого относительного расположения сборочных единиц, т.е. согласно схеме компоновки привода.

При выборе типа передач для привода следует учесть, что, например, передачи с гибкой связью (фрикционные, ременные и цепные) нецелесообразно применять если межосевое расстояние не определяется условиями компоновки. Габаритные размеры таких передач больше, чем у зубчатых, а передаточное число не превышает 4. Кроме того, применение ременных передач целесообразно в случаях, когда нельзя обеспечить точное расположение валов ведущего и ведомого шкивов, а также применение ременных передач дает возможность существенно повысить долговечность и ресурс привода за счет демпфирования в нем колебаний при ударных нагрузках. Замена зубчатых передач цепными эффективна, если от одного ведущего вала надо привести в

движение несколько параллельно расположенных валов, находящихся на значительных расстояниях, что имеет место, например, во многих сельскохозяйственных машинах.

По сравнению с зубчатыми передачами у червячных отмечены недостатки: низкий КПД, более высокая стоимость, значительные эксплуатационные расходы. Потери на трение в червячных и глобоидных передачах в 3 ... 4 раза превышают потери в заменяющих их двухступенчатых зубчатых передачах. Поэтому червячные передачи применяют, когда это необходимо по условиям компоновки, при повышенных требованиях к плавности и бесшумности, а также использовании эффекта самоторможения.

Наибольшей компактностью обладают планетарные и волновые передачи. Однако планетарные передачи требуют не только высокой точности изготовления отдельных деталей, но и высокой точности сборки, что безусловно увеличивает их стоимость. К недостаткам волновых передач следует отнести невысокий ресурс вследствие применения упругого зубчатого колеса. Данная причина ограничила область применения волновых передач в технике – они оправдывают себя в основном как высокоточные устройства в приборостроении, где внешние нагрузки незначительны; их КПД сравнительно не высок (0,8 ... 0,9).

4.4. Рекомендации по выбору рациональных значений передаточных чисел передач привода

Разбивку передаточного числа привода по ступеням с учетом их кинематических возможностей выполняют согласно табл. 7.

Значения передаточных чисел зубчатых передач согласно ГОСТ 2185 – 66 надо выбирать из следующих рядов:

1-ряд 1,00 1,25 1,6 2,00 2,5 3,15 4,0 5,0 6,3

2-ряд 1,12 1,40 1,8 2,24 2,8 3,55 4,5 5,6 7,1

Значения передаточных чисел червячных передач согласно ГОСТ 2144 – 76 выбирают из следующих рядов :

1-ряд 8 10 12,5 16 20 25 31,5 40 50 63 80

2-ряд 9 11,2 14 18 22,4 28 35,5 45 56 71

При выборе передаточных чисел зубчатых и червячных передач следует иметь в виду, что значения первого ряда предпочтительны.

Таблица 7

К выбору рекомендуемого передаточного отношения

Тип передачи	Средние значения	Наибольшее значение	Тип передачи	Средние значения	Наибольшее значение
Зубчатая передача редуктора:			Червячная:		
			редуктора	8...40	90
а) цилиндрическими колесами:			открытая	15...60	100
			Цепная	3...4	8
			Ременная:		
прямозубыми	3...4	12,5	плоскоремennая открытая	2...4	10
косозубыми	3...5	12,5			
шевронными	4...6	12,5			
б) коническими колесами	2...3	6	Плоскоремennая с натяжным роликом	3...5	15
Открытая зубчатая передача цилиндрическим и колесами	4...6	20			

От распределения общего передаточного числа по ступеням в значительной степени зависят масса, габаритные размеры и условия смазывания редуктора. В таких случаях следует воспользоваться рекомендуемыми значениями передаточных отношений в зависимости от числа ступеней (табл. 8):

Таблица 8

Рекомендуемые передаточные отношения в зависимости от числа ступеней редуктора

Редуктор	Редукторы		
	одноступенчатые	двухступенчатые	трехступенчатые
Цилиндрический	$(1,6 - 8) / (2 - 6,3)$	$(7,1 - 50) / (8 - 40)$	$(25 - 250) / (31,5 - 180)$
Планетарный	$(3,15 - 12,5) / (4 - 10)$	$(10 - 125) / (16 - 100)$	$(63 - 1000) / (80 - 500)$
Волновой	$(63 - 400) / (80 - 315)$	–	–
Конический	$(1 - 6,3) / (1 - 5)$	–	–
Коническо - цилиндрический	–	$(6,3 - 40) / (6,3 - 31,5)$	$(20 - 200) / (25 - 140)$
Червячный	$(8 - 80) / (8 - 63)$	$(63 - 4000) / (63 - 2500)$	–
Червячно-цилиндрический	–	$(25 - 400) / (40 - 250)$	$(200 - 2000) / (250 - 1250)$
Цилиндр.- червячный	–	$(16 - 200) / (16 - 160)$	–

Примечание. В числителе приведен полный диапазон применяемых передаточных отношений, в знаменателе – рекомендуемый.

Далее на примерах двухступенчатых редукторов горизонтального вида, как наиболее распространенных в технике (рис. 25, а, б, в), излагаются рекомендации по выбору рациональных соотношений передаточных чисел для различных редукторов с учетом предъявляемых к ним требований.

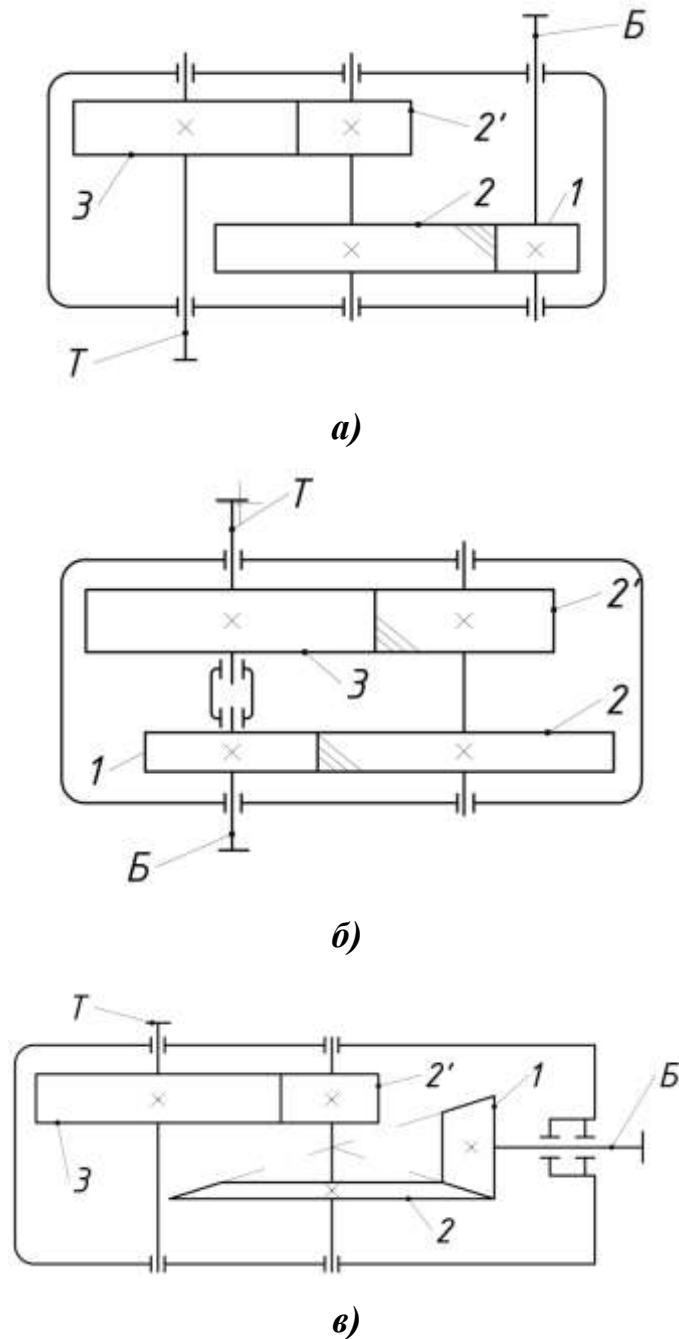


Рис. 25. Кинематические схемы двухступенчатых редукторов:
 а – цилиндрического, выполненного по развернутой схеме; б – то же, соосного;
 в – коническо-цилиндрического; Т – тихоходный вал; Б – быстроходный вал.

В двухступенчатых горизонтальных цилиндрических редукторах, выполненных по развернутой схеме (рис. 25, а) их основные оптимальные

показатели при смазывании зубчатых колес окунанием в масляную ванну получаются в результате разбивки общего передаточного числа согласно зависимости

$$u_{\delta} \approx \sqrt[3]{u_p^2} \quad \text{при} \quad d_{w2} \approx d_{w3}, \quad (24)$$

где u_{δ} – передаточное число быстроходной ступени; u_p – общее передаточное число редуктора; d_{w2} , d_{w3} – начальные диаметры колес соответственно быстроходной и тихоходной ступеней, мм.

Эта формула справедлива при сравнительно небольших передаточных числах ($u_p \leq 20$). При $u_p > 20$ диаметр шестерни быстроходной ступени так мал, что не выполняется условие $z_{min} \geq 17$. Увеличение диаметра шестерни приводит к увеличению длины редуктора при минимальной его высоте.

Для получения оптимальных показателей при $u_p > 20$ целесообразнее применять зависимость

$$u_{\delta} = (1,2 \dots 1,25) \sqrt{u_p}. \quad (25)$$

Эту же зависимость рекомендуется применять в случаях повышенных требований к условиям смазывания, когда $d_{w3} > d_{w2}$, т. е. быстроходная ступень погружена в масляную ванну на меньшую глубину. Это уменьшает потери мощности на барботаж.

В типовых зубчатых редукторах, выполненных по развернутой схеме, рекомендуется следующее распределение общего передаточного числа между ступенями:

u_p	7,97	8,875	10	12,6	12,6	14,175	15,75	15,975
u_{δ}	3,55	3,55	4	4	4,5	4,5	5	4,5
u_m	2,24	2,5	2,5	3,15	2,8	3,15	3,15	3,55

продолжение

u_p	17,75	19,88	20	22,365	22,0	25,2	28,35
u_m	3,55	3,55	4	3,55	4	4	4,5
u_{δ}	5	5,6	5	6,3	5,5	6,3	6,3

В *соосных* редукторах (рис. 25, б) при разбивке передаточного числа

обычно используют зависимость

$$u_{\delta} \geq \sqrt{u_p}. \quad (26)$$

Важно отметить, что чем больше значение передаточных чисел, тем лучше условия смазывания. Увеличение разницы между u_{δ} и u_p приводит к росту нагрузки быстроходной ступени.

В типовых соосных цилиндрических двухступенчатых зубчатых редукторах предлагается такое распределение общего передаточного числа между ступенями:

u_p	8,82	11,18	14,2	18	20
u_{δ}	3,15	3,55	4	4,5	5
u_m	2,8	3,15	3,55	4	4

В коническо–цилиндрических редукторах (рис. 25, в) при разбивке передаточного числа используют следующие зависимости:

$$u_{\delta} = (0,22 \dots 0,28) u_p, \quad (27)$$

или

$$u_{\delta} = (0,9 \dots 0,95) \sqrt{u_p}. \quad (28)$$

Меньшие значения из полученных пределов следует брать для больших значений u_p . В типовых коническо–цилиндрических редукторах рекомендуется следующее распределение общего передаточного числа между ступенями:

u_p	8	8,875	8,96	9	10	10,08
u_{δ}	2	2,5	2,24	2	2,5	2,24
u_m	4	3,55	4	4,5	4	4,5

продолжение

u_p	11,2	11,25	12,6	12,6	14,175	15,975
u_{δ}	2,8	2,5	2,8	3,15	3,15	3,55
u_m	4	4,5	4,5	4,0	4,5	4,5

Зубчато–червячные редукторы (рис. 26, а) применяют при передаточных числах $u_{max} = 150$ ($u_{средн} = 80 \dots 100$). Из условия оптимальной компоновки редукторов передаточное число цилиндрической зубчатой передачи $u_{цил}$ рекомендуется принимать в пределах $2 \dots 2,5$.

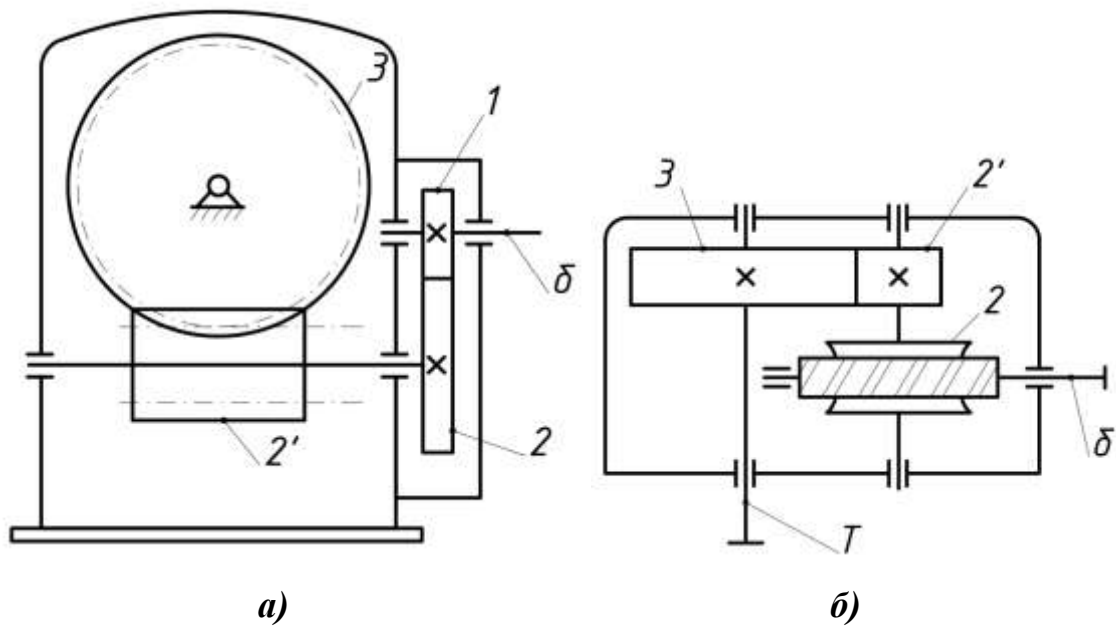


Рис. 26. Кинематические схемы зубчато-червячных (а) и червячно-зубчатых (б) редукторов.

Червячно-зубчатые редукторы (рис. 26, б) применяют при передаточных числах $u_{max} \leq 250$ (обычно $u_{средн} = 50...130$). При этом передаточное число тихоходной цилиндрической ступени $u_{цил} \leq 4$.

В двухступенчатых червячных редукторах при общих передаточных числах $u_p \leq 2500$ распределение общего передаточного числа по ступеням приблизительно одинаковое:

$$u_{\delta} = u_m = \sqrt{u_p} . \quad (29)$$

Для планетарных редукторов Джемса с одинарными сателлитами (рис. 27, а) передаточное число выбирают в пределах 3...6, рассчитывая по формуле

$$u_p = 1 + z_3 / z_1 , \quad (30)$$

где z_1, z_3 – число зубьев центральных колес (подвижного 1 и неподвижного 3).

Рекомендуемые значения чисел зубьев колес следующие:

u_p	4,5	4,75	5	6
z_1	24	24	24	18
z_3	84	90	96	90

Затем числа зубьев колес уточняют по условиям соосности, сборки и соседства.

В планетарных редукторах Давида со сдвоенными сателлитами (рис.

27, б) для получения оптимального соотношения размеров рекомендуется принимать $u_6 > u_m$, причем $u_m \leq 4$.

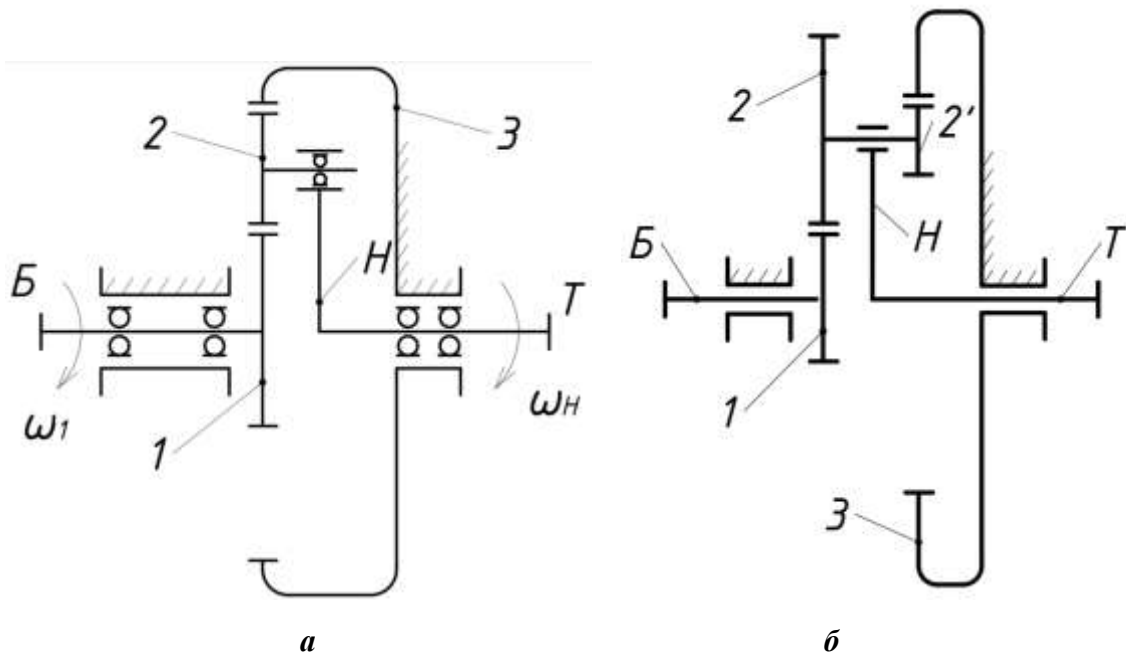


Рис. 27. Кинематические схемы планетарных редукторов:

а – планетарного редуктора Джемса:

1 – центральная (солнечная) подвижная шестерня; 2 – сателлит; 3 – центральное (солнечное) неподвижное колесо; Н – водило; ω_1 , ω_H – угловые скорости, соответственно солнечной шестерни и водила.

б – планетарного редуктора Давида со сдвоенными сателлитами:

1 – центральная (солнечная) подвижная шестерня; (2–2') – блок сателлитов; 3 – неподвижное центральное (солнечное) колесо; Н – водило.

Общее передаточное число выбирают из диапазона 7...16 или рассчитывают по формуле

$$U_p = 1 + (z_2 \cdot z'_2) / (z_1 \cdot z_3), \quad (31)$$

где z_1 , z_2 , и z'_2 , z_3 – числа зубьев колес соответственно быстроходной и тихоходной ступеней.

В планетарных редукторах со сдвоенными сателлитами рекомендуемые значения чисел зубьев следующие:

u_p	7,37	8,16	9	9,86	9,88	11	12	13,44
z_1	21	21	21	21	21	18	18	18
z_2	36	39	42	48	45	48	48	48
z'_2	21	21	21	24	21	24	21	18
z_3	78	81	84	93	87	90	87	84

4.5. Определение кинематических и силовых параметров привода

Поставленную задачу решим применительно к приводу, состоящему из ременной передачи и двухступенчатого цилиндрического редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью (сокращенно РБХ). Кинематическая схема привода представлена на рис. 28.

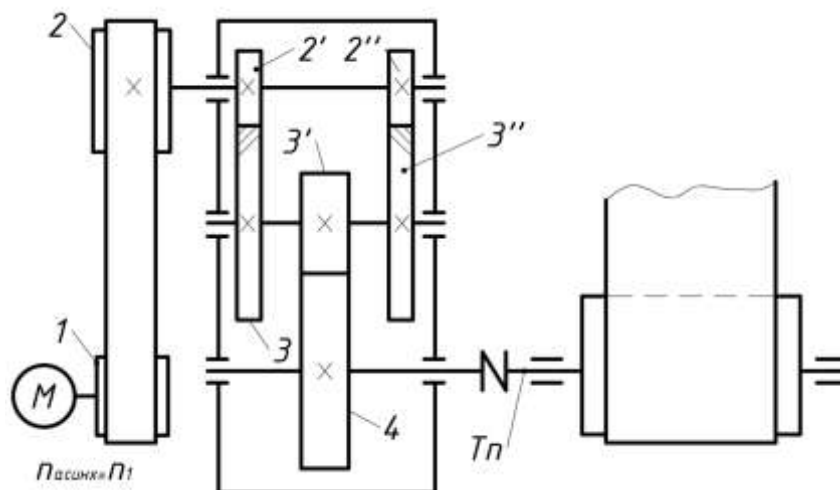


Рис. 28. Кинематическая схема привода (ременная передача и двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью):

1, 2 – соответственно ведущий и ведомый шкивы ременной передачи; 2' и 2'' – шестерни быстроходной ступени; 3 и 3'' – колеса быстроходной ступени; 3' и 4 – соответственно шестерня и колесо тихоходной ступени; М – электродвигатель.

Кинематические параметры – частоты вращения n , [об⁻¹] или угловые скорости ω , [с⁻¹] деталей передач привода.

Силовые параметры – вращающие моменты T , [Н · м] на всех элементах привода. Знание названных величин необходимо для выполнения основных расчетов по проектированию привода согласно заданию на курсовой проект (работу).

Кинематический расчет начинаем с рассмотрения электродвигателя, вала его ротора, далее последовательно идем в направлении приводного вала машины по кинематической схеме привода, устанавливая поэлементно величину кинематического параметра.

Очевидно, частота вращения ведущего шкива 1 ременной передачи n_1 равна асинхронной частоте вращения ротора электродвигателя, т.е. $n_1 = n_{асинхр}$,

а ведомого шкива 2 без учета упругого скольжения в ременной передаче $n_2 = n_1 / u_{1-2}$.

Шестерни 2' и 2'' находятся на одном валу с ведомым шкивом и, следовательно, будут вращаться с той же частотой, что и шкив 2, т. е. $n_2 = n_{2'} = n_{2''}$.

Частоты вращения зубчатых колес 3 и 3'' и шестерни 3' одинаковы: $n_3 = n_{3'} = n_{3''}$, и определяются так: $n_3 = n_{2'} / u_{2'-3} = n_{2''} / u_{2''}$, тогда $n_4 = n_{3'} / u_{3'-4}$.

Угловые скорости ω_i любого i – го элемента привода находим по зависимости:

$$\omega_i = \pi n_i / 30 . \quad (32)$$

Определяем в процессе силового расчета вращающие моменты на всех элементах привода, причем, в отличие от кинематического, силовой расчет целесообразно проводить исходя из нагрузки на выходном валу привода машины.

Вращающий момент на зубчатом колесе 4, установленном на выходном валу редуктора, будет отличаться от момента T_{II} на выходном приводном валу машины на величину потерь в муфте и подшипниках, т.е.

$$T_4 = T_{II} / (\eta_m \eta_n) ,$$

где η_m , η_n – КПД, соответственно, муфты и подшипников.

Вращающий момент на шестерне 3'

$$T_{3'} = T_4 / (u_{3'-4} \eta_{3'-4}) .$$

Работая с редукторами, построенными по схемам с «раздвоенной» быстроходной (как в нашем примере) – РБХ или с «раздвоенной» тихоходной (РТХ) ступенями, необходимо обратить внимание на то, что они являются двухпоточными и в них вращающий момент $T_{3'}$ «раздваивается». С учетом потерь в подшипниках $T_{3'} = T_{3''} = T_3 / (2\eta_n)$. В передачах 2' – 3 и 2'' – 3'' происходит одновременное преобразование двух потоков моментов с учетом потерь только в одной из пар зацепления. Это объясняется тем, что потери в параллельно включенных нескольких механизмах с равными КПД эквивалентны потерям в одном механизме. Следовательно:

$$T_{2'} = T_{2''} = T_3 / (u_{2'-3} \eta_{2'-3}) = T_{3''} / (u_{2''-3''} \eta_{2''-3''}) .$$

Вращающий момент на ведомом шкиве 2 равен сумме моментов $T_{2'} + T_{2''}$ с учетом потерь в подшипниках:

$$T_2 = (T_{2'} + T_{2''}) / \eta_n = 2 T_{2'} / \eta_n = 2 T_{2''} / \eta_n .$$

Вращающий момент на ведущем шкиве

$$T_1 = T_2 / (u_{1-2} \eta_{1-2}) .$$

Очевидно, что $T_1 \approx T'$, т. е. вращающий момент на ведущем шкиве равен требуемому вращающему моменту двигателя, который можно определить по формуле:

$$T' = P' / \omega .$$

Полученные значения вращающих моментов и частот вращения всех элементов привода используют при прочностном расчете передач.

4.6. Пример выбора электродвигателя, кинематического и силового расчета привода

Выбрать электродвигатель и выполнить кинематический и силовой расчет привода ленточного конвейера, вращающий момент которого на выходном приводном валу $T_{II} = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частота вращения $n_n = 50 \text{ мин}^{-1}$.

Рассчитываемый привод включает в себя коническо–цилиндрический редуктор с раздвоенной тихоходной ступенью (РТХ), т. е. – двухпоточный, и цепную передачу (рис. 29).

Решение задачи осуществляем в следующей последовательности.

1. Выбор электродвигателя (см. рекомендации п. 4.2).

По формуле (19) определяем требуемую мощность электродвигателя

$$P' = \frac{T_{II} \omega_{II}}{\eta_{пр}} = \frac{1000 \cdot 5,23}{0,8} = 6538 \text{ Вт}$$

где ω_{II} – угловая скорость приводного вала конвейера [см. формулу (20)]:

$$\omega_{II} = \pi \cdot \frac{n_{II}}{30} = 3,14 \cdot \frac{50}{30} = 5,23 \text{ с}^{-1} .$$

$\eta_{пр}$ – общий КПД [см. формулу (21)], учитывающий потери (см. табл. 6) в зацеплении конической (η_{1-2}), в двух цилиндрических ($\eta_{2''-3}$) и ($\eta_{2'-3'}$), цепной (η_{4-5}) передачах, а также в подшипниках (η_n) и муфте (η_m):

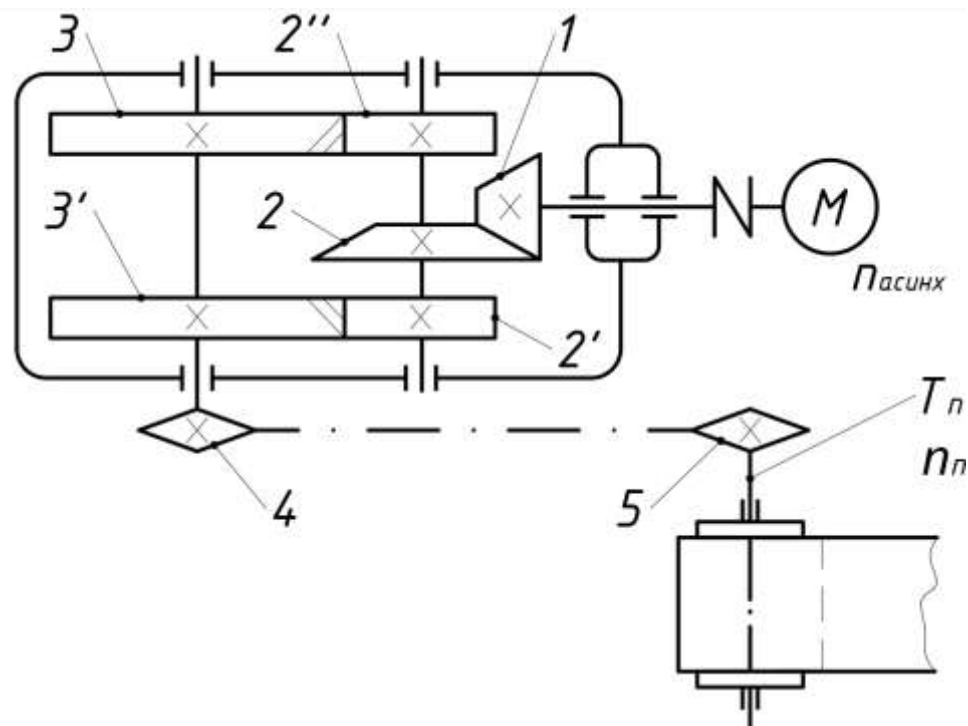


Рис. 29. Кинематическая схема привода к ленточному конвейеру:
 1, 2 – соответственно конические шестерни и колесо; 2', 2'' – шестерни цилиндрической передачи; 3, 3' – цилиндрические колеса; 4, 5 – звездочки цепной передачи; М – электродвигатель.

Из существующих типов двигателей предпочтительны двигатели серии АИР. При требуемой мощности $P' \approx 6,5$ кВт из табл. 2 приложения выписываем подходящие по мощности электродвигатели:

АИР112М2 – $P = 7,5$ кВт; $n = 2850$ мин⁻¹; тогда $u_{np} = n_{асинх}/n_n = 2850/50 = 57$;

АИР132S4 – $P = 7,5$ кВт; $n = 1440$ мин⁻¹; тогда $u_{np} = n_{асинх}/n_n = 1440/50 = 28,8$;

АИР 132М6 $P = 7,5$ кВт ; $n = 960$ мин⁻¹; тогда $u_{np} = n_{асинх}/n_n = 960 / 50 = 19,2$.

Первое «57» и третье «19,2» значения передаточных чисел близки к предельным для данной схемы привода:

$$u_{np \max} = u_{ред \max} \cdot u_{4-5 \max} = 20 \cdot 3 = 60;$$

$$u_{np \min} = u_{ред \min} \cdot u_{4-5 \min} = 8 \cdot 2 = 16.$$

Поэтому выбираем электродвигатель АИР132S4, при установке которого в приводе получаем передаточное число редуктора $u_{ред} = 28,8$ (примерно середина установленного диапазона 16...60).

2. Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням.

Во избежание получения относительно большого диаметра ведомой звездочки 5 цепной передачи предварительно принимаем передаточное число этой передачи $u'_{4-5} = 2 \dots 2,5$. Тогда передаточное число редуктора $u'_{ред} = u_{ред} / u'_{4-5} = 28,8 / (2 \dots 2,5) = 14,4 \dots 11,52$.

Окончательно, с учетом рекомендаций п. 4.5, принимаем передаточное число редуктора $u_{ред (1-3')} = 12,6$. Но поскольку тихоходная ступень двухпоточная, то ее передаточное число $u_m = u_{2''-3} = u_{2'-3'} = 4,5$; передаточное отношение быстроходной ступени $u_6 = u_{1-2} = u_{ред} / u_m = 12,6 / 4,5 = 2,8$. Тогда передаточное число цепной передачи $u_{4-5} = u_{np} / u_{ред} = 28,8 / 12,6 = 2,286 \approx 2,3$.

3. Определение частоты вращения всех элементов привода:

$$n_1 = n_{дв} = 1440 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = n_1 / u_{1-2} = 1440 / 2,8 = 514 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = n_{2'} = n_{2''} = 514 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = n_{3'} = n_4 = n_{2''} / u_{2''-3} = 514 / 4,5 = 114 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_5 = n_4 / u_{4-5} = 114 / 2,3 \approx 50 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{II} = n_5 = 50 \text{ мин}^{-1}.$$

4. Расчет вращающих моментов на всех элементах привода:

$$T_{II} = T_5 = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_4 = T_5 / (u_{4-5} \cdot \eta_{4-5}) = 1000 / (2,3 \cdot 0,9) \approx 483 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{3'} = T_3 = T_4 / (2 \cdot \eta_n) = 483 / (2,3 \cdot 0,99) \approx 244 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{2'} = T_{2''} = T_{3'} / (u_{2'-3'} \cdot \eta_{2'-3'}) = 244 / (4,5 \cdot 0,97) \approx 56 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = (T_{2'} + T_{2''}) / \eta_{II} = 2 \cdot T_{2'} / \eta_{II} = 2 \cdot 56 / 0,99 \approx 113 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_1 = T_2 / (u_{1-2} \cdot \eta_{1-2}) = 113 / (2,8 \cdot 0,96) \approx 42 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T' = T_1 / (\eta_{II} \cdot \eta_M) = 42 / (0,99 \cdot 0,98) \approx 43 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Полученные результаты кинематического и силового расчета необходимы для прочностного расчета и проектирования привода машины.

5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

5.1. Общие сведения о ременных передачах

Передача состоит из трех основных элементов: двух шкивов (ведущего и ведомого) и ремня.

Ременной называется передача, осуществляемая гибкой связью (приводным ремнем) и относится ременная передача к передачам трением, т.к. нагрузка передается за счет сил трения, возникающих между ремнем и шкивами. Необходимые силы трения создают натяжением ремня, для чего используют различные натяжные устройства. Достоинством ременных передач являются возможность осуществления передачи между валами, расположенными на значительном расстоянии; плавность, безударность и бесшумность работы передачи; высокий КПД, отсутствие смазки, простота устройства и обслуживания; невысокая стоимость и способность к перегрузкам. К недостаткам передач относятся значительные габаритные размеры; непостоянство передаточного отношения (за исключением зубчатоременных) из-за проскальзывания ремня под нагрузкой; повышенные нагрузки на валы и опоры, невысокая долговечность и электризация ремня.

По форме поперечного сечения ремня различают передачи: плоскоременные (рис. 30, *а*), клиноременные (рис. 30, *б*), поликлиноременные (рис. 30, *в*), круглоременные (рис. 30, *г*), зубчатоременные (рис. 30, *д*).

Плоские ремни в поперечном сечении представляют собой прямоугольник, ширина которого значительно превосходит толщину. Используют кожаные, прорезиненные, хлопчатобумажные тканые, шерстяные тканые, пленочные, синтетические ремни и др.

Ремни для быстроходных передач изготавливают бесконечными (замкнутыми). Концы обычных ремней соединяют сшиванием, склеиванием, скреплением специальными скрепками. Места склейки ремней дополнительно вулканизируют. Быстроходные синтетические, клиновые, поликлиновые и зубчатые ремни изготавливают только бесшовными.

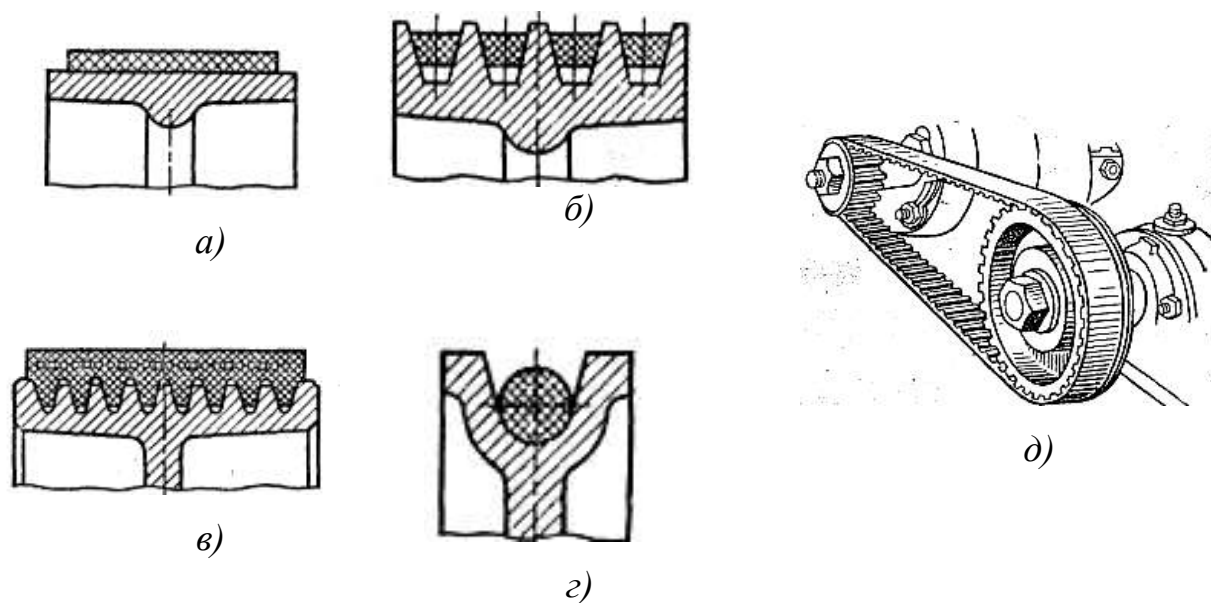


Рис. 30. Типы ременных передач: а – плоскоременная; б – клиноременная; в – поликлиноременная; г – круглоременная; д – зубчатоременная.

Круглые ремни. Круглоременные передачи с кожаными, хлопчатобумажными и капроновыми ремнями применяют в основном в приборах и бытовой технике, где нагрузки относительно невелики.

Зубчатые ремни. В зубчато–ременной передаче нагрузка передается за счет зацепления зубьев ремня со шкивами. Зубчатый ремень представляет собой ленту с зубьями на внутренней поверхности (рис. 30, д). Несущий слой ремня выполнен из стального проволочного троса или шнура из стекловолокна и эластичного связующего материала на основе неопрена или полиуретана. Для повышения износостойкости зубья ремня покрывают нейлоновой тканью. Передача обладает преимуществом перед зацеплением, т.е. высокой нагрузочной способностью, долговечностью, отсутствием скольжения, небольшими нагрузками на валы, и передач трением, а именно: плавностью, бесшумностью, отсутствием смазочного материала.

Для выбора приводных ремней в зависимости от условий работы следует воспользоваться рекомендациями табл. 9:

**Рекомендации по выбору приводного ремня в зависимости
от условий работы**

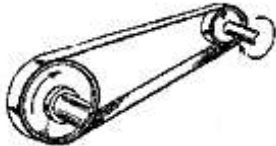




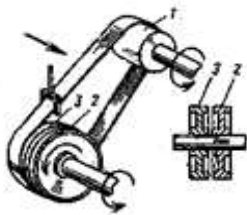
Условия работы	Виды приводных ремней			
	Прорезиненные	Кожаные	Хлопчатобумажные	Шерстяные
Передаваемая мощность	Высокая	Малая, средняя	Малая, средняя	Малая, средняя
Удельная тяговая способность	Высокая	Высокая	Средняя	Низкая
Наибольшая скорость обыкновенных ремней, м/с	15-30	40	30	20
Резкие колебания рабочей нагрузки	Не рекомендуется	Весьма пригодны	Допустимы	Весьма пригодны
Допускаемые кратковременные перегрузки	На 20-30%	На 40-50%	На 30-40%	На 40-50%
Сохраняют начальное натяжение	Хорошо	Удовлетворительно	Недостаточно удовлетворительно	Удовлетворительно
Перекрестные передачи, отводки, шкивы ступенчатые или с закраинами (ребордами)	Пригодны ремни без обкладок	Весьма пригодны ремни растительного дубления	Не пригодны	Не пригодны
Допускаемая повышенная температура	Колебания до 60°C (ремни без обкладок)	До 50°C (ремни растительного и хромораствительного дубления)	Устойчивая до 50°C	Колебания до 60°C
Повышенная влажность	Пригодны ремни с двусторонней обкладкой	Пригодны ремни хорошо прожированные, склеенные специальным водостойким клеем	Не пригодны	Пригодны
Водяной пар	Пригодны ремни с обкладками	Пригодны ремни хромового дубления	Не пригодны	Пригодны
Едкие пары, газы	Пригодны ремни с двусторонней обкладкой	Не пригодны	Не пригодны	Пригодны
Кислоты	Пригодны ремни с обкладками	Пригодны ремни хромового дубления	Не пригодны	Пригодны
Щелочи	Не пригодны		Пригодны	Не пригодны
Бензин	Не пригодны		Допустимы	Пригодны
Пыль	Пригодны ремни без обкладок		Не рекомендуются	Пригодны

5.2. Проектирование и расчет плоскоременной передачи


Варианты конструктивного исполнения плоскоременных передач в технике достаточно разнообразны (см. табл. 10):

Таблица 10

Конструктивные разновидности плоскоременных передач

Виды передач	Схема	Особенности передачи
1	2	3
Открытые		С параллельными валами, вращающимися в одну сторону
Перекрестные		в противоположные стороны
Полуперекрестные		С валами, вращающимися в одинаковом направлении: перекрещивающимися
Угловые		пересекающимися
Со ступенчатыми шкивами		Позволяет изменять частоту вращения ведомого вала при постоянной частоте вращения ведущего вала
С холостым шкивом		Содержит на ведомом валу два шкива. Шкив 2 посажен на шпонку, шкив 3 свободно вращается на валу (холостой шкив). На ведущем валу посажен широкий шкив 1, позволяющий перемещать ремень с рабочего шкива 2 на холостой шкив 3 для остановки ведомого вала

Продолжение таблицы 10

1	2	3
С натяжным роликом		Обеспечивает автоматическое натяжение ремня по мере его вытягивания

Ременный шкив состоит из обода, несущего ремень; ступицы, монтируемой на валу со шпонкой; спиц или диска, соединяющего обод со ступицей. Обод шкива плоскоременной передачи выполняют либо цилиндрическим, либо выпуклым с целью центрирования ремня в средней плоскости шкива. Так как выпуклость на ободке уменьшает долговечность ремня, то обычно лишь один из шкивов (чаще всего меньший) делают выпуклым. Типы, исполнения и основные размеры шкивов по ГОСТ 7383 – 73 даны в приложении 10, выпуклость шкива h равна: 0,3 мм для $D = 40 \div 112$ мм; 0,4 мм для $D = 125 \div 140$ мм; 0,5 мм для D , равного 180 и 160 мм; 0,6 мм для D , равного 200 и 224 мм; 0,8 мм для D , равного 250 и 280 мм; 1,0 мм для D , равного 315 и 355 мм.

Ниже приведены основные формулы для расчета плоскоременных передач, в табл. 11 – допустимые значения удельной окружной силы, в приложениях 12 – 15 приведены значения поправочных коэффициентов.

Таблица 11

Основные формулы для расчета плоскоременных передач

	
1	2
Исходные данные: назначение и режим работы передачи; тип двигателя на ведущем валу; передаваемая мощность N , кВт, частота вращения соответственно ведущего и ведомого шкивов n_1 и n_2 , об/мин.	
Диаметр ведущего (меньшего) шкива D_1 , м	$D_1 60v/\pi$; $v \approx 10 \div 25$ м/с или $D_1 = (1100 - 13003N1:n1)$ (округляется до стандартного)

Продолжение таблицы 11

1	2
Диаметр ведомого (большого) шкива D_2 , м	$D_2 = iD_1$ (округляется до стандартного)
Передаточное отношение i	$i = \frac{n_1}{n_2}$
Межосевое расстояние (минимальное) l_{min} , м	$l_{min} \geq 2(D_1 + D_2)$
Угол обхвата ведущего (меньшего) шкива α°	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{l} 60^\circ$ (должен быть $\geq 150^\circ$)
Длина ремня L , м	$L = 2l + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4l}$
Число пробегов u , с ⁻¹	$u = \frac{v}{L}$ (должен быть ≤ 3)
Ширина ремня b , мм	$b = \frac{P}{pC_0C_1C_2C_3}$ (округляется до стандартного); $P = \frac{N}{v}$
P – окружная сила, кгс; p – допустимая удельная окружная сила; C_0 – поправочный коэффициент, зависящий от вида передачи (приложение 12); C_1 – поправочный коэффициент, зависящий от угла обхвата (приложение 13); C_2 – поправочный коэффициент, зависящий от скорости (приложение 14); C_3 – поправочный коэффициент, зависящий от режима работы (приложение 15).	

5.3. Проектирование и расчет клиноременной и зубчатоременной передачи

По сравнению с плоскоремennыми клиноременные и зубчатоременные передачи имеют следующие преимущества: возможность получения больших передаточных отношений (до 7, реже до 10); относительно небольшие межосевые расстояния; увеличение тяговой способности из-за клиновидной формы ремня; более высокую надежность и компактность.

Клиновые ремни имеют трапециевидную форму поперечного сечения. Бесконечные клиновые резинотканевые приводные ремни по ГОСТ 1284 – 68 изготавливают кордтканевыми и кордшнуровыми. Первые следует применять при относительно больших диаметрах шкивов, вторые – при малых диаметрах шкивов, а также при высоких скоростях.

Ремни изготавливают семи типоразмеров; они различаются возрастающими

размерами поперечного сечения (типы О, А, Б, В, Г, Д, Е). В приложении **16** приведены размеры сечений клиновых ремней. Расчетная ширина a_p соответствует приблизительно ширине ремня по нейтральной линии. Она остается неизменной при изгибе ремня на шкиве любого диаметра. Расчетная длина ремней (длина на уровне его расчетной ширины) приведена в приложении **17**.

Шкивы клиноременной передачи обычно выполняют из серого чугуна или алюминиевых сплавов. Обод шкива имеет канавки клиновой формы (приложение **19**), в которых помещают клиновые ремни. Монолитные шкивы (приложение **18, а**) для приводных клиновых ремней сечением типов О и А выпускают по ГОСТ 20889 - 75, ГОСТ 20890 - 75, ГОСТ 20891 - 75; шкивы (приложение **18, б**) с диском и ступицей для ремней сечением типов О, А, Б, В, Г по ГОСТ 20892 - 75, ГОСТ 20893 - 75, ГОСТ 20894 - 75; шкивы со спицами и ступицей для ремней сечением типов О, А, Б, В по ГОСТ 20895 - 75, ГОСТ 20896 - 75, ГОСТ 2.0897 - 75 (приложение **18, в**).

Ниже приведены основные формулы для расчета клиноременных передач; в приложении **20** дано значение мощности, передаваемой одним ремнем; в приложениях **21** и **22** соответственно значения коэффициентов k_1 и k_2 ; в приложении **23** даны рекомендации по выбору сечения ремней.

Зубчатоременные передачи (рис. 30, **д**) сочетают преимущества плоскоременной и зубчатой передач. На рабочей поверхности ремней делают зубья, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах. Зубчатые ремни изготавливают из маслостойких искусственных материалов или маслостойкой резины и армируют стальными проволочными тросами, воспринимающими основную нагрузку, передаваемую ремнем. Для ремней, работающих в легких условиях, вместо стальных тросов применяют полиамидный корд.

Зубчатые ремни устанавливают без предварительного натяжения; они работают без скольжения и бесшумно, более компактны.

Основные формулы для расчета клиноременных передач приведены ниже, в табл.12, а зубчатоременных – в литературе [4, 5]:

Основные формулы для расчета клиноременных передач

Параметры и обозначения	Расчетные формулы и указания
Мощность, передаваемая передачей N , кВт	$N = N_0 k_1 k_2 z$, где N_0 – мощность, передаваемая одним ремнем (приложение 20); k_1 – коэффициент, зависящий от угла обхвата (приложение 21); k_2 – коэффициент, зависящий от характера нагрузки и режима работы (приложение 22); z – число ремней.
Сечение ремня	В зависимости от скорости и передаваемой мощности (приложение 23)
Диаметр ведущего (меньшего) шкива D_1 , м	По приложению (24) в соответствии с передаваемой мощностью (округляется до стандартного)
Диаметр ведомого (большого) шкива D_2 , м	$D_2 = i D_1 (1 - \varepsilon)$, где ε – коэффициент скольжения (округляется до стандартного)
Передаточное отношение i	$i = \frac{n_1}{n_2}$
Межосевое расстояние l , м	Минимальное $l_{min} = 0,55(D_1 + D_2) + h$ (h по приложению 16) максимальное $l_{max} = 2(D_1 + D_2)$
Угол обхвата α°	$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{l} 60^\circ$ (должен быть $\geq 150^\circ$)
Длина ремня L , м	$L = 2l + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4l}$
Число ремней z	$z = \frac{N}{N_0 k_1 k_2}$ (округляется до целого)

5.4. Проектирование и расчет цепной передачи

Цепной называется передача, состоящая из двух колес-звездочек, соединенных с цепью. Вращение ведущей звездочки преобразуется во вращение ведомой благодаря сцеплению цепи с зубьями звездочек (рис. 31). Достоинствами цепных передач по сравнению с ременными является отсутствие проскальзывания; компактность (занимают значительно меньше места по ширине); меньше нагрузки на валы и подшипники; постоянство передаточного отношения; недостатки: удлинение цепи вследствие износа ее шарниров и растяжения пластин; цепь состоит из отдельных звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многограннику, что вызывает шум и дополнительные динамические нагрузки; затруднен подвод

смазки к шарнирам цепи, что сокращает срок службы передачи.

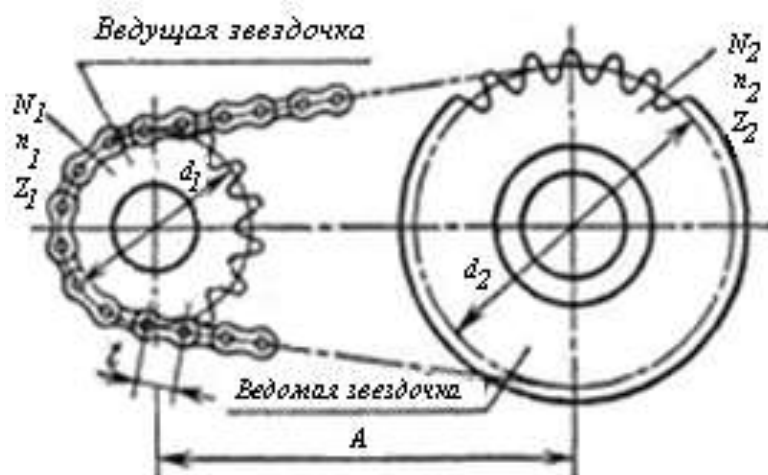


Рис. 31. Схема цепной передачи.

Цепные передачи применяют при сравнительно больших межосевых расстояниях, когда зубчатые передачи невозможно использовать из-за их громоздкости, а ременные передачи – в связи с требованиями компактности или постоянства передаточного отношения.

Приводные цепи по конструкции различают; роликовые, втулочные, зубчатые и фасоннозвенные.

По ГОСТ 13568 – 75 выпускаются однорядные роликовые цепи типа ПРЛ, ПР и двухрядные типа ПР (приложение 25), а также трехрядные и четырехрядные типа ПП. По ГОСТ 13568 – 75 поставляются втулочные цепи однорядные и двухрядные типа ПВ (приложение 26).

Тяговые пластинчатые цепи (втулочные и роликовые) выпускают по ГОСТ 588 – 74; СТ СЭВ 1011 – 78 распространяется на тяговые пластинчатые втулочные, роликовые и катковые цепи (катковые с гладкими катками с подшипниками скольжения и катковые с ребрами на катках с подшипниками скольжения), применяемые в подъемно-транспортных машинах и других механизмах.

Приводные зубчатые цепи (рис. 32) выпускают по ГОСТ 13552 - 68. Последние работают более плавно, с меньшим шумом, обеспечивают высокую кинематическую точность передачи за счет равномерного изменения шага в

процессе работы, обладают повышенной надежностью вследствие отсутствия роликов и втулок.

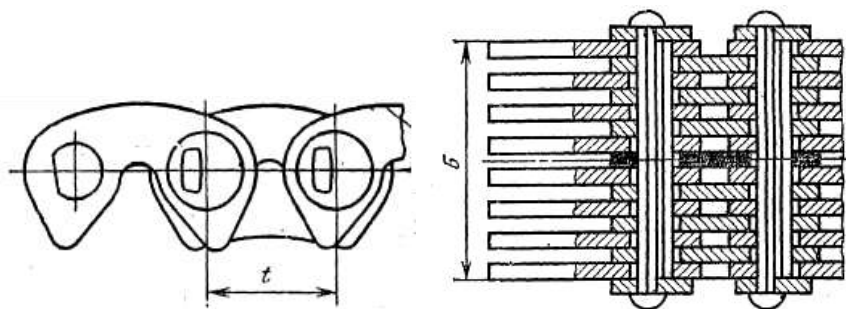


Рис. 32. Зубчатая цепь.

Звездочки приводных роликовых и втулочных цепей выполняют по ГОСТ 591–69, звездочки для пластинчатых цепей – по ГОСТ 592–75, звездочки для зубчатых цепей – по ГОСТ 13576–68.

Ниже даны основные формулы для расчета роликовых втулочных цепных передач (табл. 13):

Таблица 13

Формулы к расчету роликовых втулочных цепных передач

Параметры и обозначения	Расчетные формулы и указания
1	2
Передаточное отношение i	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ <p>где n_1 и z_1 — частота вращения и число зубьев ведущей (меньшей) звездочки; n_2 и z_2 — частота вращения и число зубьев ведомой (большей) звездочки (i должно быть ≤ 7)</p>
Число зубьев звездочек z_1 и z_2	Для цепей с шагом до 25,4 мм число зубьев выбирают из ряда 9, 10, 11, 12, (13), 14, (15), 16, (17), 18, (19), 20, (22), 25, (28), 32, (36), 40, (45), 50, (56), 63, (71), 80. Следует отдавать предпочтение числам без скобок
Частота вращения звездочки n_1 и n_2 , об/мин	Для ведомой звездочки $n_2 = n_1 \times i$
Шаг цепи t , мм	Выбирают в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки или пользуясь зависимостью $t = \frac{A}{30 \div 50}$ <p>где A - межосевое расстояние, мм</p>
Скорость цепи (средняя) v , м/с.	$v = \frac{znt}{60 \div 1000}$ <p>Обычно $v \leq 15 - 18$ м/с</p>
Дополнительный диаметр звездочки d_d , мм	$d_d = \frac{t}{\sin \pi/2}$
Диаметр окружности выступов звездочки D_e , мм	$D_e = t(0,5 + ctg \frac{\pi}{2})$

<i>I</i>	<i>2</i>
Межосевое расстояние $A_{min, max}$ (минимальное и максимальное)	Минимальное при $i \leq 4$ $A_{min} = 1,2 \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} + (30 \div 50) \text{ мм}$ максимальное $A_{max} \approx 80t$
Число звеньев цепи m (при предварительно выбранном межосевом расстоянии A)	$m = \frac{2A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 + z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A}$
Уточненное расчетное межосевое расстояние A , мм мм	$A = \frac{t}{4} \left[m - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(m - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 + z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$
Длина цепи L , мм	$L = mt$

6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

6.1. Общие сведения о передачах жесткой связью и редукторах

Основные характеристики передач с жесткой связью: мощность P_1 на входе и P_2 на выходе, Вт; частота вращения n_1 на входе и n_2 об/мин, на выходе; угловые скорости ω_1 и ω_2 с⁻¹. Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета редуктора.

Кроме основных различают производные характеристики:

– коэффициент полезного действия (КПД):

$$\eta = P_2/P_1 \quad (33)$$

где P_2 и P_1 – соответственно мощности на выходном и входном валах;

– передаточное отношение (определяется в направлении потока мощности от входного звена 1 к выходному звену 2):

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (34)$$

Производные характеристики часто используют взамен основных.

Например, передачу можно определить с помощью P_1 , n_1 , u_1 , η_1 .

При $u > 1$ – передача понижающая, или редуктор, при $u < 1$ – передача повышающая, или мультипликатор.

При расчете передач часто используют выражение вращающего момента T , Н·м, через мощность P , Вт, и угловую скорость ω , с⁻¹:

$$T = P/\omega, \quad (35)$$

где $\omega = \pi n/30$ с⁻¹.

Наибольшее распространение имеют редукторы цилиндрические благодаря их высокому КПД, большому диапазону скоростей и нагрузок, долговечности и простоте. При малых передаточных числах (не более 8... 10, обычно до 6,3) применяют одноступенчатые редукторы. При передаточных числах (8... 40) применяют получившие наибольшее распространение двухступенчатые редукторы (табл. 8).

Многоступенчатые редукторы (три и более ступеней) применяют при больших передаточных числах; в последнее время появилась тенденция замены

их более компактными планетарными редукторами. Редукторы могут быть общего или специального назначения. Редукторы специального назначения допускается выполнять с нестандартными параметрами: межосевыми расстояниями, передаточными числами и т.д. Однако нестандартные модули принимать нельзя.

Минимальное число зубьев шестерен (меньших колес) обычно ограничивается условием отсутствия подрезания профиля ножки зуба у неисправленных (некорректированных) колес и должно приниматься не менее 17. Для некорректированных передач для ограничения номенклатуры корпусов редукторов межосевые расстояния выбирают из стандартных рядов.

Прямозубые колеса применяют преимущественно при небольших и средних окружных скоростях, при большой твердости зубьев, в открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колес для переключения скорости. Косозубые колеса применяют для ответственных передач при средних и высоких скоростях. Угол наклона зубьев $\beta = 8... 18^\circ$, реже до 25° . Для шестерен рекомендуется принимать направление зуба левое, для колес – правое. В мощных редукторах применяют шевронные колеса ($\beta = 25...40$), не передающие на подшипники осевые нагрузки и обеспечивающие плавность работы.

Наибольшее распространение с учетом экономической целесообразности в машиностроении имеют зубчатые передачи 6, 7, 8, 9 степеней точности [3, 4].

Валы, как правило, подвергают улучшению до твердости HB 230...250; валы с диаметром до 80 мм допускается изготавливать из стали 45, валы с $d = 80... 125$ мм – из стали 40X. В случае изготовления вала вместе с шестерней материал применяется по материалу шестерни.

Обычно в опорах валов устанавливают по одному подшипнику качения. При малых и средних нагрузках применяют шарикоподшипники, при средних и больших нагрузках – роликоподшипники.

Смазка зацепления при окружных скоростях на зубчатых колесах до 15 – картерная. Вместимость масляной ванны 0,35...0,7 л на 1 кВт передаваемой

мощности. Зубчатые колеса погружают в масло на глубину 3...4 модуля. Тихоходные колеса допускается погружать до 1/3 диаметра колеса.

Смазка подшипников качения наиболее просто осуществляется разбрызгиванием масла зубчатыми колесами. Иногда используют консистентную смазку при малых скоростях зубчатых колес до 4 м/с и принудительную смазку при высоких скоростях и нагрузках.

Расчет редукторов состоит из расчета элементов зубчатых передач, валов, подшипников, шпоночных и шлицевых соединений и муфт, а также из теплового расчета быстроходных цилиндрических передач.

6.2. Расчет зубчатых передач

Основные элементы эвольвентного зубчатого зацепления приведены в литературе [3]. Для расчета зубчатых передач обычно задают:

- мощность P , кВт, или вращающий момент T , Н·м;
- частоту вращения n , мин⁻¹, передаточное отношение i , т.е. отношение угловых скоростей двух сопряженных колес;
- срок службы, ч;
- материал, его механические характеристики (предел прочности и др.);

При расчете прямозубых передач можно ориентироваться на пример, изложенный в литературе [8].

В случае расчета косозубых передач необходимо ориентироваться на последовательность расчета, как указано выше. Однако межосевое расстояние следует определять по формуле 8.31, контактные напряжения – по формуле 8.29, изложенных на с. 156 [3].

Суммарное число зубьев колеса и шестерни в случае косозубых передач необходимо определять из выражения:

$$Z_{\Sigma} = 2\alpha_{\omega} \cos \beta / m \quad . \quad (36)$$

Приняв, что колеса нарезают без смещения, расчет необходимо вести, как указано на с. 123 [3], при высоте зуба $h = 2,25 m$. В этом случае высота головки зуба $h' = m$, его ножки $h'' = 1,25 m$, что соответствует «нулевому» колесу.

По результатам расчета составляют таблицу основных размеров зубчатой передачи (табл. 14):

Таблица 14

Основные размеры зубчатой передачи

m_n , мм	z_1	z_2	d_1 , мм	d_2 , мм	a_ω , мм	β_1	$b_{\omega 1}$, мм	$b_{\omega 2}$, мм

6.3. Эскизное проектирование (первый этап)

Расчет зубчатых передач и последующий проектный расчет валов сопровождается разработкой эскизной компоновки редуктора. Целью *эскизной компоновки* является определение расположения деталей передачи, расстояния между ними, ориентировочные диаметры ступеней валов; выбор типа подшипников и схемы их установки.

Эскизную компоновку производят в два этапа. *Цель первого этапа* выявить приблизительно расстояния между опорами и положение зубчатых колес относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников. Вычерчивание производится на миллиметровой бумаге в натуральную величину, (М 1:1). Эскизную компоновку осуществляют на одной проекции, разрез по осям валов при снятой крышке редуктора. На втором этапе вычерчивается чертеж общего вида редуктора, который включает в себя разрез по осям валов и вид спереди редуктора.

Чертеж для первого этапа эскизной компоновки вычерчивается в тонких линиях, чтобы после расчета можно было произвести необходимые изменения.

Перед вычерчиванием решается вопрос о способе смазки. Смазка зубчатого зацепления в процессе работы производится самим зубчатым колесом при его окутании в масляную ванну. Смазка подшипников ввиду сравнительно большой окружной скорости зубчатого колеса осуществляется тем же маслом за счет разбрызгивания.

При вычерчивании компоновки редуктора можно пользоваться следующими соотношениями, приведенными в табл. 15:

Соотношения размеров

Наименование	Обозначение	Соотношения
1	2	3
Толщина стенки корпуса одноступенчатого редуктора	δ	$\delta = 0,025a_{aw} + 1 \geq 7$
Толщина стенки крышки одноступенчатого редуктора	δ_1	$\delta_1 = 0,02a_w + 1 \geq$
Минимальный зазор между колесом и корпусом	a	$a = \sqrt{L + 3}$
Расстояние между поверхностью колеса и дном редуктора	b	$b = 3a$

В табл. 15 L – есть величина, обозначающая расстояние между внешними поверхностями зубчатых колес

$$L = d_1 + d_2 + 2m ,$$

где d_1 и d_2 – диаметры начальных окружностей зубчатых колес, мм;

m – модуль зуба, мм.

Все величины размеров, приведенных в табл. 15 округляют до целых значений. В любом масштабе на листе бумаги формата А4 изображается в разрезе проектируемый редуктор (рис. 33, а) и указываются все размеры. Это начало эскизной компоновки.

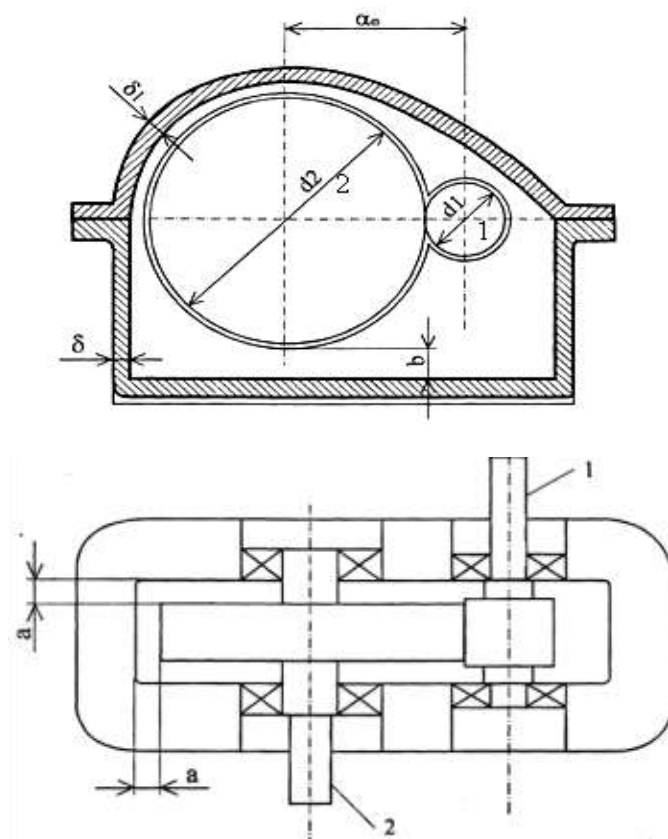


Рис. 33, а. К первому этапу эскизной компоновки редуктора.

На данном рисунке показаны валы: **1** – ведущий (входной) и **2** – ведомый (выходной).

Первый этап компоновки редуктора осуществляется в следующей последовательности, особенность которой состоит в том, что ее выполнение сочетается с проектным расчетом вала и предварительным выбором подшипников качения:

1) определяется масштаб чертежа, исходя из возможности размещения его на листе формата А1 (594 × 841 мм).

Как правило, должен использоваться масштаб 1:1. Если невозможно разместить на листе обе проекции редуктора в масштабе 1:1, следует выполнять каждую проекцию на отдельном листе;

2) на листе проводятся вертикальные линии I-I и II-II – оси вращения ведущего (входного) и ведомого (выходного) зубчатых колес. Расстояние между ними – межосевое расстояние a_w , полученное при расчете зубчатой передачи (рис. 33, б);

3) на осях размещаются зубчатые колеса с размерами ширины зубьев b_1 шестерни и b_2 колеса;

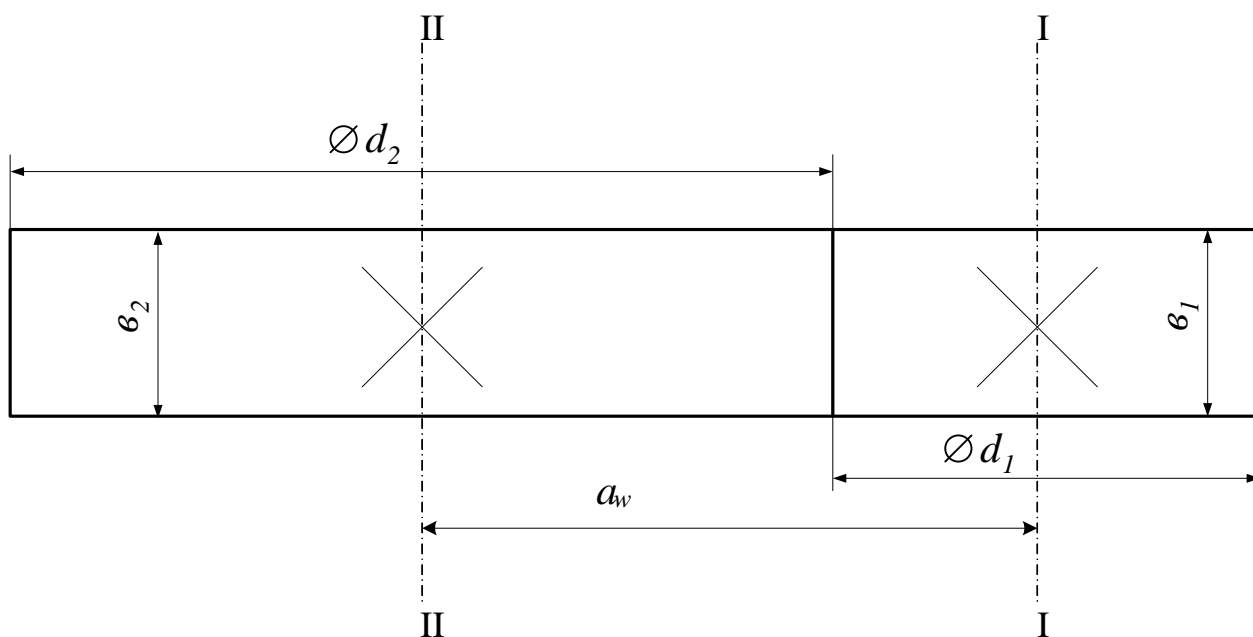


Рис. 33, б. К обоснованию параметров a_w , b_1 и b_2 .

Рекомендуется учитывать, что $b_1 = b_2 + 5$ мм;

4) определяются размеры валов и их длина для проектирования редуктора. Проектирование редуктора требует определения этих параметров валов по рекомендациям источников [3, 8].

Проектный расчет валов осуществляют, определяя диаметр вала и разрабатывая его конструкцию.

Предварительно диаметр, мм, ведущего вала определяется по формуле 15.1 [3]:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}}$$

Опорами вала являются подшипники качения. Их размеры невозможно определить, так как неизвестны расстояния между опорами, поэтому уменьшают диаметр d_1 так, чтобы его рассчитанная величина оканчивалась на цифры 0 или 5. Установленный диаметр считается диаметром внутреннего кольца подшипника d , мм. По его величине выбирают по каталогу шариковый однорядный подшипник с размерами $d \times D \times B$. Таким образом, подбирают подшипники и для ведомого вала.

В обоих случаях можно ориентироваться на подшипники средней серии. Таким образом, становится возможным обозначить размеры D и B на компоновочной схеме, рис. 33, **б**;

5) определяются расстояние l между опорами вала, для чего необходимо разработать конструкцию вала. Последовательность выполнения такой работы приведем на примере ведущего вала.

Схема эскизной компоновки ведущего вала представлена на рис. 34. На рис. 34, **а** изображена конструктивная схема вала, а на рис. 34, **б** – его расчетная схема с указанием нагрузок.

На этом рисунке пунктирные линии KP обозначают внутренние поверхности стенок корпуса редуктора.

D , d и B – размеры подшипников качения; d – диаметр вала; a – зазор между зубчатым колесом и стенкой редуктора (табл. 15); Δ – углубление подшипника качения в стенку редуктора (принимать 5 мм). На длине размещается крышка подшипника K , а на конце вала P устанавливается

соединительная муфта. В учебном проекте муфта не рассчитывается поэтому принимаем $K = 35 \dots 50$ мм, а $P = 1,5 d_1$, мм, и тогда:

$$C = \frac{B}{2} + K + P \quad .$$

Действительные нагрузки в опорах деталей, соединяемых с валом, рассматриваются как сосредоточенные. Поэтому расстояние между опорами l , мм, определяется как $l = b + 2a + 2\Delta + B$.

Расчетная схема для ведущего вала представлена на рис. 34, б.

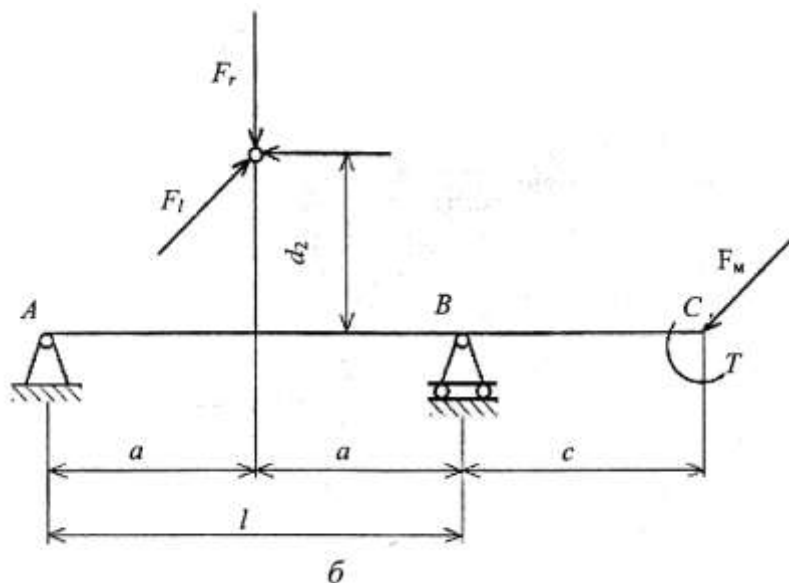
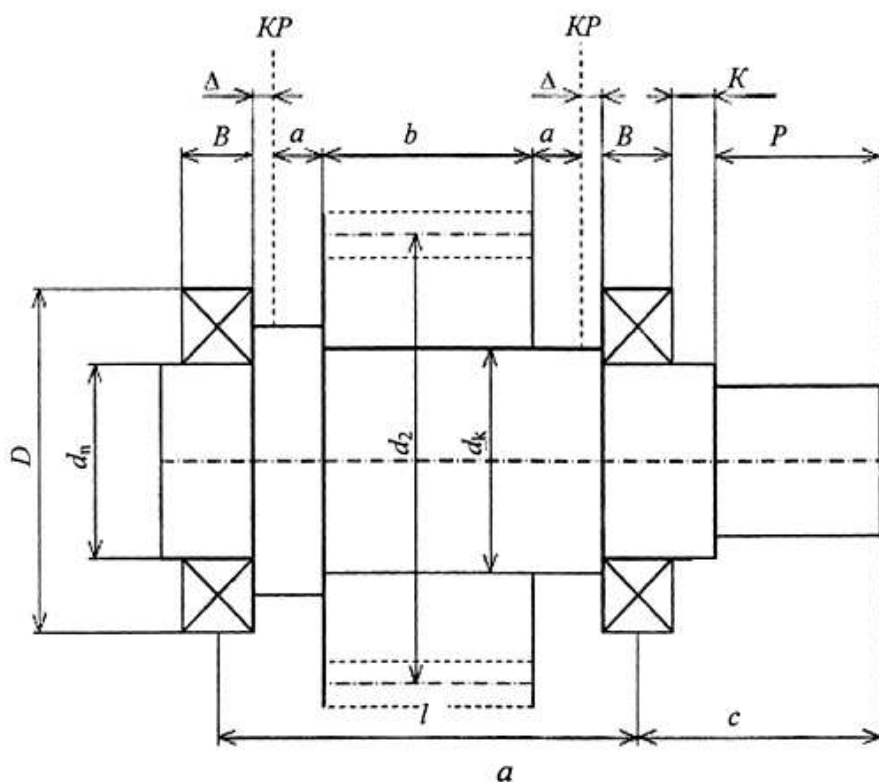


Рис. 34. Конструктивная и расчетная схемы ведущего вала

(*a* – конструктивная схема; *б* – расчетная схема).

На основании расчетной схемы определяют силы реакций *A* и *B*, действующих на подшипники качения и изгибающие моменты, которыми нагружен вал.

6.4 Расчет валов

Для расчета валов необходимо знать места приложения нагрузки к валу и расположение опор. Длина и диаметр вала неизвестны, поэтому на практике расчеты валов выполняют в следующей последовательности:

1) производят проектный расчет вала, определяя его средний диаметр из расчета на кручение при пониженных допускаемых напряжениях, формула 15.1 [3]:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}}$$

где *d* – диаметр вала, мм; *T* – вращающий момент, Н·м;

2) разрабатывают конструкцию вала (показан на рис. 34, *a*);

3) производят проверочный расчет валов.

При этом учитывают, что диаметр вала является одним из основных размеров, определяющих размеры и нагрузочную способность подшипников, в связи с чем расчеты вала и подшипников взаимосвязаны.

6.4.1. Элементы теории к расчету валов на прочность

и сопротивление усталости

6.4.1.1. Общие положения

Режим нагрузки вала задается графиком изменения нагрузки во времени.

Расчетные схемы валов и осей редукторов представляют в виде ступенчатых или гладких балок на шарнирных опорах.

Подшипники, одновременно воспринимающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы – шарнирно-подвижными опорами.

Положение шарнирной опоры определяют с учетом угла контакта α подшипника качения.

При $\alpha = 0$ для радиальных подшипников положение опоры принимают в *середине* ширины подшипника. Если нагрузки, действующие на вал и приведенные к оси вала, расположены в различных плоскостях, то их следует разложить на составляющие, лежащие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, и в каждой из этих плоскостей определить опорные реакции и внутренние силы.

Составляющие опорных реакций и внутренних сил суммируются геометрически.

Нагрузки, передаваемые валам и осям со стороны насаженных на них деталей, приводят к центру соединения в виде сосредоточенного крутящего момента T , осевой R_z , радиальных сил R_x , R_y и моментов M_x , M_y , действующих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 35).

Для приведения сил к геометрической оси вала распределенную нагрузку в зацеплении заменяют сосредоточенной силой, приложенной в середине зубчатого венца.

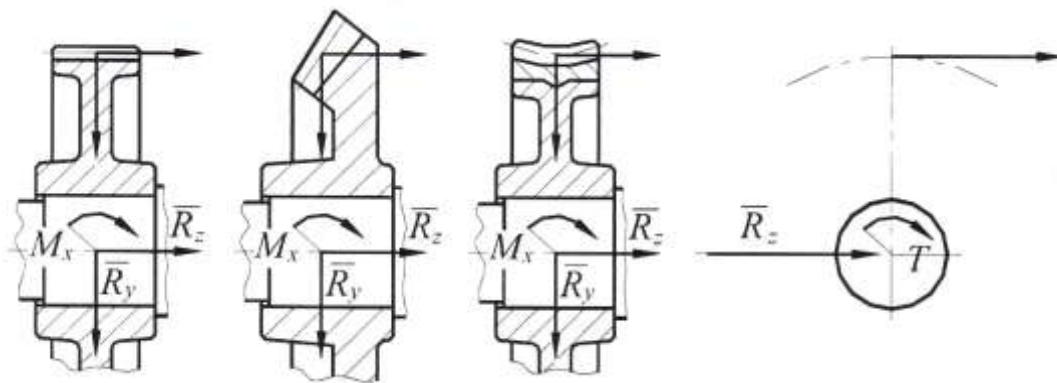


Рис. 35.

Определение сосредоточенной силы в зацеплении зубчатых передач и ее проекций рассмотрено в разд. 3.

6.4.1.2. Методика построения эпюр изгибающих и крутящих моментов

Рассмотрим методику построения эпюр изгибающих и крутящих моментов, при помощи которых определяются величины изгибающих и крутящих моментов в любом сечении вала, для которого они построены.

Изгибающим моментом в сечении вала (или оси) называют момент

внутренних сил, приложенный в этом сечении, который численно равен алгебраической сумме моментов всех внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.

Принято следующее *правило по знакам для изгибающих моментов.*

Изгибающий момент в сечении балки считают положительным, если равнодействующий момент внешних сил слева от сечения направлен по часовой стрелке, а справа от сечения – против часовой стрелки. Он изгибает балку выпуклостью вниз. Изгибающий момент считают отрицательным, если он изгибает балку выпуклостью вверх.

Перед построением эпюры изгибающих моментов вал разбивают на участки в осевом направлении, на которых очевидно, что величина момента изменяется монотонно по вполне определенному закону (чаще всего это – прямая пропорциональность длине участка) и определяют значения моментов на границах этого участка. По полученным данным строят график изменения величины изгибающего момента по длине вала, который принято называть *эпюрой* изгибающего момента.

Построение эпюры производится на основе расчетной схемы, изображенной под эскизом чертежа вала (для лучшей наглядности), представляющей собой ось вала, изображенную в виде прямой линии толщиной 1-1,2 мм и длиной, равной длине вала, к которой приложены *все* силы, действующие на вал (как внешние, так и реактивные) на тех же расстояниях друг от друга и от торцов оси, что и на валу, и на тех же расстояниях от оси, что и от оси вала.

При этом следует иметь в виду, что поперечные силы (силы, нормальные к оси вала) как скользящие вектора можно привести к оси вала.

При построении эпюр особое внимание следует обратить на следующее:

1. Уравнения моментов, необходимые при построении эпюры, составляются *относительно рассматриваемого сечения* на основании силовых факторов, действующих *по одну сторону* от данного сечения.

2. При наличии на валу сосредоточенных моментов (например, при

действии осевых сил, приложенных на некотором расстоянии от продольной оси вала) появляется мгновенное изменение величины момента на величину сосредоточенного момента, так называемый *скачок*. Этот скачок может быть как положительным, так и отрицательным, в зависимости от знака сосредоточенного момента.

3. Эпюры изгибающих моментов строятся в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. При определении величины полного изгибающего момента в каком-либо сечении по вышеуказанным эпюрам определяются их составляющие и суммируются по теореме Пифагора.

При этом следует иметь в виду, что в тех случаях, когда в рассматриваемом сечении эпюра располагается по обе стороны от нулевой линии, в расчет принимается *большая* величина момента, отсчитанная от нулевой линии (рис. 36, 37).

Для опасного сечения (рис. 36) расчетное значение изгибающего момента равно:

$$M = \sqrt{M_{x\max}^2 + M_{y\max}^2}. \quad (37)$$

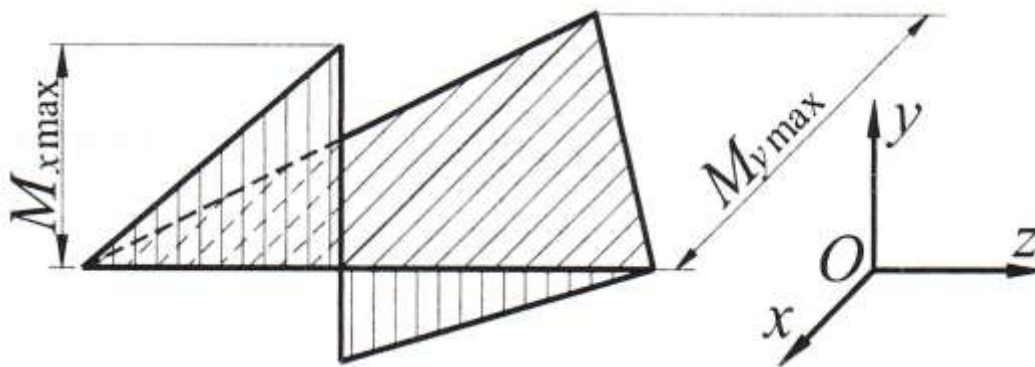


Рис. 36.

Значение M , определенное по формуле (37), принимается *положительным*.

4. Для того, чтобы значения M_x и M_y было удобно суммировать, их эпюры рекомендуется строить в одном масштабе.

Крутящим моментом в сечении вала (или оси) называют момент от касательных *внутренних* сил, который численно равен алгебраической сумме внешних крутящих моментов, действующих по одну сторону от

рассматриваемого сечения.

Для построения *эпюр крутящих моментов* (графика, показывающего изменения крутящего момента по длине вала) общепринятого правила знаков не существует. Для определенности рекомендуется его величину считать *положительной*, если результирующий внешний момент, приложенный к рассматриваемой части вала, будет стремиться вращать её по часовой стрелке (если смотреть на отсечённую часть со стороны сечения), а *отрицательным* – в противном случае.

Построение эпюры крутящих моментов очевидно вытекает из определения крутящего момента.

Для наглядного представления о характере изменения изгибающего момента по длине балки и для нахождения опасных сечений строят эпюры *M*. Технику построения этих эпюр моментов рассмотрим на следующем примере.

В масштабе вычерчивается чертеж вала с сопряженными с ним деталями .

На основании чертежа вычерчивается схема вала со всеми (активными и реактивными) действующими на него силами.

Далее расчет производится в следующем порядке.

6.4.1.3. Определение составляющих реакций в опорах

Силовую картину рассмотрим отдельно в плоскостях (рис. 37) :

– вертикальной (yOz);

– горизонтальной (xOz).

6.4.1.3.1. Плоскость YOZ

1. Составим уравнение моментов, действующих на вал относительно опоры *A*, исходя из условия равновесия системы.

Единого правила знаков при решении подобных задач не существует. Здесь и далее при решении подобных задач условимся, для определенности, считать положительным момент, действующий по часовой стрелке, и отрицательным – действующий против часовой стрелки.

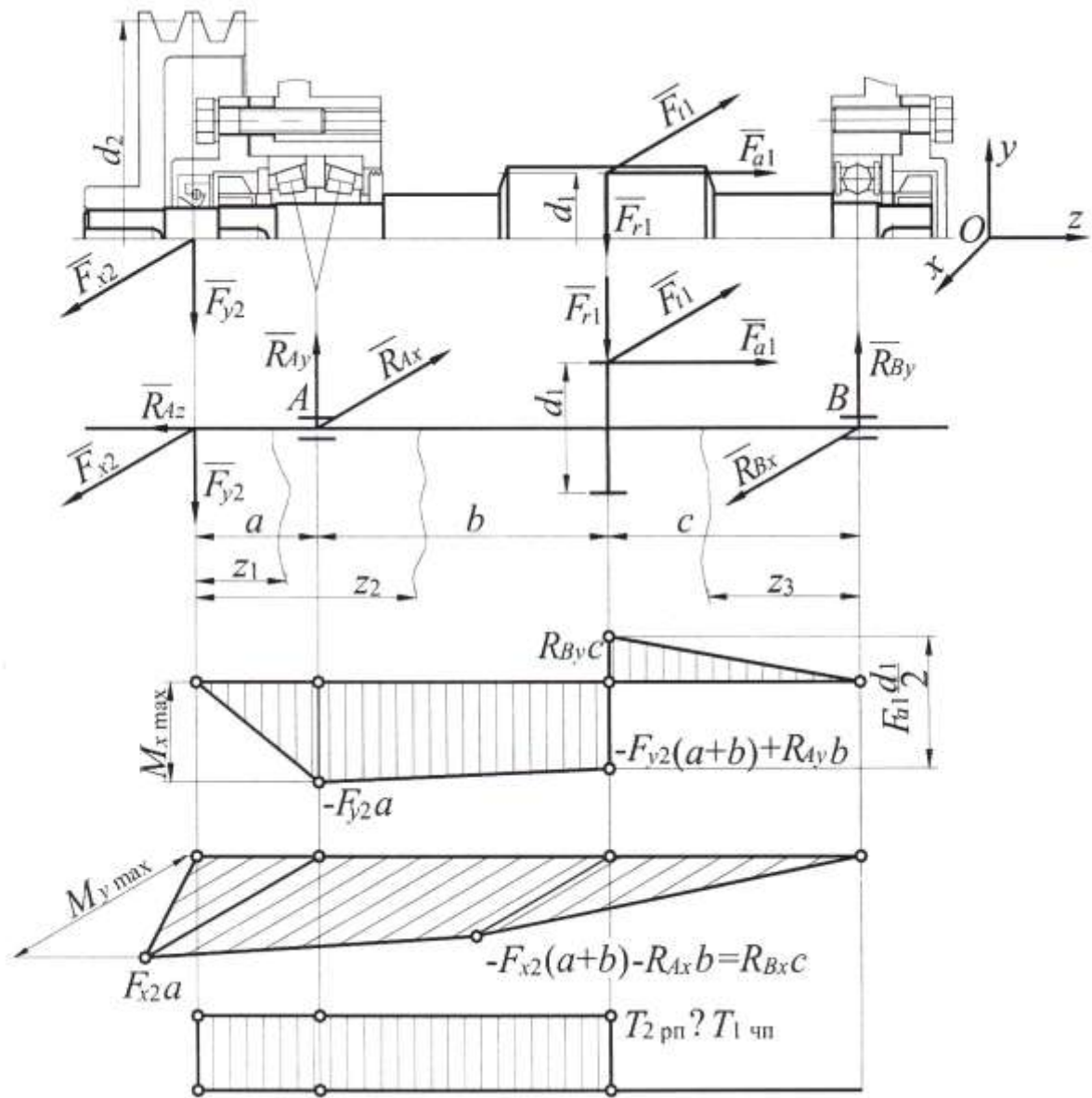


Рис. 37.

Тогда

$$\sum M_A = -F_{y2}a + F_{r1}b + F_{a1} \frac{d_1}{2} - R_{By}(b+c) = 0, \quad (38)$$

откуда

$$R_{By} = \frac{-F_{y2}a + F_{r1}b + F_{a1} \frac{d_1}{2}}{b+c}. \quad (39)$$

2. Исходя из условия равновесия системы, составим уравнение суммы сил, действующих на вал:

$$\sum F_y = -F_{y2} + R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} = 0, \quad (40)$$

откуда

$$R_{Ay} = F_{r1} - R_{By} + F_{y2}; \quad (41)$$

$$\sum F_z = F_{a1} - R_{Az} = 0, \quad (42)$$

откуда

$$F_{a1} = R_{Az}. \quad (43)$$

6.4.1.3.2. Плоскость XOZ

1. Составим уравнение моментов, действующих на вал относительно опоры A , исходя из условия равновесия системы:

$$\sum M_A = -F_{x2}a - F_{t1}b + R_{Bx}(b+c) = 0, \quad (44)$$

откуда

$$R_{Bx} = \frac{F_{x2}a + F_{t1}b}{b+c}. \quad (45)$$

2. Исходя из условия равновесия системы, составим уравнение суммы сил, действующих на вал:

$$\sum F_x = F_{x2} - R_{Ax} - F_{t1} + R_{Bx} = 0, \quad (46)$$

откуда

$$R_{Ax} = F_{x2} - F_{t1} + R_{Bx}. \quad (47)$$

6.4.1.4. Построение эпюр изгибающих моментов

Определим изгибающие моменты в сечениях вала, которые численно равны алгебраической сумме изгибающих моментов всех внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.

6.4.1.4.1. Плоскость YOZ

$$\sum M_{z1} = -F_{y2}z_1, \quad (48)$$

где

$$0 \leq z_1 \leq a.$$

При

$$z_1 = 0 \quad M_{z1} = 0;$$

при

$$z_1 = a \quad M_{z1} = -F_{y2}a;$$

$$\sum M_{z2} = -F_{y2}z_2 + R_{Ay}(z_2 - a), \quad (49)$$

где

$$a \leq z_2 \leq a+b.$$

При

$$z_2 = a M_{z_2} = -F_{y_2} a;$$

при

$$z_2 = a + b M_{z_2} = -F_{y_2} (a+b) + R_{Ay} b;$$

$$\sum M_{z_3} = R_{By} z_3, \quad (50)$$

где

$$0 \leq z_3 \leq c.$$

При

$$z_3 = 0 \quad M_{z_3} = 0;$$

при

$$z_3 = a \quad M_{z_3} = R_{By} c.$$

По полученным данным строится эпюра M_x .

6.4.1.4.2. Плоскость XOZ

$$\sum M_{z_1} = -F_{x_2} z_1, \quad (51)$$

где

$$0 \leq z_1 \leq a.$$

При

$$z_1 = 0 \quad M_{z_1} = 0;$$

при

$$z_1 = a \quad M_{z_1} = -F_{x_2} a;$$

$$\sum M_{z_2} = -F_{x_2} z_2 - R_{Ax} (z_2 - a), \quad (52)$$

где

$$a \leq z_2 \leq a+b.$$

При

$$z_2 = a M_{z_2} = F_{x_2} a;$$

при

$$z_2 = a + b M_{z_2} = F_{x_2} (a+b) + R_{Ax} b;$$

$$\sum M_{z_3} = R_{Bx} z_3, \quad (53)$$

где

$$0 \leq z_3 \leq c.$$

При

$$z_3 = 0 \quad M_{z_3} = 0;$$

при

$$z_3 = a \quad M_{z_3} = R_{Bx} c.$$

По полученным данным строится эпюра M_y .

6.4.1.5. Построение эпюр крутящих моментов

Определим крутящие моменты в сечениях вала, которые численно равны алгебраической сумме крутящих моментов, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.

$$\sum T_{z_1} = T_{z_{pn}}, \quad (54)$$

где

$$0 \leq z_1 \leq a.$$

При

$$z_1 = 0 \quad T_{z_1} = T_{z_{pn}};$$

при

$$z_1 = a \quad T_{z_1} = T_{z_{pn}};$$

$$\sum T_{z_2} = T_{z_{pn}}, \quad (55)$$

где

$$a \leq z_2 \leq a + b.$$

При

$$z_2 = a \quad T_{z_2} = T_{z_{pn}};$$

при

$$z_2 = a + b \quad T_{z_2} = T_{z_{pn}};$$

$$\sum T_{z_3} = 0, \quad (56)$$

где

$$0 \leq z_3 \leq c.$$

При

$$z_3 = 0 \quad T_{z_3} = 0;$$

при

$$z_3 = a \quad T_{z_3} = 0.$$

По полученным данным строится эпюра T .

Более подробно с построением эпюр крутящих и изгибающих моментов можно ознакомиться, например, в разделе «Сопротивление материалов» курса «Механика».

6.4.2. Расчет валов на статическую прочность

Расчет вала на статическую прочность сводится к определению напряжений и к определению коэффициента безопасности и сравнению полученных значений с допускаемыми.

Напряжения в наиболее опасном сечении вала определяют по формуле

$$S_{\tau T} = \frac{\tau_T}{1000 \frac{T_{\max}}{W_p} + 1,33 \frac{Q_{\max}}{A}} \quad (57)$$

где M – максимальный изгибающий момент, Нм; T – крутящий момент, подводимый к валу, Нм; W – момент сопротивления, мм³; σ – напряжения в наиболее опасном сечении вала, Н/мм²; σ_p – допускаемые напряжения для материала вала, Н/мм².

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{S_{TP}}, \quad (58)$$

где σ_T – предел текучести материала вала, Н/мм²; S_{TP} – допускаемый коэффициент безопасности по пределу текучести.

$$S_{TP} = 1,5 - 2. \quad (59)$$

Коэффициент безопасности по пределу текучести определяется по нижеприведенной формуле, и его величина, полученная в результате расчета, сравнивается с допускаемой величиной:

$$S_T = \frac{S_{\sigma T} S_{\tau T}}{\sqrt{S_{\sigma T}^2 + S_{\tau T}^2}} \geq S_{TP}, \quad (60)$$

$$S_{\sigma T} = \frac{\sigma_T W}{1000 M_{\max}}; \quad (61)$$

$$S_{\tau T} = \frac{\tau_T}{1000 \frac{T_{\max}}{W_p} + 1,33 \frac{Q_{\max}}{A}} \quad (62)$$

В формулах (61), (62): M_{\max} – наибольшее значение изгибающего момента в рассматриваемом сечении, Нм; T_{\max} – наибольшее значение крутящего момента в рассматриваемом сечении, Нм; Q_{\max} – наибольшее значение перерезывающей силы в рассматриваемом сечении, Н; σ_T , τ_T – предел текучести материала вала по нормальным и касательным напряжениям, Н/мм²; A – площадь рассматриваемого сечения, мм².

Составляем на основе эскизного проекта (рис. 34 *а*, *б*) расчетную (упрощенную) схему вала.

Вал нагружается силами, действующими в зацеплении зубчатых колес. Окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a силы приложены в зацеплении зубьев на расстоянии $\frac{d_1}{2}$ или $\frac{d_2}{2}$ соответственно для ведущего и ведомого зубчатого колеса, где d_1, d_2 – диаметры начальных окружностей зубчатых колес. Окружная сила F_m на ведущей и ведомой муфтах определяется по указаниям, изложенным на с. 317 [3].

Определение реакций A и B ведущего вала

Вертикальная плоскость:

– от силы $A_{B1} = A_{B2} = \frac{F_r}{2}$;

– от момента $M_a = F_a \cdot \frac{d_1}{2}$;

$$A_{B2} = B_{B2} = \frac{M_a}{2a}.$$

Суммарные реакции

$$A_B = A_{B1} + A_{B2}$$

$$B_B = B_{B1} + B_{B2}$$

Горизонтальная плоскость:

– от силы F_t : $A_{Г1} = B_{Г1} = \frac{F_t}{2}$

– от силы F_M : $A_{Г2} = B_{Г2} + F_M = 0$

$$\sum M_{AГ} = B_{Г2} \cdot 2a - F_M(C + 2a) = 0$$

$$B_{Г2} = F_M \left(\frac{C}{2a} + 1 \right) = 0$$

$$A_{Г2} = B_{Г2} - F_M = F_M \frac{C}{2a}$$

Суммарные реакции $A_G = A_{Г1} + A_{Г2}$

$$B_G = B_{Г1} + B_{Г2}$$

Реакции опор $A = \sqrt{A_B^2 + A_G^2}$

$$B = \sqrt{B_B^2 + B_G^2}$$

Изгибающие моменты ведущего вала

Вертикальная плоскость:

– от силы F_r : $M_{B1} = \frac{F_r}{2} \cdot a$;

– от момента $M_a = F_a \cdot \frac{d_1}{2}$;

$$M_{B2} = \frac{M_a}{2}.$$

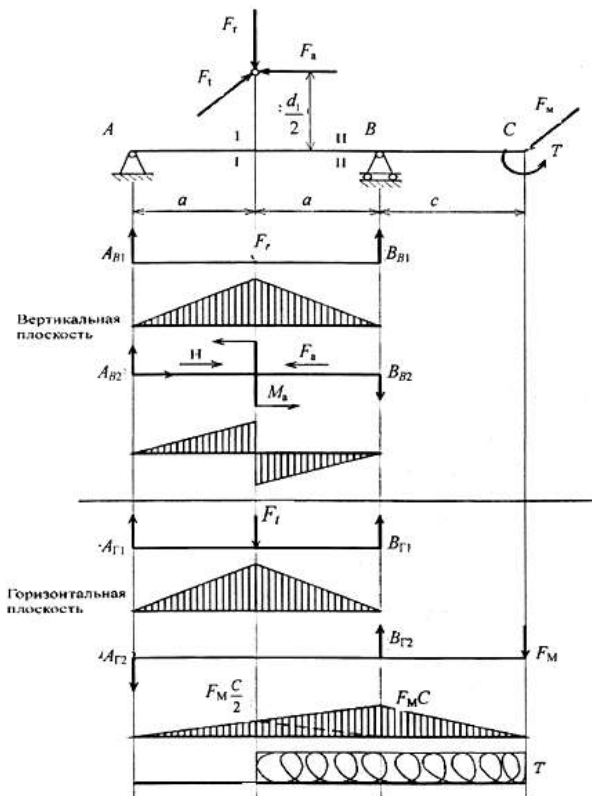


Рис. 38. Схема к определению параметров ведущего вала.

Горизонтальная плоскость:

– от силы F_t : $M_t = \frac{F_t}{2} \cdot a$;

– от силы F_M : $M_{F_M} = F_M \cdot c$.

Изгибающие моменты в сечении I-I:

– вертикальная плоскость $M_B = M_{B1} + M_{B2}$

– горизонтальная плоскость $M_\Gamma = M_t + M_{F_M}$.

Изгибающий момент в сечении I-I

$$M = \sqrt{M_B^2 + M_\Gamma^2}$$

Эпюры изгибающих моментов строят на миллиметровой бумаге, выбирая удобный масштаб, измеряя, изгибающие моменты в любом сечении вала.

Определение реакций в опорах A и B, а также изгибающих моментов ведомого вала

Для ведомого вала производят разработку его конструкции и выполняют расчетную схему. Аналогично изложенному выше вычисляют реакции опор и изгибающие моменты.

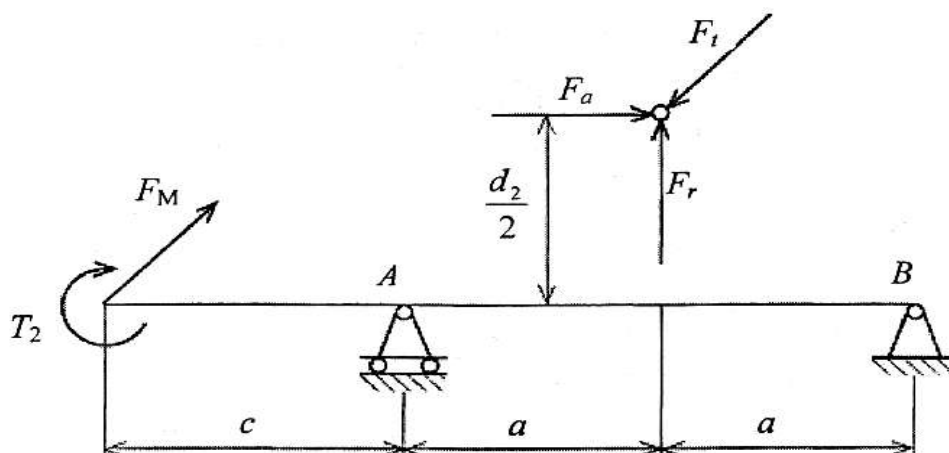


Рис. 39. Расчетная схема ведомого вала.

Расчет на прочность

Расчет на прочность ведущего и ведомого валов производят по сечению I-I (середина зубчатого колеса). В обоих случаях определяют запасы их сопротивления – усталость (формулы 15.3 – [9]) и осуществляют проверку статической прочности (формулы 15.9 - 15.8 [9])

Для определения $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ используются зависимости:

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_{\sigma} + K_F - 1}{\varepsilon}}{K_v},$$

$$K_{\tau D} = \frac{\frac{K_{\tau} + K_F - 1}{\varepsilon}}{K_v}.$$

В этих формулах K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентраций напряжений при изгибе и кручении, соответственно. Их выбирают по табл. 15.1, 15.2 учебника [9] на с. 321. Коэффициент, учитывающий поверхностное упрочнение K_v следует определять по табл. 15.4 учебника [9] на с.322.

В случае, если поверхностное упрочнение не производится, принимают $K_v=1$.

Коэффициент K_F , учитывающий влияние шероховатости на запас сопротивления усталости при обработке точением, принимают по рекомендациям

σ_B , МПа	400	600	1200
K_F	1,05	1,1	1,25

При шлифовании $K_F = 1$.

Значение коэффициента ε влияния абсолютных размеров в зависимости от диаметра вала определяют по формуле:

$$\varepsilon = 1 - \frac{d}{B_i},$$

где d – диаметр вала, мм;

B_i – коэффициент, учитывающий состав стали.

Для углеродистой стали $B_i = 270$, а для легированной стали при $K_\sigma \leq 2$ принимают $B_i = 200$.

6.5. Расчет подшипников качения

Подшипники качения не проектируют и не рассчитывают на прочность. Их типы и размеры обосновывают по критериям долговечности с учетом действия сил в опорах валов.

Наиболее часто применяемые типы подшипников качения представлены в учебниках и справочниках [3,6, 11].

Все подшипники качения обозначают (рис. 40) рядом цифр. Первые две цифры ряда справа, умноженные на 5, характеризуют диаметр внутреннего кольца подшипника $d = XX \times 5$, мм. Его величина а также диаметр наружного (внешнего) кольца D и ширина B в подшипниках (рис. 40, *с*) приведены в каталогах (приложение 33). При разработке эскизной компоновки подшипники качения изображают как показано на рис. 40, *с*.

Третья цифра ряда справа указывает серию подшипника. При одинаковом внутреннем диаметре d с увеличением номера серии подшипника различаются величинами B и D (приложение 33).

Четвертая цифра ряда указывает тип подшипника.

Пятая цифра характеризует конструктивные особенности радиальных шариковых подшипников. Так, цифра 5 указывает, что на наружном кольце шарикового подшипника имеется канавка для стопорного кольца, препятствующего перемещению подшипника в осевом направлении (рис. 40, *б*).

Цифры **6** и **8** указывают, что подшипники имеют одну или соответственно две уплотнительные шайбы. Такие подшипники (особенно **8**) заправлены смазкой на весь срок их эксплуатации.

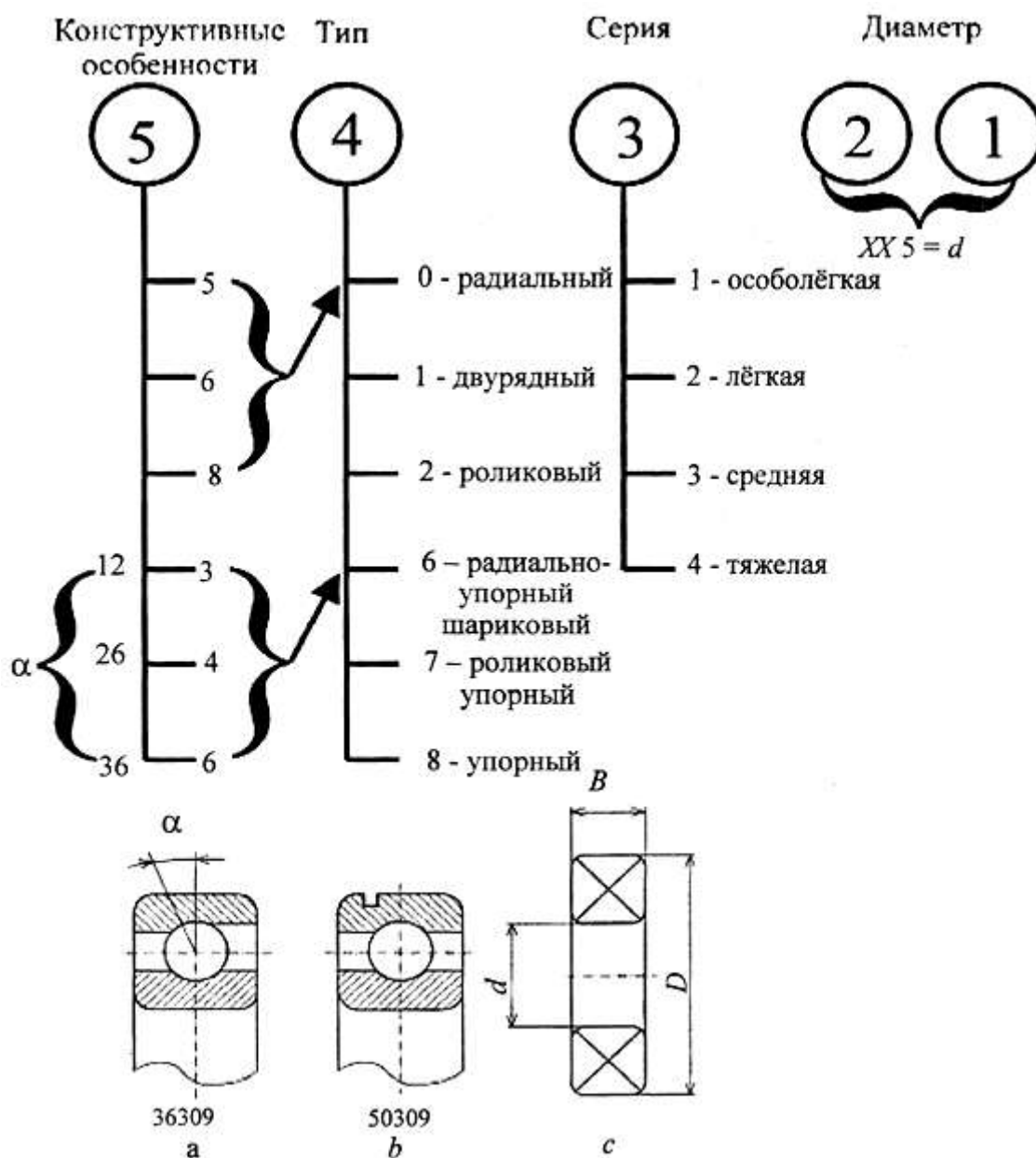


Рис. 40. Схема к обоснованию выбора подшипников качения.

Радиально-упорные шариковые подшипники характеризуются еще величиной угла α (рис. 40, *a*).

Необходимые размеры подшипников, а также значения динамической C и статической C_0 грузоподъемности даны в приложении 33.

Расчет подшипников производят в следующей последовательности:

1) при эскизном проектировании выбирают подшипник с базовыми значениями C и C_0 ;

2) определяют потребные (для данных условий работы) значения C' и C'_0 ;
Условия подбора [3]:

$$C' \leq C \text{ и } C'_0 \leq C_0;$$

3) для определения C' устанавливают эквивалентную динамическую нагрузку P_r , формула 16.2 [9];

Радиальная F_r и осевая F_a силы – это реакции опор, которые были определены при расчете валов (F_r – это суммарные реакции опор A или B ; F_a – осевая сила). Расчет выполняют для опоры, в которой P_r окажется максимальной.

Коэффициенты радиальной X и осевой Y сил определяют следующим образом:

а) устанавливают отношение $\frac{F_a}{C_0}$;

б) по таблице 16.5 [9] по установленному $\frac{F_a}{C_0}$ находят коэффициент осевого нагружения e . Например, если $\frac{F_a}{C_0} = 0,11$, то ему будет соответствовать величина $e = 0,3$.

в) в случае, если $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$, то $X = 1$, а $Y = 0$.

В случае, если $\frac{F_a}{VF_r} > e$, то $X = 0,56$, а $Y = 1,45$;

г) определяют потребное значение C (формула 16.27 [9]).

$$C' = P^p \sqrt{L}, \text{ Н}$$

(в формуле 16.27 [4, 9] принимают $a1 = a2 = 1$), где $p = 3$ – для шариковых подшипников и $p = 3,33$ – для роликовых подшипников.

Ресурс L подшипника, млн. оборотов,

$$L = \frac{L_h}{10^6 \times 60n},$$

где L_h – заданный ресурс подшипника, ч.

Проверяют условие подбора

$$C'_{\text{потребная}} \leq C_{\text{базовая}}, \text{ (a)}$$

Если это условие не выполняется, изменяют серию, номер или тип подшипника качения.

Проверка по статической грузоподъемности производится по условию

$$P_0 \leq C_0, \text{ (б)}$$

Эквивалентную нагрузку P_0 определяют по формуле 16.31 [9].

Если условия (а) и (б) выполнены, то записывают для каждой опоры тип подшипника, серию и размеры d , D и B .

При установке подшипников качения на валах внутренние кольца подшипников на вращающихся валах устанавливают с натягом. Наружные их кольца в корпусах монтируют с зазором.

В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы от осевых перемещений. По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на фиксирующие и плавающие.

В фиксирующих опорах ограничено осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях. Фиксирующая опора выдерживает радиальную и осевую силы, а плавающая – только радиальную. На рис. 41 показаны основные схемы осевого фиксирования валов.

Схемы 1а и 1б применяют при любом расстоянии между опорами, а 2а и 2б – для закрепления коротких валов.

Схема 1а



Схема 2а «враспор»

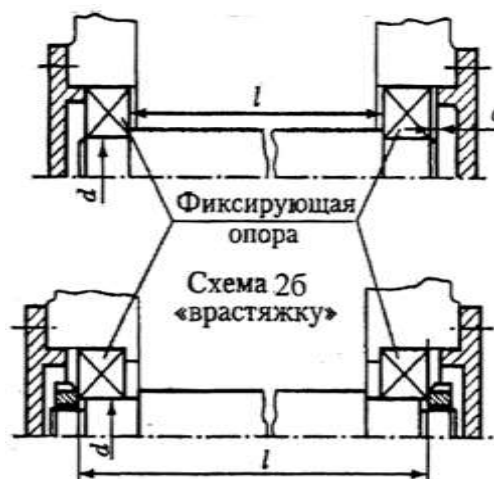


Рис. 41. Схемы осевого фиксирования валов.

В схемах 2а и 2б вал зафиксирован в двух опорах, причем в каждой опоре в одном направлении. Эти схемы применяют с определенными ограничениями расстояния между опорами, и связано это с изменением зазоров в подшипниках вследствие нагрева деталей при работе. При нагреве самих подшипников зазоры в них уменьшаются; при нагреве вала увеличивается его длина.

Из-за увеличения длины вала осевые зазоры в подшипниках схемы 2а, называемой схемой «враспор», также уменьшаются. Чтобы не происходило закручивание вала в опорах, предусматривают при сборке осевой зазор a . Значение зазора должно быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. Из опыта эксплуатации известно, что в узлах с радиальными шарикоподшипниками $a = 0, \dots, 0,5$ мм.

Схема установки подшипников «враспор» конструктивно наиболее предпочтительна. Ее широко применяют при относительно коротких валах. При установке в опорах радиальных шариковых подшипников отношение $l/d \approx 8 \dots 10$.

В опорах схемы 2а могут быть применены и радиально-упорные подшипники. Так как эти подшипники более чувствительны к изменению осевых зазоров, то соотношение между величинами l и d для них является более жестким и не должно превышать отношение $l/d = 6 \dots 8$. Меньшие значения относятся к роликовым, большие – к шариковым радиально-упорным подшипникам.

6.6. Расчет шпоночных соединений в системе вал – шестерня, вал – зубчатые колеса и вал – червяк

Соединения зубчатых колес с валами в редукторах чаще всего осуществляется призматическими или сегментными шпонками.

Основные размеры шпонок стандартизованы, поэтому шпонки не рассчитывают, а подбирают по размеру вала, а затем проверяют на смятие.

Размеры призматических шпонок приведены в приложениях 36, 37. Там же даны примеры их обозначений.

Шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков. Допускается применение любых конструкционных сталей [3].

Допускаемые напряжения смятия чаще всего принимают в пределах от 60 до 90 МПа [3, 4].

Длина призматической шпонки выбирается по длине ступицы соединяемой детали (на 8... 10 мм меньше) из стандартного ряда по приложению **36, 37**.

Выбранная шпонка проверяется на смятие по формуле 6.1 [9].

Для шпонки с плоскими торцами ее полная и рабочая длина совпадают. Для шпонки с закругленными концами ее рабочая длина определяется, как показано на рис. 6.2 [9].

Если по результатам расчета шпоночного соединения получают длину ступицы $l_{ст} = 4d$ (где d – диаметр вала), то вместо шпонки целесообразно применять шлицы – приложение **38**.

При превышении рабочими напряжениями смятия допускаемых значений возможна установка двух шпонок на противоположных сторонах вала.

Сегментная шпонка является разновидностью призматической шпонки. Ее проверку на смятие проверяют по формуле 6.3 [9].

6.7 Эскизная компоновка редуктора (второй этап)

Второй этап эскизного проектирования (как и первый этап) осуществляется параллельно с проведением расчетов.

Эскизный проект второго этапа – это, по существу, продолжение первого этапа, его дополнение и совершенствование.

В нем конструктивно оформляются зубчатые колеса, валы, элементы корпусных деталей. Выполненный эскизный проект – основа чертежей проектируемого редуктора.

В некоторых случаях возможно упрощение расчетов некоторых деталей.

Целью второго этапа является конструктивное оформление механизма редуктора (шестерни, зубчатого колеса, валов, корпуса, подшипников) для последующей проверки прочности валов, шпонок и других деталей.

Приняв неизменным расположение зубчатых колес, оформляют их конструктивно (разрез).

При конструировании зубчатых колес рекомендуется использовать следующие соотношения (рис. 42, *a, б*):

а) длина ступицы колеса $l = (0,7...1,8)d$, чаще $l = (1,0... 1,3)d$, где d – диаметр вала, причем меньшие значения относят к посадкам с малым натягом, большие – с малым зазором;

б) наружный диаметр ступицы $D = (1,5...1,7)d$;

в) толщина обода $S = (2,5...4)m$;

г) толщина диска для цилиндрических колес $C = (0,2.. .0,3)b$;

д) фаска по торцам зубчатого венца $f = 0,5m$;

е) радиус закруглений $R \geq 6 \text{ мм}$;

ж) штамповочные уклоны $\gamma > 7^\circ$.

Вычерчивают подшипники, сохраняя при этом ранее принятые зазоры между торцами зубчатых колес и внутренней стенкой корпуса и принятые ранее углубления подшипников внутрь их гнезд.

Для экономии времени вычерчивают конструкцию лишь одной половины зубчатого колеса и подшипника, а вторую изображают схематично.

При вычерчивании подшипников следует соблюдать следующие соотношения (рис. 43, *a, б, в*).

Одновременно с этим вычерчивают валы. Для фиксации шестерни и зубчатого колеса с одной стороны вала делают буртик, а с другой - втулку, которая одновременно фиксирует и положение подшипников.

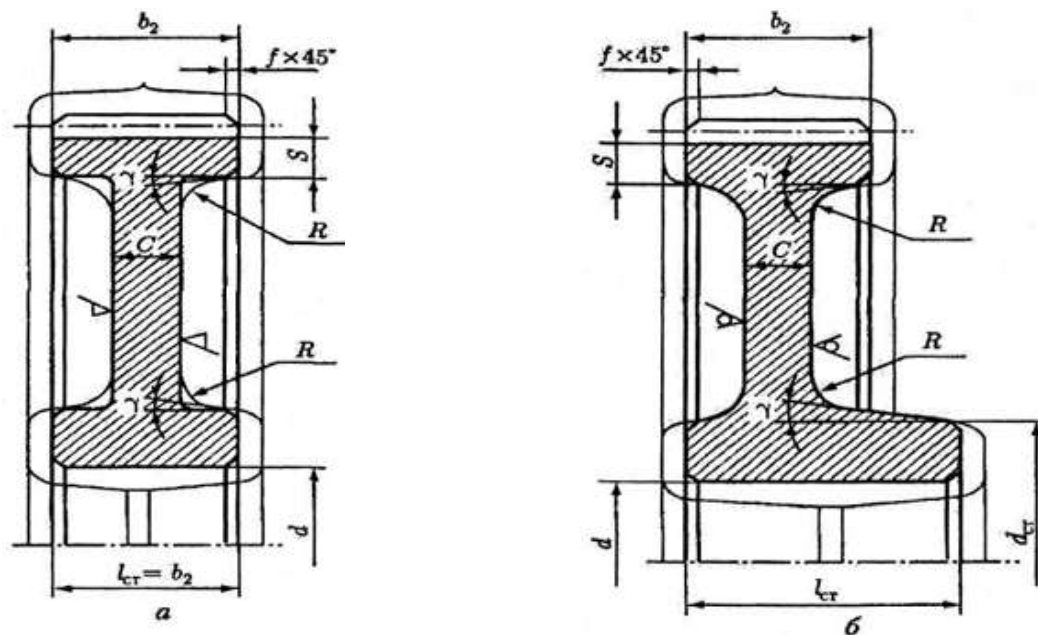


Рис. 42. Схемы к определению рекомендуемых соотношений.

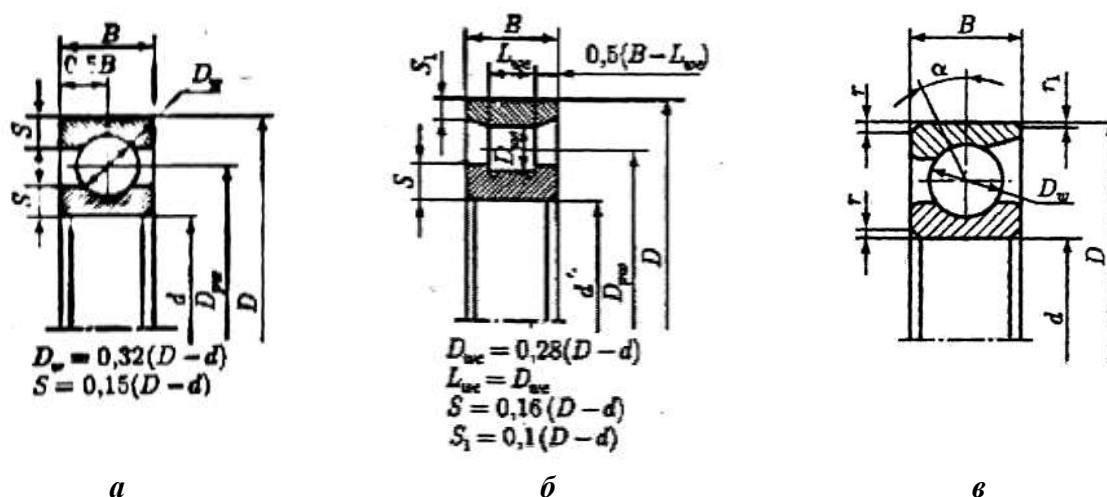


Рис. 43. К определению соотношений при вычерчивании подшипников.

Вычерчивают крышки подшипников и один из болтов крепления крышки на одном из валов. Для экономии времени вычерчивают лишь одну половину крышки. Пунктиром вычерчивают бобышки под болты и наружные очертания стенки корпуса. Наносят ширину верхнего пояса.

На всех валах вычерчивают шпонки. Предпочтительно применять призматические шпонки с округленными торцами. Длины шпонок принимают на 5...10 мм меньше длин ступиц зубчатых колес, указывая их длину с данными стандарта.

Уточняют расстояние между опорами и положение зубчатых колес

относительно опор. Если эти расстояния отличаются на 2...5 мм, пересчет полученных ранее опорных реакций, изгибающих моментов, а также требуемых коэффициентов работоспособности подшипников не производят.

Пример эскизной компоновки второго этапа представлен на рис. 44.

На основании эскизной компоновки и произведенных расчетов вычерчивают общий вид редуктора в двух проекциях на листе формата А1, приложение 40.2.

6.8. Конструирование редуктора

6.8.1 Конструирование корпуса редуктора

Корпус служит для размещения в нем деталей редуктора и для обеспечения смазки зубчатой передачи и подшипников. Кроме того, корпус воспринимает усилия, возникающие при работе; он должен быть достаточно прочным и жестким, так как его деформации могут вызвать перекося осей валов и вследствие этого неравномерное распределение нагрузки по длине зубьев зубчатых колес, что, в свою очередь, приводит к повышенному износу или даже поломке зубьев.

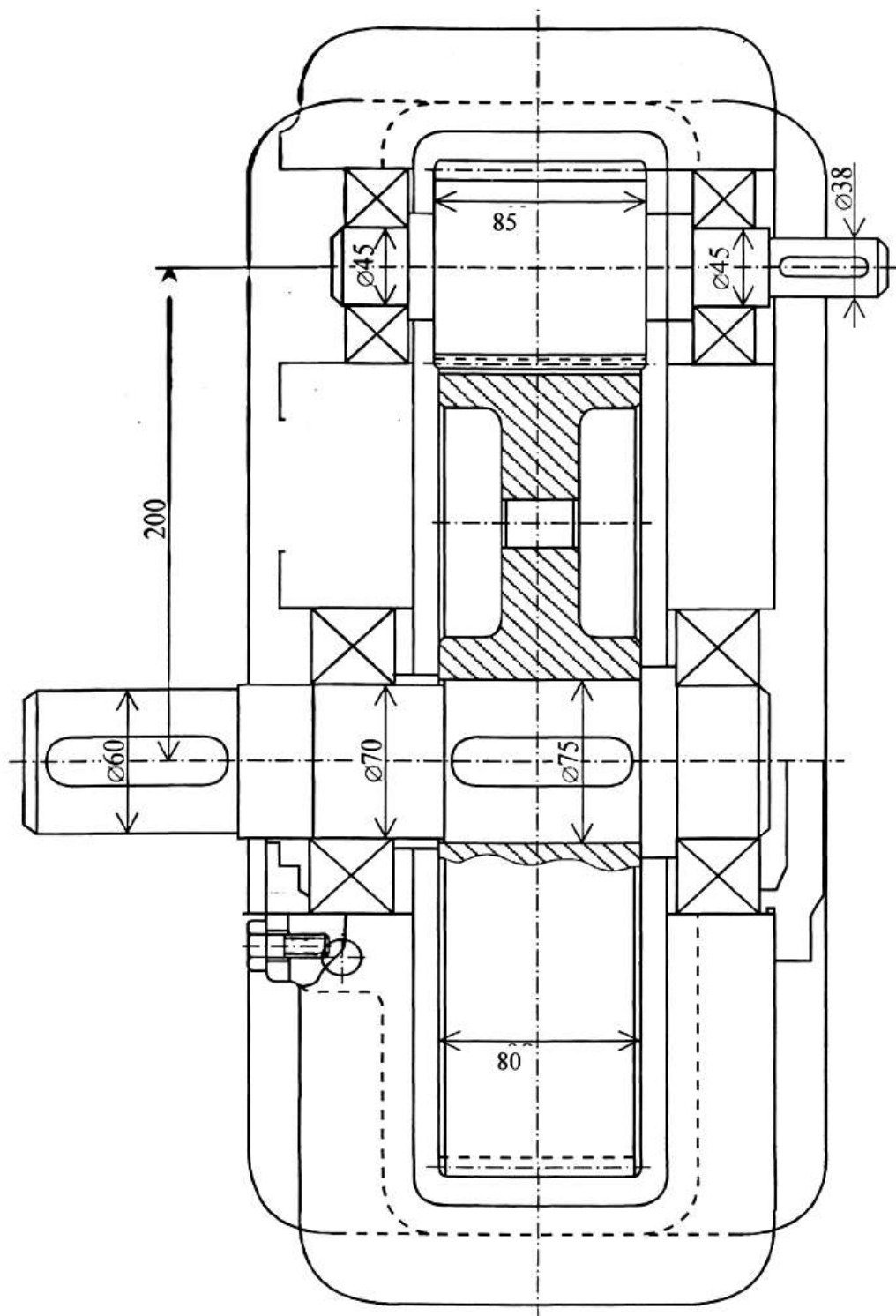


Рис. 44. Пример эскизной компоновки редуктора на втором этапе.

Для повышения жесткости корпуса его снаружи усиливают ребрами, располагаемыми у приливов под подшипниками.

Для удобства монтажа деталей редуктора корпус выполняется разъемным. Плоскость разъема проходит через оси валов.

Для корпуса с одной плоскостью разъема основными его деталями являются основание и крышка (иногда основание корпуса называют картером

редуктора, а крышку - кожухом). Корпус обычно изготавливается из чугунного литья марок СЧ 12-28 и СЧ 15-32.

При серийном производстве применение литых корпусов экономически целесообразнее.

При конструировании корпуса редуктора рекомендуется использовать следующие эмпирические соотношения для определения размеров основных элементов его основания и крышки (табл. 16 – 21 и рис. 44 – 46).

Таблица 16

К определению размеров корпуса редуктора

Наименование	Обозначения	Соотношения
Толщина верхнего фланца корпуса	s	$1,5 < \delta^*$
Толщина фундаментных лап	δ_{ϕ}	$2,35 \delta$
Ширина фланца	K	см. табл.4.2
Расстояние от оси болта до стенки корпуса	C	см. табл.4.2
Толщина фланца крышки редуктора	S_1	$1,5 \delta_1$
Диаметр фундаментных болтов	d_{ϕ}	см.табл. 4.6
Диаметр болтов, стягивающих крышку и корпус	d d_1	$0,75 < d_{\phi}$ $0,6 d_{\phi}$
Ширина опорной поверхности нижнего фланца корпуса редуктора	m	$k+1,5 \delta$
Толщина ребер корпуса	δ_p	$(0,8 \div 1,0) \delta$
Высота центров	H_o	$1,06 a_w$

* размер δ определяется по таблице 15.

Размеры, мм, элементов $K, C, d_{омс}, D, R$ в зависимости от d_{ϕ} представлены в табл. 17.

Таблица 17

d_{ϕ}	K	C	$d_{омс}$	D	R
M8	24	10	9	20	3
M10	28	14	11	24	3
M12	33	16	13	26	3
(M14)	35	18	15	30	3
M16	40	20	17	24	5
(M18)	46	22	20	36	5
M20	48	22	22	40	5
(M22)	52	25	24	42	5
M24	55	25	26	45	5

В табл. 18 даны размеры, мм, гнезд подшипников с крышкой на винтах.

Таблица 18

D_1H7	D_4	D_5	d_2	Количество болтов, n	h
47	60	75	M6	4	6
52	65	80	M6	4	6
62	75	90	M6	4	7

72	88	108	M8	4	7
80	96	115	M8	6	8
85	102	120	M8	6	8
90	106	125	M8	6	8
100	120	145	M10	6	10
110	130	155	M10	6	10
120	140	165	M10	6	10

Соотношения размеров, мм, гнезд подшипников с врезной крышкой представлены в табл. 19.

Таблица 19

D_1H7	D_2	D_3	f	e
До 50	D_1H7+6	$1,45 D_1H7$	5	7
50-90	D_1H7+6	$1,4 D_1H7$	5	7
90-170	D_1H7+8	$1,4 D_1H7$	8	10

Размеры, мм, элементов сопряжений литых корпусов представлены в табл. 20.

Таблица 20

Δ	x	y	R
10-15	3	15	5
15-20	4	20	5
20-25	5	25	5

В табл. 21 даны размеры, мм, фундаментных болтов:

Таблица 21

Редуктор		
Одноступенчатый		
a_w	d_ϕ	Количество болтов
До 100	M12	4
160	M16	4
200	M16	4
250	M20	4
315	M24	6
355	M24	6

Для размещения болтов d предусматриваются специальные приливы (бобышки) у гнезд под подшипники (рис. 44 – 46) разрез по $A-A$ и вид B), причем, чтобы уменьшить деформации корпуса и крышки, болты стараются разместить ближе к оси вала. Расстояние от края расточки до оси болта d_o , $e \approx$

(1...1,2) d_o . Этот размер проверяют графически, чтобы было обеспечено отсутствие пересечения болтов d и болтов крышки подшипников d_2 .

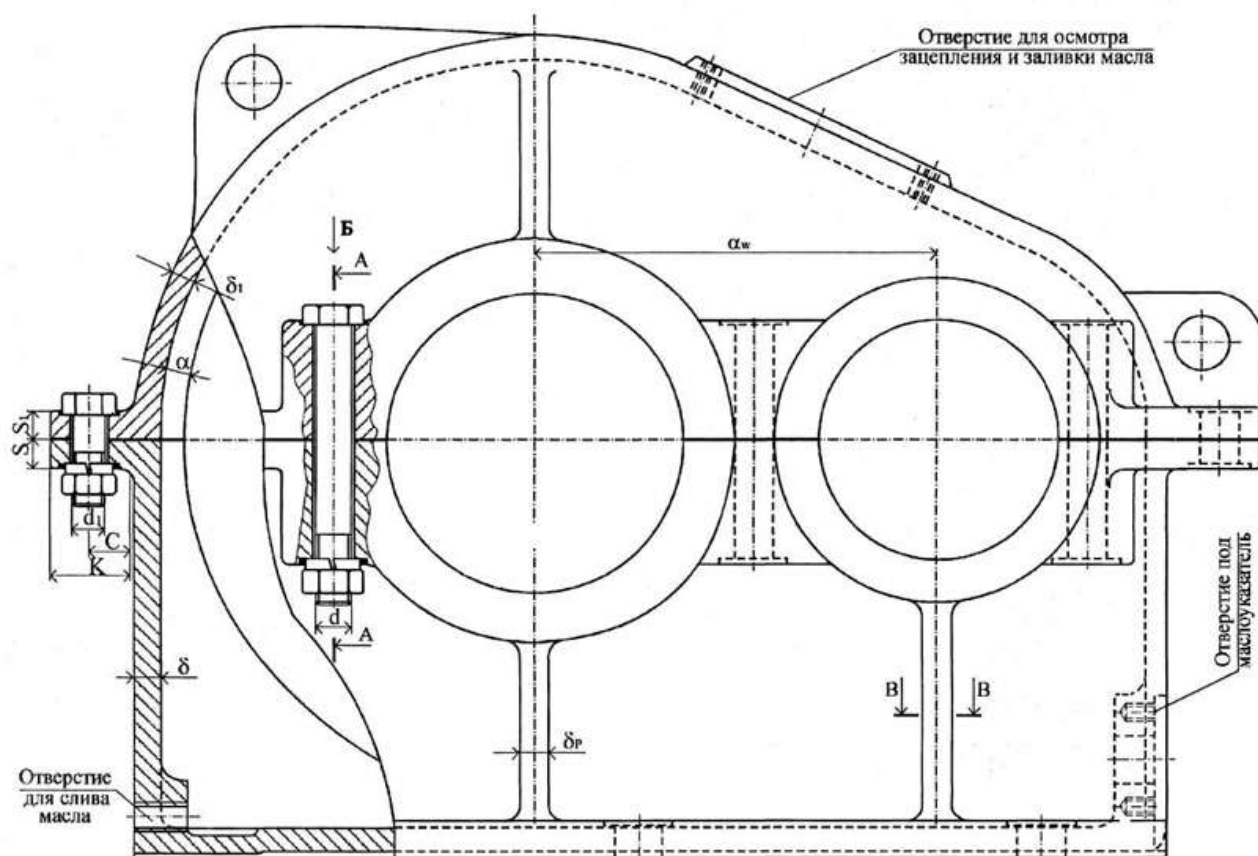


Рис. 45. К определению размеров корпуса редуктора.

Рекомендуемые размеры бобышки под болты d (рис. 46 и табл. 17) h – высоту бобышки выбирают конструктивно так, чтобы размещалась гайка болта d .

Ширину гнезда под подшипник уточняют конструктивно по условию размещения в нем центрирующего выступа крышки ведомого вала или закладной крышки.

Для удобства механической обработки торцов бобышек и проверки отсутствия перекоса осей отверстий ширина гнезд под подшипники принимают для всех подшипников одинаковой. Обязательно должно соблюдаться условие $l_1 > k$ (на 2...3 мм). Диаметры D_2 , D_3 , D_4 и D_5 выбирают в зависимости от диаметров подшипников, принятых конструкций крышек подшипников.

На рис. 47 также приведены конструкции литых крышек прямоугольной, a , и круглой, b , формы. Их изготавливают из чугуна, алюминиевого сплава, или

ПЛАСТМАССЫ.

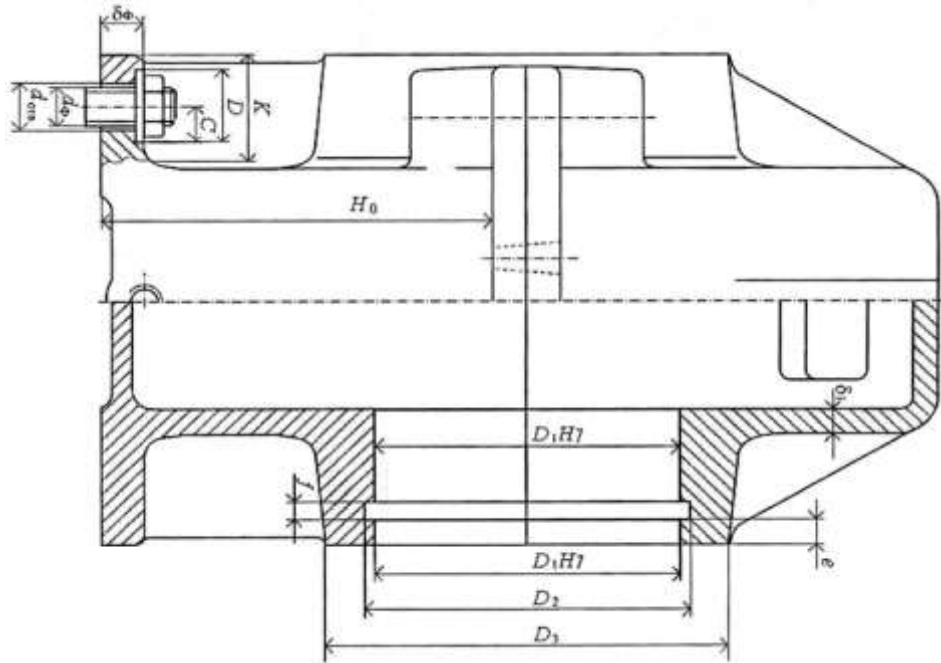


Рис. 46. К определению рекомендуемых соотношений размеров корпуса редуктора.

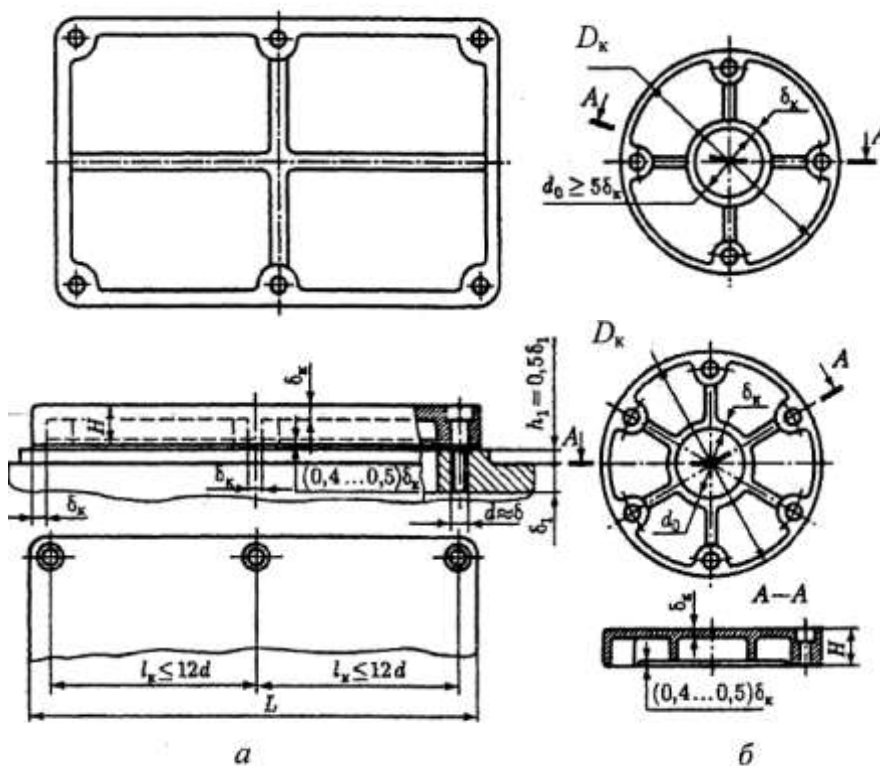


Рис. 47. К определению размеров крышек.

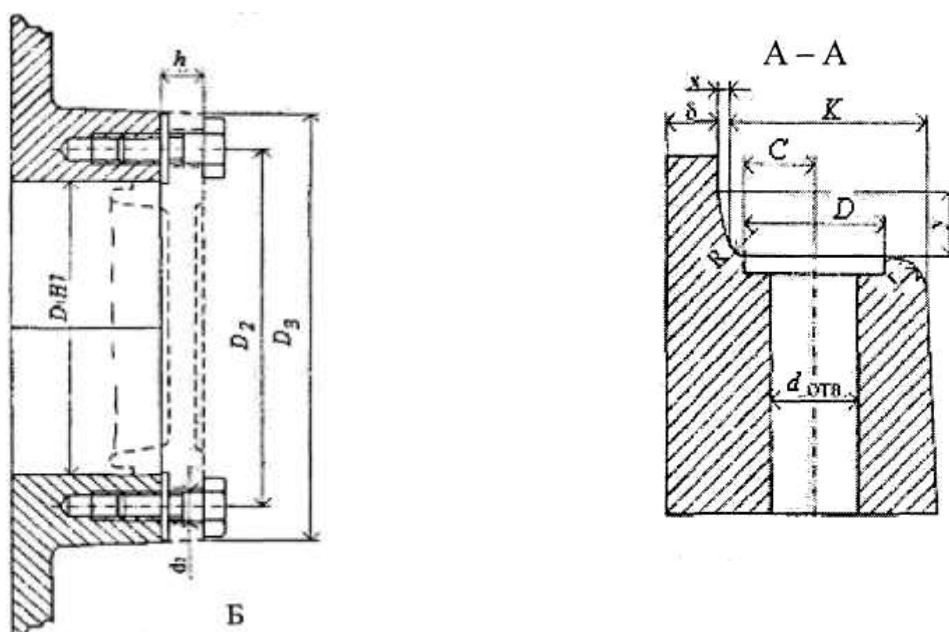
Толщину δ_k стенок и высоту H принимают для крышек:

– чугунных: $\delta_k = (0,7...0,8) \delta > 6$ мм; $H > 0,08 L (D_k)$;

– из алюминиевого сплава и пластмассы:

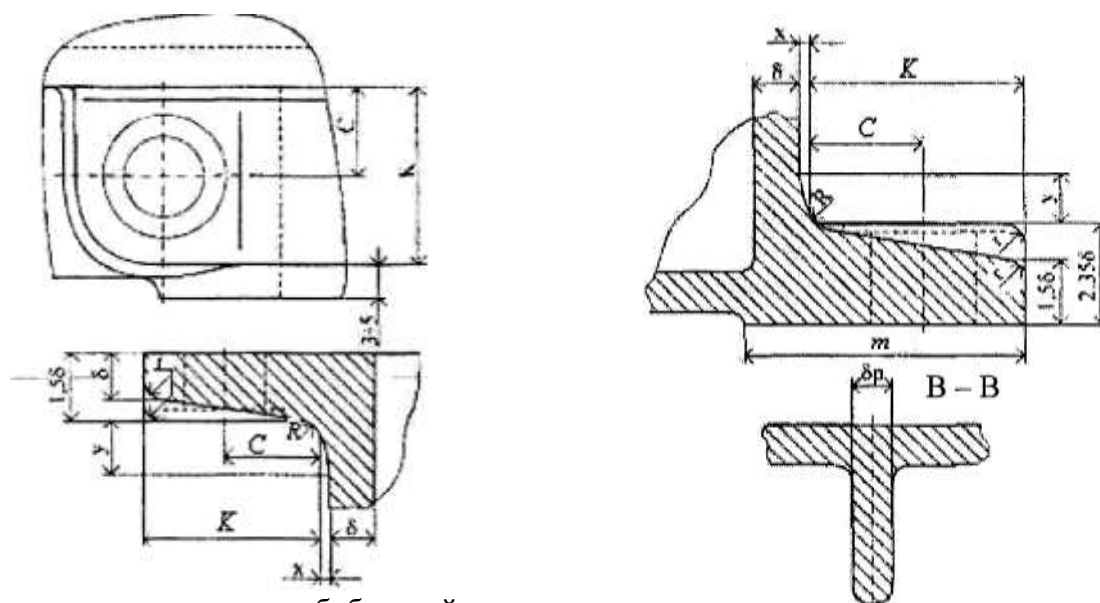
$$\delta_k = (0,5...0,6) \delta > 5 \text{ мм}; H > 0,05L(D_k);$$

где δ – толщина стенки корпуса редуктора (коробки передач).



Вариант гнезда подшипника с крышкой под винты Вариант фланца корпуса с бобышкой

Рис. 48. Варианты выполнения гнезд, отверстий и приливов в корпусе редуктора.



Вариант лапы корпуса с бобышкой

Рис. 49. Варианты выполнения гнезд, отверстий и приливов в корпусе редуктора.

Толщина δ_k стенок в любом сечении крышки должны быть по возможности одинаковой. Крышки усиливают ребрами жесткости. Чтобы радиальные ребра в круглых крышках не соединялись в общий узел, выполняют кольцевое ребро диаметром $d_0 > 5 \delta_k$ (рис. 47).

В крышках люков удобно располагать пробковые отдушины (рис. 50, а, б, в).

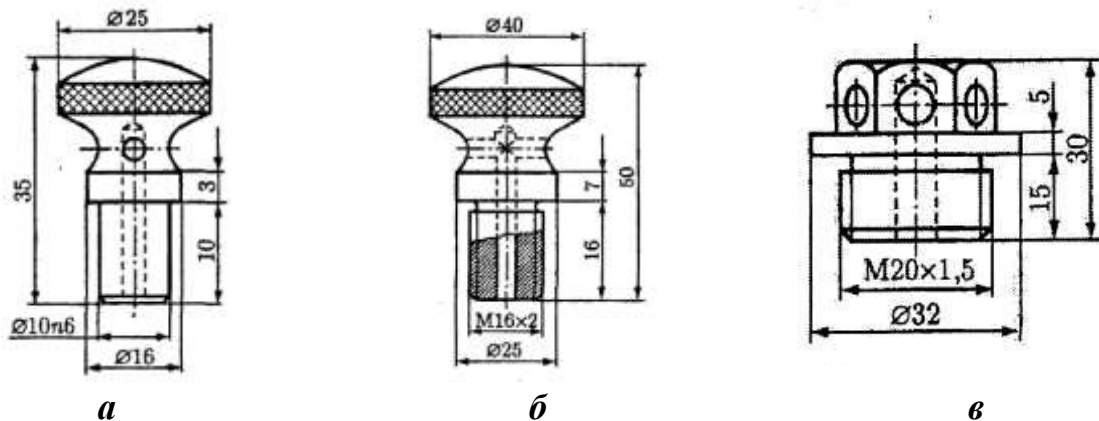
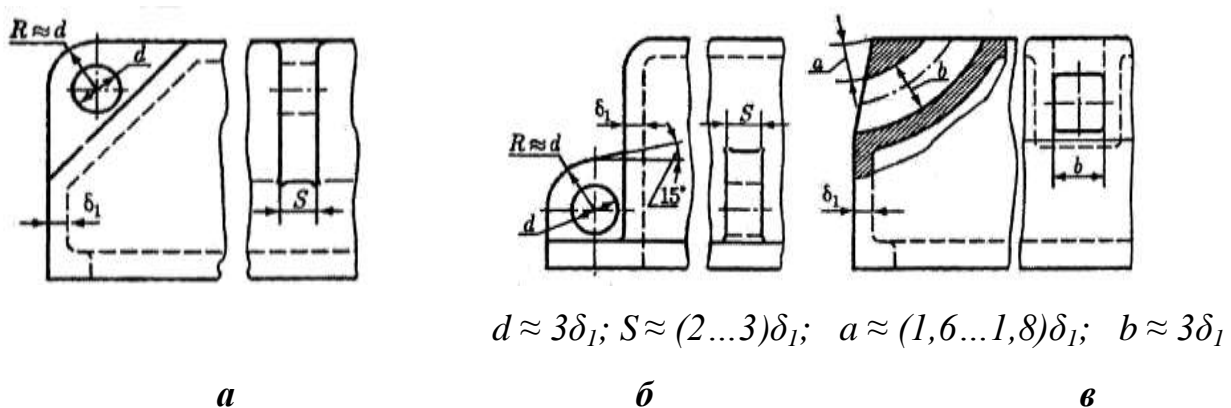


Рис. 50. Конструкции пробковых отдушин.

На поясе крышки редуктора часто устанавливают два отжимных болта для облегчения отделения крышки от основания корпуса при разборке редуктора. Размеры болтов приведены в табл. 18.

Для осмотра и заливки масла на крышке корпуса имеется смотровое окно, закрываемое крышкой. Размеры крышек и крепящих ее болтов даны на рис. 47. Крышки крепят винтами, располагая их на расстоянии $\sim (1...2) d$.

Для подъема крышки корпуса, а также в случае легких редукторов для подъема их в собранном виде служат проушины, которые отливают заодно с крышкой (рис. 51, а, б, в).



$$d \approx 3\delta_1; S \approx (2...3)\delta_1; a \approx (1,6...1,8)\delta_1; b \approx 3\delta_1$$

Рис. 51. Варианты изготовления проушин.

6.8.2. Конструирование зубчатых колес

Ширина зубчатых колес определена в результате расчета зубчатого зацепления, поэтому ее округляют в сторону увеличения до стандартных значений.

Форма и размеры части колеса, соединяемой с валом, зависят от конкретных размеров вала, от способа передачи и величины вращающего момента. Если зубчатое колесо выполняют заодно с валом в виде вала-шестерни, то эта часть колеса практически отсутствует.

Такую конструкцию используют в том случае, если расстояние от впадины зуба до шпоночного паза меньше $2m$. Иногда шестерни делают заодно с валом при несколько большем значении указанного размера.

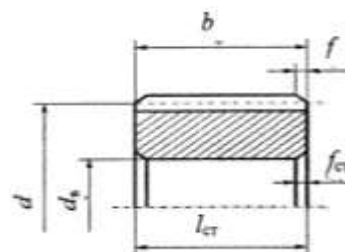
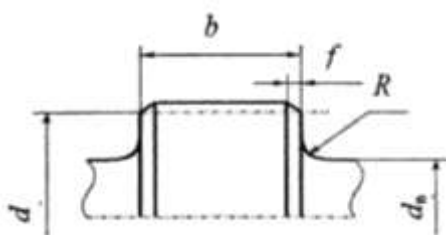
При небольшом превышении диаметра зубчатого колеса над диаметром вала колесо выполняют сплошным. Зубчатое колесо большого диаметра выполняют с диском и ободом.

При конструировании зубчатых колес рекомендуется использовать следующие соотношения (табл. 22 и рис. 52).

Таблица 22

Соотношения размеров зубчатых колес

Наименование параметра	Обозначение	Формула расчета
Толщина обода	S	$(2...3)m$
Толщина диска	C	$(0,2...0,3)b$
Размер фаски, мм х45	f	$(0,5... 0,6) m$
	f_{cm}	$(0,03...0,5)d_B$
	$f_{об}$	$0,5m$
Диаметр ступицы	d_{cm}	$d_{ст} = (1,6...1,7) d_B$ - стальные колеса $d_{ст} = (1,7... 1,8) d_B$ — чугунные колеса
Внутренний диаметр обода	D_k	$D_k = d - 2S - 2,5m$
Диаметр центров отверстий в диске	D_0	$D_0 = 0,5(D_k - d_{ст})$
Диаметр отверстий в диске	d_0	$d_0 = \frac{D_k - d_{cm}}{2,5 ... 3,0}$
Длина ступицы	l_{cm}	$l_{ст} = (0,8...1,5) d_B$
Радиусы скруглений	R	$R = 3...6$ мм



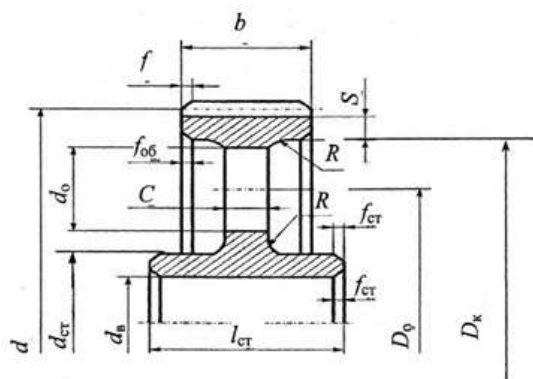


Рис. 52. К определению соотношений расчетов зубчатых колес.

В диске выполняют 4 – 6 отверстий d_0 .

d_B – диаметр отверстия в ступице определяют исходя из прочности вала.

6.8.3 Конструирование валов

При эскизном проектировании ориентировочно намечены конструкции валов и определены диаметры и длины отдельных участков.

Перед отработкой конструкции вала решают способ крепления деталей от осевого перемещения.

Валы выполняют в виде отдельной детали или заодно с зубчатым колесом. Экономически монолитная конструкция вала с зубчатым колесом выгодна, только если диаметр детали ненамного превышает диаметр вала [8].

Очень часто для фиксации положения колеса на валу изготавливают заплечик. Это упрощает установку колеса на вал – при сборке колесо доводят до упора в торец заплечика. При коротких ($l_{ст}/d < 0,7$) ступицах торец заплечика определяет не только положение колеса, но и точность его расположения относительно вала (рис. 53).

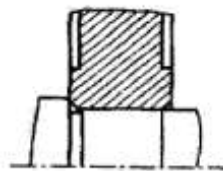


Рис. 53. Схема к обоснованию конструкции вала.

На рис. 54 показано осевое фиксирование колеса заплечиком вала, распорной втулкой и торцом внутреннего кольца подшипника. Между уступом вала и торцом ступицы колеса предусматривают зазор C для гарантии контакта.

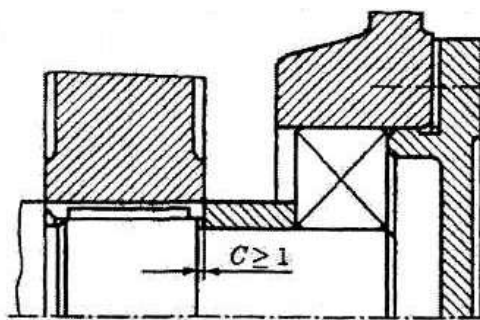


Рис. 54. К обоснованию выбора зазора C .

Размеры участков валов зависят от их назначения, т.е. от размеров деталей, с которыми они сопрягаются (контактируют) или от размеров элементов деталей, которые выполняют заодно с валом, например, шестерни зубчатой передачи, а также от расстояний между зубчатыми колесами и корпусом редуктора.

Входной и выходной валы редукторов, коробок отбора мощности имеют цилиндрические (по ГОСТ 12080-66) или конические (по ГОСТ 12081-72) концевые участки (приложения 31 и 33.9) для установки полумуфт, шкивов, звездочек или зубчатых колес.

В курсовом проекте рекомендуется выполнять концы валов цилиндрическими по ГОСТ 12080-66 (приложение 31). Деталь, устанавливаемую на коническом конце вала, доводят до упора в заплечик высотой t (рис. 55).

Высоту $t_{\text{цил}}$ ($t_{\text{кон}}$) заплечика, координату r фаски подшипника и размер f фаски колеса принимают в зависимости от диаметра d , мм, по табл. 23.

Таблица 23

d	17-22	24-30	32-38	40-44	45-50	52-58	60-65	67-75
$t_{\text{цил}}$	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7
r	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5
f	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5

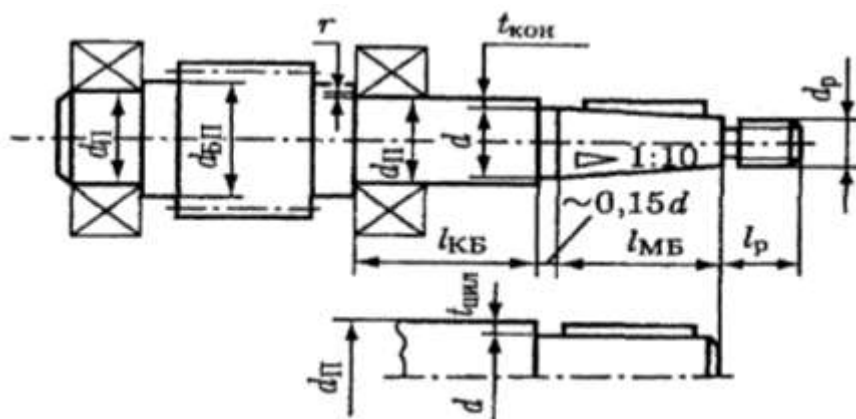


Рис. 55. К обоснованию выбора высоты t заплечика: d_{II} – диаметр участка вала для установки подшипника; $d_{БП}$ – диаметр заплечика быстроходного вала; d_p – диаметр резьбы длиной l_p ; $l_{КБ}$ – длина промежуточного участка быстроходного вала; $l_{МБ}$ – длина участка быстроходного вала для установки муфты.

Соседним с концевым является участок вала для установки подшипника. Поэтому высота t заплечика концевой участка должна быть согласована с посадочным диаметром подшипника. При этом предусматривают возможность установки подшипника без съема призматической шпонки. Ориентировочно диаметр вала, мм, в месте установки подшипника определяют согласно рис. 56:

$$d_{II} \geq d + 2t_2 + 1$$

где t_2 – глубина паза в ступице (приложение 33.9).

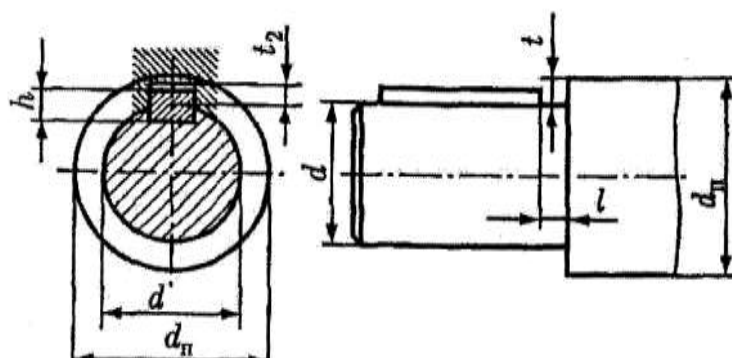


Рис. 56. К определению диаметра вала.

Полученное значение округляют в большую сторону до ближайшего стандартного для подшипников размера. Выполнение условия установки подшипника без съема шпонки приводит, как правило, к значительной разности диаметров d_{II} и d . В тех случаях, когда расстояние l (рис. 57) больше ширины B внутреннего кольца подшипника, отличие в размерах d_{II} и d уменьшают за счет обхода шпонки. Последовательность монтажа подшипника в этом случае

показана на рис. 57.

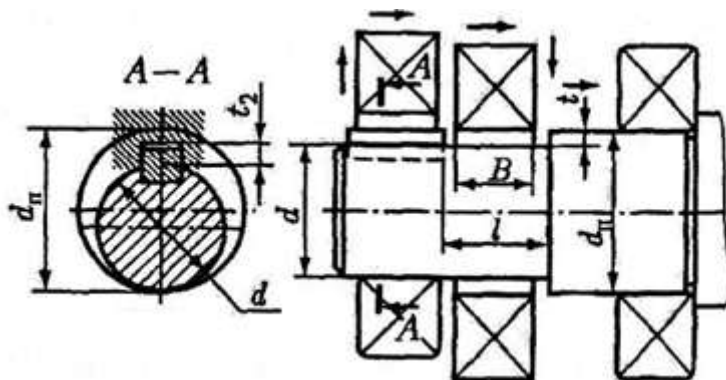


Рис. 57. К выбору последовательности монтажа подшипника.

Входные (быстроходные) валы (рис. 58) цилиндрического редуктора имеют концевые участки, участки для установки подшипников и участки для установки шестерен или для нарезания зубьев шестерен.

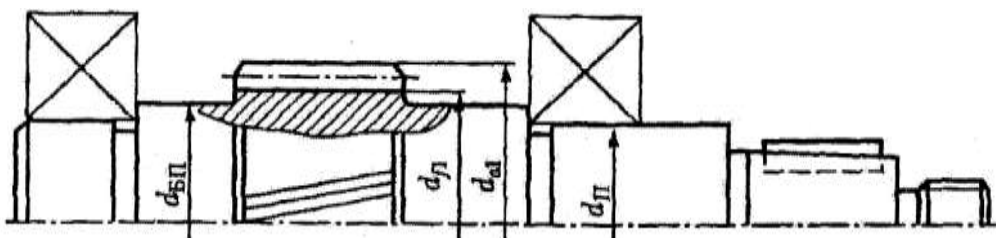


Рис. 58. К обоснованию размеров концевых участков.

Выходные валы также имеют концевые участки. В средней части вала между подшипниковыми опорами размещают зубчатое колесо (рис. 58). Для упора колеса на валу конструируют заплечик диаметром $d_{БК}$.

Диаметры $d_{БП}$ и $d_{БК}$ определяют по следующим рекомендациям:

$$d_{БП} \geq d_K + 3f,$$

$$d_{БК} \geq d_{П} + 3r,$$

где f – размер фаски;

r – координата фаски.

С другой стороны между подшипником и колесом располагают втулку (рис. 59).

Для повышения технологичности радиусы галтелей, размеры фасок и канавок для выхода инструмента на одном валу желательно принимать одинаковыми. Если на валу предусмотрено несколько шпоночных пазов, то для

удобства фрезерования их располагают на одной образующей и выполняют одной ширины, выбранной по меньшему диаметру вала (рис. 59).

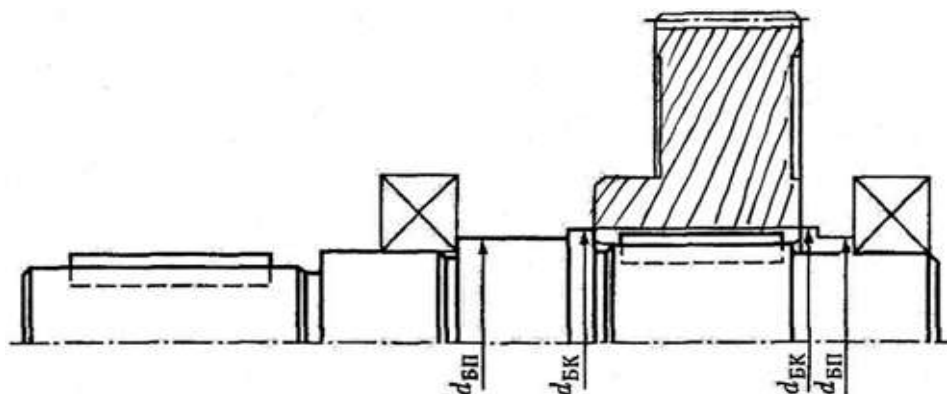


Рис. 59. К обоснованию способа фрезерования.

Шероховатость посадочных поверхностей в местах установки подшипников на валах и в корпусе должна соответствовать ГОСТ 27890-73 $Ra = 1,25 \dots 3,2$ мкм. Такую шероховатость целесообразно получить шлифованием. Для выхода шлифовальных кругов **выполняют** канавку: по рис. 60, *а, б* – при шлифовании поверхности вала; по рис. 60, *в* – при шлифовании отверстия в корпусе. Размеры канавок, мм, приведены в табл. 24.

Таблица 24

d	b	H	R	R_1
свыше 10 до 50	3	0,25	1,0	0,5
свыше 50 до 100	5	0,5	1,6	0,5
свыше 100	8	0,5	2,0	1,0

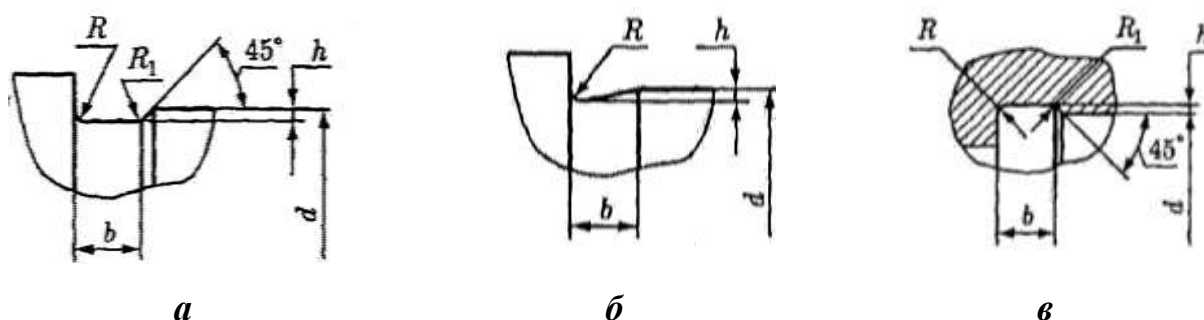


Рис. 60. К обоснованию способа шлифования.

При высокой напряженности вала переходную поверхность выполняют галтелью постоянного радиуса (рис. 61). Радиус r_1 галтели принимают меньше координаты фаски r кольца подшипника – табл. 25.

Таблица 25

r , мм	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$r_{I_{max}}$, мм	0,6	1	1	1,5	2

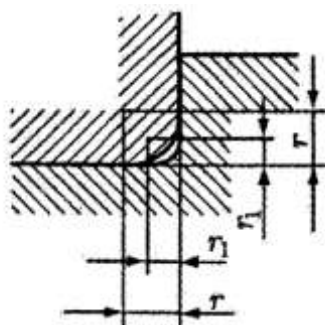


Рис. 61. К выбору размеров галтели.

Рекомендуемые значения твердости, точности и шероховатости участков вала или оси приводятся в табл. 26.

Таблица 26

Поверхности	Твердость, HRC	Допуск	Шероховатость, R_a
Цилиндрическая поверхность под зубчатое колесо	-	-	0,8
Цилиндрическая поверхность под полумуфту, шкив	-	k6	1,25
Цилиндрическая поверхность под подшипник качения нормального класса точности	-	k6 js6 h6	0,63 1,25 1,25
Торцевая поверхность прилегания зубчатого колеса, подшипника качения, полумуфты, шкива	-	-	2,5
Поверхность под манжетное уплотнение	45...51 56...62	h8 h7	0,32 ^{полир} 0,16 ^{полир}
Поверхность под войлочное уплотнение	45...51	h10	0,63 0,32
Боковая поверхность зубьев эвольвентного соединения	45...51 56...62	8h 8k	1,25 0,63
Поверхность под дистанционную втулку	-	d9	1,25
Поверхность призматического шпоночного паза	-	P9	R,20
Поверхность сегментного шпоночного паза	-	N9 P9	R,20
Поверхности канавки для упорного кольца	-		2,5
Поверхность крепежной резьбы	-	6g	2,5
Поверхность канавок для стопорной шайбы, а также все свободные поверхности: цилиндрические несопрягаемые торцевые несопрягаемые, проточки для выхода инструмента)	-	$H12, h12, \pm \frac{IT12}{2}$ (для механизмов приборов $H10, h10, \pm \frac{IT10}{2}$	$R_z40...R_z80$

После определения конструктивных размеров участков вала (длин, диаметров) производят расчет вала на сопротивление усталости [3].

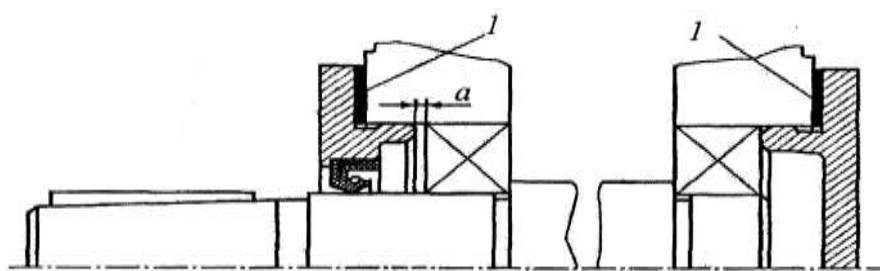
6.8.4 Конструирование подшипниковых узлов и крышек подшипников

После подбора и расчета подшипников необходимо конструктивно оформить опоры: разместить подшипники, предусмотреть способы осевой фиксации подшипников и регулировки зазоров в них, выбрать вид подшипниковых крышек (привертных или закладных) и др.

На рис. 41 приведены основные схемы установки подшипников. Конструкции подшипниковых узлов рассматривают для каждой схемы, отдельно для фиксирующей и плавающей опор.

Регулирование зазоров в подшипниках проводят осевым перемещением наружных колец. На рис. 62 показано регулирование набором тонких металлических прокладок *1*, установленных под фланцы *привертных* крышек подшипников. Для регулирования подшипников набор прокладок можно установить под фланец одной из крышек.

Регулирование набором металлических прокладок обеспечивает достаточно высокую точность и применяется при установке как радиальных, так и радиально-упорных подшипников.



*Рис. 62. К регулированию зазоров прокладками для привертных крышек
(*a* – зазор между торцами наружного кольца и крышки;
1 – набор металлических прокладок).*

Регулирование подшипников в случае применения *закладных* крышек выполняют по рис. 63 *а, б*. При условии *радиальных* шарикоподшипников между торцом наружного кольца подшипника и торцом крышки подшипника оставляют зазор $a = 0,2...0,5$ мм для компенсации тепловых деформаций. Этот зазор на чертежах сборочных единиц не показывают.

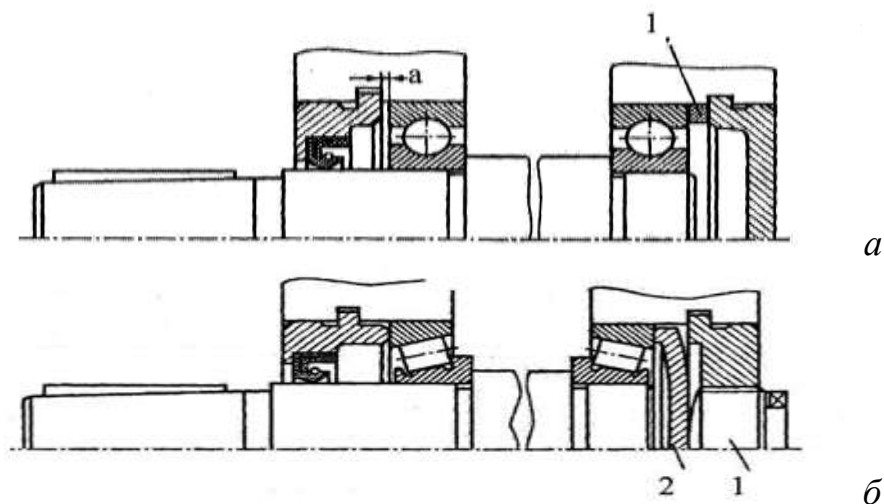


Рис. 63. К регулированию зазоров (а – регулировка кольцом 1; б – винтом 1 и шайбой 2).

Регулирование *радиально-упорных* подшипников при применении закладных крышек выполняют по рис. 63, б, воздействуя регулировочным винтом 1 на самоустанавливающуюся шайбу 2.

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марок СЧ15, СЧ20.

На рис. 64 показаны основные конструкции привертных крышек: на рис. 64, а, б, г – так называемых глухих, а на рис. 64, в – с отверстием для выходного конца вала.

Форма крышки зависит от конструкции опоры вала. Чаще всего торец вала не выступает за пределы подшипника. Поэтому наружная поверхность крышки плоская (рис. 64, а - в). Если торец вала выступает за пределы подшипника, то крышку выполняют по рис. 64, г.

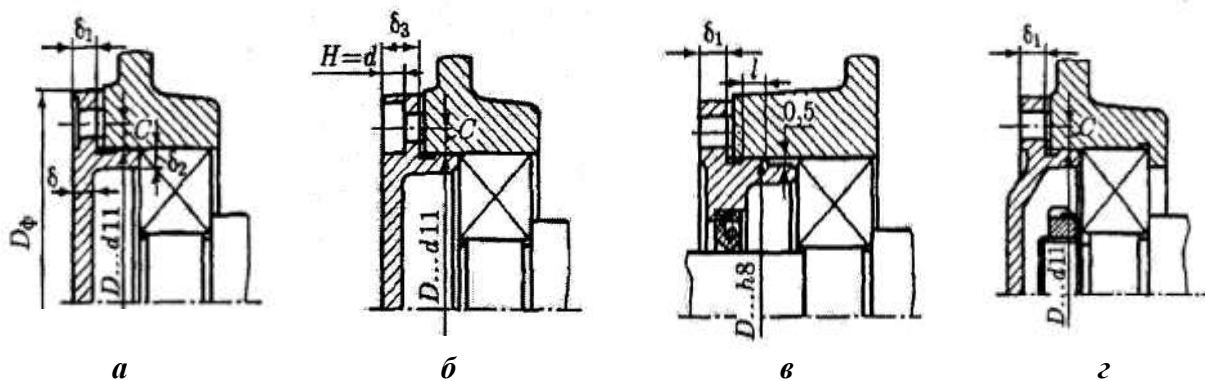


Рис. 64. Схемы конструкций крышек.

Чтобы поверхности фланца крышки и торца корпуса сопрягались по плоскости, на цилиндрической центрирующей поверхности перед торцом

фланца делают канавку шириной b (табл. 24). Крышку базируют по торцу фланца, поэтому поясok l с центрирующей цилиндрической поверхностью делают небольшим, чтобы он не мешал установке крышки по торцу корпуса: $l \approx b$.

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух соседних крышек подшипников могут перекрывать друг друга. В этом случае у обеих крышек фланцы срезают, оставляя между срезами зазор 1 - 2 мм (рис. 65).

Чаще фланцы крышек выполняют круглой формы; обычно форма крышки должна соответствовать форме платика корпусной детали, к которой крышку привертывают. При этом размер a фланца (рис. 66) определяют из условия размещения винта крепления крышки к корпусу.

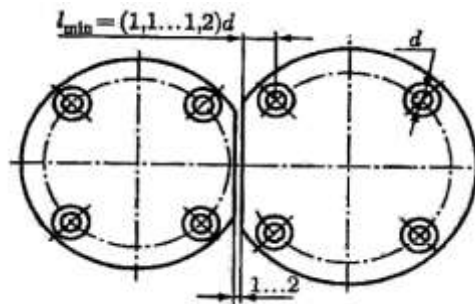


Рис. 65. К выбору установки крышек.

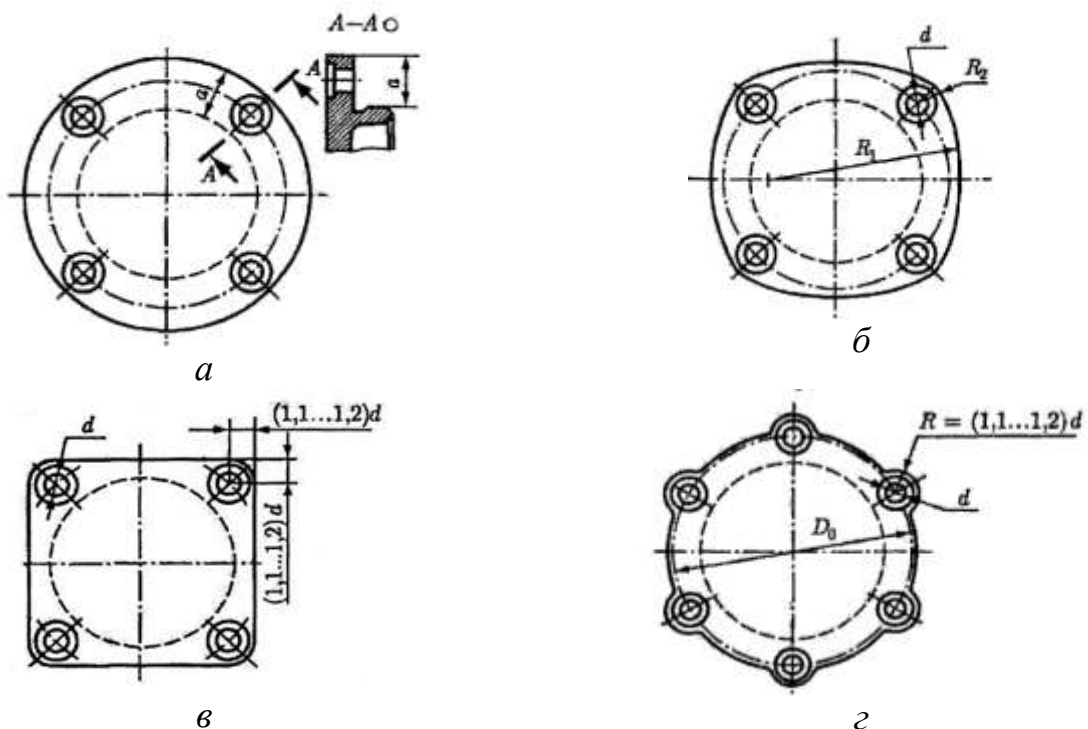


Рис. 66. К выбору формы фланца крышки.

Поля допусков диаметра центрирующего пояска приведены на рис. 64. Если в крышку подшипника встроено манжетное уплотнение, как это показано на рис. 64, *в*, то допуск на центрирующий диаметр ужесточают.

Определяющим при конструировании крышки является диаметр D отверстия в корпусе под подшипник. Ниже приведены рекомендации по выбору толщины δ стенки, диаметра d и числа z винтов крепления крышки к корпусу в зависимости от D (табл. 27).

Таблица 27

D , мм	50...62	63...95	100...145	150...220
δ , мм	5	6	7	8
d , мм	6	8	10	12
z	4	4	6	6

В варианте по рис. 64, *б* крышку крепят винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ. В этом случае толщину крышки принимают $\delta_3 = H + 0,8 \delta$, где H – высота головки винта.

Опорные поверхности под головки крепежных болтов или гаек чаще всего необходимо обрабатывать. Обрабатывают или непосредственно те места, на которые опирают головки винтов (рис. 64, *а*, *б*), или весь поясок на торце в зоне расположения головок винтов (рис. 64, *в*, *г*). Размеры других конструктивных элементов крышки:

$$\delta_1 = 1,2 \delta; \quad \delta_2 = (0,9...1) \delta; \quad D_{\phi} = (4...4,4) d; \quad C \approx d.$$

При установке в крышке подшипников манжетного уплотнения выполняют расточку отверстия так, чтобы можно было выпрессовать изношенную манжету (рис. 67, *а*, *б*).

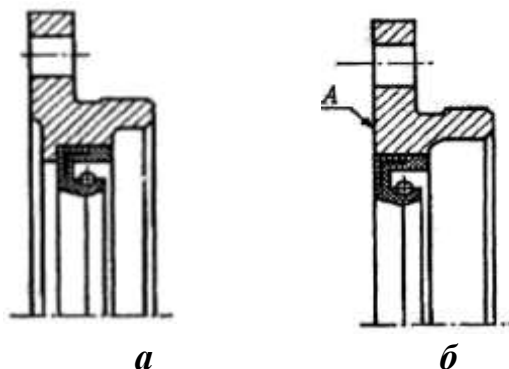


Рис. 67. К выбору способа установки манжеты.

На рис. 68 показаны основные конструкции закладных крышек: глухих – рис. 68 *а, б*; с отверстием для выходного конца вала – рис. 68, *в*. Закладные крышки широко применяют в редукторах, имеющих плоскость разъема по осям валов. Эти крышки не требуют крепления к корпусу резьбовыми деталями: их удерживает кольцевой выступ, для которого в корпусе протачивают канавку. Чтобы обеспечить сопряжение торцов выступа крышки и канавки корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности крышки перед торцом выступа желательно выполнять канавку шириной *b*. Размеры канавки на диаметре *D* принимают по табл. 25 ($D = d$).

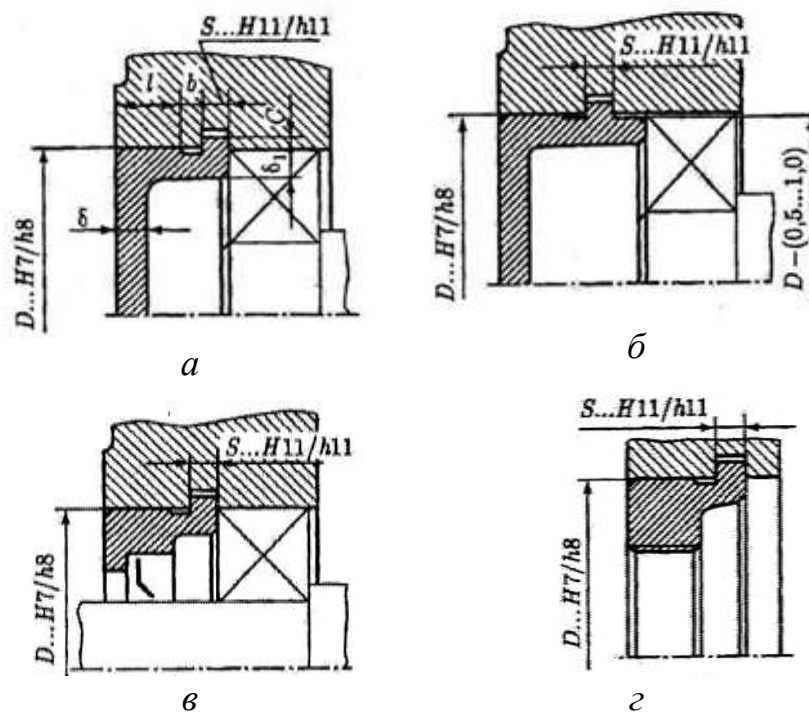


Рис. 68. Конструкции закладных крышек.

Наружный диаметр крышки выполняют с такими отклонениями, при которых в сопряжении с корпусом крышка образует очень малый зазор, препятствующий вытеканию масла из корпуса. Толщину δ стенки принимают в зависимости от диаметра *D* отверстия под подшипник. Размеры других элементов крышки: $\delta_1 = (0,9... 1) \delta$; $S = (0,9... 1) \delta$; $C \approx 0,55$; $l \geq b$.

Иногда торец крышки, контактирующий с подшипником, не совпадает с торцом выступа (рис. 68). Чтобы наружная цилиндрическая поверхность этого участка не нарушала точности центрирования крышки, ее диаметр уменьшают на 0,5... 1 мм.

6.9 Смазывание, смазочные устройства и уплотнения

Смазывание трущихся поверхностей предназначено для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей и их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также от заедания, задиров и коррозии.

Для смазывания передач широко применяют *картерную систему*. В корпус редуктора или коробки передач заливают масло так, чтобы венцы колес были погружены в него. 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 деталей, расположенных внутри корпуса деталей.

Картерный метод смазывания применяют при окружной скорости зубчатых колес и червяков до 12,5 м/с. При более высоких скоростях центробежная сила сбрасывает масло с зубьев и зацепление работает при недостаточном смазывании, что приводит к существенному возрастанию потерь мощности на перемешивание масла, повышается его температура.

Выбор смазочного материала основан на опыте эксплуатации машин. Чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла, и чем выше контактные давления в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла подбирают зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес по табл. 28, 29.

Обозначение промышленных масел состоит из четырех знаков, каждый из которых обозначает: *первый* – промышленное (И), *второй* – принадлежность к группе по назначению (Г – для гидравлических систем, Т – тяжело нагруженные узлы), *третий* – принадлежность к группе по эксплуатационным свойствам (А – масло без присадок, С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками), *четвертый* (число) – класс кинематической

ВЯЗКОСТИ.

Таблица 28

Контактные напряжения σ_H МПа	Рекомендуемая кинематическая вязкость, мм ² /с, при окружной скорости, м/с		
	до 2	2...5	св. 5
Для зубчатых передач при 40° С			
До 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000... 1200	70	60	50

Таблица 29

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с
Для зубчатых передач при 40°С	
И-Л-А-22	19...25
И-Г-А-32	29...35
И-Г-А-46	41...51
И-Г-А-68	61...75
Для червячных передач при 100 °С	
И-Г-С-220	14
И-Т-С-320	20
Авиационное МС-20	20,5
Цилиндровое 52	52

Из пластичных смазочных материалов чаще всего применяют ЦИАТИМ-201, Литол-24.

Допустимый уровень погружения тихоходного зубчатого колеса цилиндрического редуктора в масляную ванну принимают $\approx h_{зуба}$, но не менее 10 мм.

Подшипники смазывают тем же маслом, что и детали передач. Смазывание их другим смазочным материалом применяют редко (если требуется защитить подшипники от продуктов износа деталей передач).

При картерном смазывании передач подшипники смазывают брызгами масла. При окружной скорости колес $v \geq 1$ м/с брызгами масла покрыты все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и со стенок корпуса масло попадает в подшипник.

Однако в ряде случаев для обеспечения надежного смазывания зацепления приходится значительно повышать уровень масла. Нередко в масло погружают быстроходную шестерню и подшипники быстроходного вала. В

этом случае во избежание попадания в подшипник продуктов износа передач, а также излишнего полива маслом подшипники защищают маслозащитными шайбами (кольцами – рис. 69). Особенно это необходимо, если на быстроходном валу установлены косозубые или шевронные колеса, и когда зубья колес гонят масло на подшипник и заливают его, вызывая повышенный нагрев.

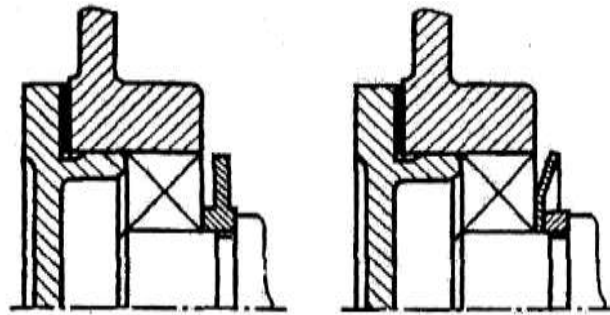


Рис. 69. К выбору маслозащитных шайб.

Уплотнительные устройства применяют для предотвращения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги. Из контактных уплотнений наиболее современные и надежные манжетные.

Манжетные уплотнения широко применяют при смазывании подшипников жидким маслом и при окружной скорости вала до 20 м/с. Манжета (рис. 70, а, в) состоит из корпуса 1, изготовленного из синтетической маслбензостойкой резины, каркаса 2, представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, и браслетной пружины 3.

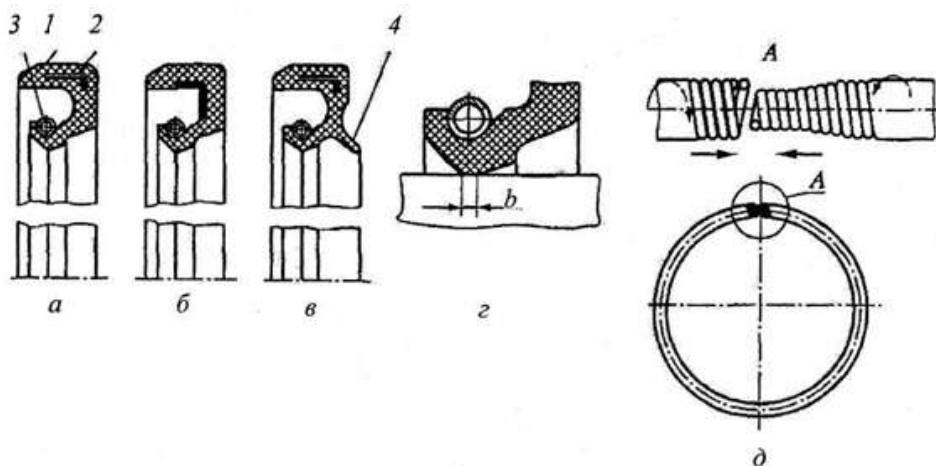


Рис. 70. К выбору манжеты.

Каркас придает манжете жесткость и обеспечивает ее плотную посадку в корпусную деталь без дополнительного крепления. Браслетная пружина стягивает уплотняющую часть манжеты, вследствие чего образуется рабочая кромка шириной $b = 0,4...0,6$ мм, плотно охватывающая поверхность вала.

Манжеты изготовляют двух типов: *I* – однокромочные; *II* – однокромочные с пыльником. Первый тип предназначен для того, чтобы предотвращать вытекание смазывающей среды, второй – для уплотнения и защиты от проникания пыли. Размеры манжет см. в приложении 34.

При окружной скорости более 4 м/с рабочая поверхность вала должна быть шлифованной, а при окружной скорости более 8 м/с еще и упрочненной (≥ 45 HRC).

Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса (рис. 71). К рабочей кромке манжеты в этом случае обеспечен хороший доступ смазочного масла.

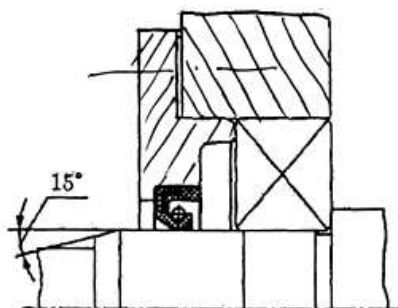


Рис. 71. К выбору способа установки манжеты.

При работе передач продукты изнашивания постепенно загрязняют масло. Поэтому масло, залитое в корпус редуктора или коробки передач, периодически меняют. Для этого в корпусе предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической или конической резьбой. Размеры пробок с цилиндрической резьбой представлены в табл. 30, исполнение – рис. 72.

Таблица 30

d	D	$D1$	L	l	b	t
M16 × 1,5-8g	25	21,9	24	13	3	3
M20 × 1,5-8g	30	25,4	25	13	4	3

Для надежного уплотнения под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки из фибры, алюминия, паронита. Для этой цели применяют также кольца из маслбензостойкой резины, которые помещают в канавки глубиной t , чтобы они не выдавливались пробкой при ее завинчивании (рис. 72, б).

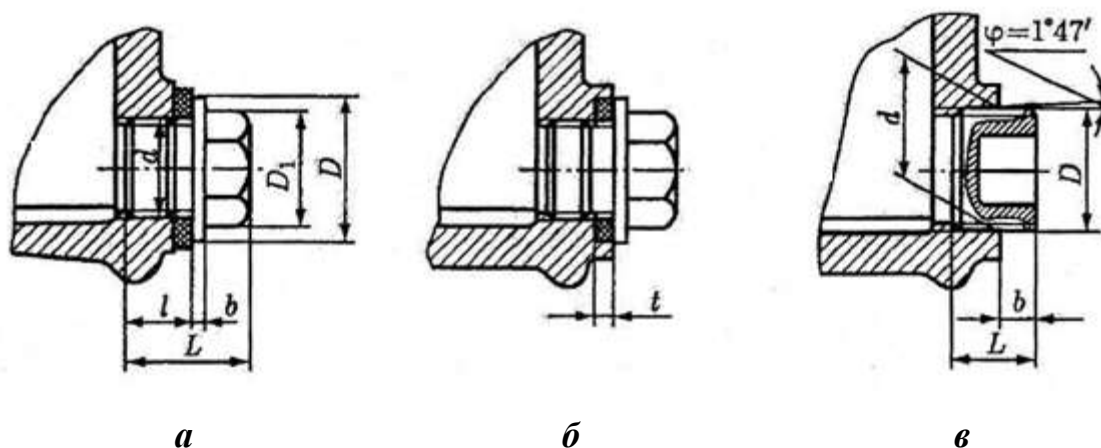


Рис. 72. К выбору сливных пробок и их размеров.

Маслосливными пробками можно закрывать отверстия для залива масла. Для наблюдения за уровнем масла в корпусе устанавливают: пробки с конической резьбой, маслоуказатели жезловые (щупы) (рис. 73 а, б, в), маслоуказатели круглые и удлиненные из прозрачного материала.

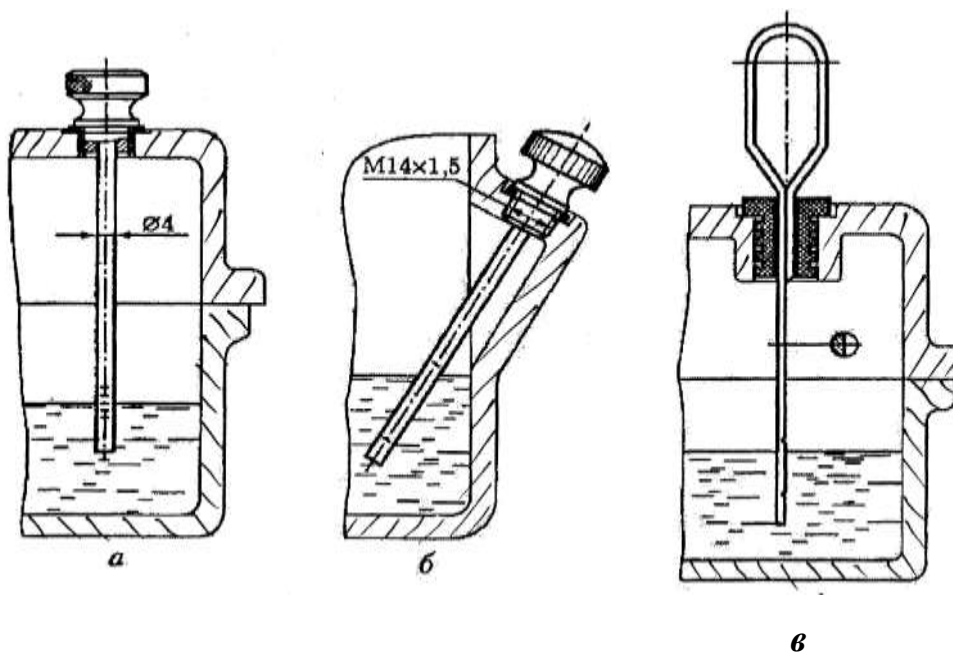


Рис. 70. К выбору маслоуказателей.

При длительной работе в связи с нагревом масла и воздуха повышается давление внутри корпуса редуктора. Это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки отдушин в его верхних точках.

Отдушину устанавливают или на крышку корпуса редуктора или на крышку для осмотра редуктора. Иногда отдушину (рис. 74, а) используют в качестве пробки, закрывающей отверстие для залива масла. Наибольшее применение находят отдушины, изображенные на рис. 74 а, б. Иногда отдушину (рис. 74, а) используют в качестве пробки, закрывающей отверстие для залива масла.

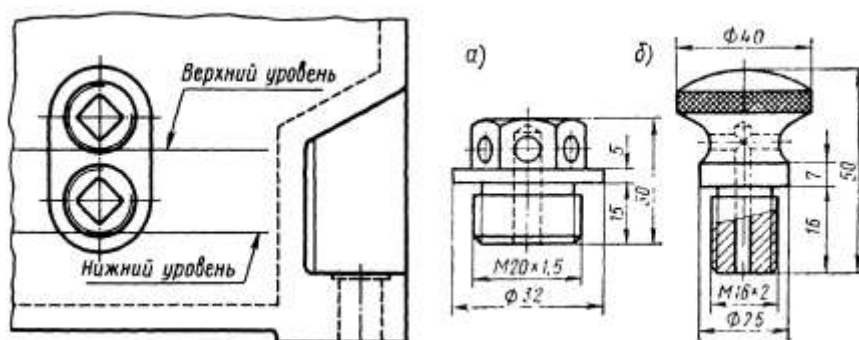
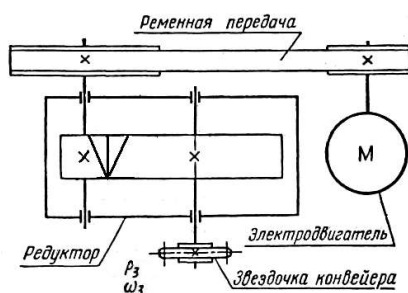


Рис. 74. Отдушины: а) – отдушину - пробка; б) – отдушину - ручка крышки люка.

6.10. Пример расчета и конструирования зубчатого редуктора

Пример расчета и конструирования редуктора проведен по исходным данным для схемы, изображенной на рисунке приложения 5 (задание 5-2).

З А Д А Н И Е. Спроектировать одноступенчатый горизонтальный цилиндрический косозубый редуктор и плоскоремennую передачу для привода к ленточному конвейеру по следующим данным: вращающий момент на валу колеса $T_2 = 1095,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$; передаточное отношение редуктора $u_p = 4,5$.



Величина	Вариант	
	8	9
P_3 , кВт	10	8
ω_3 , рад/с	$3,4\pi$	$3,3\pi$

6.10.1. Расчет зубчатых колес редуктора

Т.к. в задании нет особых требований к габаритам передачи, выбираем материалы со средними механическими характеристиками :

– для шестерни: сталь 45, термообработка – улучшение, твердость HB 230 < HB 350;

– для колеса: сталь 45, термообработка – улучшение, твердость ниже на 30 единиц, т.е. HB 200.

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HLimb} \times K_{HL}}{[n]_H},$$

где σ_{HLimb} – предел контактной выносливости при базовом числе циклов по таблице 3.2 [10] для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее HB350 и термообработкой – улучшение $\delta_{HLimb} = 2HB+70$;

K_{HL} – коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимают $K_{HL} = 1$; $[n]_H = 1,15$, отсюда допускаемое напряжение:

$$\text{по шестерне } [\sigma]_{H1} = \frac{(2HB+70) \times K_{HL}}{[n]_H} = \frac{(2 \times 230 + 70) \times 1}{1,15} = 461 \text{ МПа (Н/мм}^2\text{)},$$

$$\text{по колесу } [\sigma]_{H2} = \frac{(2HB+70) \times K_{HL}}{[n]_H} = \frac{(2 \times 200 + 70) \times 1}{1,15} = 410 \text{ МПа (Н/мм}^2\text{)}.$$

Коэффициент нагрузки $K_{H\beta}$ для симметричного расположения колес относительно опор примем по таблице 3.1 [10] для HB < 350 $K_{H\beta} = 1,15$.

Принимаем коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = v/a_w = 0,4$.

Межосевое расстояние из условий контактной выносливости

$$a_w = (U_{зп} + 1) \times \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H}\right)^2 \times \frac{T_3 \times K_{H\beta}}{\psi \times ba}} = (4,5 + 1) \times \sqrt[3]{\left(\frac{270}{410}\right)^2 \times \frac{1095,9 \times 10,3 \times 1,15}{0,4 \times 4,5^2}} = 5,5 \times$$

$$40,7 = 224 \text{ мм.}$$

Ближайшее стандартное значение $a_w = 225$ мм.

Нормальный модуль зацепления

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \times a_w = (0,01 - 0,02) \times 2,25 = 2,25 \div 4,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $m = 3$ мм.

Применим предварительный угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$ и определим числа зубьев шестерни и колеса:

$$Z_1 = \frac{2 \times a_\omega \times \cos \beta}{(U+1) \times m_n} = \frac{2 \times 225 \times \cos \beta}{5,5 \times 3} = 26,9.$$

Принимаем число зубьев шестерни $Z_1 = 27$, тогда $Z_2 = Z_1 \times U = 27 \times 4,5 = 121$.

Уточненное значение угла наклона зубьев (формула 3.16 [10]):

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2) \times m_n}{2 \times a_\omega} = \frac{(27 + 121) \times 3}{2 \times 225} = 0,987.$$

$$\cos \beta = 9^\circ 22'.$$

Основные размеры шестерни и колеса:

– диаметры делительные

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \times Z_1 = \frac{3}{\cos 9^\circ 22'} \times 27 = \frac{3}{0,987} \times 27 = 82,07 \text{ мм}$$

$$d_3 = \frac{m_n}{\cos \beta} \times Z_2 = \frac{3}{0,987} \times 121 = 367,78 \text{ мм}$$

Проверка:

$$a_\omega = \frac{d_1 + U_2}{2} = \frac{82,07 + 367,78}{2} = 224,92 \approx 225 \text{ мм}.$$

Сходится

– диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times m_n = 82,07 + 2 \times 4,5 = 91,07 ;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times m_n = 367,78 + 2 \times 4,5 = 376,78 .$$

– Ширина колеса $b_2 = \psi_{ba} \times a_\omega = 0,4 \times 225 = 90$ мм.

– Ширина шестерни $b_1 = b_2 + 5$ мм = $90 + 5 = 95$ мм.

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{95}{82,07} = 1,158 .$$

Окружная скорость колес и степень точности передач:

$$v = \frac{\omega \times d}{2} = \frac{33 \times 82,07}{2 \times 10^3} = 1,35 \text{ м/с} .$$

При данной скорости принимаем 8 степень точности

– Коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\beta} \times K_{HL} \times K_{Hv} .$$

Значение $K_{H\beta}$ (таблица 3.5 [10]) при $\psi_{bd} = 1,158$ твердости HB < 350 и симметричном положении колес относительно опор выбираем $K_{H\beta} = 1,132$.

По таблице 3.4 [10] при $v = 1,35$ и 8 степени точности $K_{HL} = 1,06$.

По таблице 3.6 [10] для косозубых колес при $v < 5$ м/с имеем $K_{Hv} = 1$.

Таким образом $K_H = 1,132 \times 1,06 \times 1,0 = 1,200$.

Проверка контактных напряжений по формуле:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_\omega} \times \sqrt{\frac{T_3 \times K_H \times (U+1)^3}{b_2 \times U p^2}} = \frac{270}{225} \times \sqrt{\frac{1095,9 \times 1,2 \times (4,5+1)^3 \times 10^3}{90 \times 4,5^2}} = 408 < [\sigma]_H.$$

Погрешность расчета составила 0,5 % при допускаемых 10%.

Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{Окружная } F_t = \frac{2 \times T_2}{d_2} = \frac{2 \times 24,5 \times 10^3}{82,07} = 5934 \text{ Н.}$$

$$\text{Радиальная } F_2 = F_1 \times \frac{\operatorname{tg} \alpha (20^\circ)}{\cos \beta} = 5934 \times \frac{0,364}{0,987} = 2188 \text{ Н.}$$

$$\text{Осевая } F_a = F_1 \times \operatorname{tg} \beta = 5934 \times 0,165 = 979 \text{ Н.}$$

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба [8]:

$$\sigma_F = \frac{F_t \times K_F \times Y_F \times Y_\beta \times K_{Fd}}{b \times m_n} = \frac{5934 \times 1,22 \times 3,6}{90 \times 3,0} = 96,5 \text{ Н/мм}^2,$$

где K_F – коэффициент нагрузки при изгибе;

Y_F – коэффициент формы зуба колеса.

$$K_F = K_{F\beta} \times K_{Fv}.$$

По таблице 3.7 [10] при $\psi_{ba} = 1,158$ твердости HB < 350 и симметричным расположением зубчатых колес относительно опор $K_{F\beta} = 1,11$. По таблице 3.8 [8] $K_{Fv} = 1,1$.

Таким образом коэффициент $K_F = 1,11 \times 1,1 = 1,22$.

Y_F поясним к формуле (3.23) [10]:

$$\text{у шестерни } Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \beta^3} = \frac{27}{0,987^3} \approx 28,$$

$$Y_{F1} = 3,84;$$

$$\text{у колеса } Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \beta^3} = \frac{121}{0,987^3} \approx 126, \quad Y_{F2} = 3,60.$$

Допускаемое напряжение на изгиб по формуле (3.24)

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{FLim b}}{[n]_H}.$$

По таблице 3.9 [10] для стали 45 при твердости HB < 350 $\sigma_{FLim b} = 1,8$ HB.

$$\text{Для шестерни } \sigma_{FLim b} = 1,8 \times 230 = 415 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

$$\text{Для колеса } \sigma_{FLim b} = 1,8 \times 200 = 360 \text{ Н/мм}^2.$$

$[n]_F = [n]'_F \times [n]''_F$ - коэффициент запаса прочности

$[n]'_F = 1,75$, таблица 3.9, $[n]''_F = 1$, следовательно $[n]_F = 1,75$.

Допускаемые напряжения:

$$\text{для шестерни } [\sigma]_{F1} = \frac{415}{1,75} = 237 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{для колеса } [\sigma]_{F2} = \frac{360}{1,75} = 206 \text{ Н/мм}^2.$$

Находим отношение $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$:

$$\text{для шестерни } \frac{237}{3,84} = 62 \text{ Н/мм}^2$$

$$\text{для колеса } \frac{206}{3,60} = 57,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Дальнейший расчет ведем для зубьев колеса с меньшим отношением.

Определяем коэффициенты Y_β и K_{Fa}

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{9,37}{140} = 1 - 0,07 = 0,93.$$

При $E_a = 1,5$ и 8 степени точности $K_{Fa} = 0,75$.

$$\delta_{F2} = \frac{5934 \times 1,22 \times 3,60 \times 0,93 \times 0,75}{90 \times 3} = \frac{18178,33}{270} = 67 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \quad [\delta]_{F2} = 206 \text{ Н/мм}^2.$$

$67 < 206$, изгибная прочность обеспечивается.

6.10.2. Предварительный расчет валов редуктора

Проводим расчет на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Ведущий вал

Находим диаметр выходного конца при допускаемом напряжении

$[\tau]_k = 25 \text{ Н/мм}^2$ по формуле:

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{16 \times T_2}{\pi \times [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 243,5 \times 10^3}{3,14 \times 25}} \approx 36,7 \text{ мм}$$

Полученный результат корректируем по стандартным значениям отсюда
 $d_a = 36$ мм.

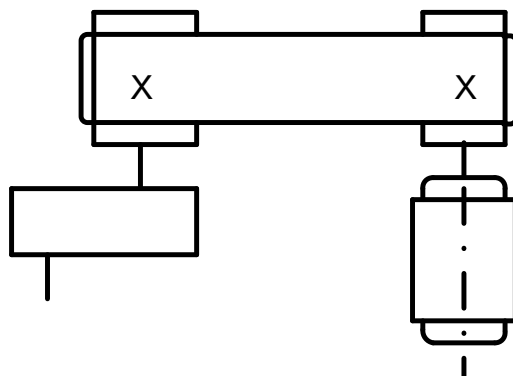


Рис. 75. Схема привода ленточного конвейера.

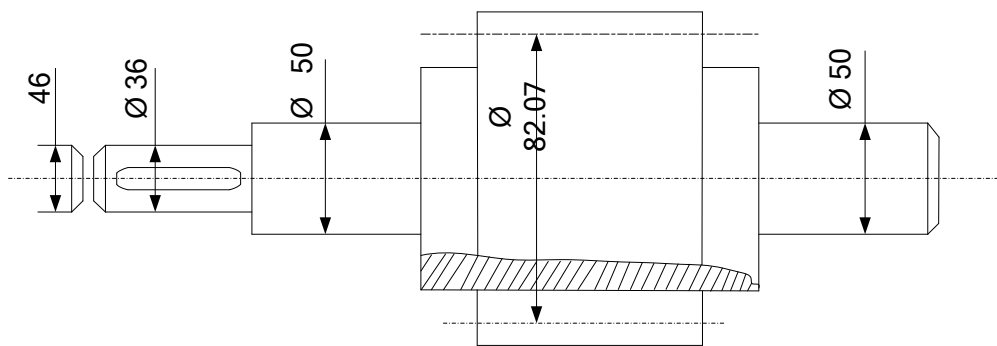


Рис. 76. Конструирование ведущего вала.

Ведомый вал:

$$[\tau]_K = 20 \text{ Н/мм}^2$$

$$\psi_{b2} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1095,9 \times 10^3}{3,14 \times 20}} = 65,3, \text{ ближайший } 65 \text{ мм.}$$

$$d_{П2} = 70 \text{ мм, } d_{Н2} = 75 \text{ мм.}$$

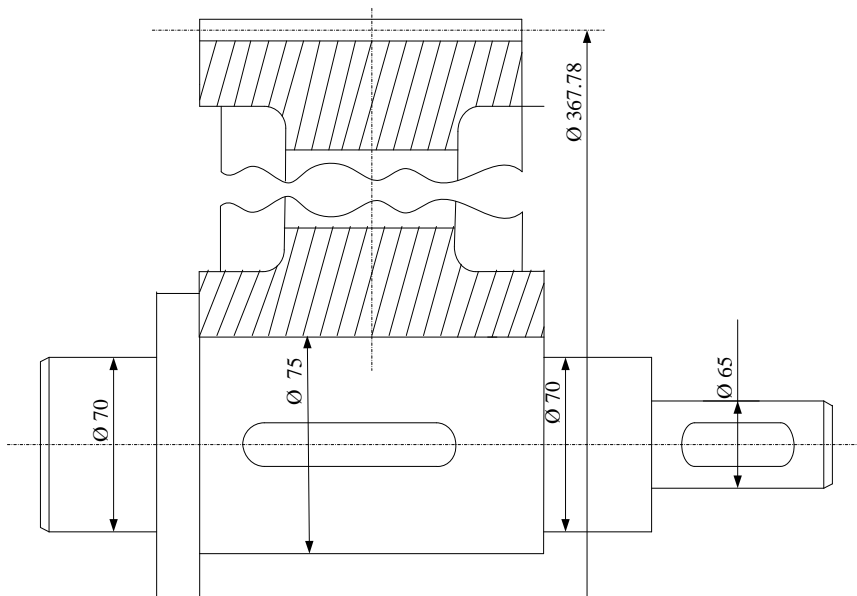


Рис. 77. Конструирование ведомого вала.

6.10.3. Конструктивные размеры шестерни и колеса

Шестерню выполним за одно целое с валом

Ее размеры $d_1 = 82,07$ мм, $d_{a1} = 91,07$ мм, $b_1 = 95$ мм.

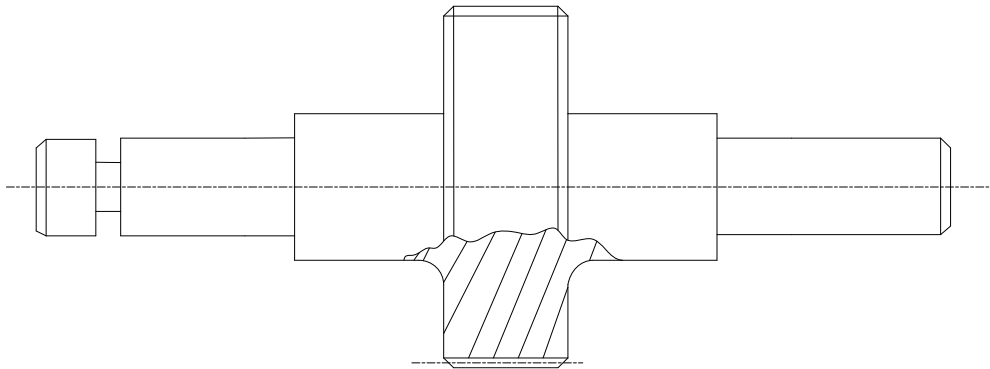


Рис. 78. Цилиндрическая вал – шестерня.

Колесо кованное

$d_2 = 367,78$ мм; $d_{a2} = 376,78$ мм; $b_2 = 90$ мм.

Диаметр ступицы $d_{ст} = 1,6 \times d_{H2} = 1,6 \times 75 = 120$ мм.

Длина ступицы $L_{ст} = (1,2 \div 1,5) d_{KZ} (75) = 90 \div 112,5$ мм.

Принимаем 90 мм.

Толщина обода $\delta_o = (2,5 \div 4) m_n = 7,5 \div 12$. Принимаем 12 мм.

Толщина диска $C = 0,362 = 0,3 \times 90 = 27$ мм.

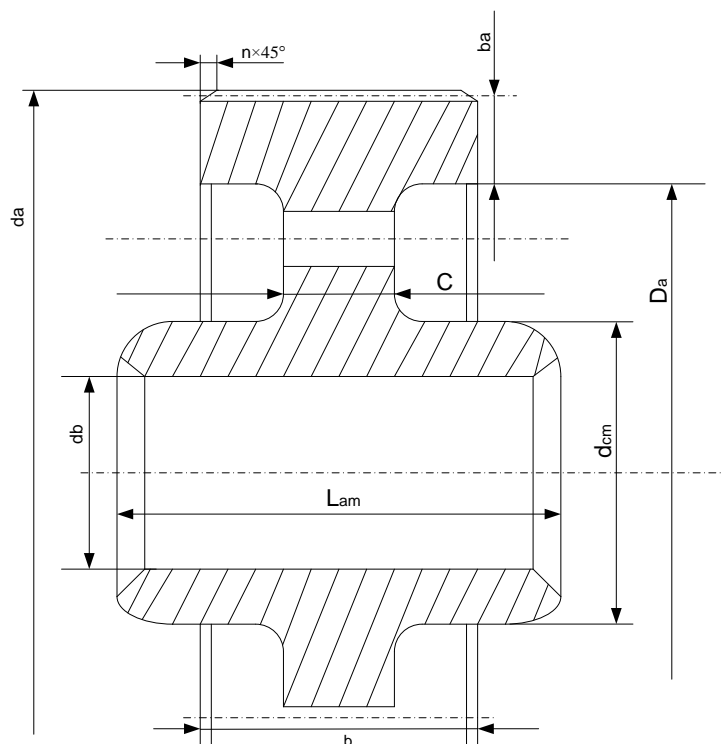


Рис. 79. Колесо кованное.

6.10.4. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса и крышки:

$$\delta = 0,025 a + 1 = 0,025 \times 225 + 1 = 6,6 \text{ мм.}$$

Принимаем 8 мм.

$$\delta_1 = 0,02 a + 1 = 0,02 \times 225 + 1 = 5,5 \text{ мм.}$$

Принимаем 8 мм.

Толщина фланцев поясов корпуса и кромки

$$b = 1,5 \times 8 = 12 \text{ мм;}$$

$$b_1 = 1,5 \times 5,5_1 = 12 \text{ мм.}$$

Нижний пояс корпуса $P = 2,35 \times 8 = 19$ мм, принимаем 20 мм.

Диаметры болтов:

фундаментных

$$d_1 = (0,03 + 0,36) \times a + 12 = (0,03) \times 225 + 12 = 18,75 \div 20,1 \text{ мм.}$$

Принимаем М20.

Крепящих крышку к корпусу у подшипников:

$$d_2 = (0,7 \div 0,75) \times d_1 = (0,7 \div 0,75) \times 20 = 14 \div 15 \text{ мм;}$$

принимаем М 16.

Соединяющих крышку с корпусом:

$$d_3 = (0,5 \div 0,6) \times d_1 = (0,5 \div 0,6) \times 20 = 10 \div 12 \text{ мм.}$$

Принимаем М12 .

6.10.5. Первый этап компоновки редуктора

Подшипники

	d	D	B	C	C _B
310	50	110	27	47.6	35.6
314	70	150	35	80.1	63.3

$$L_1 = 84;$$

$$L_2 = 90.$$

Глубина гнезда подшипника 314 В = 35 мм.

$$L_2 = 1,5 B = 1,5 \times 35 \approx 52,5. \text{ Принимаем } B = 52 \text{ мм.}$$

Толщина фланца Δ крышки подшипника принимают $\approx d_0$ отверстия, в этом фланце $\Delta = 14$ мм.

Высоту головки болта примем $0,7 d_8 = 0,7 \times 12 = 8,4$ мм.

Усиливаем зазор между головкой болта и торцом соединительного кольца цепи в 10 мм.

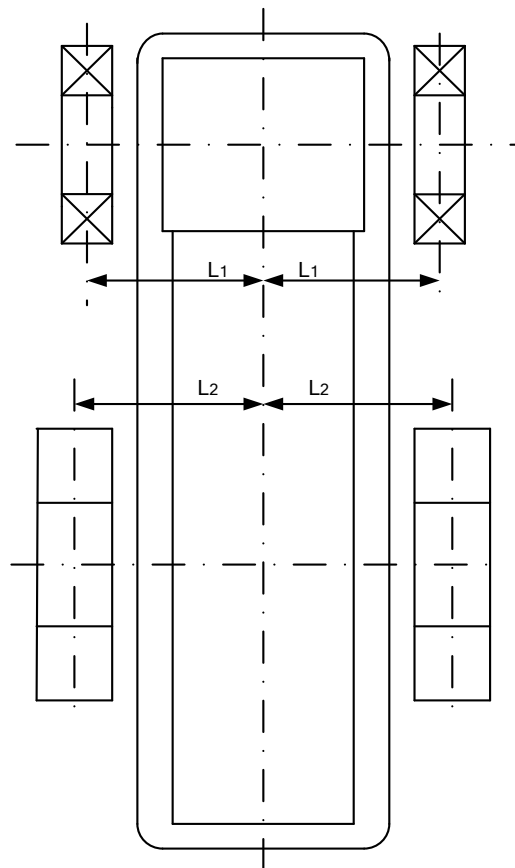


Рис. 80. К первому этапу компоновки.

Длину кольца L примем больше шага t на 5 мм, тогда $L = t + 5 = 31,75 + 5 = 36,75$ мм

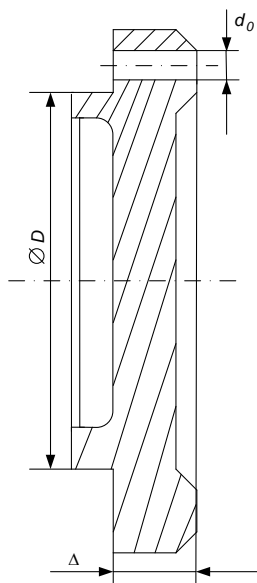


Рис. 81. К конструированию крышки.

6.10.6. Проверка долговечности подшипника

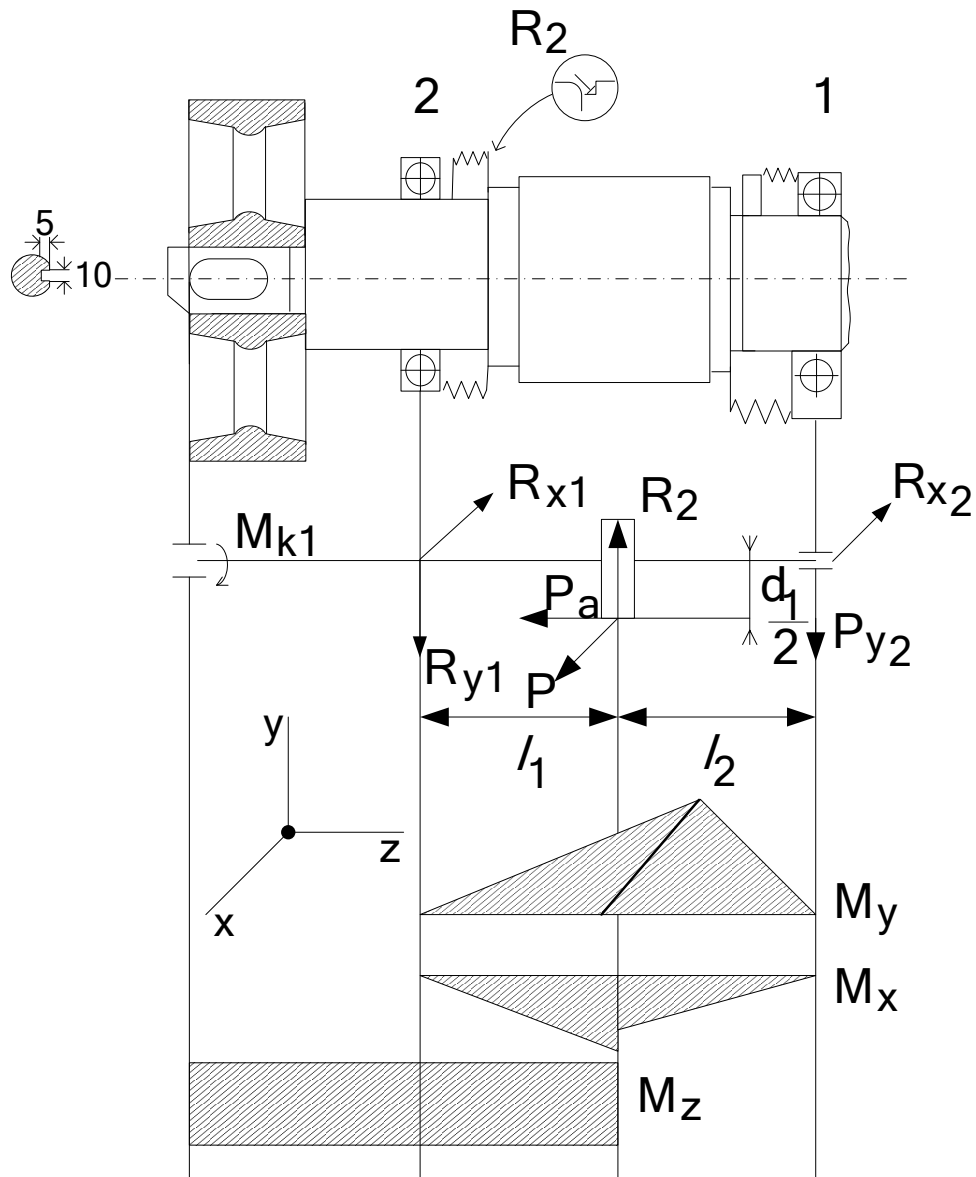


Рис. 82. К расчету подшипников ведущего вала.

Ведущий вал: из предыдущих расчетов имеем $P = 8$ кВт

$$F_t = 5934 \text{ Н}$$

$$R_2 = 2180 \text{ Н}$$

$$F_a = 979 \text{ Н}$$

Из 1 этапа компоновки $L_1 = 90$ мм

Реакции опор в плоскости XZ

$$R_{x1} = R_{x2} = \frac{P}{2} = \frac{5934}{2} = 2967 \text{ Н}$$

в плоскости YZ

$$R_{y2} = \frac{1}{2 \times l_1} \left(P_2 l_1 + P_a \frac{d_1}{2} \right) = \frac{1}{2 \times 90} \left(2188 \times 90 + 979 \times \frac{82.07}{2} \right) = 871 \text{ Н}$$

$$R_{y1} = \frac{1}{2 \times l_1} (P_2 l_1 + P_a \frac{d_1}{2}) = 1317 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка } P_{y1} + R_{y2} - P_2 = 1317 + 871 - 2188 = 0.$$

Суммарные реакции

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{2967^2 + 1317^2} = 3246 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{2967^2 + 871^2} = 3092 \text{ Н}$$

Подбираем подшипник по более нагруженной опоре 1. Намечаем радиальные шариковые подшипники 310 [8].

$$d = 50 \text{ мм}, D = 110 \text{ мм}, B = 27 \text{ мм}, C = 426 \text{ кН}, C_0 = 35,6 \text{ кН}.$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P_3 = (XV F_{r1} + V F_a) K_\delta K_T,$$

в которой радиальная нагрузка $F_{r1} = 3246 \text{ Н}$, осевая, в которой радиальная нагрузка $F_a = P_a = H$, $V = 1$ (вращается вал кольца)

$$K_\delta = 1, K_T = 1, [\text{таб. 7.1}].$$

$$\text{Отношение } \frac{F_a}{C_0} = \frac{979}{35600} = 0.0275 e \approx 0.22.$$

$$\text{Отношение } \frac{F_a}{F_{ri}} = \frac{979}{3246} = 0.302 > e; x = 0,56, y = 1,99.$$

$$P_3 = (0,56 \times 1 \times 3246 \times + 1,99 \times 979) \times 1 \times 1 \approx 3766 \text{ Н}$$

Рассчитываем долговечность, млн. оборотов:

$$L = \left(\frac{C}{P_3}\right)^3 = \left(\frac{42.6 \times 10^3}{3766 \times 10^3}\right)^3 = 1447 \text{ млн. оборотов}$$

Рассчитываем долговечность в часах:

$$L_n = \frac{L \times 10^6}{60 \times n} = \frac{1447 \times 10^6}{60 \times 970} = 24863 \text{ часа} = 2.8 \text{ года}$$

Ведомый вал: несет такие же нагрузки, как и ведущий

$$P = 5934 \text{ Н}, P_r = 2188 \text{ Н}, R_a = 979 \text{ Н}.$$

6.10.7. Расчет плоскоремненной передачи Даны мощность на ведущем валу $N = 10 \text{ кВт}$, частота вращения $n = 970 \text{ мин}^{-1}$, частота вращения вала редуктора $n_1 = 315 \text{ об/мин}$.

Диаметр шкива (меньшего) определяют по формуле Саверена:

$$D_1 = 120 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = \sqrt[3]{\frac{10 \times 10^3}{970}} = 261 \text{ мм.}$$

Полученный результат округляем до ближайшего большего по стандартному ряду принимаем $D_1 = 280$ мм.

Диаметр шкива шестерни с учетом относительного скольжения $E = 0.01$

$$D_2 = i D_1 (1 - E) = \frac{n}{n_1} \times D_1 (1 - E) = \frac{970 \times 280 \times 0,99}{315} = 854 \text{ мм}$$

Округляем в меньшую сторону по стандарту, получаем $D_2 = 800$ мм.

Уточняем передаточное отношение:

$$U_{\text{пп}} = \frac{D_2}{D_1 \times (1 - E)} = \frac{800}{280 \times 0,99} = 2,89$$

$$\text{Уточним } n_1 = \frac{n}{i} = \frac{970}{2,85} = 336 \text{ об/мин.}$$

$$D_2 = U_{\text{пп}} \times D_1 \times (1 - E) = 3 \times 280 \times 0,99 = 832, \text{ принимаем } D_2 = 800.$$

Определяем скорость ремня:

$$v = \frac{\pi \times D_1 \times n}{60} = \frac{3,14 \times 0,280 \times 970}{60} = 14,2 \text{ м/с}$$

$$\text{Окружное усилие } P = \frac{N}{v} = \frac{10 \times 10^3}{14,2} = 704 \text{ Н}$$

Допускаемое полезное напряжение:

$$[r] = r_0 C_0 C_a C_v C_p = 2 \times 25 \times 1 \times 0,96 \times 0,96 \times 0,08 = 1,76 \text{ Н/мм}^2$$

$$a = 2 \times (P_1 + P_2) = 2160, a_1^\circ = 180 - 60 \times \frac{800 - 280}{2160} = 164^\circ$$

$$C_a = 1 - 0,003 \times (180 - a_1^\circ) = 0,96; C_v = 1,04 - 0,0004 \times V^2 = 0,96.$$

Необходимая площадь поперечного сечения ремня по формуле:

$$b\delta = \frac{P}{[k]} = \frac{104}{1,76} = 400 \text{ мм}^2.$$

Подбираем размеры поперечного сечения прорезиненного ремня тип В из условий $b/D \leq 1/40$, толщина ремня должна быть не больше $280/40 = 7$ мм,

число прокладок не более 5.

Выбираем В с тремя прокладками и толщиной $1,25 \times 3 = 3,75$ мм.

$$b = \frac{400}{3,75} = 106,7 \text{ мм.}$$

Ближайшее значение к стандарту $b = 112$ мм, $b\delta = 420 \text{ мм}^2$.

Расчетная длина ремня

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D) + \frac{(D_1 - D)^2}{4 \times a} = 2 \times 2160 + \frac{3,14}{2}(800 + 280) + \frac{(800 - 280)^2}{4 \times 2160} \approx 2,320 + 16965 + 31,3 = 6048 \text{ мм}$$

Число пробегов ремня: $u = \frac{V}{L} = \frac{14 \times 2}{6,05} \approx 2,35 \text{ с}^{-1}$.

$$T = \frac{\delta_y^6}{\delta_{max}^6} \frac{10^2 \text{ с}^1}{3600 u} = \frac{7^6}{3,95^6} \frac{10^2 \times 1,8}{3600 \times 2 \times 3} \approx 25812.$$

$$\delta_{max} = \delta_1 + \delta_u + \delta_v = 2,68 + 1,25 + 0,02 = 3,95.$$

$$\delta_1 = \delta_0 + \frac{P}{2 \times \delta_s} = 1,8 + \frac{704}{2 \times 400} = 2,68.$$

$$\delta_u = E \times \frac{\delta}{D_1} = 280 \times \frac{1,25}{280} = 1,25$$

$$\delta_v = P \times v^2 \times 10^6 = 1100 \times 14,2 \times 10^6 = 0,02.$$

Определим силы, действующие в ременной передаче.

Предварительное натяжение $S_0 = \delta_0 \times b_\delta = 0,8 \times 400 = 720 \text{ Н}$.

Натяжение ведущей ветви $S_1 = S_0 + \frac{P}{2} = 720 + \frac{704}{2} = 1072 \text{ Н}$.

Натяжение ведомой ветви $S_2 = S_0 - \frac{P}{2} = 720 - \frac{704}{2} = 368 \text{ Н}$.

Проверяем окружное усилие:

$$P = S_1 - S_2 = 1072 - 368 = 704 \text{ Н}.$$

Давление на вал

$$Q = 2 \times S_0 \times \sin \frac{d_1}{2} = 2 \times 720 \times 0,994 \approx 1431 \text{ [Н]}.$$

Максимальное значение натяжения в 1.5 раза $> 2150 \text{ Н}$.

Из первого этапа компоновки:

$$L_2 = 90 \text{ мм}, L_3 = 90 \text{ мм}.$$

Реакции опор в плоскости ZX.

Нагрузка на вал $R_y = 2150 \text{ Н}$.

$$P_{yr} = P_{cy} = P_y \times \sin \gamma = 2150 \times 0,707 = 1520 \text{ Н}.$$

$$P_{x3} = \frac{1}{2L_2} \times (P \times L_2 - P_{yx} \times L_a) = \frac{1}{2 \times 90} \times (5931 \times 90 - 1520 \times 90) = 2207 \text{ Н}.$$

$$R_y = \frac{1}{2 \times L_2} (P \times L_2 + P_{cy} (2 \times L_2 + L_3)) = \frac{1}{2 \times 90} (5931 \times 90 + 1520 \times (3 \times 90)) = 5242 \text{ Н}.$$

Проверяем $R_{x3} + R_{x4} - (P + P_{yr}) = 2207 + 5247 - (5931 + 1520) = 0$.

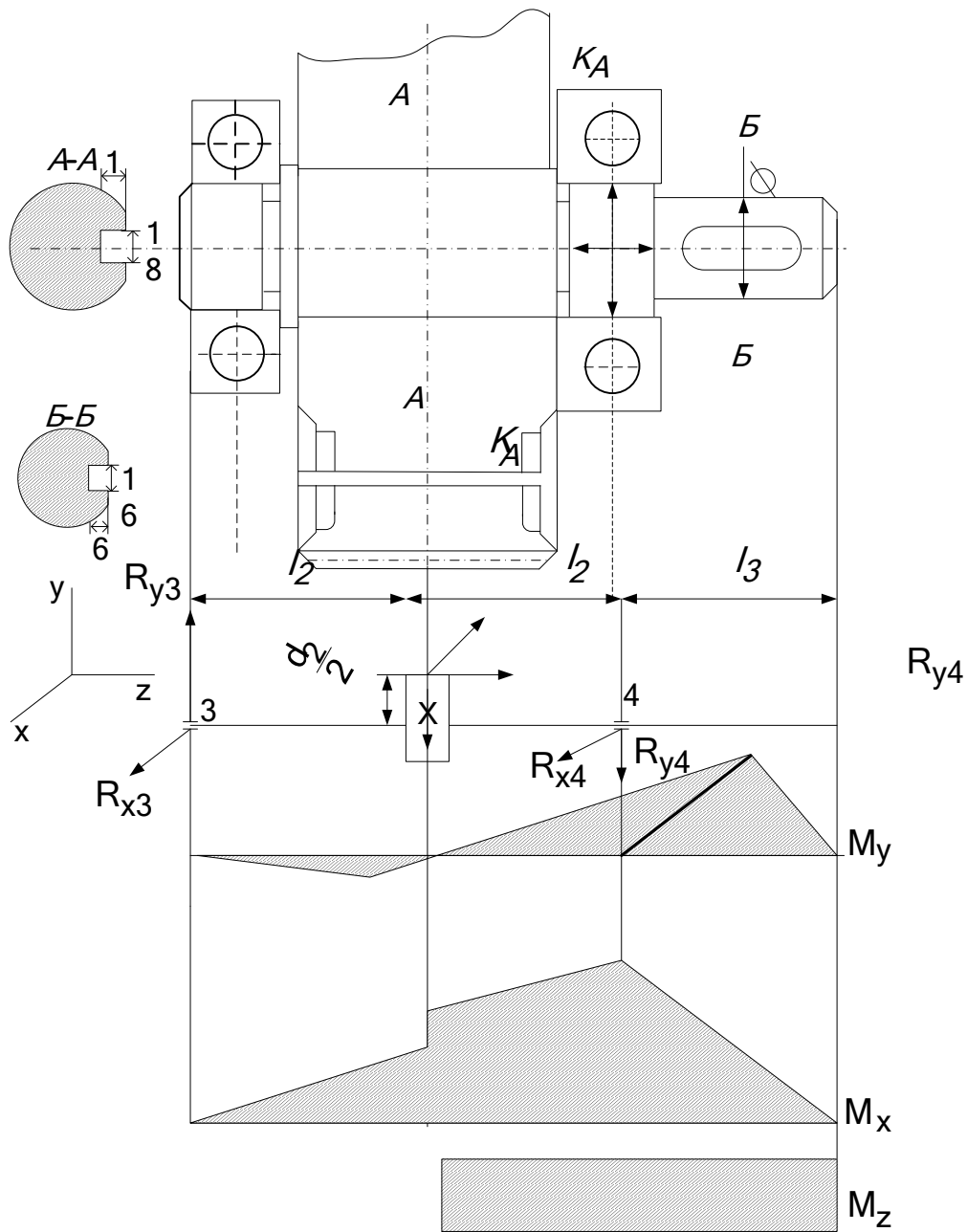


Рис. 83. К расчету подшипников качения ведомого вала.

В плоскости ZY:

$$R_{y3} = \frac{1}{2 \times L_2} \left(P_r \times L_2 - P_a \frac{d_2}{2} + P_{ry} \times L_3 \right) = \frac{1}{22 \times 90} \left(2188 \times 90 - 979 \frac{367,78}{2} + 1520 \times 90 \right) = 854 \text{ Н.}$$

$$P_{y4} = \frac{1}{2 \times 90} \left(-P_2 \times L_2 - P_a \frac{d_2}{2} + P_{cy} \times (2 \times L_2 + L_3) \right) = \frac{1}{2 \times 90} \left(-2188 \times 90 - 979 \frac{367,78}{2} + 1520 \times 90 \right) = 186 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } R_{y3} + P_{cy} - (R_2 + R_{y4}) = 854 + 1520 - (2188 + 186) = 0.$$

Суммарные реакции

$$F_{r3} = R_3 = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{2207^2 + 854^2} = 2366 \text{ Н.}$$

$$F_{r4} = R_4 = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{5247^2 + 186^2} = 5250 \text{ Н.}$$

Выбираем подшипники по более нагруженной опоре шариковые радиальные подшипники 314 средней серии $d = 70$ мм, $D = 150$ мм, $B = 35$ мм, $C = 80,1$ кН, $C_0 = 63,3$ кН.

Отношение $\frac{F_a}{C_0} = \frac{979}{63300} = 0,0155$, этой величине (по таблице 7.3)

соответствует $e \approx 0,19$.

Отношение $\frac{F_a}{F_{r4}} = \frac{979}{5220} = 0,186 < e$, $x = 1 \times y = 0$ [7.3 прилож.]

Поэтому $P_3 = R_4 \times V \times K_\delta \times K_T = \Gamma_{2y} \times V \times K_\delta \times K_T = 5250$ Н

Расчетная долговечность млн. об.

$$L = \left(\frac{C}{P_3}\right)^3 = \left(\frac{80100}{52}\right)^3 \approx 3552 \text{ млн. об}$$

Расчетная долговечность, ч. $L_h = \frac{L \times 10^6}{60 \times n} = \frac{3552 \times 10^6}{60 \times 70} = 8457144 = 96$ лет

Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников принимают от 36000 ч (таков ресурс самого редуктора) до 10 тыс. часов (минимально допустимая долговечность подшипника). В этом случае подшипники ведущего вала 310 имеют ресурс $L_n \approx 25000$ ч, а подшипник ведомого вала 314 имеет ресурс $L_n \approx 846000$ ч.

6.10.8. Второй этап компоновки редуктора

Второй этап компоновки редуктора имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Примерный порядок выполнения следующий.

Вычерчиваем шестерню и колесо по конструктивным размерам, найденным ранее. Шестерню выполняем за одно целое с валом в виде вала-шестерни (рис. 76,78).

Конструируем узел ведущего вала:

а) наносим осевые линии, удаленные от середины редуктора на расстоянии L_1 . Используя эти осевые линии вычерчиваем в разрезе подшипники качения (можно вычерчивать одну половину подшипника, а для второй половины нанести габариты);

б) между торцами подшипников и внутренней поверхностью стенки корпуса вычерчиваем мазеудерживающие кольца. Их торцы должны выступать внутрь корпуса на 1-2 мм от внутренней стенки. Тогда эти кольца будут выполнять одновременно роль маслоотбрасывающих колец. Для уменьшения числа ступеней вала кольца устанавливаем на тот же диаметр, что и подшипники ($\varnothing 50$ мм). Фиксация их в основном направлении осуществляется заплечиками вала и торцами внутренних колец подшипников;

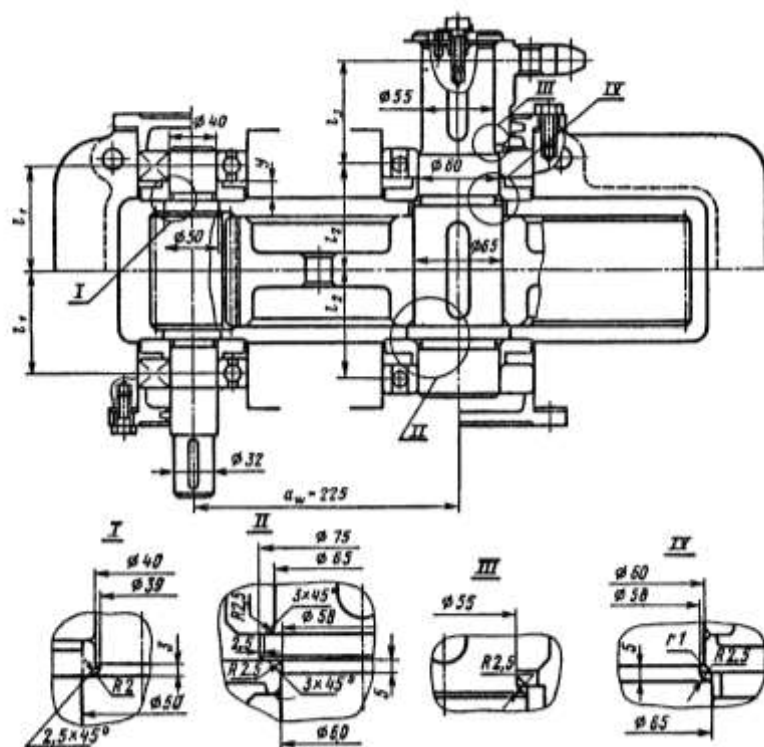


Рис. 84. Схема ко второму этапу компоновки редуктора.

в) вычерчиваем крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной 1 мм) и болтами. Болт условно заводится в плоскость чертежа, о чем говорит вырез на плоскости разреза.

Войлочные и фетровые уплотнения применяют главным образом в узлах, заполненных пластичной смазкой. Уплотнения манжетного типа широко используют как при пластичной, так и при жидкой смазке подшипникового узла.

г) переход вала $\varnothing 50$ к соединительному концу $\varnothing 36$ мм выполняют на расстоянии 10 – 15 мм от торца крышки подшипника так, чтобы ступица

муфты не задевала за головки болтов крепления крышки.

Длина присоединительного конца вала $\varnothing 36$ мм определяется длиной ступицы муфты.

Аналогично конструируем узел ведомого вала. Обратим внимание на следующие особенности:

а) для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку распорной втулки – с другой; место перехода вала от $\varnothing 70$ мм к $\varnothing 65$ мм смещаем на 2-3 мм внутрь распорной втулки с тем, чтобы гарантировать прижатие мазеудерживающего кольца к торцу втулки (а не к заплечу вала!);

б) отложив от середины редуктора расстояние L_2 , проводим осевые линии и вычерчиваем подшипники ¹;

в) вычерчиваем мазеудерживающие кольца, крышки подшипников с прокладками и болтами;

г) откладываем расстояние L_3 и вычерчиваем звездочку цепной передачи; ступица звездочки может быть смещена в одну сторону для того, чтобы вал не выступал за пределы редуктора на большую длину.

Переход от $\varnothing 65$ мм к $\varnothing 60$ мм смещаем на 2-3 мм внутрь подшипника с тем, чтобы гарантировать прижатие кольца к внутреннему кольцу подшипника (а не к валу!). Это дистанционное кольцо – между внутренним кольцом подшипника упругая муфта не допускает касания муфты и сепаратора подшипника;

д) от осевого перемещения муфта фиксируется на валу торцевым креплением. Шайба прижимается к торцу муфты одним или двумя винтами. Следует обязательно предусмотреть зазор между торцом вала и шайбой в 2-3 мм для натяга.

На ведущем и ведомом валах применяем шпонки призматические со скругленными торцами [приложение 35]. Вычерчиваем шпонки, принимая их длины на 5 - 10 мм меньше длины ступиц.

¹ Если нет особых указаний, то можно располагать оси подшипников ведущего и ведомого валов на одной прямой линии.

Непосредственным измерением уточняем расстояния между опорами и расстояния, определяющие положение зубчатых колес и звездочки относительно опор. При значительном изменении этих расстояний уточняем реакции опор и вновь проверяем долговечность подшипников.

6.10.9. Проверка прочности шпоночных соединений

Шпонки призматические со скругленными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок по СТ СЭВ 189-75.

Материал шпонок – сталь 45, нормализованная.

Напряжения смятия и условие прочности

$$\sigma_{\text{см}}^{\text{max}} \approx \frac{2M}{d \times (h-L_1) \times (L-b)} \leq [\sigma]_{\text{см}} .$$

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице:

$$[\sigma]_{\text{см}} = 100 \div 120 \text{ Н/мм}^2 ,$$

при чугунной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 50 \div 70 \text{ Н/мм}^2$.

Ведущий вал

$d = 36 \text{ мм}$; $b \times h = 10 \times 8 \text{ мм}$; $t = 5 \text{ мм}$; длина шпонки $L = 56 \text{ мм}$ (при длине ступицы полумуфты МУВП 58 мм); момент на ведущем валу $M_1 = 125 \times 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \times 125 \times 10^3}{32 \times (8-6) \times (56-10)} = 56,5 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{см}}$$

(полумуфты МУВП изготавливают из чугуна марки СЧ 21-40).

Ведомый вал

Из двух шпонок – под зубчатым колесом и под звездочкой – более нагружена вторая (меньше диаметр вала и поэтому меньше размеры поперечного сечения шпонки). Проверяем шпонку под звездочкой:

$d = 65 \text{ мм}$; $b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}$; $t = 6 \text{ мм}$; длина шпонки $L = 80 \text{ мм}$ (при длине ступицы звездочки 85 мм); момент $M_0 = 625 \times 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \times 625 \times 10^3}{55 \times (10-6) \times (80-16)} = 88 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{см}}$$

(обычно звездочки изготавливают из термообработанных углеродистых или легированных сталей). Условие $\sigma_{\text{см}} < [\sigma]_{\text{см}}$ выполнено.

6.10.10. Уточненный расчет валов

Примем, что нормальное напряжение от изгиба изменяется по симметричному циклу, а касательные от кручения – по пульсирующему.

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности n для опасных сечений и сравнении их с требуемым (допускаемыми) значениями $[n]$. Прочность соблюдена при $n > [n]$.

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений каждого из валов.

Ведущий вал

Материал вала тот же, что и для шестерни (шестерня выполнена заодно с валом), т.е. сталь 45 термообработка – улучшение.

По таблице 3.3 [10] при диаметре заготовки до 90 мм (в нашем случае $d_{a1} = 71.55$ мм) среднее значение $\sigma_B = 780$ Н/мм².

Предел выносливости при симметричном цикле напряжений изгиба $\sigma_{-1} \approx 0.43\sigma_B = 0.43 \times 780 = 335$ Н/мм².

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

$$\tau_{-1} = 0.58\sigma_{-1} = 0.58 \times 335 = 193 \text{ Н/мм}^2.$$

Сечение А-А. В этом сечении при передаче вращательного момента от электродвигателя через муфту возникают только касательные напряжения. Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки.

Коэффициент запаса прочности:

$$n = n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \times \tau_v + \tau_0 \tau_m}{E_\tau}},$$

где амплитуда и среднее напряжение при отнулевом цикле изгиба $\tau_0 = \tau_m =$

$$\frac{\tau_{max}}{2} = \frac{Mk_1}{2 \times W_{x \text{ нетто}}}.$$

При $d = 36$ мм; $b = 10$ мм; $t_1 = 5$ мм.

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{\pi \times d^3}{16} - \frac{b t_1 \times (d - t_2)^2}{2a} = \frac{3,14 \times 36^3}{16} - \frac{10 \times 5 (36 - 5)^2}{2 \times 36} = 8,49 \times 10^3 \text{ мм}^3;$$

$$\tau_0 = \tau_m = \frac{125 \times 10^3}{2 \times 8,49 \times 10^3} = 7,4 \text{ Н/мм}^2;$$

Принимаем по таблице 8.5 : коэффициент концентрации напряжений $k_\tau =$

1,85, масштабный фактор $E_\tau \approx 0,82$ и коэффициент $\tau_0 = 0,1$ (см. раздел X1 [10]).

После подстановки:

$$n = n_\tau = \frac{193}{\frac{1,85}{0,82} \times 10,6 + 0,1 \times 10,6} = 7,73.$$

Такой большой коэффициент запаса прочности объясняется тем, что диаметр вала был увеличен при конструировании для соединения его муфтой с валом электродвигателя.

По той же причине проверять прочность в сечениях Б-Б и В-В нет необходимости.

Ведомый вал

Материал вала – стал 45 нормализованная, $\sigma_B = 590 \text{ Н/мм}^2$.

Пределы выносливости $\sigma_{-1} 0,43 \times 590 = 254 \text{ Н/мм}^2$ и

$$\tau_{-1} = 0,58 \times 254 = 147 \text{ Н/мм}^2.$$

Сечение А-А. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки: $k_v = 1,59$ и $k_\tau = 1,49$; масштабный фактор $E_v \approx E_\tau = 0,74$; коэффициенты $\psi_v = 0,15$ и $\psi_\tau = 0,1$.

Крутящий момент $M_{k2} = 625 \times 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости.

$$M' = R_{x2} \times L_2 = 75 \times 82 = 6,15 \times 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Изгибающий момент в вертикальной плоскости:

$$M'' = R_{y2} \times L_2 + P_a \times \frac{d_2}{2} = 1675 \times 82 + 830 \frac{333,45}{2} = 275 \times 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении А-А:

$$M_{A-A} = \sqrt{(6,15 \times 10^3)^2 + (275 \times 10^3)^2} \approx 276 \times 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Момент сопротивления кручению ($d = 65 \text{ мм}$, $b = 18 \text{ мм}$, $t_1 = 7 \text{ мм}$):

$$W_{\text{к нетто}} = \frac{\pi \times d^3}{16} - \frac{b t_1 \times (d - t_1)^2}{2a} = \frac{3,14 \times 65^3}{16} - \frac{18 \times 7 \times (65 - 7)^2}{2 \times 65} = 50,75 \times 10^3 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу:

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \times d^3}{32} - \frac{b t_1 \times (d - t_1)^2}{2a} = \frac{3,14 \times 65^3}{32} - 32,5 \times 10^3 = 23,7 \times 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_0 = \tau_m = \frac{M_{k2}}{2 \times W_{x \text{ нетто}}} = \frac{625 \times 10^3}{2 \times 50,75 \times 10^3} = 6,17 \text{ Н/мм}^2.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба:

$$\sigma_v = \frac{M_{A-A}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{276 \times 10^3}{23,7 \times 10^3} \approx 11,6 \text{ Н/мм}^2, \text{ среднее напряжение } \sigma_m = 0.$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$n_v = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{E_\sigma} + \psi_0 \sigma_m} = \frac{254}{\frac{1,59}{0,74} \times 11,6} \approx 10,1.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{E_\tau} \times \tau_0 + \psi_v \tau_m} = \frac{147}{\frac{1,49}{0,74} \times 6,17 + 0,1 \times 6,17} = 11,2.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения:

$$n = \frac{n_0 n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{10,1 \times 11,2}{\sqrt{10,1^2 + 11,2^2}} \approx 7,5.$$

Сечение К-К. Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом $\frac{k_\sigma}{E_\sigma} = 3,40$ и $\frac{k_\tau}{E_\tau} = 2,53$; принимаем $\psi_\sigma = 0,15$ и $\psi_\tau = 0,1$.

Изгибающий момент:

$$M_4 = R_{ц} l_3 = 5128 \times 82 \approx 420 \times 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Осевой момент сопротивления:

$$W = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{3,14 \times 216 \times 10^3}{32} = 21,2 \times 10^3 \text{ мм}^3..$$

Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_0 = \sigma_{max} = \frac{M_4}{W} = \frac{420 \times 10^3}{21,2 \times 10^3} \approx 20 \text{ Н/мм}^2; \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления:

$$W_p = 2W = 2 \times 21,2 \times 10^3 = 42,4 \times 10^3 \text{ мм}^3..$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_0 = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{M_{k2}}{2W_p} = \frac{625 \times 10^3}{2 \times 42,4 \times 10^3} = 7,4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{E_\sigma} \times \sigma_v} = \frac{254}{3,40 \times 20} = 3,65.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{E_{\tau}} \times \tau_0 + \psi_v \tau_m} = \frac{147}{2,53 \times 7,4 + 0,1 \times 7,4} = 7,55.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения К-К:

$$n = \frac{n_0 n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{3,65 \times 7,55}{\sqrt{3,65^2 + 7,55^2}} \approx 3,2.$$

Сечение Л-Л. Концентрация напряжений обусловлена переходом от $\varnothing 60$ мм к $\varnothing 55$ мм при $\frac{D}{d} = \frac{60}{59} \approx 1,1$ и $\frac{r}{d} = \frac{2,25}{55} \approx 0,04$ коэффициенты концентрации напряжений $k_{\sigma} = 1,75$ и $k_{\tau} = 1,30$. Масштабные факторы $E_{\sigma} = E_{\tau} = 0,75$.

Внутренние силовые факторы те же, что и для сечения К-К.

Осевой момент сопротивления сечения:

$$W = \frac{\pi \times 53^3}{32} = 16,5 \times 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_0 = \frac{420 \times 10^3}{16,5 \times 10^3} = 25,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Полярный момент сопротивления:

$$W_p = 2 \times 16,5 \times 10^3 = 33,0 \times 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_0 = \tau_m = \frac{625 \times 10^3}{2 \times 30 \times 10^3} = 9,50 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициенты запаса прочности:

$$n_{\sigma} = \frac{254}{\frac{1,75}{0,75} \times 25,4} \approx 4,28;$$

$$n_{\tau} = \frac{147}{\frac{1,30}{0,75} \times 9,50 + 0,1 \times 9,50} = 8,4.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения Л-Л:

$$n = \frac{4,28 \times 8,4}{\sqrt{4,28^2 + 8,4^2}} = 3,8.$$

Сечение Б-Б. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки $k_0 = 1,59$ и $k_{\tau} = 1,49$; $E_{\sigma} = E_{\tau} = 0,77$.

Изгибающий момент (положим $x_1 = 60$ мм):

$$M_{Б-Б} = R_{\text{ц}} x_1 = 5128 \times 60 \approx 307 \times 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Момент сопротивления сечения нетто при $b = 16$ мм и $t = 6$ мм:

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \times 55^3}{32} = \frac{15 \times 6(55-6)^3}{2 \times 55} = 14,51 \times 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба:

$$\sigma_v = \frac{M_{A-A}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{307 \times 10^3}{14,51 \times 10^3} \approx 21,1 \text{ Н/мм}^2.$$

Момент сопротивления кручению сечения нетто:

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \times 55^3}{16} - 2,09 \times 10^3 = 31,11 \times 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_0 = \tau_m = \frac{625 \times 10^3}{2 \times 31,11 \times 10^3} = 10,01 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициенты запаса прочности:

$$n_\sigma = \frac{254}{\frac{1,59}{0,77} \times 21,1} \approx 5,8;$$

$$n_\tau = \frac{147}{\frac{1,49}{0,77} \times 10,01 + 0,1 \times 10,01} = 7,2.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения Б-Б:

$$n = \frac{5,8 \times 7,2}{\sqrt{5,8^2 + 7,2^2}} = 4,48.$$

Результаты проверки сводим в табл. 31:

Таблица 31

Значения коэффициентов запаса в сечениях ведомого вала

Сечение	А-А	К-К	Л-Л	Б-Б
Коэффициент запаса n	7.5	3.2	3.8	4.48

Во всех сечениях $n > [n]$.

6.10.11. Посадки зубчатых колес, звездочек и подшипников

Посадки назначаем в соответствии с указаниями, данными в таблице 3.

Посадка зубчатого колеса на вал Н7/р6 по СТ СЭВ 114-75 соответствует легкопрессовой посадке 2-го класса точности $A_p\Pi_l$ по ОСТ.

Посадка звездочки цепной передачи на вал редуктора Н8/н8 (соответствует A_3C_3 по ОСТ).

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала k_6 , чему соответствует Н по ОСТ. Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца по Н7, чему соответствует С по ОСТ.

Остальные посадки назначаем, пользуясь также данными таблице 3.

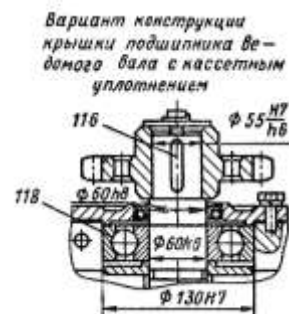
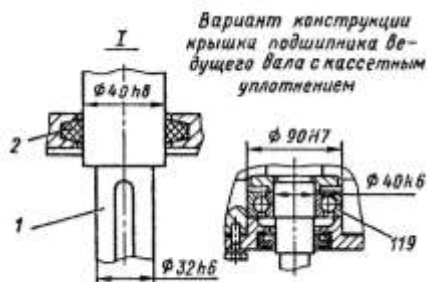
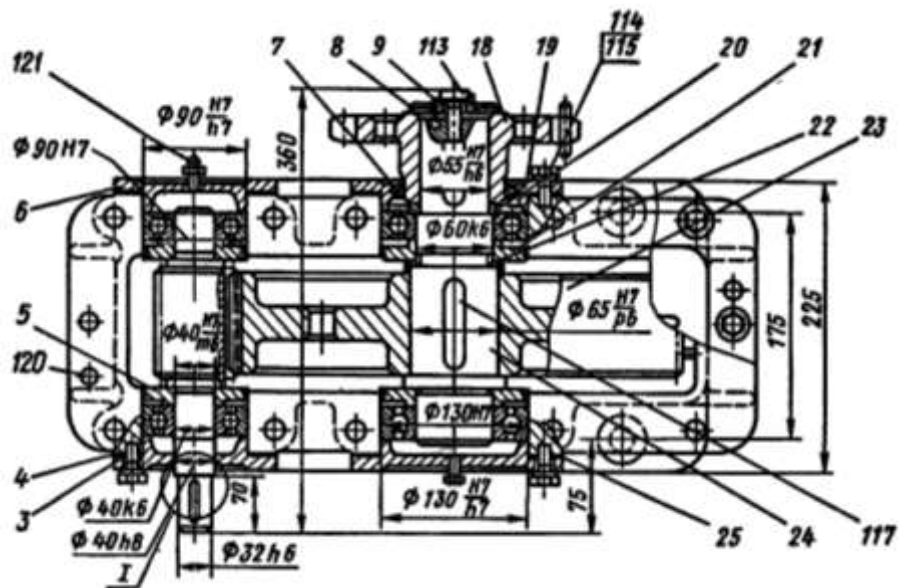
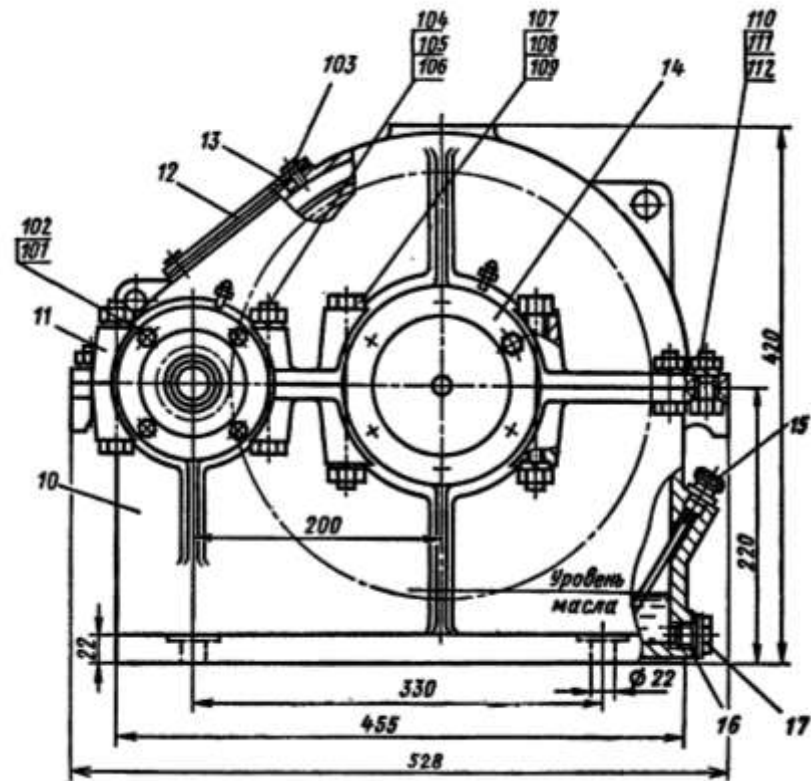


Рис. 85. Цилиндрический одноступенчатый зубчатый редуктор.

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
		Документация				
		Пояснительная записка	1			
		Сборочный чертеж	1			
		Детали				
1		Вал-шестерня ведущий	1			
2		Кольцо уплотнительное	1			
3		Крышка подшипника сквозная	1			
4		Прокладка регулировочная, комплект	2			
5		Кольцо маслоудерживающее	2			
6		Крышка подшипника глухая	1			
7		Кольцо уплотнительное	1			
8		Шайба торцовая	1			
9		Планка стопорная	1			
10		Корпус редуктора	1			
11		Крышка корпуса	1			
12		Крышка смотрового окна	1			
13		Прокладка	1			
14		Крышка подшипника глухая	1			
15		Маслоуказыватель жезловый	1			
16		Прокладка	1			
17		Пробка	1			
18		Звездочка ведущая	1			
19		Крышка подшипника сквозная	1			
20		Кольцо распорное	1			
21		Кольцо маслоудерживающее	2			
22		Втулка распорная	1			
23		Колесо зубчатое цилиндрическое	1			
24		Вал ведомый	1			
25		Прокладка регулировочная, комплект	2			
		Стандартные изделия				
101		Болт М10×30.58 ГОСТ 7798-70	8			
102		Шайба пружинная 10 ГОСТ 5402-70	8			
103		Болт М6×20.58 ГОСТ 7798-70	4			
104		Болт М16×100.58 ГОСТ 7798-70	4			
105		Гайка М16.8 ГОСИ 8916-70	4			
106		Шайба пружинная 10 ГОСТ 6402-70	4			
107		Болт М16×110.58 ГОСТ 7798-70	4			
108		Гайка М16.6 ГОСТ 5915-70	4			
109		Шайба пружинная 16 ГОСТ 6402-70	4			
110		Болт М12×30.58 ГОСТ 7798-70	4			
111		Гайка М12.6 ГОСТ 5919-70	4			
112		Шайба пружинная 12 ГОСТ 6402-70	4			
113		Болт М10×32.58 ГОСТ 7798-70	1			
114		Болт М12×30.58 ГОСТ 7798-70	12			
115		Шайба пружинная 12 ГОСТ 6402-70	12			
116		Шпонка 16×10×80 СТС ЭВ 189-75	1			
117		Шпонка 18×11×70 СТС ЭВ 189-75	1			
118		Подшипник 312 ГОСТ 8338-75	2			
119		Подшипник 308 ГОСТ 8338-75	2			
120		Штифт 10×35 ГОСТ СТС ЭВ 240	1			
		Прочие изделия				
121		Пресс-масленка М10×1 ГОСТ 20905-76	4			
Изм.	Лист	№ документа	Подп.	Дата		
Разраб.						
Пров.						
Н.контр.						
Утв.						
Редуктор зубчатый одноступенчатый				Лит	Лист	Листов
				У		
				(Наименование учебного заведения) Группа		

Рис. 86. Спецификация.

6.10.12. Выбор сорта масла

Смазка зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны V_m определяем из расчета 0.25 дм³ масла на 1 кВт передаваемой мощности $V_m = 0.25 \times 12.7 \approx 3.2$ дм³.

По таблице 28 данного пособия или таблице 12.1 [8] устанавливаем кинематическую вязкость масла в зависимости от окружной скорости: при скорости $v = 3.38$ м/с рекомендуемая вязкость $\nu_{\cdot 0} \approx 52 \times v \cdot \text{м}^2/\text{с}$. По таблицам 29 и 12.3 [8] принимаем масло индустриальное И-50А по ГОСТ 20799-75 для смазки зубчатых передач. По таблице 12.2 [8] -- для червячных передач.

Подшипники смазываем пластичной смазкой, которую закладывают в подшипниковые карманы при сборке. Периодически смазку пополняют шприцем через пресс-масленки. Сорт смазки – УТ-1 (см. таблицу 12.4 [8]).

7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ РАЗЪЕМНЫХ И НЕРАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

7.1. Сварочные и болтовые соединения

Рама проектируемого привода общего назначения может быть изготовлена с использованием уголков, швеллеров и других прокатных профилей, соединенных сварочными швами или же с помощью болтового соединения. Методика расчета сварочных и болтовых соединений подробно изложена в литературе [4, 9, 11, 12].

7.2. Штифтовые соединения

Штифты применяют для точного взаимного фиксирования деталей, а также для скрепления деталей машин, передающих небольшие нагрузки. Штифты делят на установочные и крепежные.

По форме различают цилиндрические (приложение 35.5) и конические (приложение 35.6) штифты. Конические штифты изготавливают с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение. По конструкции рабочей части штифты выполняют гладкими и просечными, т.е. с насеченными или выдавленными канавками, что не требует развертывания отверстия (как для гладких штифтов) и создает надежное соединение, предохраняющее штифт от выпадания в процессе работы.

СТ СЭВ 239–75 распространяется на незакаленные гладкие цилиндрические штифты диаметром от 0,6 до 50 мм, а СТ СЭВ 1487-78 – на закаленные гладкие цилиндрические штифты диаметром от 0,6 до 20 мм.

По СТ СЭВ 1484–78 насеченные цилиндрические штифты изготавливают диаметром от 1 до 16 мм, а по СТ СЭВ 1485–78 насеченные цилиндрические штифты с коническими насечками диаметром от 1,6 до 16 мм.

Гладкие конические штифты выпускают по СТ СЭВ 240-75. Для удобства демонтажа конические штифты выполняют с резьбовой цапфой по СТ СЭВ 282-76; для лучшей фиксации конические штифты выполняют разводными по СТ СЭВ 1488-78.

Диаметр установочного штифта принимают конструктивно. Диаметр

крепежного штифта определяют из расчета на срез. Уравнение прочности штифта на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{P}{\pi d_{ш}^2 / 4} \leq [\tau_{ср}]$$

где $\tau_{ср}$ – напряжение на срез; $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение на срез; $d_{ш}$ – диаметр штифта; P – сила, действующая на штифт.

Требуемый диаметр штифта:

$$d_{ш} = 1.13 \sqrt{\frac{P}{[\tau_{ср}]}} .$$

7.3. Шпоночные соединения

Шпонки служат для передачи вращающего (крутящего) момента от вала к ступице детали (шкива, зубчатого колеса и др.) или, наоборот, от ступицы к валу. Применяют призматические, сегментные, клиновые и тангенциальные шпонки.

Призматические шпонки

Призматические шпонки (обыкновенные и высокие), предназначенные для неподвижных соединений ступиц с валами; в таблицах приложений 36 и 37 приведены соответственно размеры призматических шпонок и размеры сечений призматических шпонок и пазов по СТ СЭВ 189–75;

Сегментные шпонки выполняют по СТ СЭВ 647–77 в виде сегмента, что делает их наиболее технологичными вследствие простоты фрезерования шпоночного паза, а также удобства сборки соединений. Однако относительно большая глубина шпоночного паза уменьшает прочность вала, что вызывает необходимость применять эти шпонки для передачи небольших моментов.

Клиновые шпонки представляют собой самотормозящий клин с уклоном 1 : 100; их выполняют по СТ СЭВ 645–77. В отличие от призматических и сегментных клиновые шпонки создают напряженное соединение.

Тангенциальные шпонки отличаются от клиновых шпонок тем, что натяг между валом и ступицей создается ими не в радиальном, а в касательном (тангенциальном) направлении; их выполняют по СТ СЭВ 646–77.

Подбор и проверка прочности шпонок. При проектировании

шпоночного соединения ширину и высоту шпонок принимают по соответствующему стандарту в зависимости от диаметра вала. Длину шпонки берут в зависимости от длины ступицы и согласуют со стандартом на шпонки.

Затем производят проверочный расчет шпоночных соединений на смятие, поскольку напряжение среза для стандартных шпонок менее опасно.

Для *призматической* шпонки – рис. 87

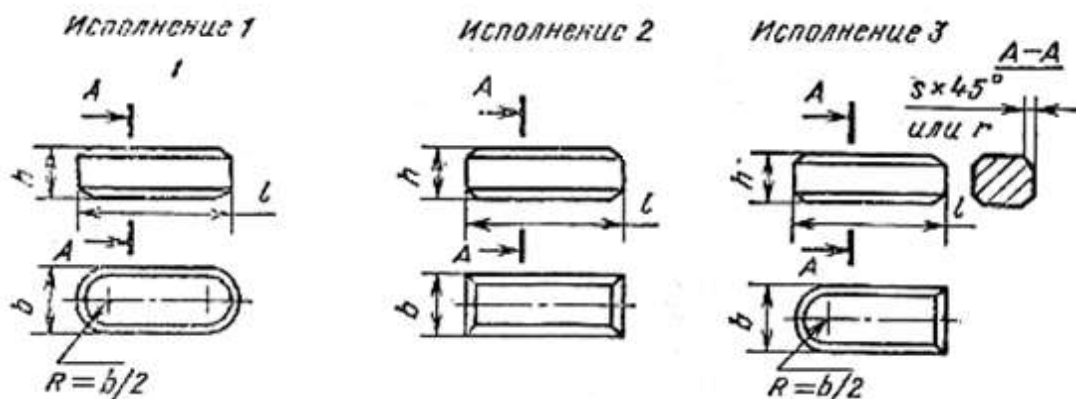


Рис. 87. Призматические шпонки.

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{dF_{см}} = \frac{2M}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma_{см}],$$

где M – передаваемый вращающий момент; d – диаметр вала в месте установки шпонки; $F_{см} = (h - t_1)l_p$ – площадь смятия; l_p – рабочая длина шпонки; для шпонки с плоскими торцами $l_p = l$; при скругленных торцах $l_p = l - b$; l – длина шпонки; b – ширина шпонки; t_1 – глубина паза вала; h – высота шпонки; $\sigma_{см}$, $[\sigma_{см}]$ – расчетное и допускаемое напряжения смятия.

Для *сегментной* шпонки (рис. 88)

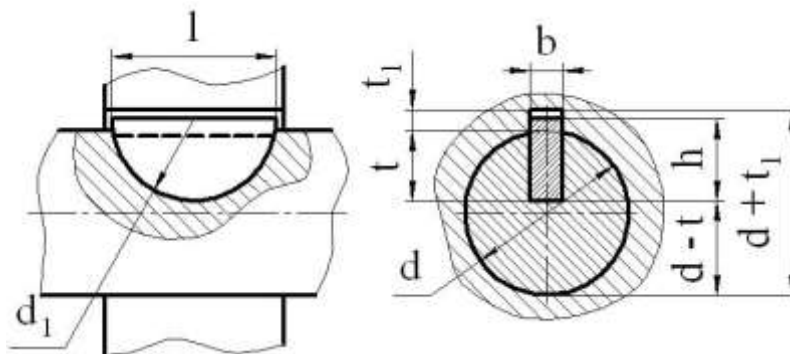


Рис. 88. Сегментная шпонка.

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{dl(h-t_1)} \leq [\sigma_{см}].$$

Для клиновой шпонки (рис. 89)

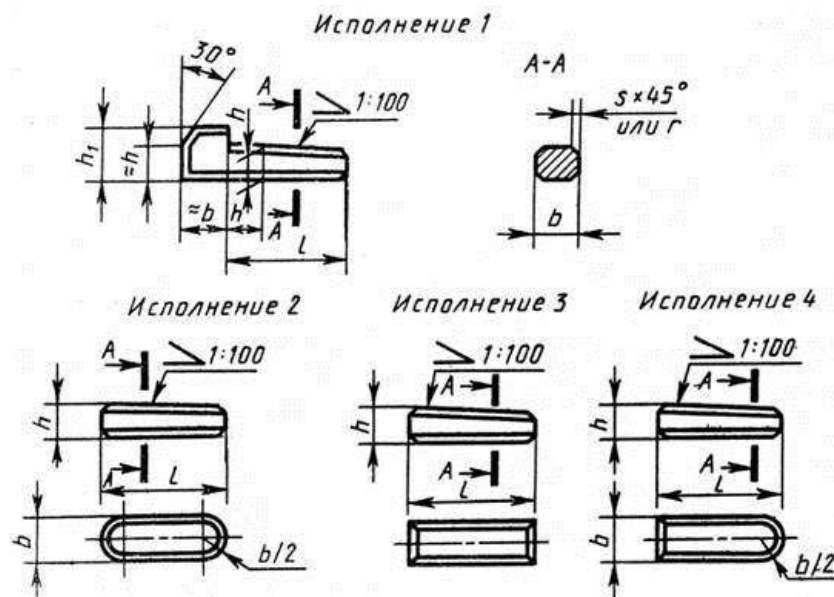


Рис. 89. Клиновые шпонки.

$$\sigma_{см} = \frac{12M}{bl_p(b+6fd)} \leq [\sigma_{см}].$$

где f – коэффициент трения между шпонкой и насаживаемой деталью.

7.4. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения представляют собой многошпоночные соединения (рис. 90), у которых шпонки, называемые шлицами или зубьями, выполнены за одно целое с валом.

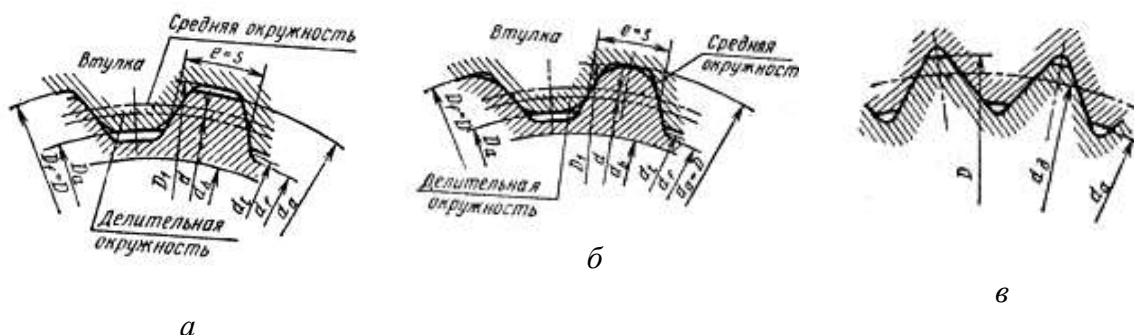


Рис. 90. Шлицевые соединения: а – эвольвентные с углом 30° (центрирование по боковым поверхностям зубьев); б – эвольвентные с углом 30° (центрирование по наружному диаметру); в – треугольные.

В зависимости от формы профиля зубьев различают соединения:

- прямобочные по СТ СЭВ 188–75 (приложение 38);
 - эвольвентные с углом профиля 30° по СТ СЭВ 268–76 и СТ СЭВ 269–76
- а, б; треугольные – в.

Шлицевые соединения обеспечивают хорошее центрирование деталей на валу, а также передают большие мощности по сравнению со шпоночными соединениями. Шлицевые соединения выполняют подвижными и неподвижными.

Число и размеры зубьев по их поперечному сечению принимают в зависимости от диаметра вала по соответствующему стандарту. Длина зубьев определяется длиной ступицы; в случае, если ступица подвижная – величиной ее перемещения. Проверочный расчет выполняют на смятие, которое для шлицевых соединений имеет решающее значение:

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{\psi z d_c h l} \leq [\sigma_{см}],$$

где $\sigma_{см}$ – расчетное напряжение смятия на рабочих поверхностях зубьев; M – передаваемый крутящий момент; $\psi = 0.7 \div 0.8$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; h – высота поверхности контакта зубьев; l – длина поверхности контакта зубьев, принимаемая равной длине ступицы; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие для рабочих поверхностей зубьев; d_c – средний диаметр зубчатого соединения.

Для прямобочных зубьев (приложение 38):

$$d_c = \frac{D+d}{2}, h = \frac{D-d}{2} - 2f;$$

для зубьев *эвольвентного* профиля с центрированием по *боковым* поверхностям:

$$d_c = d = mz, h = m = \frac{d}{z},$$

где d – диаметр делительной окружности; m – модуль зацепления;

для зубьев *эвольвентного* профиля с центрированием по *наружному* диаметру:

$$d_c = d = mz, h = 0.9m = 0.9 \frac{d}{z},$$

для зубьев *треугольного* профиля:

$$d_c = d = mz, h = \frac{D-d}{2}.$$

7.5. Муфты для постоянного соединения валов и их выбор

Муфты предназначены для продольного соединения вращающихся валов и передачи вращающегося момента. В современном машиностроении применяется большое количество муфт, отличающихся принципом действия и управлением, назначением и конструкцией. В курсе «Детали машин и основы конструирования» изучают только механические муфты.

Для постоянного соединения валов, которые с высокой точностью центрированы и не имеют осевых смещений, в условиях эксплуатации применяют глухие муфты (втулочные и фланцевые).

Втулочные муфты изготавливают по ГОСТ 24246 – 96 в трех исполнениях: штифтовые, шпоночные призматические и сегментные, а также шлицевые (приложение 39.1). Их применяют в легких машинах при диаметрах валов до 60...70 мм при передаче вращающего момента от 1 до 12500 Н · м. Втулочные муфты отличаются простотой конструкции и малыми габаритами.

Фланцевые муфты изготавливают по ГОСТ 20761 – 96 из чугуна и стали. Они предназначены для соединения соосных цилиндрических валов и передачи вращающего момента от 16 до 40 000 Н · м при окружной скорости на наружном диаметре муфты до 70 м / с – стальные муфты; от 8 до 20 000 Н · м при окружной скорости до 35 м / – чугунные. Фланцевые муфты широко распространены в машиностроении. Их применяют для соединения валов диаметром до 200 мм и более. Достоинства: простота конструкции и сравнительно небольшие габариты. Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры фланцевых муфт приведены в приложении 39.

Вследствие погрешностей изготовления деталей и погрешностей сборки валы, соединяемые муфтой, как правило имеют смещения: радиальное Δ , угловое (перекос) γ и осевое ω . В связи с неизбежными смещениями номинально соосных валов для их соединения применяют жесткие компенсирующие или упругие муфты. Смещения валов приводят к дополнительному нагружению деталей муфты, самих валов и их опор,

являются причиной возникновения в элементах привода и в машинах вредных колебаний и вибраций.

Если соосность соединяемых валов в процессе монтажа и эксплуатации строго выдерживается, то допустимо устанавливать жесткие муфты: втулочные (приложение 39.1) и фланцевые (приложение 39.2). Типоразмер муфты выбирают по диаметру вала и по величине допускаемого ею вращающего момента $[T_k]$, Н·м (приложения 39).

Для предотвращения опасных перегрузок, возникающих в результате осевых, радиальных, угловых смещений соединяемых валов, ставят компенсирующие муфты. Они обеспечивают постоянное соединение валов с компенсацией небольших радиальных, осевых, угловых и комбинированных смещений валов. Широко используются следующие разновидности компенсирующих муфт: зубчатые, цепные, шарнирные и др.; ниже приводятся краткие сведения о них.

Зубчатые муфты (рис. 91). Это универсальная разновидность компенсирующих жестких муфт, которые применяют в высоконагруженных конструкциях для соединения валов диаметром от 40 до 200мм, диапазон передаваемого вращающего момента от 1000 до 63 000 Н·м.

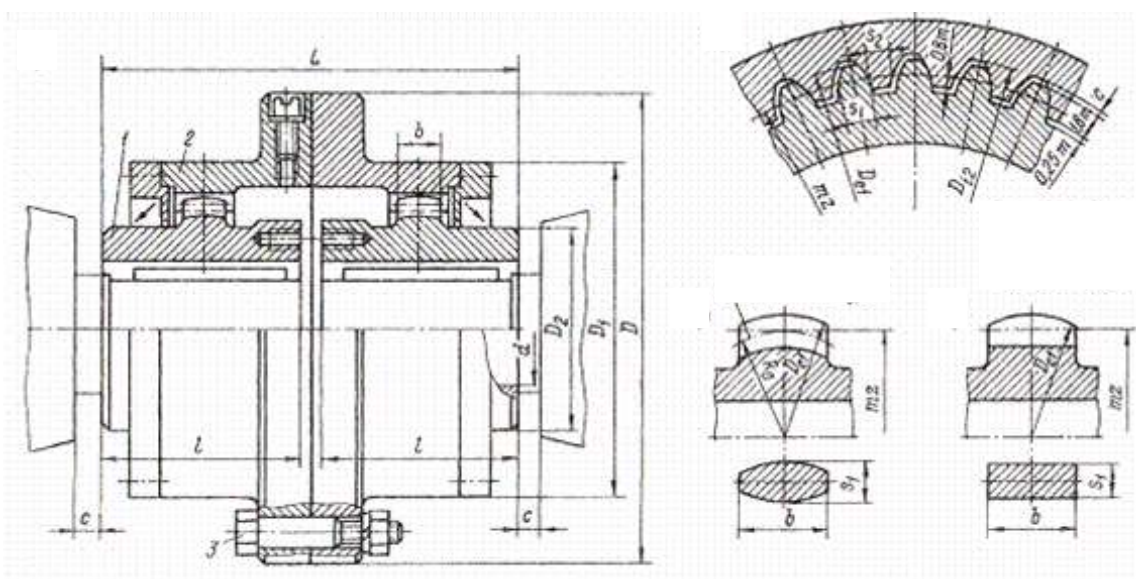


Рис. 91. Зубчатая муфта по ГОСТ 5006–83*.

Зубчатая муфта способна компенсировать любые погрешности в соосности валов в достаточно большом диапазоне и состоит из двух зубчатых

колес, жестко закрепленных на валах с помощью шпонок или посадкой с натягом или шлицами, и составного цилиндрического барабана (приложение 39.3). Зубчатые колеса имеют наружные эвольвентные зубья, а на цилиндрическом барабане нарезаны внутренние, во впадины которых входят зубья внешнего зацепления. Для придания наружным и внутренним зубьям равнопрочности применяют исправление их профилей.

Чтобы увеличить угол смещения осей соединяемых валов, внешние зубья колес выполняют сферическими и бочкообразными. Для повышения долговечности и уменьшения потерь на трение зубчатое зацепление работает в масле высокой вязкости, которое заливают в барабан через отверстие, закрываемое пробкой, до нижней кромки уплотнений, установленных на торцах. Благодаря универсальной компенсирующей и высокой нагрузочной способности, а также сравнительно малым габаритам зубчатые муфты широко распространены: допускают значительную частоту вращения; окружная скорость на зубьях может составлять 25 м/с. Типоразмеры и диапазон передаваемых нагрузок указаны в приложении 39.3.

Цепные муфты являются упрощенной конструкцией зубчатых муфт и состоят из двух полумуфт, замыкаемых бесконечной однорядной (тип 1) или двухрядной (тип 2) втулочно-роликовой цепью (приложение 39.4). Достоинства цепных муфт, изготавливаемых по ГОСТ 20742–93, – простота конструкции и обслуживания, надежность, технологичность изготовления, малые размеры и масса, удобные монтаж и демонтаж. Недостаток – наличие «мертвого» хода, который ограничивает их применение в реверсивных передачах.

Шарнирные (карданные) муфты. Шарнирные муфты (приложение 39.5) обеспечивают соединение несоосных валов, допуская наибольшие углы перекаса – до 45° по сравнению с муфтами других типов, причем в процессе работы величина угла может изменяться. Это достигается с помощью шарниров и промежуточного звена (крестовины), выполненного в виде параллелепипеда с двумя отверстиями, оси которых пересекаются под прямым углом. Шарниры и

крестовина соединены полуосями – рис. 92. Муфты изготавливаются по ГОСТ 5147–97 для валов с диаметрами от 8 до 40 мм, передаваемый момент от 11,2 до 1120 Н·м.

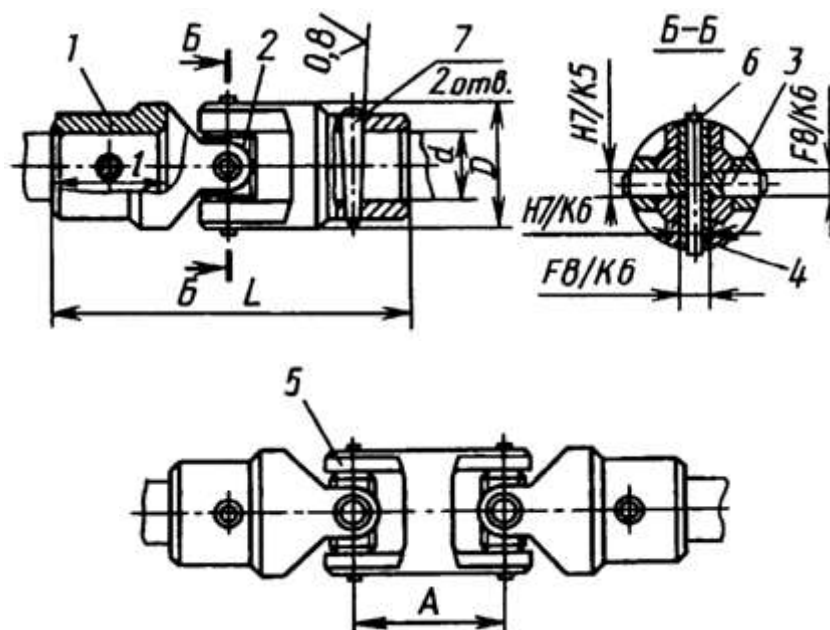


Рис. 92. Шарнирные муфты (вверху – тип 1 – муфта одинарная, внизу – тип 2 – муфта сдвоенная): 1 – полумуфта; 2 – крестовина; 3 – палец; 4 – втулка; 5 – спаренная вилка; 6 – штифт по ГОСТ 10774–80; 7 – штифт по ГОСТ 3129–70.

Недостатком шарнирной муфты является неравномерность вращения выходного вала при равномерном вращении входного, если эти валы установлены несоосно, т. е. шарнирная муфта имеет переменное передаточное отношение. Указанный недостаток устраняют применением *сдвоенных* шарнирных муфт, однако для равномерного вращения выходного вала необходимо соблюдение параллельности соединяемых валов, соединенных с шарнирами [12]. В технике такие муфты также называют *крестово-шарнирными* (шарнир Гука). Данные муфты обладают своеобразной кинематикой, которую подробно изучают в курсе теории механизмов машин, а также особой методикой расчета прочности этих муфт, которая сводится в основном к частным предложениям методик их поэлементного расчета: валов, подшипников и кривых брусьев. Типоразмеры и диапазон передаваемых нагрузок одинарных и сдвоенных шарнирных муфт указаны в приложении 39.5.

Кратко остановимся на конструкции и характеристиках наиболее применяемых видов *упругих муфт* (втулочно – пальцевые, со звездочкой, с

торообразной оболочкой). В рассматриваемых видах упругих муфт применены неметаллические упругие элементы, основным материалом которых является резина. Она обладает следующими положительными качествами: 1) высокой эластичностью; в пределах упругости резина допускает относительные деформации $\varepsilon \approx 0,7 \dots 0,8$, а сталь – только $\varepsilon \approx 0,001 \dots 0,002$; при таких деформациях единица массы резины может аккумулировать большое количество энергии (в 10 раз больше, чем сталь); 2) высокой демпфирующей способностью вследствие высокого внутреннего трения; относительное рассеяние энергии в муфтах с резиновыми элементами достигает 0,3...0,5; 3) электроизоляционной способностью; 4) муфты с резиновыми упругими элементами значительно проще в изготовлении и дешевле, чем со стальными. Недостатки: 1) меньшая долговечность, чем стальных; 2) меньшая прочность, которая приводит к возрастанию габаритов; поэтому такие муфты для передачи больших крутящих моментов становятся нерациональными. Их следует применять в машиностроении для передачи малых и средних крутящих моментов.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) широко распространена в приводах от электродвигателей с малыми средними крутящими моментами (приложение 39.6). Муфты изготавливают по ГОСТ 21424–93, они предназначены для соединения валов до 150 мм и соответственно передачи крутящих моментов до 16 000 Н·м при окружной скорости до 30 м/с. Полумуфты не имеют между собой металлического контакта, так как упругими элементами здесь служат гофрированные резиновые втулки (I вариант) или резиновые кольца трапециидального сечения (II вариант). Благодаря легкости изготовления и замены резиновых элементов эта муфта получила широкое распространение. Применяется в основном для компенсации несоосности валов в небольших пределах (осевое смещение $\omega \approx 1 \dots 5$ мм; радиальное смещение $\Delta \approx 0,3 \dots 0,6$ мм; угловое смещение γ до 1°).

Муфта упругая с резиновой звездочкой (приложение 39.7). Изготавливаются по ГОСТ 14084–93, состоит из двух полумуфт с торцовыми

выступами и резиновой звездочки, зубья которой расположены между выступами. Зубья звездочки работают на сжатие. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев. Муфта имеет небольшие размеры и относительно малый маховой момент, но при соединении валов требуется достаточно высокая соосность ($\Delta < 0,01d$). Муфта рекомендуется для соединения быстроходных валов с частотой вращения до $3000 \dots 6000 \text{ мин}^{-1}$ при вращающем моменте до $3 \dots 120 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и диаметрах валов d до $12 \dots 45 \text{ мм}$ соответственно.

Муфта компактна и надежна в эксплуатации, допускает перекос осей валов до $\gamma \leq 1^\circ 30'$; радиальное смещение осей $\Delta \leq 0,2 \text{ мм}$. Недостатки – при разборке и сборке необходимо смещение валов в осевом направлении. Типоразмеры и основные параметры даны в приложении 39.7.

Муфта упругая с торообразной оболочкой (приложение 39.8) характеризуется большей компенсирующей способностью: осевым разбегом $\omega \leq 4 \text{ мм}$, радиальным смещением $\Delta \approx 2 \dots 6 \text{ мм}$ и угловым смещением $2 \dots 6^\circ$. Упругий элемент данной муфты напоминает автомобильную шину, испытывающую деформацию кручения, а это придает муфте большую энергоемкость, более высокие упругие и компенсирующие свойства (угол закручивания возрос до $5 \dots 30^\circ$). Муфты допускают по ГОСТ 20884–93 два исполнения – с наружным (приложение 39.8) и внутренним исполнением частей тора. При внутреннем исполнении части тора (рисунок 15.13. б, [5]) получают меньшие габариты муфты и маховой момент, в результате чего уменьшаются центробежные силы. Это позволяет применять муфту при большей окружной скорости. Муфты данного типа рекомендуют к применению в конструкциях, где трудно обеспечить соосность соединяемых валов из-за наличия переменных нагрузок.

В заданиях на курсовое проектирование деталей машин не предусматривается проектирование муфт для соединения валов, а ставится задача осуществить их рациональный выбор из числа стандартных конструкций с последующей проверкой элементов муфты на прочность. При

этом рекомендуется учесть характер динамического режима работы проектируемого привода машин.

Основные показатели при выборе муфты. Таковыми являются: номинальные диаметры соединяемых валов, расчетный вращающий момент, частота вращения и условия эксплуатации. На практике расчетный вращающий момент T_p , (Н·м), дополнительно нагружающий муфту в приводе, определяют по упрощенной зависимости

$$T_p = T_{ном} + T_{дин} = k_p \cdot T_{ном} ,$$

где $T_{ном}$ – номинальный длительно действующий момент (такowymi являются при выборе соответствующих муфт известные вращающие моменты на входном и выходном валах); $T_{дин}$ – динамическая составляющая вращающего момента; k_p – коэффициент режима работы, учитывающий динамические нагрузки в условиях эксплуатации, средние значения которого приведены в табл. 32:

Таблица 32

Средние значения коэффициента режима работы k_p

Тип машины	k_p
Транспортеры	
ленточные	1,25...1,5
цепные, винтовые, скребковые	1,5...2,0
Воздуходувки и вентиляторы	1,25...1,5
Насосы центробежные	1,5...2,0
Насосы и компрессоры поршневые	2,0...3,0
Станки металлорежущие:	
с непрерывным движением	1,25...1,50
с возвратно-поступательным движением	1,50...2,50
Станки деревообрабатывающие	1,5...2,0
Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножницы	2,0...3,0
Краны подъемные, элеватор	3,0...4,0

Примечание. При передаче от поршневых двигателей к поршневым компрессорам и насосам $k_p = 4...5$, к центробежным насосам $k_p = 3...4$, к генераторам 1,5...2.

Наряду с изложенной, согласно табл. 32, методикой выбора значений коэффициента режима работы считаем допустимым применять в учебном

проектировании и другие критерии в отношении выбора коэффициента режима работы (С.345, [13]): при *спокойной работе* и небольших разгоняемых при пуске массах (приводы конвейеров, испытательных установок) $k_p = 1,1 \dots 1,4$; при *неравномерной работе с толчками* и средних разгоняемых массах (поршневые компрессоры, мельницы, металлорежущие станки) $k_p = 1,5 \dots 2,0$; при *ударной нагрузке* и больших разгоняемых массах (молоты, прокатные станы) $k_p = 2,5 \dots 4,0$.

Условием, удовлетворяющим проверке на прочность выбранной муфты, является соотношение

$$T_p \leq [T] ,$$

где $[T]$ – допускаемое значение вращающего момента, передаваемое муфтой выбранного вида и типоразмера (определяется согласно приложения 39).

При выборе типа муфты учитывают ее динамические качества, которые *зависят и от ее места установки в машинном агрегате (в приводе)*. Если муфту устанавливают на вал электродвигателя и быстроходный вал редуктора [5], то ее размеры и масса должны быть минимальными, т. е муфта должна иметь минимальный маховой момент $(mD^2)_m$, так как из-за большого махового момента муфты ухудшаются динамические показатели привода при пуске электродвигателя. Если же муфта предназначена для соединения тихоходного вала редуктора с валом рабочей машины, то величина ее махового момента не имеет практического значения, так как приведенный к валу двигателя маховой момент $(mD^2)_{m-дв}$ [Н·м²] уменьшается в число раз, равное квадрату передаточного отношения, и определяется по следующей формуле:

$$(m \cdot D^2)_{m.дв} = \frac{(m D^2)_m}{u^2 \eta} ,$$

где u и η – соответственно общее передаточное отношение и общий КПД между валом двигателя и валом рабочей машины.

8. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Учебные курсовые проекты студентов содержат следующие виды документов: графические (чертежи, схемы) и текстовые (пояснительную записку, спецификации).

Правила, порядок разработки и оформления конструкторских документов регламентированы стандартами Единой Системы Конструкторской Документации (ЕСКД).

8.1. Оформление основной надписи, пояснительной записки и спецификации

Основную надпись располагают в правом нижнем углу документа. На листах формата А4 – вдоль короткой стороны, на других форматах – вдоль длинной стороны листа.

Для всех видов чертежей (сборочных, деталей и т.д.) предусмотрена одна основная надпись учебного проекта в соответствии с ГОСТ 2.104–68. На рис. 93 приведена основная надпись для чертежей.

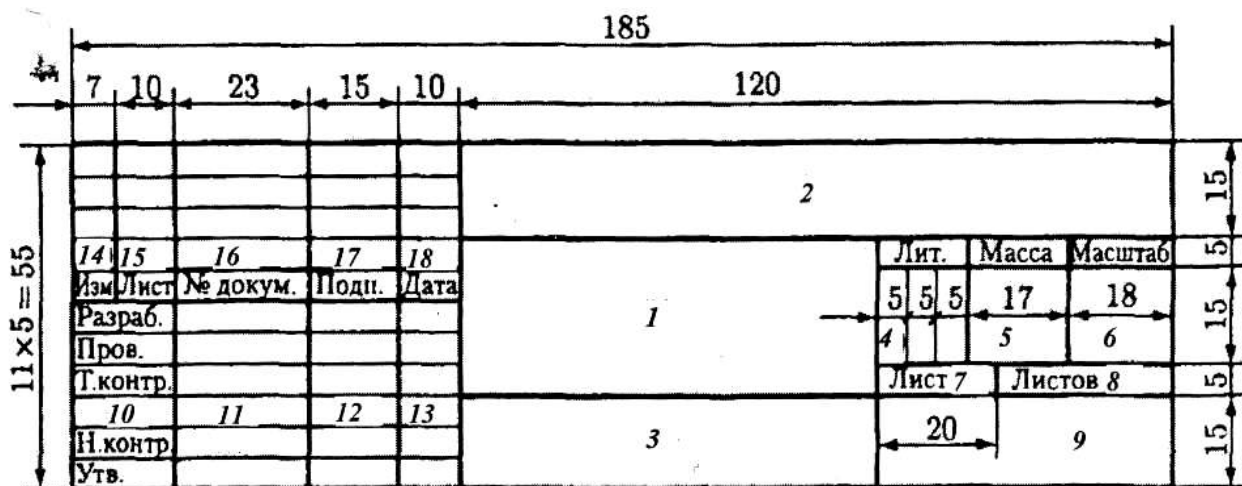


Рис. 93. Основная надпись для чертежей.

В графах основных надписей приводят:

1 – наименование изделия (детали, общего вида), а также наименование документа, например пояснительная записка, спецификация;

2 – обозначение документа (чертежа детали, общего вида, пояснительной записки, спецификации);

3 – обозначение по стандарту материала детали, например: «Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71». Графу заполняют только на чертеже детали;

4 – литеру документа (в крайней левой клетке пишут букву «У»);

5 – массу изделия, кг, без указания единицы измерения (в учебных проектах графу не заполняют);

6 – масштаб (1:1; 1:2; 2:1 и др.; при выполнении документов с использованием ЭВМ допустимо применять масштабы уменьшения $1 - n$ и увеличения $n - 1$, где n - рациональное число);

7 – порядковый номер листа (на документах, состоящих из одного листа, графу не заполняют);

8 – общее количество листов документа (чертежа детали, общего вида, пояснительной записки, спецификации) – графу заполняют только на первом листе;

9 – сокращенное название вуза, кафедры, шифр группы (например, АмГУ, кафедра СТ и ОД, группа 612);

10,11,12,13 – характер работы, выполняемой лицом, подписавшим документ: в строке «Разраб.» – фамилию студента, его подпись и дату; в строке «Пров.» – фамилию преподавателя, его подпись и дату.

Подписи лиц, разработавших документ, являются обязательными.

Остальные строки и графы 14–18 в учебных проектах не заполняют. Если чертеж или схема состоит из двух и более листов, то на последующих листах основную надпись допускается выполнять в соответствии с рис. 94. При этом заполняют графы 2 и 7.

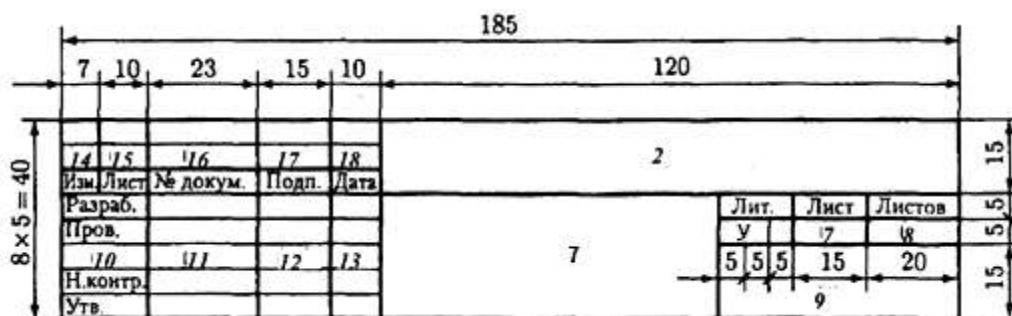


Рис. 94. Форма основной надписи для спецификаций.

Содержание граф основной надписи для спецификации такое же, как для чертежей.

Пояснительную записку выполняют на стандартных листах бумаги формата А4 (210×297). Пример оформления титульного листа – на рис. 95.

Министерство образования и науки Российской Федерации	
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования	
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ	
(ФГБОУ ВО «АмГУ»)	
Факультет дизайна и технологий Кафедра сервисных технологий и общетехнических дисциплин Специальность _____	
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ	
на тему: Расчет и конструирование привода транспортера	
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»	
Исполнитель студент группы 617	И.И. Иванов
Руководитель	
Нормоконтроль	
Благовещенск 2017	

Рис. 95. Пример выполнения титульного листа пояснительной записки.

Содержание приводят в начале пояснительной записки на заглавном и последующем листах.

Слово «Содержание» записывают симметрично относительно текста.

Исходные данные для курсового проекта помещают после листов содержания на отдельном листе *задания* (приложение 4).

Ниже приведено рекомендуемое содержание и оформление пояснительной записки:

1. Расчет цилиндрической зубчатой передачи.

1.1. Исходные данные для расчета: передаваемая мощность, передаточное отношение, скорость вращения колес, выбранные материалы и их механические характеристики (техническое задание).

1.2. Определение допускаемых напряжений.

1.3. Расчет кинематических параметров и крутящих моментов передачи.

1.4. Определение межосевого расстояния передачи и модуля зацепления зубчатой передачи из условий изгибной и контактной прочности зубьев.

2. Эскизное проектирование (расчет рекомендуемых размеров элементов редуктора).

3. Расчет валов.

4. Выбор подшипников качения.

5. Расчет шпонок (зубчатых соединений).

6. Муфты и их выбор.

7. Обоснование выбора смазочных материалов.

8. Спецификация.

9. Заключение.

10. Список использованной литературы.

Введение: в пределах одной страницы следует сформулировать назначение проектируемого привода, указав его достоинства по сравнению с существующими аналогами.

Текст пояснительной записки рекомендуется разбивать на разделы, обозначенные арабскими цифрами. Подразделы должны иметь порядковые

номера в пределах каждого раздела, а пункты – порядковые номера в пределах каждого подраздела. Номера подразделов состоят из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой, а номера пунктов – из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точками, например:

1. Расчет цилиндрической зубчатой передачи на прочность;

1.2. Определение допускаемых напряжений (здесь номер 1 – номер раздела);

1.2. – подраздел 2 раздела 1;

1.2.1. – пункт 1 подраздела 2 раздела 1.

Наименования разделов должны быть краткими, соответствовать содержанию и записываться в виде заголовков прописными буквами. Наименования подразделов записывают в виде заголовков строчными буквами (кроме первой прописной).

Переносы слов в заголовках не допускаются. Точку в конце заголовка не ставят.

Сокращение слов в тексте записки, как правило, не допускается, за исключением общепринятых, например: и т.п., и т.д., и др. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой.

Каждый расчет должен быть оформлен по следующему плану:

а) заголовок расчета с указанием, какая деталь рассчитывается и на какой вид работоспособности (срез, смятие, устойчивость и т.п.), например: 2.2 Определение допускаемых напряжений. 4.3 Определение длины шпонки;

б) эскиз детали (например, вала) и расчетная схема с указанием сил, эпюр моментов и всех размеров, используемых в расчете (см. рис. 34, б);

в) наименование выбранного материала с указанием его термообработки и характеристик механических свойств, например: сталь марки 40Х; термическая обработка (ТО) – улучшение. Механические характеристики:

$$\sigma_m = 850 \text{ МПа}, \sigma_{ep} = 700 \text{ МПа}, HB230 \dots 280;$$

г) ход расчета и расчетную формулу записывают со ссылкой на источник. Затем непосредственно под формулой дают расшифровку ее символов.

Значение каждого символа дают с новой строки в той последовательности, в какой они приведены в формуле, например:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau]}}$$

где d – диаметр вала, мм;

T – крутящий момент на рассчитываемом валу Н•м;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа.

Каждый символ расшифровывается один раз в пределах записки. После этого вместо символов подставляют числовые значения, которые записывают в той же последовательности, в которой они приведены в формуле, например:

$$d = \sqrt[3]{\frac{645 \times 10^3}{0.2 \times 12}} = 64 \text{ мм.}$$

Необходимо следить за единством размерностей величин, входящих в состав расчетной формулы.

Величины сил, крутящих и изгибающих моментов, допускаемых и рабочих напряжений следует округлять до целых чисел. Размерность для усилий H , для моментов Н•м, напряжений в МПа. Линейные размеры деталей даются в мм. Все расчеты достаточно производить с точностью до сотых долей.

О выбранных табличных значениях различных коэффициентов следует делать запись в безличной форме множественного числа. Например: «Для расчета принимаем...» или «По табл.8.9 [3] выбираем значение...». Необходимо кратко обосновать выбор величин;

д) по результатам расчета делается запись, например, действующее контактное напряжение $\sigma_n = 484 \text{ МПа}$ меньше допускаемого $[\sigma_n] = 500 \text{ МПа}$.

Следует обратить особое внимание на изложенные заключения, которое может быть представлено и в виде выводов, по которым в принципе можно судить о степени подготовленности разработчика к защите своего проекта.

В этой части пояснительной записки должны быть в лаконичной форме приведены основные результаты, полученные в ходе работы над проектом, а также отражены их характерные особенности: ценность для науки и практики, оригинальность, эффективность, новизна технологических, технических и

методических подходов и решений.

Спецификация определяет состав изделия и всей его конструкторской документации (по ГОСТ 2.108–68) – это текстовый документ. Ее составляют на отдельных листах ватмана или писчей бумаги формата А4 и прикладывают к пояснительной записке. Графы основной надписи спецификации соответствуют графам основной надписи чертежа.

В графах основной надписи приводят: 1 – наименование изделия без наименования документа, например: «Редуктор цилиндрический»; 2 – обозначение спецификации, например: ДМ 131.01, где 131 – номер варианта задания; 01 – обозначение чертежа общего вида (в курсовом проекте просят -01).

Правила заполнения основных граф приведены выше.

После каждого раздела спецификации рекомендуется оставлять несколько (2-5) свободных строк для дополнительных записей (в зависимости от стадии разработки, объема записей и т.п.).

В курсовом проекте следует заполнять только раздел «Детали».

В разделе «Стандартные изделия» запись производят по однородным группам (шпонки, подшипники и т.д.), в пределах каждой группы – в алфавитном порядке, в пределах каждого наименования – в порядке возрастания обозначений (номеров) стандартов.

Пример оформления спецификации показан на рис. 96.

Формат	Зона	Позиция	Обозначение	Наименование	Кол-во	Материал	Примечание
				Документация			
			ПЗ и РР	Пояснительная записка и расчет	1		Стр.40
24			ВО	Чертеж общего вида	1		
				<u>Сборочные единицы</u>			
		1	03.108.04.180.1.00	Маслоуказатель	1		В сборе
				Детали			
		2	03.108.04.180.1.01	Вал	1	Сталь 35	
		3	03.108.04.180.1.02	Вал-шестрени	1	Сталь 50	
		4	03.108.04.180.1.03	Колесо зубчатое	1	Сталь 35	
		5	03.108.04.180.1.04	Кольцо распорное	1	Чугун СЧ 15-32	
		6	03.108.04.180.1.05	Корпус редуктора	1	Чугун СЧ 15-32	
		7	03.108.04.180.1.06	Крышка редуктора	1	Чугун СЧ 15-32	

помещают основную надпись.

Деталь следует изображать в положении, удобном для чтения чертежа рабочим при ее изготовлении. В частности, ось детали, представляющей тело вращения, располагают параллельно основной надписи.

8.2.2. Простановка размеров

Число размеров на чертеже должно быть минимальным (приложение 40.2). Число размеров, действительно необходимых для изготовления данной детали, всегда постоянно, не допускается повторять размеры одного и того же элемента на разных изображениях, в технических требованиях и т.п. Размеры, не подлежащие выполнению по данному чертежу и указываемые для большего удобства пользования чертежом, называются справочными. К ним относятся:

- а) один из размеров замкнутой цепи;
- б) размеры, перенесенные с чертежей изделий-заготовок;
- в) размеры элементов, подлежащие совместной обработке с сопрягаемой деталью (например, отверстия под штифты).

Справочные размеры отмечают на чертеже знаком «*», а в технических требованиях записывают: «*» – размеры для справок. Не допускается наносить размеры в виде замкнутой цепи, за исключением случаев, когда один из размеров указан как справочный. Для всех размеров на рабочих чертежах деталей указывают предельные отклонения, кроме справочных размеров, размеров заготовок, фасок, галтелей и т.п., вследствие низких требований к точности этих размеров. Каждый размер на рабочем чертеже должен допускать его выполнение и контроль при изготовлении детали.

Основные способы простановки размеров: цепной, координатный, комбинированный.

Цепной способ обеспечивает точность расположения каждого последующего элемента относительно предыдущего, но последовательно уменьшается точность расположения элементов относительно некоторой общей базы.

Координатный способ обеспечивает точность расположения, всех

элементов от одной базы А, но точность расстояния между самими элементами снижается.

Комбинированный способ состоит из цепного и координатного и обеспечивает уменьшение ошибок в наиболее точных размерах.

Выбор рационального способа простановки размеров определяется конструктивными и технологическими требованиями в каждом конкретном случае, т.е. нужно знать, к каким из размеров предъявляются повышенные требования точности. Размеры следует наносить так, чтобы в первую очередь обеспечивались конструктивные требования, т.е. простановка размеров должна согласовываться с характером и точностью сопряжения данной детали с другими, а также следует учитывать технологические требования. Пример расположения размеров приведен на рис. 97.

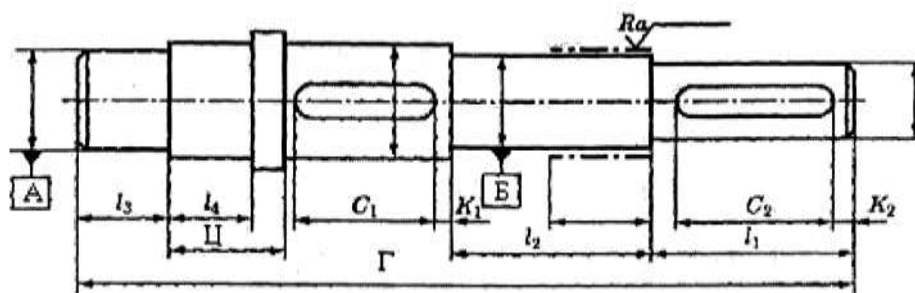


Рис. 97. Пример размещения размеров вала.

8.2.3. Технические требования

Технические требования располагают над основной надписью (рис. 98), а при недостатке места – левее основной надписи. Записывают их в следующем порядке:

1. Требования к материалу, заготовке, термической обработке и к свойствам материала готовой детали (...HB, ...HRC).
2. Указания о размерах (размеры для справок, радиусы закруглений, углы и др.).
3. Предельные отклонения размеров (неуказанные предельные отклонения и др.).
4. Требования к качеству поверхности (указания об отделке, покрытии, шероховатости).

5. Заголовок «Технические требования» не пишут.

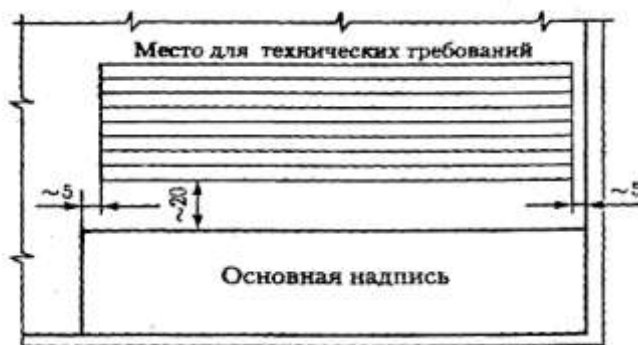


Рис. 98. Пример размещения технических требований.

8.2.4. Рабочие чертежи зубчатых колес

Рабочий чертеж зубчатого колеса выполняют на листе формат А4. Главный вид изображают так, чтобы осевая линия была параллельна основной надписи. Главный вид изображают ближе к левой линии рамки. Справа размещают текстовую часть технических требований и таблицу параметров.

Зубчатое колесо на главном виде изображают в виде разреза. На виде слева может быть показано только очертание отверстия для вала со шпоночным пазом.

Профилирование зуба выполняется стандартным режущим инструментом, и необходимые параметры задаются в табличной форме в правом верхнем углу чертежа на расстоянии 20 мм от верхней линии рамки чертежа. Для выявления форм и расположения мелких элементов и для удобства простановки размеров выполняют дополнительные изображения в увеличенном масштабе на свободном поле чертежа.

В таблице параметров цилиндрического колеса в первой части приводятся основные данные: модуль m , число зубьев z , для косозубого колеса угол наклона зубьев и направление зуба (правое, левое), ссылка на стандарт нормального исходного контура (ГОСТ 13755-81), коэффициент смещения (для некорригированного колеса проставляется 0) степень точности по трем нормам.

Во второй части приводят данные по контролю зубчатых колес. В учебных проектах вторую часть не заполняют.

В третьей части таблицы приведены справочные данные: делительный

диаметр d , число зубьев сектора, обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса.

Для выявления форм и расположения мелких элементов детали (проточек, канавок, отверстий) выполняют дополнительные изображения в увеличенном масштабе на свободном поле чертежа. При окончательном оформлении чертежа использовать рекомендации соответствующего раздела данных методических указаний. Примеры выполнения рабочих чертежей зубчатых колес приведены на рис. 99.

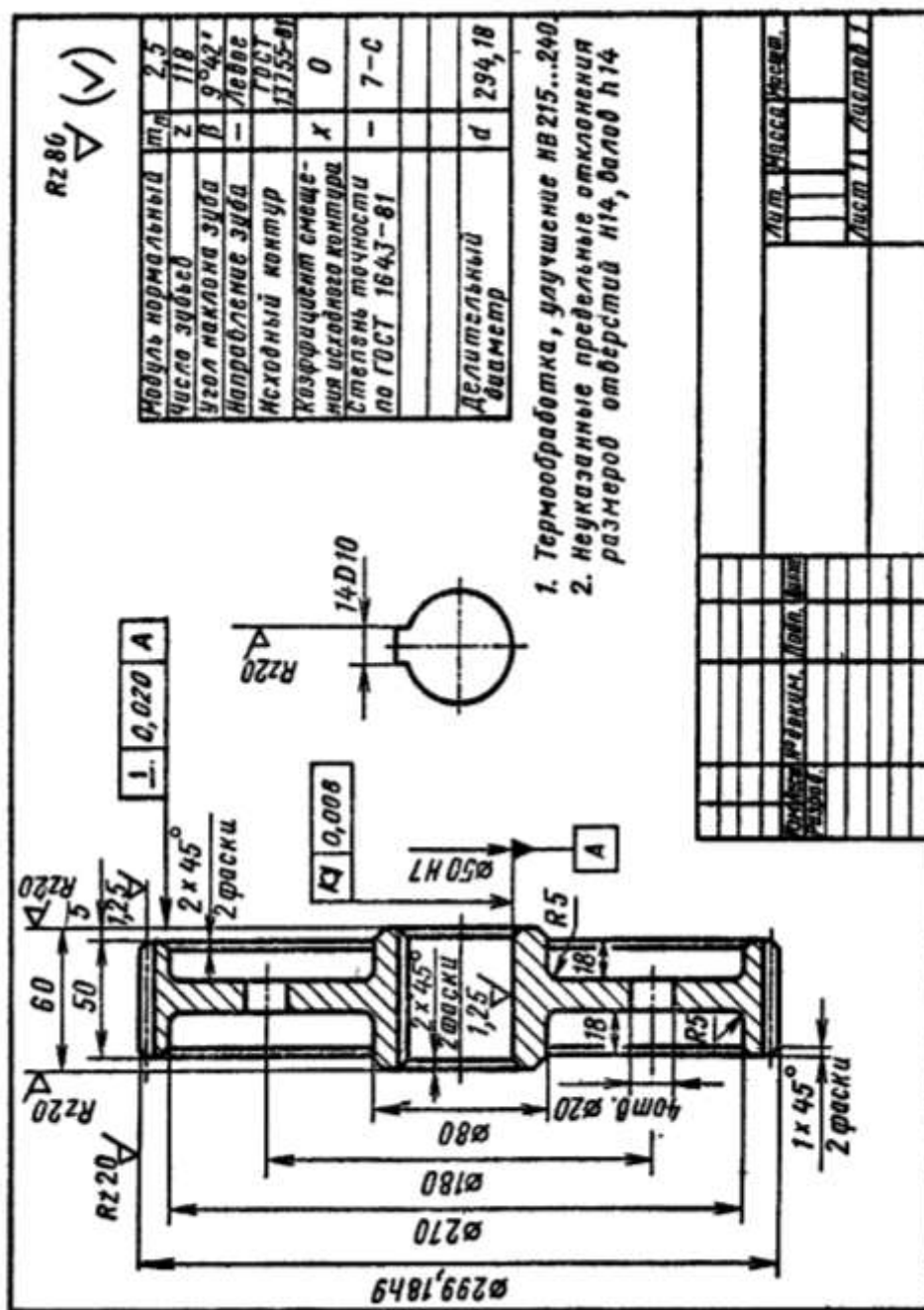


Рис. 99. Пример выполнения рабочего чертежа зубчатого колеса.

8.2.5. Выполнение рабочих чертежей валов

Рабочие чертежи валов выполняются чаще всего на формате А3. Предпочтительный масштаб 1:1.

Деталь рекомендуется изображать в функциональном положении или в положении, удобном для ее изготовления (как правило, следуют вторым путем). Так как основными технологическими операциями при изготовлении валов и осей являются точение и шлифование, их оси на чертежах располагаются горизонтально, т.е. параллельно основной надписи.

При выполнении чертежа следует ограничиться минимально необходимым для выявления формы количеством изображений (видов, разрезов, сечений). Для деталей, представляющих собой тела вращения, в большинстве случаев достаточно дать одно изображение, добавляя к нему, при необходимости, частичные виды, разрезы и сечения, выявляющие только те элементы, которые не проявляются на основном изображении. Для относительно мелких частей изображения (канавок, проточек, пазов) используют выносные элементы в увеличенном масштабе в целях уточнения форм и четкой простановки размеров.

Для обозначения видов, разрезов, сечений, выносных элементов, измерительных баз и других элементов чертежа используют прописные буквы русского алфавита (А, Б, В...) без повторений и пропусков на данном чертеже.

Конструктивные элементы вала должны быть унифицированы: шпоночные пазы должны иметь одинаковые размеры (если это допустимо по прочности) и располагаться на одной стороне вала; размеры канавок для выхода инструмента, радиусы галтелей и размеры фасок вала по возможности следует делать одинаковыми.

При окончательном оформлении чертежа вала необходимо использовать рекомендации соответствующего раздела данного пособия.

В составе изделия не должно быть деталей с одинаковым наименованием. Поэтому при наличии нескольких валов, они могут быть названы «Вал входной», «Вал выходной» и т.п. Причем, если наименование состоит из

существительного и прилагательного, существительное обязательно ставят на первое место, как более значимое.

Например, на рабочем чертеже проставляют только требуемые величины твердости и шероховатости без указания способов термообработки или механической обработки, с помощью которых они могут быть получены.

Размеры, относящиеся к одному и тому же элементу, следует сосредотачивать в одном месте, располагая их на том изображении, на котором этот элемент показан наиболее отчетливо. Например, не правильно указывать длину выходного конца вала на одном изображении, а его диаметр – на другом.

Пример выполнения рабочего чертежа вала показан в приложении **40.1**.

8.3. Выполнение общего вида сборочного чертежа редуктора

8.3.1. Общие положения

Общий вид привода (приложение **40.4**) и сборочный чертеж редуктора (приложение **40.2**) должны содержать изображения всех узлов и деталей. Число видов, разрезов и сечений, а также текстовая часть и надписи должны давать полное представление о конструкции детали, входящей в состав сборочной единицы. Конструкция деталей тел вращения (валы, колеса, втулки и др.) полностью выявляется в одной проекции.

Для выявления конструкции других, более сложных деталей (корпус и др.), требуется несколько проекций, разрезов и сечений. В частности, чтобы полностью выявить конструкцию корпуса, крышки и некоторых других деталей, на общем виде редуктора показывают: основной вид – развертку по осям валов, виды спереди, а также ряд сечений, что занимает обычно 1 лист формата А1.

Виды, разрезы и сечения выполняют в масштабе 1:1. Выносные элементы при необходимости показывают в масштабе увеличения.

На виде спереди сборочной единицы наносят внешние окружности зубчатых колес (рис. 100).

Окружности и образующие поверхностей впадин зубьев и витков в разрезах и сечениях показывают сплошными основными линиями, а на видах

не показывают.

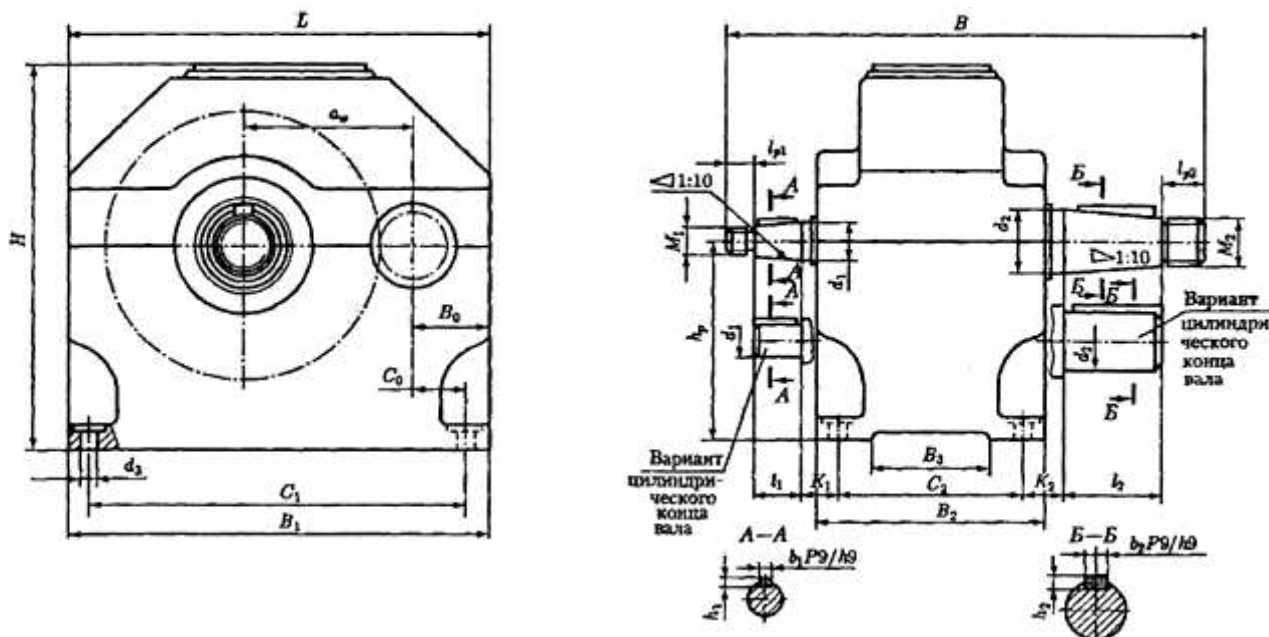


Рис. 100. Оформление сборочного чертежа редуктора.

На разрезах зубчатых колес в зоне зацепления показывают зуб одного из долей (предпочтительно ведущего).

Направление зубьев зубчатых колес показывают на одном из элементов зацепления (как правило, вблизи оси) тремя сплошными тонкими линиями с соответствующим наклоном.

На сборочном чертеже ряд деталей (подшипника качения, резьбовые соединения) допускается в соответствии с ЕСКД изображать упрощенно.

8.3.2. Простановка размеров

На сборочных чертежах проставляют следующие размеры:

– габаритные, необходимые для определения размеров места установки изделия, транспортировки и пр.;

– установочные и присоединительные; исполнительные, связанные с выполнением каких-либо технологических операций в процессе сборки, а также заданные условия регулировки изделия, например, размеры отверстий под штифты, зазоры между подшипниками и торцами крышек подшипников, предотвращающие зацепление подшипников, и т.п.;

– посадочные, с соответствующими посадками, определяющие характер

сопряжений;

– расчетные и справочные, характеризующие основные силовые и эксплуатационные показатели изделия, например, межосевые расстояния и ширину зубчатых колес; крайние положения подвижных частей (передвижных шестерен) и т.д.

Основные размеры, проставляемые на сборочном чертеже, приведены в виде буквенных обозначений на рис. 100.

8.3.3. Дополнительные требования по оформлению сборочного чертежа

Для получения достаточной информации об изделии и обеспечения его надежной работы возникает необходимость дополнять чертежи соответствующими текстовыми требованиями, основными характеристиками и таблицами.

Основные технические требования, указываемые на чертежах сборочных единиц общего вида привода, редуктора, вала в сборе и т.д.):

а) требования, определяющие качество и точность изготовления – степень точности зацеплений;

б) требования по сборке. Например, допускаемая несоосность валов при монтаже приводной вставки (перекос не более..., радиальное смещение не более...). Для редуктора указывают способ уплотнения плоскости разъема;

в) требования по отделке. Например, по окраске изделия в сборе, оговаривающие вид и цвет краски.

Техническую характеристику редуктора записывают на свободном поле чертежа под заголовком «*Техническая характеристика*»

1. Вращающий момент на тихоходном валу, Н•м 234.
2. Частота вращения тихоходного вала, мин⁻¹ 158,2.
3. Общее передаточное число 6,0.
4. Степень точности изготовления зубчатой передачи 8 - С.
5. Зазор А обеспечивать установкой необходимого количества деталей поз. 14.

«Технические требования»

1. Необработанные поверхности литых деталей, находящиеся в масляной ванне, красить маслостойкой красной эмалью.

2. Наружные поверхности корпуса красить серой эмалью ПФ – 115 ГОСТ 6465-76.

3. Плоскость разъема покрыть тонким слоем герметика УТ – 34 ГОСТ 24285 - 80 при окончательной сборке.

Кроме того, на сборочном чертеже (редуктора, коробки передач) показывают номера позиций сборочных единиц и деталей.

Номера позиций приводят на полках, расположенных параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения. Их группируют в строчку или колонку по возможности на одной горизонтали или вертикали.

Номера позиций наносят на чертеже один раз.

Шрифт номеров позиций должен быть на один-два размера больше, чем шрифт, принятый для размерных чисел на том же чертеже. Номерами позиций обозначают сборочные единицы, входящие в состав редуктора, коробки отбора мощности (корпус сварной, маслоуказатель и др.) отдельные детали и стандартные изделия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Стандарт организации. Оформление квалификационных работ (проектов) [Электронный ресурс] / АмГУ; разработ. Л.А. Проказина, С.Г. Самохвалова. – Введ. с 01. 04. 2011. – Благовещенск : [б. и.], 2011. – 95 с.
2. Волков С. П. Техническая механика. Курсовое проектирование : учебное пособие / С. П. Волков. – Старый Оскол : ТНТ, 2013. – 152 с.
3. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 9-е изд. перераб. и доп. – М.: Издательский центр “Академия”, 2006. – 496 с.
4. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу “Детали машин”. 2-е изд. исправл. М. :

- Машиностроение, 2004, 440 с. ил.
5. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М. Н. Ерохина. – М. : Колос С, 2008, -- 462 с. : ил. – (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).
 6. Ройтман И. А., Кузьменко В. И. Основы машиностроения в черчении : Учеб. для студ. высш. учеб. заведений : В 2 кн.—2-е изд., перераб. и доп. – М. : Гуманит. Изд. центр ВЛАДОС , 2000 . Кн. 1. – 224 с. : ил.
 7. Ковалев , В. П. Прикладная механика . В 2 ч. Ч.2. Соппротивление материалов. Детали приборов : учебное пособие. -- Владивосток : Изд -- ДВГТУ , 2005 . – 160 с.
 8. **Детали машин. Курсовое проектирование.** Методическое пособие и задания к проектам для студентов заочной формы обучения всех технических специальностей. Составили В. К. Еремеев , Ю. Н. Горнов . – Иркутск : Изд-во ИрГТУ , 2004. – 130 с.
 9. **Иванов, М. Н.** Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002, -- 408 с.: ил.
 10. Курсовое проектирование деталей машин : Учебное пособие / С. А. Чернавский , К. Н. Боков , И. М. Чернин , Г. М. Ицкович , В. П. Козинцов. – 3-е изд., стереотипное . Перепечатка с издания 1987 г. – М. : ООО ТИД “Альянс”, 2005 . – 416 с .
 11. Анурьев В. И. Справочник конструктора – машиностроителя : В 3 т. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой . – М. : Машиностроение , 2001 . – 912 с. : ил.
 12. Гурин , В. В. Детали машин . Курсовое проектирование . В 2 кн. Книга 2 : учебник для бакалавриата и магистратуры / В. В. Гурин , В. М. Замятин , А. М. Попов. М. : Издательство Юрайт , 2016 . – 295 с. – Серия Университеты России. Предназначен для студентов, обучающихся по техническим специальностям.
 13. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин . Курсовое проектирование :

Учеб. пособие для машиностроит. спец. среднего профессионального образования . – 5-е издание, дополн. – М. : Машиностроение , 2004 , -- 560 с., ил.

14. **Курмаз Л. В.** Конструирование узлов и деталей машин : Справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, О. Л. Курмаз . — М. : Высш. шк. , 2007. – 455 с.: ил.

П Р И Л О Ж Е Н И Я

Приложение 1

Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636 – 69), мм

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34//5	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	350	950

П р и м е ч а н и е. В знаменателе указаны размеры посадочных мест для подшипников качения

Приложение 2

Технические данные электродвигателей серии АИР (из ГОСТ 183–74)

Электро- двигатель	При номинальной мощности				I _Г	Масса кг
	Мощность кВт	Асинхр. частота об/мин	КПД %	Коэф. мощности		
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
<i>Синхронная частота вращения 3000/1500 об/мин</i>						
АИР 56А4/2	0,1	1400	45	0,61	3,5	3,6
	0,14	2800	50	0,7	4	
АИР 56В4/2	0,12	1330	0,6	49	3,5	3,9
	0,18	2660	0,67	57	4	
АИР 63А4/2	0,19	1448	55	0,61	3,5	5
	0,265	2880	61	0,75	4	
АИР 63В4/2	0,265	1448	57	0,70	3,5	5,7
	0,37	2880	61	0,88	4	
АИР 71А4/2	0,48	1365	70	0,82	4,5	8,1

	0,62	2775	69	0,89	4,5	
АИР 71В4/2	0,71	1365	73	0,84	4,5	9,3
	0,85	2775	73	0,86	4,5	
АИР 80А4/2	1,12	1410	74	0,78	5	12,2
	1,5	2730	73	0,86	5	
АИР 80В4/2	1,5	1410	75	0,79	5	14,6
	2	2760	75	0,86	5	
АИР 90L4/2	2	14-5	77	0,84	4,5	19,7
	2,65	2775	78	0,94	5	

Продолжение приложения 2

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
АИР 100 S4/2	3	1425	82	0,84	5,5	23,7
	3,75	2850	80	0,90	5,5	
АИР 100 LA/2	4,25	1410	82	0,88	5,5	30,0
	4,75	2850	82	0,92	6	
АИР 112 М4/2	4,2	1440	83	0,87	6,5	41,5
	5,3	2870	79	0,92	6,5	
АИР 132S4/2	6,0	1455	86,5	0,87	7,5	58
	7,1	2910	81	0,89	7,5	
АИР 132М4/2	8,5	1455	87,5	0,87	7,5	70,5
	9,5	2925	83	0,9	7,5	
АИР 160S4/2	11	1460	89,5	0,84	7	100
	14	2900	85,5	0,90	7	
АИР 160М4/2	14	1465	89,5	0,86	7	110
	17	2925	86,5	0,91	7	
АИР 180S4/2	18,5	1470	90	0,85	6,5	170
	21	2940	85	0,89	6,5	
АИР 180М4/2	22	1470	91	0,88	7	190
	27	2940	88	0,92	7	
АИР 200S4/2	27,5	1470	92	0,83	7	245
	34	2940	90	0,9	7,3	
АИР 200L4/2	33,5	1465	91	0,86	7,0	270
	38,5	2940	91	0,92	7,3	
АИР225М4/2	42	1480	82,2	0,84	7	340
	48	2955	90,5	0,89	7,5	
Синхронная частота вращения 3000/1500 об/мин						
АИР 90L8/4	0,8	710	62	0,6	3	19,3
	1,32	1410	75	0,86	5	

АИР 100S8/4	1 1,7	720 1425	70 78	0,61 0,88	4 5	22,4
АИР 100L8/4	1,4 2,36	720 1425	74 81	0,6 0,89	4 5,5	26,7
АИР 112МА8/4	1,9 3	710 1420	74 75	0,7 0,89	5 6	36
АИР 112МВ8/4	2,2 3,6	715 1425	77 78	0,69 0,88	5 6	41
АИР 132S8/4	3,6 5,3	720 1440	80 81	0,79 0,9	5,5 6	56,5

Продолжение приложения 2

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
АИР 132М8/4	5 7,5	715 1440	80 82	0,73 0,87	5,5 7,5	70,0
АИР 160S8/4	6 9	730 1460	78 83	0,7 0,89	5,5 7	100
АИР 160М8/4	9 13	730 1460	81,5 84	0,71 0,89	5,5 7	120
АИР 180М8/4	13 18,5	730 1455	86,5 87,	0,74 0,91	6 7	180
АИР 200М8/4	17 25	735 1465	86,5 87,5	0,75 0,91	5,5 6	240
АИР 200L8/4	20 28	735 1465	87,5 88	0,75 0,91	5,5 6	265
АИР 225М8/4	23 34	735 1470	90 90	0,72 0,90	6 7	325
<i>Синхронная частота вращения 1000/1500 об/мин</i>						
АИР 90L6/4	1,32 1,80	950 1440	72 77	0,73 0,82	4 5	20,5
АИР 100S6/4	1,70 2,24	935 1420	76 80	0,78 0,88	4,5 5,5	22,3
АИР 100L6/4	2,12 3,15	945 1425	77 80	0,78 0,88	4,5 4,5	28,2
АИР 112М6/4	3,2 4,5	970 1435	77,5 80	0,69 0,87	5,5 6	40,5
АИР 132S6/4	5 5,5	965 1440	82 82	0,75 0,9	5,5 5,5	56,5
АИР 132М6/4	6,7 7,5	970 1440	84,5 84	0,76 0,9	6 6	68,5

АИР 160S6/4	7,5 8,5	975 1455	86,5 87,5	0,78 0,9	6,5 6	100
АИР 160M6/4	11 13	975 1455	87,5 88	0,79 0,91	6,5 6	120
АИР 180S6/4	15 17	980 1455	87 87	0,77 0,9	6,5 6	180
АИР 200M6/4	20 22	985 1470	89 89	0,81 0,89	6,5 6	240
АИР 200L6/4	25 28	980 1465	88 88,5	0,76 0,89	7 6	265

Продолжение приложения 2

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
Синхронная частота вращения 750/1000 об/мин						
АИР 100S8/6	1 1,25	720 970	72 77	0,66 0,72	4 5,5	21,7
АИР 100L8/6	1,32 1,8	720 955	72 77	0,66 0,72	4 5	26,7
АИР 112МА8/6	1,7 2,2	710 960	73 76	0,61 0,75	5 5,5	35,5
АИР 112МВ8/6	2,2 2,8	710 960	76 78	0,65 0,79	5 5,5	40,5
АИР 132S8/6	3,2 4	725 965	79 80	0,69 0,81	5,5 6	56,5
АИР 132М8/6	4,5 5,5	725 970	84 84	0,73 0,83	5,5 6	68,5
АИР 160S8/6	7,5 8,5	720 970	84,5 86	0,74 0,83	5 6	100
АИР 160М8/6	11 13	725 970	85 86,5	0,73 0,82	5,5 6,5	120
АИР 180М8/6	13 15	735 985	87 89	0,8 0,87	6 7	180
АИР 200М8/6	15 19	735 980	89,5 89,5	0,75 0,85	6 6	240
АИР 200L8/6	18,5 23	735 980	90 90	0,75 0,86	6 6	265

АИР 225М8/6	30	735	90	0,72	6	325
	37	980	91	0,85	6,5	
<i>Синхронная частота вращения 500/3000 об/мин</i>						
АИР 122М12/6	0,7	460	53,5	0,51	2,5	49
	2,8	2880	71,0	0,90	5,5	
<i>Синхронная частота вращения 500/1000 об/мин</i>						
АИР112МВ12/6	0,7	465	49	0,48	3	48
	1,8	890	71	0,88	4	
АИР 160S12/6	3,5	485	71	0,51	4	100
	7,1	965	85	0,88	5	

Продолжение приложения 2

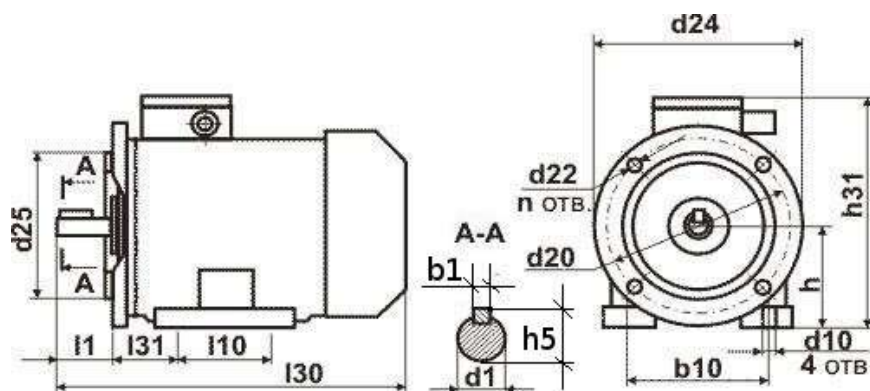
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
АИР 160М12/6	4,5	485	74,5	0,51	4	120
	10	960	85	0,88	5	
АИР 180М12/6	7,5	490	80	0,65	4,5	180
	13	980	86,5	0,9	6	

Расшифровка условного обозначения – электродвигатель АИР 355 S4 У3, 250 кВт, 1500 об/мин:

- "А" – асинхронный двигатель,
- "И" – Интерэлектро,
- "Р" – привязка мощностей к установочным размерам в соответствии с ГОСТ Р 51689 ("С" - в случае привязки по нормам CENELEK),
- 355 – высота оси вращения (габарит),
- S – установочный размер по длине станины,
- 4 – число полюсов,
- У – климатическое исполнение,
- 3 – категория размещения.

Приложение 3

Габаритно–присоединительные размеры электродвигателей АИР, мм



Электро-двигатель	Число пол.	Размеры, мм															
		l30	h31	d24	l1	l10	l31	d1	d10	d20	d22	d25	b10	n	h	h5	b1
АИР 56 А, В	2,4	218	148	140	23	71	36	11	5,8	115	10	95	90	4	56	12,5	4
АИР 63 А, В	2,4	237	161	160	30	80	40	14	7	130	10	110	100	4	63	16	5
АИР 71 А, В	2,4,6	273	188	200	40	90	45	19	7	165	12	130	112	4	71	21,5	6
АИР 80 А	2,4,6	300	207	200	50	100	50	22	10	165	11	130	125	4	80	24,5	6
АИР 80 В	2,4,6	320	207	200	50	100	50	22	10	165	11	130	125	4	80	24,5	6
АИР 90 L	2,4,6	350	217	250	50	125	56	24	10	215	14	180	140	4	90	27	8
АИР 100 S	2,4	376	227	250	60	112	63	28	12	215	14	180	160	4	100	31	8
АИР 100 L	2,4,6	420	277	250	60	140	63	28	12	215	14	180	160	4	100	31	8
АИР 112 М	2,4,6,8	475	297	300	80	140	70	32	12	265	14	230	190	4	112	35	10
АИР 132 S	4,6,8	510	345	350	80	140	89	38	12	300	19	250	216	4	132	41	10

Продолжение приложения 3

Электро-двигатель	Число пол.	l30	h31	d24	l1	l10	l31	d1	d10	d20	d22	d25	b10	n	h	h5	b1
АИР 132 М	2,4,6,8	498	325	350	80	178	89	38	12	300	19	250	216	4	132	41	10
АИР 160 S	2	625	435	350	110	178	108	42	15	300	19	250	254	4	160	45	12
АИР 160 S	4,6,8	625	435	350	110	178	108	48	15	300	19	250	254	4	160	51,5	14
АИР 160 М	2	670	435	350	110	210	108	42	15	300	19	250	254	4	160	45	12
АИР 160 М	4,6,8	670	435	350	110	210	108	48	15	300	19	250	254	4	160	51,5	14
АИР 180 S	2	700	460	400	110	203	121	48	15	350	19	300	279	4	180	51,5	14
АИР 180 S	4	700	460	400	110	203	121	55	15	350	19	300	279	4	180	59	16
АИР 180 М	2	740	460	400	110	241	121	48	15	350	19	300	279	4	180	51,5	14
АИР 180 М	4,6,8	740	460	400	110	241	121	55	15	350	19	300	279	4	180	59	16
АИР 200 М	2	775	505	450	110	267	133	55	19	400	19	350	318	8	200	59	16
АИР 200 М	4,6,8	775	505	450	140	267	133	60	19	400	19	350	318	8	200	64	18
АИР 200 L	2	775	505	450	110	305	133	55	19	400	19	350	318	8	200	59	16
АИР 200 L	4,6,8	775	505	450	140	305	133	60	19	400	19	350	318	8	200	64	18
АИР 225 М	2	835	535	550	110	311	149	55	19	500	19	450	356	8	225	59	16
АИР 225 М	4,6,8	865	535	550	140	311	149	65	19	500	19	450	356	8	225	69	18
АИР 250 S	2	880	590	550	140	311	168	65	24	500	19	450	406	8	250	69	18
АИР 250 S	4,6,8	880	590	550	140	311	168	75	24	500	19	450	406	8	250	79,5	20
АИР 250 М	2	905	590	550	140	349	168	65	24	500	19	450	406	8	250	69	18
АИР 250 М	4,6,8	905	590	550	140	349	168	75	24	500	19	450	406	8	250	79,5	20

Приложение 4

Форма задания на выполнение курсового проекта (работы)

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования

**АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(ФГБОУ ВО «АмГУ»)**

Факультет _____
Кафедра _____

З А Д А Н И Е

к курсовому проекту (работе) студента _____

1. Тема курсового проекта (работы): _____

2. Срок сдачи студентом законченного проекта (работы) _____

3. Исходные данные к курсовой проекту (работе): _____

4. Содержание курсового проекта (работы): перечень подлежащих разработке
вопросов _____

5. Перечень материалов приложения: (наличие чертежей, таблиц, графиков,
схем, программных продуктов, иллюстративного материала и т.п.) _____

6. Дата выдачи задания _____

Руководитель курсового проекта (работы) _____
(фамилия, имя, отчество, должность, ученая степень, ученое звание)

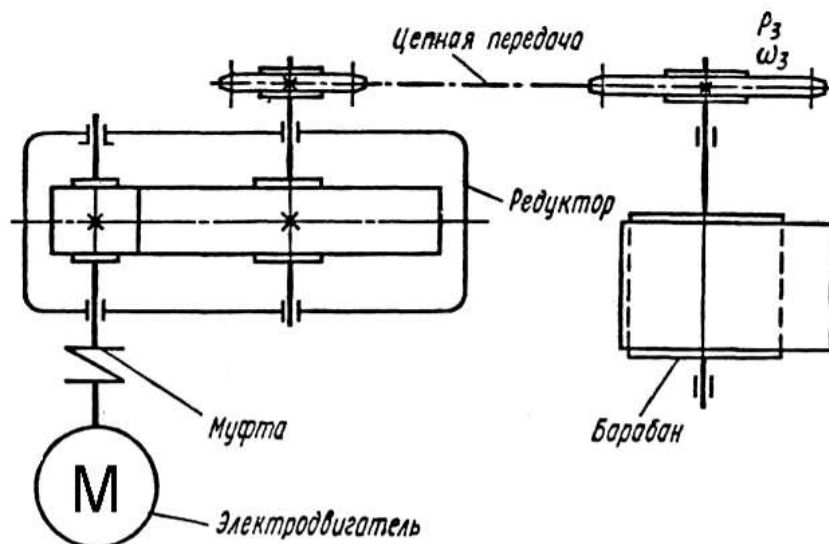
Задание принял к исполнению (дата): _____

(подпись студента)

Приложение 5

***Кинематические схемы приводов – как задания на курсовые работы
(проекты) студентов***

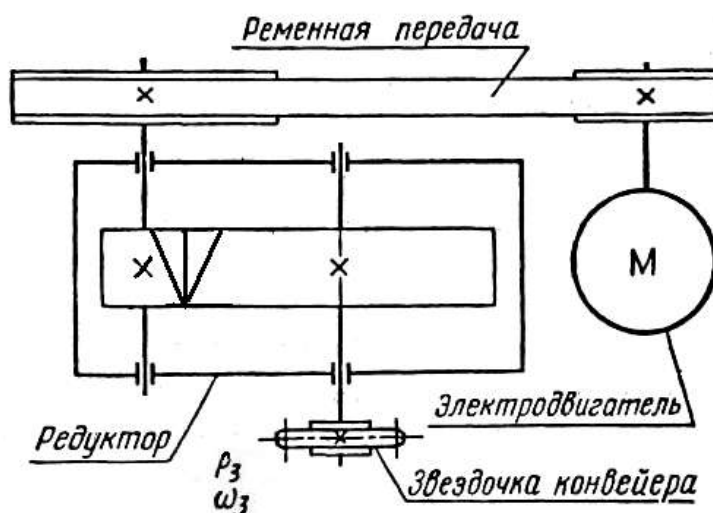
ЗАДАНИЕ 5 - 1



Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	5	5	6	6	6	6	7	7	7	7
ω_3 , рад/с	$2,5\pi$	$2,6\pi$	$2,7\pi$	$2,8\pi$	$2,9\pi$	3π	$3,0\pi$	$3,2\pi$	$3,3\pi$	$3,4\pi$

5 - 1, – Схемы приводов ленточного конвейера с одноступенчатым цилиндрическим прямозубчатым редуктором и цепной передачей

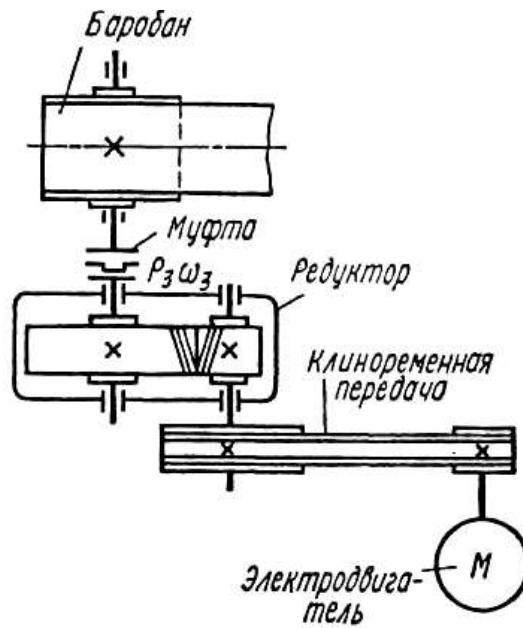
ЗАДАНИЕ 5 - 2



Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5
ω_3 , рад/с	2π	$2,2\pi$	$2,3\pi$	$2,5\pi$	$2,7\pi$	$2,8\pi$	$3,0\pi$	$3,2\pi$	$3,3\pi$	$3,4\pi$

5 - 2, – Схемы приводов конвейера с одноступенчатым цилиндрическим косозубчатым редуктором и плоскоременной передачей

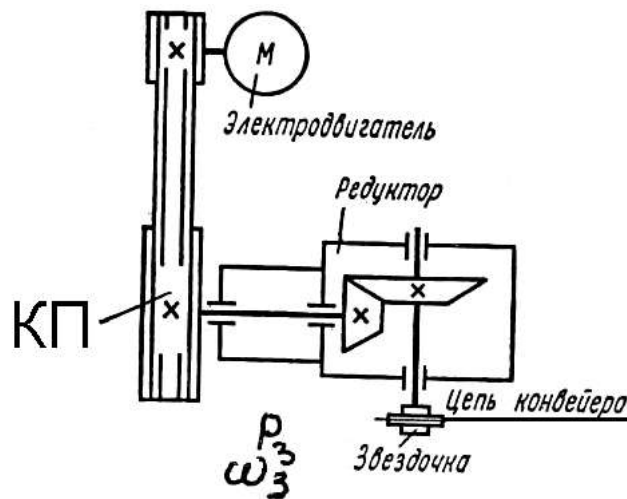
ЗАДАНИЕ 5 - 3



Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6
ω_3 , рад/с	$2,3\pi$	$2,2\pi$	$2,0\pi$	$1,8\pi$	$1,7\pi$	$1,8\pi$	$2,0\pi$	$2,2\pi$	$2,3\pi$	$4,4\pi$

5 - 3, – Схемы привода транспортера с одноступенчатым цилиндрическим косозубчатым редуктором и клиноременной передачей

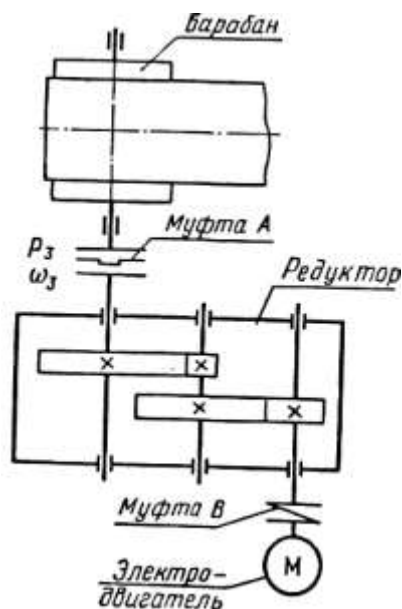
ЗАДАНИЕ 5 - 4



Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
ω_3 , рад/с	3π	3π	3π	3π	4π	4π	4π	4π	4π	4π

5 - 4, – Схемы приводов транспортера с одноступенчатым коническим редуктором и клиноременной передачей

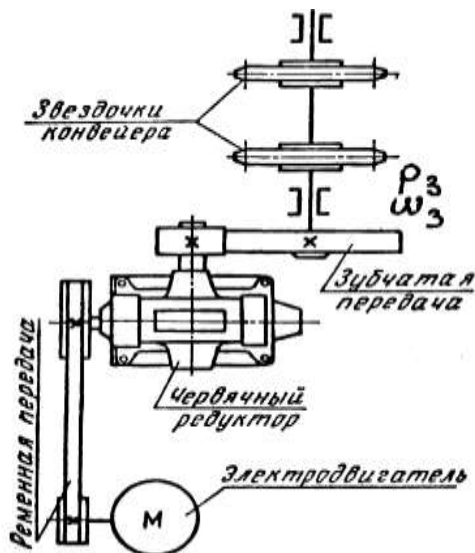
ЗАДАНИЕ 5 - 5



Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	10	9	8	7	6	6	7	8	9	10
ω_3 , рад/с	3π	$3,1\pi$	$3,2\pi$	$3,3\pi$	$3,4\pi$	$3,5\pi$	$3,6\pi$	$3,7\pi$	$3,8\pi$	$3,9\pi$

5 - 5, – Схемы приводов конвейера с двухступенчатым цилиндрическим по развернутой схеме редуктором

ЗАДАНИЕ 5 - 6



Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_4 , кВт	9	9	10	10	11	11	12	12	13	13
ω_4 , рад/с	$0,3\pi$	$0,5\pi$	$0,7\pi$	$0,3\pi$	$0,5\pi$	$0,7\pi$	$0,3\pi$	$0,5\pi$	$0,7\pi$	$0,3\pi$

5 - 6, – Схемы приводов конвейера с ременной, червячной и цилиндрической зубчатой передачами

Выбор значений КПД передач

Тип передачи	Значение к. п. д.		Примечание
	в масляной ванне	открытая	
Зубчатая цилиндрическая	0,96...0,98	0,94..0,96	
Зубчатая коническая	0,96...0,97	0,93...0,95	
Червячная при числе заходов червяка:			
z = 1	0,7...0,75	0,44...0,48	Для самотормозящей передачи
z = 2	0,75...0,85		
z = 3...4	0,85...0,93		
Цепная ременная: с плоским ремнем	0,95...0,97	0,92..0,95	
с клиновым ремнем		0,96...0,98	
		0,95...0,97	

Примечание. После установления основных параметров червячной передачи значение ее к.п.д. следует уточнить расчетом по соответствующей формуле.

Выбор приводного ремня в зависимости от условий работы

Условия работы	Виды приводных ремней			
	Прорезиненные	Кожаные	Хлопчатобумажные	Шерстяные
Передаваемая мощность	Высокая	Малая, средняя	Малая, средняя	Малая, средняя
Удельная тяговая способность	Высокая	Высокая	Средняя	Низкая
Наибольшая скорость обыкновенных ремней, м/с	15-30	40	30	20
Резкие колебания рабочей нагрузки	Не рекомендуется	Весьма пригодны	Допустимы	Весьма пригодны
Допускаемые кратковременные перегрузки	На 20-30%	На 40-50%	На 30-40%	На 40-50%
Сохраняют начальное натяжение	Хорошо	Удовлетворительно	Недостаточно удовлетворительно	Удовлетворительно
Перекрестные передачи, отводки, шкивы ступенчатые или с закраинами (ребордами)	Пригодны ремни без обкладок	Весьма пригодны ремни растительного дубления	Не пригодны	Не пригодны
Допускаемая повышенная температура	Колебания до 60°C (ремни без обкладок)	До 50°C (ремни растительного и хроморастворительного дубления)	Устойчивая до 50°C	Колебания до 60°C
Повышенная	Пригодны ремни	Пригодны ремни	Не пригодны	Пригодны

влажность	с двусторонней обкладкой	хорошо прожированные, склеенные специальным водостойким клеем		
Водяной пар	Пригодны ремни с обкладками	Пригодны ремни хромового дубления	Не пригодны	Пригодны
Едкие пары, газы	Пригодны ремни с двусторонней обкладкой	Не пригодны	Не пригодны	Пригодны
Кислоты	Пригодны ремни с обкладками	Пригодны ремни хромового дубления	Не пригодны	Пригодны
Щелочи	Не пригодны		Пригодны	Не пригодны
Бензин	Не пригодны		Допустимы	Пригодны
Пыль	Пригодны ремни без обкладок		Не рекомендуются	Пригодны

Приложение 8

Размеры (мм) плоских кожаных ремней по ГОСТ 18697-73

Ширина ремней		Толщина ремней	
Номинал	Отклонение	одинарных	двойных
10; 16; 20; 25 32; 40; 50	±2	От 3 до 3,5 » 3,5 » 4	-
63 71	±2 ±3	От 4 до 4,5	-
80; 90; 100; 112 125; 140	±3	От 4,5 до 5 » 5 » 5,5	От 7,5 до 8 » 9 » 9,5
160; 180; 200; 224; 250; 280 355; 400; 450; 500; 560	±4 ±5	От 5,5 до 6	От 9,5 до 10

Приложение 9

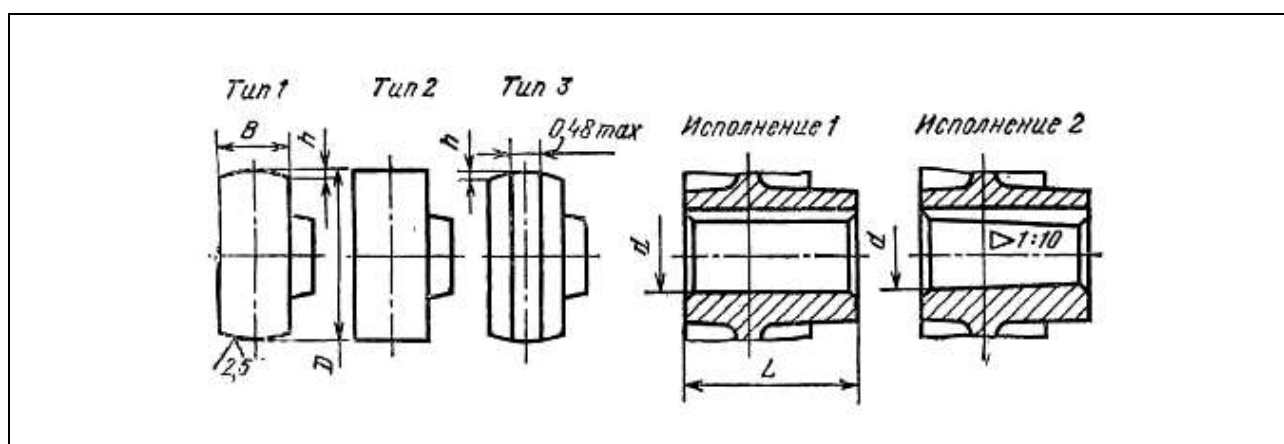
Размеры (мм) и физико-механические показатели плоских хлопчатобумажных цельнотканых пропитанных ремней (из ГОСТ 6982-75)

Ширина	Толщина (отклонение ±0,5)	Разрывная нагрузка по основе, кгс, не менее		Удлинение в момент разрыва, %, не более
		полоски размером 50×200	по всей ширине	
Ремни четырехслойные				
30±2,0	4,5	-	546	20
40±2,0		-	729	
50±2,0		-	911	
60±3,0		911	1093	
75±3,0		911	1365	
90±3,0		911	1565	
100±3,0		911	1822	

Ремни шестислойные				
50±2,0	6,5	-	1140	22
60±3,0		1140	1365	
75±3,0		1140	1710	
90±3,0		1140	2050	
100±3,0		1140	2275	
125±4,0		1140	2840	
150±5,0		1140	3410	
Ремни восьмислойные				
100±3,0	8,5	1490	2975	25
125±4,0		1490	3720	
150±5,0		1490	4460	
175±5,0		1490	5210	
200±6,0		1490	5950	
250±6,0		1490	7440	

Приложение 10

Типы, исполнения и основные размеры шкивов (из ГОСТ 17383-73), мм



D		В*1	Рекомендуемая ширина ремня b*2	D		В*1	Рекомендуемая ширина ремня b*2
Номинал	Отклонение			Номинал	Отклонение		
40	±0,5	16-40	10-32	280	±3,2	32-280	25-250
45	±0,6	16-50	10-40	315	±3,2	40-315	32-280
50		16-63	10-50	355		40-355	32-315
56	±0,8	16-63	10-50	400	±4,0	50-400	40-355
63		16-71	10-63	450		50-450	40-400
						500	63-500
71	±1,0	16-80	10-71	560	±5,0	63-560	50-500
80				630		71-630	63-560
				710		80-630	71-560
90	±1,2	16-90	10-80	800	±6,3	90-630	80-560
100		16-100	10-90	900		100-630	90-560
112		16-112	10-100	1000		112-630	100-560
125	±1,6	16-125	10-112	1120	±8,0	125-630	112-560
140		16-140	10-125	1250		140-630	125-560

				1400		160-630	140-560
160	±2,0	20-160	16-140	1600	±10,0	180-630	160-560
180		20-180	16-160	1800		200-630	180-560
200		25-200	20-180	2000		224-630	200-560
224	±2,5	25-224	20-200				
250		32-250	25-224				

*¹ Размер *B* в указанных пределах брать из ряда 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 312; 355; 400; 450; 500; 560; 630 мм.
*²Размер *b* в указанных пределах брать из ряда 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560 мм.

Приложение 11

Допустимые удельные окружные силы p в зависимости от толщины δ (мм) ремня и диаметра D шкива (меньшего из двух в передаче)

<i>D</i> , мм	Ремни четырехслойные с δ			Ремни шестислойные с δ			Ремни восьмислойные с δ		
	4,0	4,5	5,0	6,0	6,5	7,0	8,0	8,5	9,0
80	(5,4)								
90	(5,7)	(6,1)							
100	6,0	(6,4)	(6,7)						
112	6,3	6,7	(7,1)						
125	6,5	7,0	7,5	(8,2)					
140	6,7	7,3	7,8	(8,7)	(9,1)				
160	6,9	7,5	8,1	9,2	(9,7)	(10,1)			
180	7,1	7,7	8,4	9,6	10,1	(10,6)			
200	7,2	7,9	8,6	9,9	10,5	11,0	(12,0)		
225	7,3	8,1	8,8	10,2	10,8	11,4	(12,6)	(13,0)	
250	7,4	8,2	9,0	10,5	11,1	11,8	13,0	(13,5)	(14,0)
280	7,5	8,3	9,1	10,7	11,4	12,1	13,4	14,0	(14,6)
320	7,6	8,5	9,3	10,9	11,7	12,4	13,8	14,4	15,1
360		8,6	9,5	11,1	11,9	12,7	14,1	14,8	15,5
400			9,6	11,3	12,1	12,9	14,4	15,1	15,9
450				11,4	12,3	13,1	14,7	15,4	16,2
500				11,5	12,4	13,3	14,9	15,7	16,5
560					12,5	13,4	15,1	15,9	16,7
630						13,5	15,3	16,1	16,9
710							15,5	16,3	17,1
800							15,6	16,5	17,3
900								16,7	17,5
1000									17,7

Приложение 12

Значение коэффициента C_0

Вид передачи	угол ν_0^0		
	0-60	60-80	80-90
Самонатяжная (с автоматическим натяжением ремня)	1,0	1,0	1,0
Натяжная и простая открытая (с периодическим подтягиванием или перешивкой ремня)	1,0	0,9	0,8
Перекрестная	0,9	0,8	0,7

Приложение 13

Значение коэффициента C_1

Угол обхвата α°	C_1	Угол обхвата α°	C_1
150	0,91	190	1,03
160	0,94	200	1,06
170	0,97	210	1,09
180	1,0	220	1,12

Приложение 14

Значения коэффициента C_2

ν , м/с	C_2	ν , м/с	C_2
1	1,04	15	0,95
5	1,03	20	0,88
10	1,00	25	0,79
15	0,95		

Примечание. Для самонатяжных передач коэффициент $C_2=1$ при любой скорости.

Приложение 15

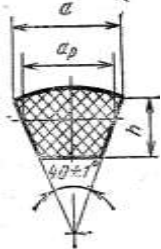
Значение коэффициента C_3

Рабочие машины	Нагрузка		Тип двигателя на ведущем валу					
	пусковая в % от нормально й	рабочая	постоянного тока, асинхронный с короткозамкнутым ротором			асинхронный с контактными кольцами; трансмиссионные валы		
Число смен работы								
Класс машин 1								
Небольшие вентиляторы и воздуходувки. Насосы и компрессоры центробежные и ротационные. Токарные, сверлильные и шлифовальные станки. Ленточные транспортеры.	До 120	Почти постоянная	1,0	0,9	0,8	0,9	0,8	0,7
Класс машин 2								
легкие трансмиссионные приводы. Фрезерные, зубофрезерные и револьверные станки. Поршневые насосы и компрессоры с относительно тяжелыми маховиками. Пластинчатые транспортеры.	До 150	Незначительно колеблется	0,9	0,8	0,7	0,8	0,7	0,6
Класс машин 3								
Реверсивные приводы. Строгальные, долбежные и зубодолбежные станки. Поршневые насосы и компрессоры с относительно легкими маховиками. Винтовые и скребковые транспортеры. Элеваторы. Винтовые и эксцентриковые прессы с относительно тяжелыми маховиками.	До 200	Значительно колеблется	0,8	0,7	0,6	0,7	0,6	0,5

Класс машин 4								
Бегуны, глиномялки. Шаровые вальцовые мельницы. Эксцентриковые и винтовые прессы с относительно легкими маховиками. Ножницы, молоты, долбилки	До 300	Весьма неравномерна я или ударная	0,7	0,6	0,5	0,6	0,5	0,4
	Примечание. для передачи с периодической нагрузкой или редко используемой максимальной мощности двигателя значение C_3 можно повысить приблизительно на 20 %.							

Приложение 16

Размеры сечений клиновых ремней (из ГОСТ 1284-68**), мм

	Обозначение сечения	Расчетная ширина a_p	Ширина a	Высота (толщина) h
	О	8,5	10	7
А	11	13	8	
Б	14	17	10,5	
В	19	22	13,5	
Г	27	32	19	
Д	32	38	23,5	
Е	42	50	30	

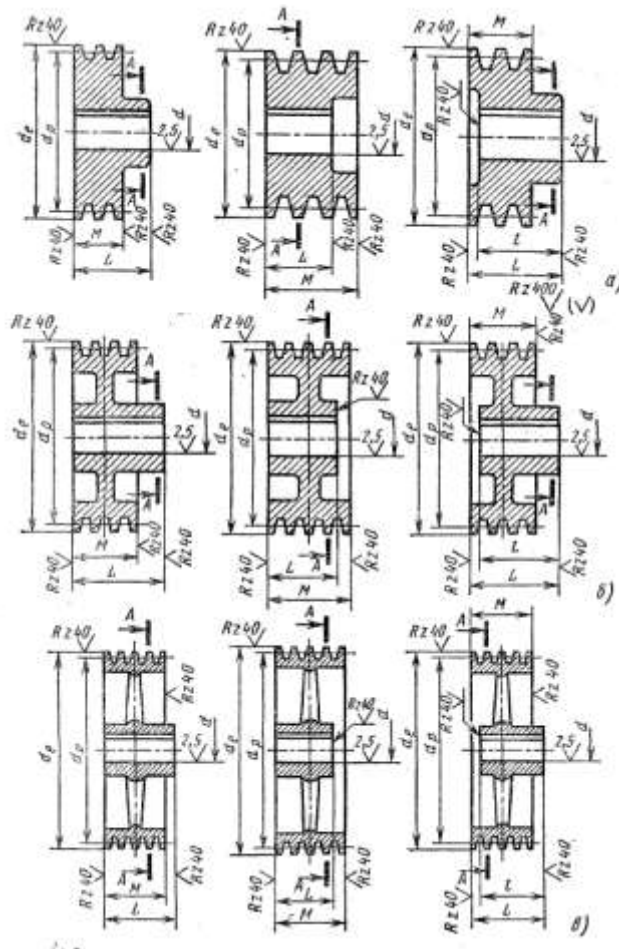
Приложение 17

Расчетная длина клиновых ремней по ГОСТ 1284-68, мм

Расчетная длина ремня *, мм	Сечение ремня						
	О	А	Б	В	Г	Д	Е
400;(425); 450; (475); 500; (530)							
560; (600); 630; (670); 710; (750)							
800; (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120; (1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700)							
1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500							
(2650); 2800; (3000)							
3150; (3350); 3550; (3750); 4000							
(4250)							
4500; (4750); 5000; (5300); 5600; (6000)							
6300							
(6700); 7100; (7500); 8000; (8500); 9000; (9500); 10000; (10600)							
11200; (11800); (13200); 14000							
(15000)							
16000; (17000); 18000							
Разность между расчетной и внутренней длинами ремня $L-L_{вн}$	25	33	40	59	76	95	120
*Ремни длины которых указаны в скобках, не являются предпочтительными							

Приложение 18

Размеры и шероховатость элементов шкивов



Приложение 19

Профиль канавок шкивов по ГОСТ 1284-68

Размеры, мм

	<p>i_p - расчетная ширина канавки шкива; d_p - расчетный диаметр шкива; α - угол канавки; M - ширина шкива (определяется по формуле $M = (n - 1)e + 2f$, где n - число ремней в передаче; e - расстояние между осями канавок; f - расстояние между осью крайней канавки торцом шкива)</p> <p>*Размер для справок.</p>													
	Сечение ремня	i_p	b	n , не менее	e	f	r	$\alpha=34^\circ$		$\alpha=36^\circ$		$\alpha=38^\circ$		$\alpha=40^\circ$
							d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1
О	8,5	2,5	7,0	12,0±0,3	8,0±1	0,5	67-71	10,0	80-100	10,1	112-160	10,2	≥180	10,3
А	11,0	3,3	8,7	15,0±0,3	10,0± $\frac{2}{1}$	1,0	90-112	13,1	125-160	13,3	180-400	13,4	≥450	13,5
Б	14,0	4,2	10,8	19,0±0,4	12,5± $\frac{2}{1}$	1,0	125-	17,0	180-224	17,2	250-500	17,4	≥560	17,6
В	19,0	5,7	14,3	25,5±0,5	17,0± $\frac{2}{1}$	1,5	160	-	200-315	22,9	355-630	23,1	≥710	23,3
Г	27,0	8,1	19,9	37,0±0,6	24,0± $\frac{2}{1}$	2,0	-	-	315-450	32,5	500-900	32,8	≥1000	33,2
Д	32,0	9,6	23,4	44,5±0,7	29,0± $\frac{4}{1}$	2,0	-	-	500-560	38,5	630-1120	38,9	≥1250	39,3
Е	42,0	12,5	30,5	58,0±0,8	29,0± $\frac{4}{1}$	2,5	-	-	-	-	800-1400	50,6	≥1600	51,5

					38,0± ⁵		-									
Примечание. Размеры b, b ₁ и e не распространяются на шкивы сварные из листового материала и шкивы для полуперекрестных передач.																

Приложение 20

Мощность N_0 , передаваемая одним ремнем (при угле обхвата 180°)

Сечение ремня	Расчетный диаметр меньшего шкива	Мощность, кВт, при скорости ремня, м/с														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
О	63	0,08	0,15	0,23	0,29	0,36	0,42	0,49	0,56	0,62	0,69	0,75	0,82	0,90	0,96	1,03
	71	0,10	0,17	0,24	0,32	0,39	0,47	0,55	0,63	0,71	0,78	0,85	0,93	1,00	1,07	1,15
	80	0,11	0,20	0,29	0,37	0,45	0,53	0,61	0,69	0,77	0,85	0,92	1,00	1,07	1,15	1,21
	90 и более	0,12	0,21	0,31	0,41	0,49	0,58	0,67	0,76	0,85	0,93	1,03	1,11	1,19	1,27	1,33
А	90	0,22	0,37	0,52	0,66	0,74	0,88	1,03	1,10	1,25	1,33	1,40	1,47	1,54	1,62	1,69
	100	0,22	0,37	0,52	0,66	0,81	0,96	1,10	1,18	1,33	1,40	1,47	1,62	1,77	1,84	1,87
	112	0,22	0,37	0,52	0,66	0,81	0,96	1,10	1,25	1,40	1,47	1,54	1,69	1,84	1,99	2,03
	125 и более	0,29	0,44	0,59	0,74	0,96	1,10	1,25	1,40	1,54	1,69	1,84	1,99	2,06	2,20	2,29
Б	125	-	0,59	0,74	0,96	1,10	1,33	1,47	1,69	1,92	2,06	2,28	2,42	2,65	2,70	2,88
	140	-	0,66	0,81	1,08	1,25	1,40	1,62	1,84	2,06	2,23	2,42	2,65	2,80	3,02	3,16
	160	-	0,74	0,96	1,18	1,40	1,62	1,84	1,99	2,20	2,50	2,72	2,94	3,16	3,40	3,60
	180 и более	-	0,81	1,10	1,33	1,55	1,77	1,99	2,20	2,50	2,72	2,92	3,16	3,40	3,60	3,82
В	200	-	1,03	1,40	1,77	2,14	2,50	2,80	3,10	3,40	3,68	3,98	4,35	4,64	4,94	5,28
	224	-	1,10	1,62	2,06	2,42	2,88	3,16	3,54	3,90	4,27	4,64	5,00	5,38	5,67	5,97
	250	-	1,25	1,77	2,20	2,65	3,10	3,54	3,90	4,27	4,64	5,10	5,45	5,82	6,12	6,34
	280 и более	-	1,33	1,84	2,36	2,88	3,32	3,76	4,20	4,57	5,00	5,45	5,90	6,34	6,70	7,07
Г	315	-	-	-	-	4,71	5,45	6,25	7,00	7,65	8,45	9,19	9,70	10,20	10,70	11,02
	355	-	-	-	-	5,15	5,96	6,85	7,65	8,39	9,20	9,87	10,44	11,04	11,54	12,08
	400	-	-	-	-	5,59	6,48	7,38	8,24	9,19	10,08	10,90	11,54	12,20	12,88	13,52
	450 и более	-	-	-	-	6,10	6,94	7,93	8,90	9,92	10,98	11,78	12,50	13,32	13,90	14,56

Продолжение приложения 20

Сечение ремня	Расчетный диаметр меньшего шкива	Мощность, кВт, при скорости ремня, м/с														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Д	500	-	-	-	-	7,35	8,75	10,02	11,56	12,30	14,00	15,00	15,98	16,90	17,65	18,40
	560	-	-	-	-	8,45	9,87	11,25	12,60	13,90	15,25	16,40	17,45	18,40	19,20	20,00
	630	-	-	-	-	9,43	10,75	12,08	13,40	14,72	16,08	17,35	18,70	20,20	21,20	22,30
	710 и более	-	-	-	-	9,80	11,48	13,19	14,90	16,50	18,00	19,50	21,00	21,60	22,90	24,10
Е	800	-	-	-	-	11,75	13,80	15,90	17,90	19,80	21,80	23,70	25,60	27,50	29,30	31,00
	900	-	-	-	-	13,10	15,45	17,80	20,20	23,10	25,20	27,20	29,10	31,10	32,90	34,60
	100 и более	-	-	-	-	14,35	16,90	19,50	22,10	24,60	27,20	29,80	32,00	34,20	36,40	38,20
Примечание. Мощности, приведенные в таблице, даны применительно к ремням с тяговым слоем на основе искусственных волокон. В случае применения синтетических волокон величины мощностей могут быть повышены на 1%.																

Приложение 21

Значения коэффициента k_1 угла обхвата

Угол обхвата α°	k_1	Угол обхвата α°	k_1
180	1,00	120	0,83
170	0,98	110	0,78
160	0,95	100	0,74
150	0,92	90	0,68
140	0,89	80	0,62
130	0,86	70	0,56
Примечание. Угол обхвата шкива ремнем при работе на двух шкивах вычисляются по формуле. Рекомендуется принимать угол обхвата шкива не менее 120° .			

Приложение 22

Значения коэффициента k_2

Характер нагрузки	Машины	Тип электродвигателя								
		переменного тока однофазный, трехфазный с пуском через автотрансформатор или с переключением со стороны звезды на треугольник; постоянного тока шунтовой			переменного тока с высоким пусковым моментом; постоянного тока компаундный			переменного тока короткозамкнутый с прямым пуском или с двойной беличьей клеткой; постоянного тока серийный		
		Число смен работы								
1	2	3	1	2	3	1	2	3		
Легкая пусковая нагрузка до 120% нормальной. Почти постоянная рабочая нагрузка	Легкие электрические генераторы; центробежные и ротационные насосы и компрессоры; ленточные транспортеры; сверлильные, шлифовальные станки; легкие грохоты, сепараторы	1,00	0,87	0,72	0,92	0,80	0,66	0,84	0,73	0,60
Пусковая нагрузка до 150% нормальной. Незначительные колебания рабочей нагрузки	Электрические генераторы, поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами; вентиляторы и воздуходувки; цепные транспортеры; элеваторы; фрезерные, зубофрезерные, револьверные станки, дисковые пилы для дерева; трансмиссии; тяжелые грохоты; пищевые машины	0,92	0,80	0,66	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56

Продолжение приложения 22

Характер нагрузки	Машины	Тип электродвигателя								
		переменного тока однофазный, трехфазный с пуском через автотрансформатор или с переключением со стороны звезды на треугольник; постоянного тока шунтовой			переменного тока с высоким пусковым моментом; постоянного тока компаундный			переменного тока короткозамкнутый с прямым пуском или с двойной беличьей клеткой; постоянного тока серийный		
		Число смен работы								
1	2	3	1	2	3	1	2	3		
Пусковая нагрузка до 200% нормальной. Значительные колебания рабочей нагрузки	Поршневые насосы и компрессоры с одним или двумя цилиндрами; вентиляторы и воздуходувки тяжелого типа; транспортеры винтовые, скребковые; дезинтеграторы; строгальные, долбежные, заточные станки, винтовые и эксцентриковые прессы с относительно тяжелым маховиком	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51
Пусковая нагрузка до 300% нормальной. Весьма неравномерная и ударная рабочая нагрузка	Подъемники, экскаваторы; винтовые и эксцентриковые процессы с относительно легким маховиком; ножницы; молоты; бегуны; глиномялки; шаровые, жерновые, вальцовые мельницы; дробилки, лесопильные рамы	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51	0,61	0,53	0,44

Рекомендации по выбору сечения ремня

Передаваемая мощность, кВт	Рекомендуемые сечения при скорости ремня, м/с			Передаваемая мощность, кВт	Рекомендуемые сечения при скорости ремня, м/с		
	До 5	5-10	Св.10		До 5	5-10	Св.10
До 1	О, А	О, А	О	Св. 15 до30	-	В, Г	В, Г
Св. 1 до 2	О, А, Б	О, А	О, А	0»30»60	-	Г, Д	В, Г
»2 4	А, Б	О, А, Б	О, А	»60»120	-	Д	Г, Д
»4 7,5	Б, В	А, Б	А, Б	»120»200	-	Д, Е	Г, Д
»7,5 до 15	В	Б, В	Б, В	Св.200	-	-	Д, Е

Значение передаваемой мощности P_0 , кВт, для клиновых ремней
(частичное извлечение из ГОСТ 1284.3-80)

Сечение и длина ремня	d_1 , мм	i	Частота вращения малого шкива, мин ⁻¹			
			200	400	800	1200
1	2	3	4	5	6	7
$L_p^o = 1320$	63	1,0	0,09	0,17	0,30	0,41
		$\geq 3,0$	0,11	0,19	0,34	0,47
	80	1,0	0,14	0,25	0,44	0,62
		$\geq 3,0$	0,15	0,28	0,50	0,71
	≥ 112	1,0	0,21	0,39	0,71	1,00
		$\geq 3,0$	0,24	0,44	0,81	1,14
90	1,0	0,22	0,39	0,68	0,93	

Продолжение приложения 24

1	2	3	4	5	6	7
$L_p^A = 1700$	140	$\geq 3,0$	0,25	0,44	0,77	1,05
		1,0	0,43	0,78	1,41	1,96
	≥ 180	$\geq 3,0$	0,49	0,89	1,60	2,24
		1,0	0,59	1,09	1,97	2,74
	125	$\geq 3,0$	0,68	1,24	2,24	3,12
		1,0	0,48	0,84	1,44	1,93
		$\geq 3,0$	0,55	0,96	1,64	2,20
$L_p^B = 2240$	200	1,0	1,02	1,85	3,30	4,50
		$\geq 3,0$	1,17	2,11	3,76	5,13
$L_p^G = 6000$	≥ 280	1,0	1,58	2,89	5,13	6,90
		$\geq 3,0$	1,80	3,29	5,85	7,91
	200	1,0	1,39	2,41	4,07	5,29
		$\geq 3,0$	1,58	2,75	4,64	6,03
$L_p^B = 3750$	280	1,0	2,42	4,32	7,52	9,81
		$\geq 3,0$	2,76	4,93	8,57	11,17
	355	1,0	3,36	6,05	10,46	13,31
$L_p^D = 7100$	≥ 450	$\geq 3,0$	3,82	6,90	11,92	15,16
		1,0	4,51	8,20	13,8	16,59
	355	$\geq 3,0$	5,15	9,34	15,72	18,91
		1,0	5,31	9,24	14,83	17,25
		$\geq 3,0$	6,06	10,52	16,90	19,66
	500	1,0	9,21	16,20	23,76	27,61

Г $L_p = 6000$	630	$\geq 3,0$	10,49	18,46	29,35	31,47
		1,0	12,54	22,05	33,38	-
	≥ 800	$\geq 3,0$	14,29	25,13	38,04	-
		1,0	16,76	29,08	39,55	-
	500	$\geq 3,0$	19,10	33,15	45,08	-
		1,0	10,86	18,55	27,57	-
	630	$\geq 3,0$	12,37	21,14	31,43	-
		1,0	15,65	26,95	38,52	-
Д $L_p = 7100$	800	$\geq 3,0$	17,83	30,71	43,90	-
		1,0	21,7	37,05	-	-
	≥ 1000	$\geq 3,0$	24,73	42,23	-	-
		1,0	28,52	47,52	-	-
	800	$\geq 3,0$	32,51	54,17	-	-
		1,0	23,26	38,27	-	-
	1000	$\geq 3,0$	26,49	44,82	-	-
		1,0	32,6	52,69	-	-
Е $L_p = 8500$	1250	$\geq 3,0$	35,84	59,17	-	-
		1,0	43,57	67,27	-	-
	≥ 1400	$\geq 3,0$	46,74	73,75	-	-
		1,0	49,68	74,26	-	-
		$\geq 3,0$	52,99	80,81	-	-

Приложение 25

Цепи роликовые типа ПРЛ и ПР, двухрядные типа ПР (из ГОСТ 13568-75), размеры в мм

Типа ПРЛ и ПР Типа ПРЛ и ПР				Типа ПР					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Обозначение цепи	t	$B_{вн}$ не менее	d	d_1	A	h	b	b_1	Разрушаю щая нагрузка, кН не менее
						не более			
ПРЛ – приводные роликовые легкой серии									
ПРЛ-15, 875- 227,0	15875	9,65	5,08	10,16	-	14,8	24	13	2 27.0
ПРЛ-19, 05-295,0	19,05	12,70	5,96	11,91	-	18,2	33	17	2 95.0
ПРЛ-25, 4-500,0	25,4	15,88	7,95	15,88	-	24,2	39	22	5 00.0
ПРЛ-31, 75-700,0	31,75	19,05	9,55	19,05	-	30,2	46	24	7 00.0
ПРЛ-38, 1-1000,0	38,1	25,40	11,12	22,23	-	36,2	58	30	10 00.0

ПРЛ-44, 45-1300,0	44,45	25,40	12,72	25,40	-	42,4	62	34	13 00.0
ПРЛ-50, 8-1600,0	50,8	31,75	14,29	28,58	-	48,3	72	38	1600.0
ПР – приводные роликовые нормальной серии									
ПР-8-46.0	8,0	3,0	2,31	5,0	-	7,5	12	7	46.0
ПР-9,525-91,0	9,525	5,72	3,28	6,35	-	8,5	17	10	91.0
ПР-12,7-90,0-1	12,7	2,4	3,66	7,75	-	10,0	8,7	-	90.0
ПР-12,7-90,0-2	12,7	3,3	3,66	7,75	-	10,0	12	7	90.0
ПР-12,7-182,0-1	12,7	5,4	4,45	8,51	-	11,8	19	10	1 82.0
ПР-12,7-182,0-2	12,7	7,75	4,45	8,51	-	11,8	21	11	1 82.0
ПР-15,875-227,0-1	15,875	6,48	50,8	10,16	-	14,8	20	11	2 27.0
ПР-15,875-2270,0-2	15,875	9,65	5,08	10,16	-	14,8	24	13	2 27.0
ПР-19,05-318,0	19,05	12,7	5,96	11,91	-	18,2	33	18	3 18.0
ПР-25,4-567,0	25,4	15,88	7,95	15,88	-	24,2	39	22	5 67.0
ПР-31,75-885,0	31,75	19,05	9,55	19,05	-	30,2	46	24,	8 850.0
ПР-38,1-1270,0	38,1	25,4	11,1	22,23	-	36,2	58	30	12 70.0

Продолжение приложения 25

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ПР-14,45-1724,0	44,45	25,4	12,7	25,7	-	42,4	62	34	17 24.0
ПР-50,8-2268,0	50,8	31,75	14,29	28,58	-	48,3	72	38	22 68.0
ПР-63,5-3538,0	63,5	38,1	19,84	39,68	-	30,4	89	48	35 38.0
ПР-63,5-3538,0	63,5	38,1	19,84	39,68	-	30,4	89	48	35 38.0
2ПР-12,7-318,0	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	11	3 18.0
2ПР-15,875-454,0	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	13	4 54.0
2ПР-19,05-720,0	19,05	12,70	5,88	11,91	25,50	18,2	54	18	7 20.0
2ПР-25,4-1134,0	25,4	15,88	7,95	15,88	29,29	24,2	68	22	11 34.0
2ПР-31,75-1770,0	31,75	19,05	9,55	19,05	35,76	30,2	82	24	17 70.0
2ПР-38,1-2540,0	38,1	25,40	11,12	22,23	45,44	36,2	104	30	25 40.0
2ПР-44,45-3448,0	44,45	25,40	12,72	25,40	48,87	42,4	11	34	34 48.0
2ПР-50,8-45360	50,8	31,75	14,29	28,58	58,55	48,3	130	38	45 36.0
Примечание. Допускается снижение разрушающей нагрузки переходных звеньев на 20 %									

Приложение 26

Цепи однорядные и двухрядные типа ПВ ($t = 9,525$ мм), размеры в мм

Однорядная					Двухрядная			
Обозначение цепи	$B_{вн}$ не менее	d	d_1	A	h	b	b_1	Разрушающая нагрузка, КН не менее
					не более			
ПВ-9,525-110,0	7,60	3,59	5	-	8,80	18,5	10	110.0
ПВ-9,525-120,0	9,52	4,45	6	-	9,85	21,2	12	120.0
2ПВ-9,525-180,0	5,20	4,45	6	10,75	9,85	27,5	8,5	180.0180.0

Приложение 27

ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

27.1. Модули эвольвентных передач

1-й ряд: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25;

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 22; 28.

Примечание. 1-й ряд следует предпочесть 2-му ряду.

27.2. Основные параметры цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления для редукторов, выполняемых в виде самостоятельных:

а) межосевые расстояния:

1-я ряд: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500;

2-й ряд: 71; 90; 112; 140; 180; 225; 280; 355; 450; 560; 710; 900; 1120; j 1400; 1800; 2240.

Примечание. 1-й ряд следует предпочесть 2-му ряду.

б) коэффициент ширины венца зубчатых колес $\psi_{ва}$:

0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,258; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,000; 1,250.

в) номинальные значения передаточных чисел по СТ СЭВ 221–75.

27.3. Номинальные значения передаточных чисел в зубчатых редукто-

рах общего назначения, выполненных в виде самостоятельных агрегатов:

1-я ряд: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8; 10; 12,5;

2-й ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Примечание. 1-й ряд следует предпочесть 2-му ряду.

Приложение 28

Механические свойства сталей

Марка стали	Диаметр D, мм	Ширина S, мм	НВ сердцевинны	HRC поверхности	σ_B	σ_T	Термическая обработка
					МПа		
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
35	Любой	Любая	163—192	—	550	270	Нормализация
45	»	»	179—207	—	600	320	»
45	125	80	235—262	—	780	540	Улучшение
45	80	50	269—302	—	890	650	»
40X	200	125	235—262	—	790	640	»
40X	125	80	269—302	—	900	750	»
40X	125	80	269—302	45—50	900	750	Улучшение + закалка ТВЧ
35XM	315	200	235—262	—	800	670	Улучшение
35XM	200	125	269—302	—	920	790	»
35XM	200	125	269—302	48—53	920	790	Улучшение + закалка ТВЧ
40XH	315	200	235—262	—	800	630	Улучшение
40XH	200	125	269—302	—	920	750	»

Продолжение приложения 28

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
40XH	200	125	269—302	48—53	920	750	Улучшение + закалка ТВЧ
20XH2M	200	125	300—400	56—63	1000	800	Улучшение + цементация + закалка
18XГТ	200	125	300—400	56—63	1000	800	То же
12XH3A	200	125	300—400	56—63	1000	800	»
25XГМ	200	125	300—400	56—63	1000	800	»
40XH2M А	125	80	269—302	50—56	980	780	Улучшение + азотирование
35Л	Любой	Любая	163—207	—	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207—235	—	680	440	Улучшение
40ГЛ	315	200	235—262	—	850	600	»

Приложение 29

К выбору материала шестерни и колеса

Твердость НВ	Рекомендуемые сочетания марок стали	
	шестерни	колеса

350	45, 50	35, 35Л, 40Л, 45Л, 50Л
	55, 55Г	Ст 6, 45, 55Л
	35Х, 40Х	45, 50, 55Л, 40ГЛ
	30ХГС	35Х, 40Х
	40ХН	40Х, 40ГЛ
	12ХНВА	40ХН
	45, 50	40
	55, 55Г	40, 50
350	35Х, 40Х	50, 55
	40ХН	35Х, 40Х
	12ХНЗА, 20ХНЗА	13ХАЗА, 40ХН
	18ХГГ, 18ХНВА	40ХН, 18ХГТ

Приложение 30

Материалы для червячных колес

Группа*	Материал	Способ отливки	Механические свойства, МПа	
			σ_b	σ_m
I а	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165
		К	275	200
	З	230	140	
I б	БрО5Ц5С5	К	200	90
		З	145	80
II а	БрАЮЖ4Н4	Ц	700	460
		К	650	430
	БрА10ЖЗМц1,5	К	550	360
		З	450	300
	БрА9ЖЗЛ	Ц	530	245
		К	500	230
З	425	195		

Продолжение приложения 30

Группа*	Материал	Способ отливки	Механические свойства, МПа	
			σ_b	σ_m
II б	ЛЦ23А6ЖЗМц2	Ц	500	330
		К	450	295
		З	400	260
III	СЧ 18	З	355**	–
	СЧ 15	З	315**	–

* Материалы разделены на группы по сопротивляемости заеданию.

** Приведены значения $\sigma_{ви}$. Принятые обозначения. Ц – центробежная; К – в кокиль; З – в землю.

Приложение 31

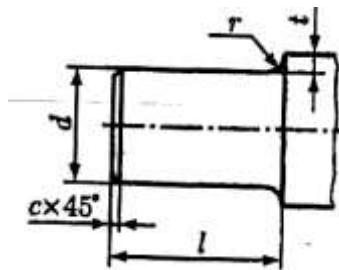
Перечень стандартов на основные материалы деталей

Материал	Марка	ГОСТ
Сталь углеродистая обыкновенного качества	Ст0, Ст2, Ст3, Ст5, Ст6	380-94
Сталь углеродистая качественная	10,15,20,30,35,45,50	1050-88
Сталь рессорно-пружинная углеродистая и легированная	65,70, 60Г, 65Г, 60С2, 50ХФА	14959-79
Сталь легированная	20Х, 35Х, 40Х, 18ХГТ, 35ХГФ, 20ХН,	4543-71

конструкционная	40ХН, 12ХНЗА, 20Х2Н4А, 30ХГСА, 38Х2МЮА	
Сталь высоколегированная	20Х13,12Х18Н9Т	5632-72
Сталь литейная конструкционная	25Л, 30Л, 35Л, 40Л, 35Л, 40Л, 20ХМА	977-88
Чугун	СЧ15, СЧ20, СЧ25	1412-85
Сплав алюминиевый	АК9ч(АЛ4), АК5М(АЛ5), АК7(АКЛ7), АК7ч(АЛ9), АК12(АЛ2)	1583-93 (2685-
Бронза оловянная	БрО10Ф1, БрО5Ц5С5, БрО6Ц6С3	75)
Бронза безоловянная	БрА9Ж3Л, БрА10Ж3Мц2, БрА10Ж4НЛ	613-
Латунь	ЛЦ23А6Ж3Мц2, ЛЦ40Мц3Ж	79493-79
Резина техническая атмосферомасло-стойкая и маслбензостойкая	АМС, МБС	17711-93 7338-90
Картон прокладочный	А	
Текстолит конструкционный	ПТК, ПТ	9347-74 5-78

Приложение 32

Концы валов цилиндрические (из ГОСТ 12080-66), мм



<i>d</i>	<i>l</i>		<i>r</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>l</i>		<i>r</i>	<i>c</i>
	Исполнение					Исполнение			
	1	2				1	2		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20,22	50	36	1,6	1,0	50,55	110	82	2,5	2,0
25,28	60	42			60,70	140	105		

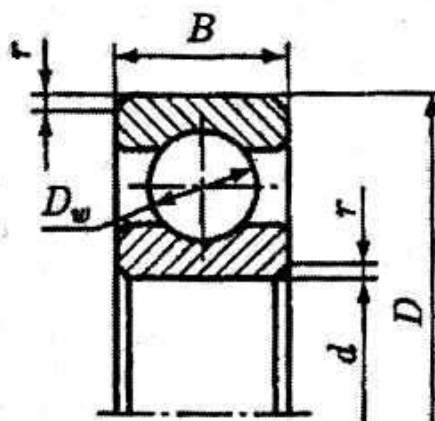
Продолжение приложения 32

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
32,36	80	58	2,0	1,6	80,90	170	130	3,0	2,5
40,45	110	82			100,110	210	165		

Примечание: Исполнения концов валов: 1 - длинные; 2 - короткие. 2. Поля допусков диаметра *d*: при *d* до 30 мм -j6, св.30 до 50 мм - k6, св. 50 мм -m6.

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

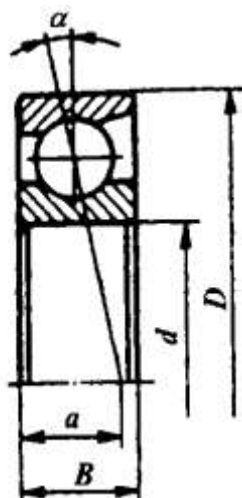
**33.1. Подшипники шариковые радиальные однорядные
(из ГОСТ 8338-75), мм**



Обозначение	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	C _г	C _{ор}		d	D	B	C _г	C _{ор}
204	20	47	14	12,7	6,2	304	20	52	15	15,9	7,8
205	25	52	15	14,0	6,95	305	25	62	17	22,5	11,4
206	30	62	16	19,5	10,0	306	30	72	19	28,1	14,6
207	35	72	17	25,5	13,7	307	35	80	21	33,2	18,0
208	40	80	18	32,0	17,8	308	40	90	23	41,0	22,4
209	45	85	19	33,2	18,6	309	45	100	25	52,7	30,0
210	50	90	20	35,1	19,8	310	50	110	27	61,8	36,0
211	55	100	21	43,6	25,0	311	55	120	29	71,5	41,5
212	60	110	22	52,0	31,0	312	60	130	31	81,9	48,0
213	65	120	23	56,0	34,0	313	65	140	33	92,3	56,0
214	70	125	24	61,8	37,5	314	70	150	35	104,0	63,0
215	75	130	25	66,3	41,0	315	75	160	37	112,0	72,5
216	80	140	26	70,2	45,0	316	80	170	39	120,0	80,0

Примечание. Пример обозначения подшипника 209: «Подшипник 209 ГОСТ8338-75»

**33.2. Подшипники шариковые радиально – упорные однорядные
(из ГОСТ 831-75, мм)**

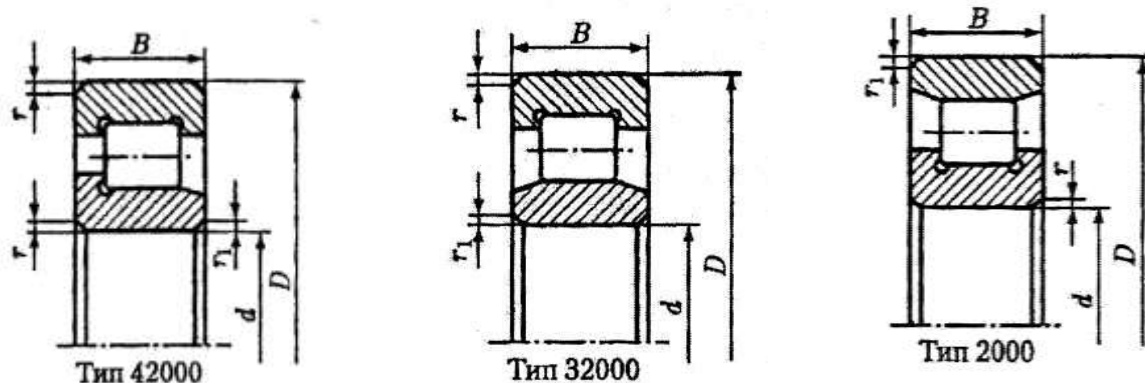


Обозначение		Размеры, мм			Грузоподъемность кН			
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$				$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
		d	D	B	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
Легкая серия								
36207	46207	35	72	17	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	38,9	23,2	36,8	21,4
36209	46209	45	85	19	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	61,5	39,3	60,8	38,8
-	46213	65	120	23	-	-	69,4	45,9
36214	-	70	125	24	80,2	54,8	-	-
-	46215	75	130	25	-	-	78,4	53,8
36216	46216	80	140	26	93,6	65,0	87,9	60,0
Средняя серия								
-	46306	30	72	19	-	-	32,6	18,3
-	46307	35	80	21	-	-	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	53,9	32,8	50,8	30,1
-	46309	45	100	25	-	-	61,4	37,0
-	46310	50	110	27	-	-	71,8	44,0
-	46311	55	120	29	-	-	82,8	51,6
-	46312	60	130	31	-	-	100,0	65,3
-	46313	65	140	33	-	-	113,0	75,0
-	46314	70	150	35	-	-	127,0	85,3
-	46316	80	170	39	-	-	136,0	99,0

Примечания. 1. $r_1 \approx 0,5r$.

2. Пример обозначения подшипника 36209: «Подшипник 36209 ГОСТ 831-75».

33.3. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (из ГОСТ 8328–75), мм



Обозначение			Размеры, мм			Грузоподъемность кН	
			d	D	B	C _r	C _{0r}
Легкая серия							
2206	32206	42206	30	62	16	22,4	12,0
2207	32207	42207	35	72	17	31,9	17,6
2208	32208	42208	40	80	18	41,8	24,0
2209	32209	42209	45	85	19	44,0	25,5
2210	32210	42210	50	90	20	45,7	27,5
2211	32211	42211	55	100	21	56,1	34,0
2212	32212	42212	60	110	22	64,4	43,0
2213	32213	42213	65	120	23	76,5	51,0
2214	32214	42214	70	125	24	79,2	51,0
2215	32215	42215	75	130	25	91,3	63,0
2216	32216	42216	80	140	26	106,0	68,0
Средняя серия							
2306	32306	42306	30	72	19	36,9	20,0
2307	32307	42307	35	80	21	44,6	27,0
2308	32308	42308	40	90	23	56,1	32,5
2309	32309	42309	45	100	25	72,1	41,5
2310	32310	42310	50	110	27	88,0	52,0
2311	32311	42311	55	120	29	102,0	67,0
2312	32312	42312	60	130	31	123,0	76,5
2313	32313	42313	65	140	33	138,0	85,0
2314	32314	42314	70	150	35	151,0	102,0
2315	32315	42315	75	160	37	183,0	125,0
2316	32316	42316	80	170	39	190,0	125,0

Примечания:

1. s* - допустимое осевое смещение колец из среднего положения.

2. Пример обозначения подшипника 2207: «Подшипник 2207 ГОСТ 8328-75»

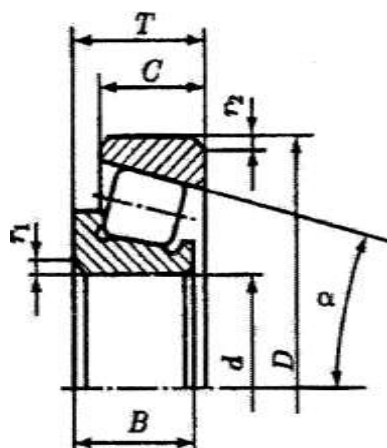
33.4. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами с одним бортом на наружном кольце (из ГОСТ 8328-75), мм



Обозначение	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	C _r	C _{0r}
Легкая серия					
12206	30	62	16	22,4	12,0
12207	35	72	17	31,9	17,6
12208	40	80	18	41,8	24,0
12209	45	85	19	44,0	25,5
12210	50	90	20	45,7	27,5
12211	55	100	21	56,1	34,0
12212	60	110	22	64,4	43,0
12213	65	120	23	76,5	51,0
12214	70	125	24	79,2	51,0
12215	75	130	25	91,3	63,0
12216	80	140	26	106,0	68,0
Средняя серия					
12306	30	72	19	36,9	20,0
12307	35	80	21	44,6	27,0
12308	40	90	23	56,1	32,5
12309	45	100	25	72,1	41,5
12310	50	110	27	88,0	52,0
12311	55	120	29	102,0	67,0
12312	60	130	31	123,0	76,5
12313	65	140	33	138,0	85,0
12314	70	150	35	151,0	102,0
12315	75	160	37	183,0	125,0
12316	80	170	39	190,0	125,0

Примечания: Пример обозначения подшипника 12207: «Подшипник 12207 ГОСТ 8328-75»

**33.5. Подшипники роликовые конические однорядные
повышенной грузоподъемности, $\alpha = 12...16^\circ$ (из ГОСТ 27365-87), мм**



Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	T _{наиб}	B	C	c _г	C _{ог}	e	Y	Y _o
Легкая серия										
7206A	30	62	17,5	16	14	38,0	25,5	0,37	1,6	0,9
7207A	35	72	18,5	17	15	48,4	32,5	0,37	1,6	0,9
7208A	40	80	20	18	16	58,3	40,0	0,37	1,6	0,9
7209A	45	85	21	19	16	62,7	50,0	0,40	1,5	0,8
7210A	50	90	22	20	17	70,4	55,0	0,43	1,4	0,8
7211A	55	100	23	21	18	84,2	61,0	0,40	1,5	0,8
7212A	60	110	24	22	19	91,3	70,0	0,40	1,5	0,8
7213A	65	120	25	23	20	108,0	78,0	0,40	1,5	0,8
7214A	70	125	26,5	24	21	119,0	89,0	0,43	1,4	0,8
7215A	75	130	27,5	25	22	130,0	100,0	0,43	1,4	0,8
7216A	80	140	28,5	26	22	140,0	114,0	0,43	1,4	0,8
Средняя серия										
7306A	30	72	21	19	16	52,8	39,0	0,31	1,9	1,1
7307A	35	80	23	21	18	68,2	50,0	0,31	1,9	1,1
7308A	40	90	25,5	23	20	80,9	56,0	0,35	1,7	0,9
7309A	45	100	27,5	25	22	101,0	72,0	0,35	1,7	0,9
7310A	50	110	29,5	27	23	117,0	90,0	0,35	1,7	0,9
7311A	55	120	32	29	25	134,0	110,0	0,35	1,7	0,9
7312A	60	130	34	31	26	161,0	120,0	0,35	1,7	0,9
7313A	65	140	36,5	33	28	183,0	150,0	0,35	1,7	0,9
7314A	70	150	38,5	35	30	209,0	170,0	0,35	1,7	0,9
7315A	75	160	40,5	37	31	229,0	185,0	0,35	1,7	0,9
7316A	80	170	43	39	33	255,0	190,0	0,35	1,7	0,9

Примечание. Пример обозначения подшипника 7206A: «Подшипник 7206A -ГОСТ27365-87».

33.6. Рекомендуемые значения расчетной долговечности для различных типов машин

Примеры машин и оборудования	L_A , ч
Приборы и аппараты, используемые периодически: демонстрационная аппаратура, механизмы для закрывания дверей, бытовые приборы	500
Несоответственные механизмы, используемые в течение коротких периодов времени: механизмы с ручным приводом, сельскохозяйственные машины, подъемные краны в сборочных цехах, легкие конвейеры	4000 и более
Ответственные механизмы, работающие с перерывами: вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для поточного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки	8000 и более
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой: стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения, часто используемые металлорежущие станки	12 000 и более
Машины, работающие с полной загрузкой в одну смену: машины общего машиностроения, подъемные краны для режимов Т и ВТ, вентиляторы, распределительные валы	Около 20 000
Машины для круглосуточного использования: компрессоры, насосы, шахтные подъемники, стационарные электромашины, судовые приводы	40 000 и более
Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой: оборудование бумажных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, оборудование торговых морских судов	100 000 и более

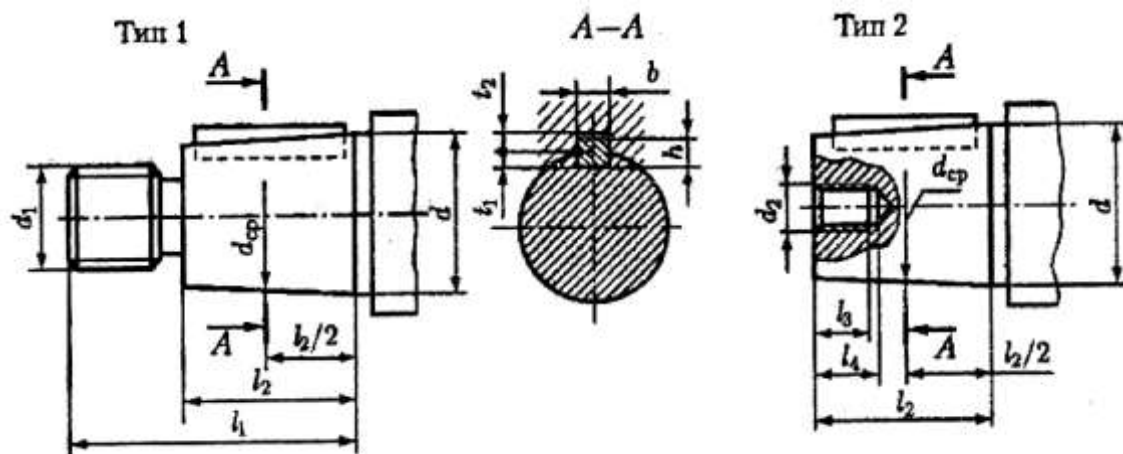
33.7. Определение долговечности шариковых подшипников L_h по величине отношения C/P и частоты вращения n

L_h , ч	n , об/мин															
	10	40	100	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
100					1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47
500		1,06	1,45	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23
1 000		1,34	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32
1 250		1,45	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
1 600		1,56	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20
2 000	1,06	1,68	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
2 500	1,15	1,82	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
3 200	1,24	1,96	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
4 000	1,34	2,12	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
5 000	1,45	2,29	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
6 300	1,56	2,47	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
8 000	1,68	2,67	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
10 000	1,82	2,88	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
12 500	1,96	3,11	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
16 000	2,12	3,36	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
20 000	2,29	3,63	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
25 000	2,47	3,91	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
32 000	2,67	4,23	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
40 000	2,88	4,56	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,1	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
50 000	3,11	4,93	6,70	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6
63 000	3,36	5,32	7,23	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2
80 000	3,63	5,75	7,81	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9
100 000	3,91	6,20	8,43	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7
200 000	4,93	7,81	10,6	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1

33.8. Рекомендуемые поля допусков радиальных и радиально-упорных подшипников (посадки подшипников на вал; классы точности 0 и 6)

Нагружение	Режим работы	Подшипники	Диаметр отверстия подшипника d, мм	Поля допусков	Назначение
Местное внутреннее кольца (вращающийся корпус)	Легкий и нормальный; требуется перемещение внутреннего кольца на валу	Шариковые и роликовые	Все диаметры	g6; h6	Ролики ленточных транспортеров, конвейеров, подвесных дорог, опоры волновых передач
				G6; f6 js6;h6	Передние и задние колеса автомобилей, тракторов, вагонеток, валки малых прокатных станков, блоки грузоподъемных машин, ролики рольгангов
Циркуляционное (вращающийся вал)	Легкий или нормальный	Шариковые	До 100	k6;js6	Внутришлифовальные шпиндели, центрифуги, сельскохозяйственные машины, газотурбинные двигатели, центробежные насосы, редукторы, коробки скоростей станков
			Св. 100 до 140	k6;h6; js6	
			Св. 140 до 250	m6	
			До 40	k6; js6	
			Св. 40 до 140 Св. 140 до 250	k6;h6; js6; m6	
Циркуляционное колебательное (вращающийся вал) или комбинированное нагружение	Нормальный или тяжелый	Шариковые	До 100	k6;js6	Деревообделочные машины, электродвигатели мощностью до 100 кВт, кривошипно-шатунные механизмы, коробки передач автомобилей и тракторов, шпиндели, крупные редукторы, тяговые электродвигатели малой мощности, вентиляторы, турбокомпрессоры
			Св. 100 до 140	m6	
			Св. 140 до 250	n6	
		Роликовые	До 40	k6;js6	
			Св. 40 до 100	m6	
			Св. 100 до 200	n6;m6	
			Св. 200 до 250	n6	
Циркуляционное или колебательное (вращающийся вал)	Тяжелый с ударными нагрузками	Роликовые	Св. 50 до 100	n6	Железнодорожные и трамвайные буксы, коленчатые валы двигателей, электродвигатели мощностью св. 100 кВт, ходовые колеса мостовых кранов, ролики рольгангов тяжелых станков, дробильные машины, дорожные машины, экскаваторы, манипуляторы прокатных станков, шаровые дробилки
			Св. 100 до 140	p6; p6	
			Св. 140 до 250	p6; r6;r7	

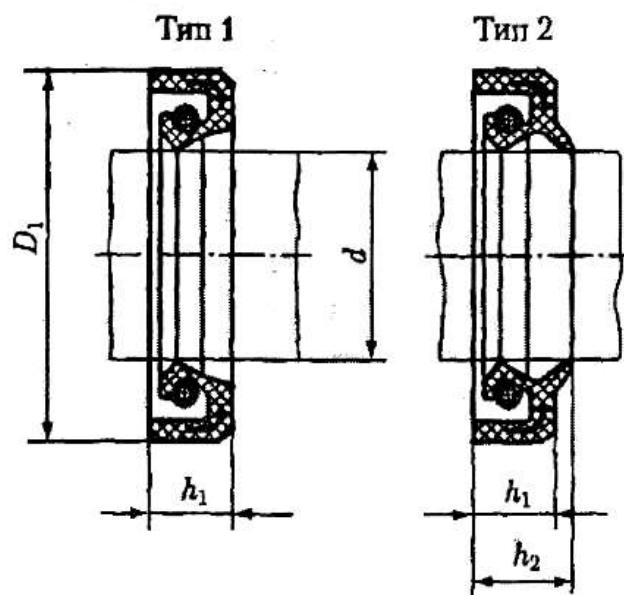
33.9. Концы валов конические (из ГОСТ 12081-75), мм



Номинальный диаметр, d	l_1	l_2	d_{cp}	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_3	l_4
20 22	50	36	18,2 20,2	4	4	2,5	1,8'	M12×1,25	M6	9	11,3
25 28	60	42	22,9 25,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	14	15,7
32 36	80	58	29,1 33,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M10 M12 M12 M16 M16 M20 M20 M24	17 20 20 26 26 32 32 36	19,0 22,3 22,3 28,5 28,5 35,0 35,0 39,3
40 45 50 56	110	82	35,9 40,9 45,9 51,9 57,7 5 73,5 83,5	10 12 12 14 16 18 20 22	8 8 8	5,0	3,3	M24×2 M30×2 M36×3 M36×3 M42×3 M48×3 M56×4 M64×4			
63 71	140	105			9 10 11 12 14	5,5 6,0 7,0 7,5 9,0	3,8 4,3 4,4 4,9 5,4				
80 90	170	130							M30	44	47,9

Примечание: 1. Размеры l_1 и l_2 приведены для исполнения 1 - длинные конические концы валов. 2. На концах валов исполнения 1 должны быть гайки по ГОСТ 5915-70 или ГОСТ 5916-70 и стопорные шайбы - по ГОСТ 13465-77.

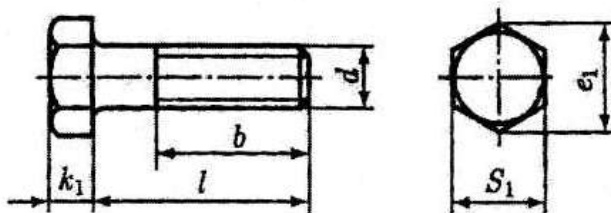
Манжеты резиновые армированные для валов (из ГОСТ 8752 - 79), мм



Диаметр вала, d	D_1		h_1	h_2	Диаметр вала, d	D_1		h_1	h_2		
	1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			
25	42	45	10	14	52	75	72	10	14		
26	45	40	8	12	55	80	75	10	14		
		47									
28	-	45	-	-	56	-	82	12	16		
		47					10			14	
		50					75			14	
30	52	45	10	14	60	85	82	12	16		
		47					80			14	
		50					82			14	
32	58	45	-	-	62	-	80	-	-		
		50					82				
		47					85				
35	-	50	-	-	63 65	90	90	12	16		
		55					95			10	14
		57					95			10	14
36	-	52	-	-	67	-	90	12	16		
		55					90				
38	-	55	-	-	70	95	95	10	14		
		60					100				
		62					-				
40	60	55	-	-	75	100	-	12	16		
		58					102				
		62									

ДЕТАЛИ СОЕДИНЕНИЙ

35.1. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В, исполнение 1 (из ГОСТ 7796-70), мм



<i>d</i>	<i>S₁</i>	<i>e₁</i>	<i>k₁</i>	<i>l</i>	<i>b</i>	<i>d</i>	<i>S₁</i>	<i>e₁</i>	<i>k₁</i>	<i>l</i>	<i>b</i>
8	12	13,1	5	8-100	<i>b</i> = <i>l</i> при <i>l</i> ≤ 25 <i>b</i> = 22 » <i>l</i> ≥ 30	16	22	23,9	9	20-300	<i>b</i> = <i>l</i> при <i>l</i> ≤ 40
10	14	15,3	6	10-200	<i>b</i> = <i>l</i> » <i>l</i> ≤ 30 <i>b</i> = 26 » <i>l</i> ≥ 35	20	27	29,6	11	25-300	<i>b</i> = 38 » <i>l</i> ≥ 45 <i>b</i> = <i>l</i> » <i>l</i> ≤ 50
12	17	18,7	7	14-260	<i>b</i> = <i>l</i> » <i>l</i> ≤ 30 <i>b</i> = 30 » <i>l</i> ≥ 35	24	32	35,0	13	35-300	<i>b</i> = 46 » <i>l</i> ≥ 55 <i>b</i> = <i>l</i> » <i>l</i> ≤ 60 <i>b</i> = 54 » <i>l</i> ≥ 65

Примечание. 1. Размер *l*, мм, в указанных пределах брать из ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70 и т.д.

Пример условного обозначения болта диаметром резьбы *d* = 12 мм, длиной *l* = 60 мм, с крупным шагом резьбы и полем допуска 6g, класса прочности 5.8, с цинковым покрытием (01) толщиной 6 мкм, хромированным: «Болт М12-6g×60.58016ГОСТ 7796-70».

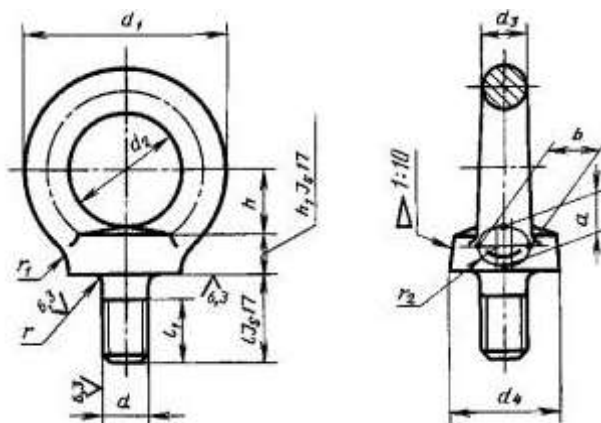
35.2. Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ класса точности А (из ГОСТ 11738-84), мм



<i>d</i>	<i>D</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>b</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>b</i>
6	10	6	10-50	<i>b</i> = <i>l</i> при <i>l</i> ≤ 30 <i>b</i> = 24 » <i>l</i> ≥ 35	12	18	12	20-130	<i>b</i> = <i>l</i> при <i>l</i> ≤ 45
8	13	8	12-80	<i>b</i> = <i>l</i> » <i>l</i> ≤ 35 <i>b</i> = 28 » <i>l</i> ≥ 40	16	24	16	25-160	<i>b</i> = 36 » <i>l</i> ≥ 50 <i>b</i> = <i>l</i> » <i>l</i> ≤ 55
10	16	10	14-100	<i>b</i> = <i>l</i> » <i>l</i> ≤ 40 <i>b</i> = 32 » <i>l</i> ≥ 45	20	30	20	30-220	<i>b</i> = 46 » <i>l</i> ≥ 55 <i>b</i> = <i>l</i> » <i>l</i> ≤ 60

Примечание. Размер *l* в указанных пределах брать из ряда чисел. Пример условного обозначения винта с диаметром резьбы *d* = 10 мм, с полем допуска резьбы 6g, длиной *l* = 60 мм, класса прочности 6.8, без покрытия: «Винт М10-6g×60.68ГОСТ 11738-84».

35.3. Рым-болты и гнезда под них (из ГОСТ 4751-73), мм



Размеры в мм

Условное обозначение резьбы d	Применяемость	D ₁	d ₂	d ₃	d ₄	b	h	h ₁	l	l ₁ , не менее	r	r ₁	Масса 1 шт., кг
M8		36	20	8	20	10	12	6	18	12	2	4	0,05
M10		45	25	10	25	12	16	8	21	15			0,12
M12		54	30	12	30	14	18	10	25	19	3	6	0,19
M16		63	35	14	36	16	20	12	32	25			0,31
M20		72	40	16	40	19	24	14	38	29	3	8	0,50
M24		90	50	20	50	24	29	16	45	35			0,87
M30		108	60	24	63	28	37	18	55	44	4	15	1,58
M36		126	70	28	75	32	43	22	63	51			2,43
M42		144	80	32	85	38	50	25	72	58	4	20	3,72
M48		162	90	36	95	42	52	30	82	68			5,54
M56		180	100	40	105	48	60	34	95	78	5	25	8,09
M64		198	110	44	115	52	65	40	110	93			10,95
M72×6		234	130	52	135	62	75	45	115	98	5	35	18,54
M80×6		270	150	60	160	70	88	50	125	108			25,40
M100×6		324	180	72	190	85	105	60	150	133			43,82

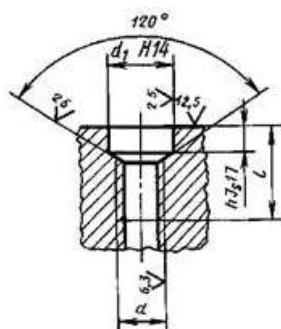
Пример условного обозначения рым-болта с резьбой М8 без покрытия:

Рым-болт М8 ГОСТ 4751-73


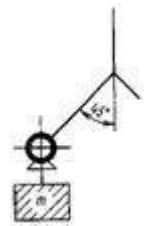
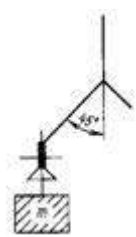
То же, с мелкой резьбой М100×6, с покрытием 01 (цинковое с хромированием), толщиной 9 мкм:

Рым-болт М100×6.019 ГОСТ 4751-73

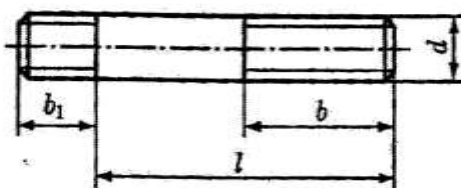
Гнезда под рым-болты



Условное обозначение резьбы d	d_1	h	l , не менее	Условное обозначение резьбы d	d_1	h	l , не менее
M8	13	5	19	M42	52	14	74
M10	15	6	22	M48	60		84
M12	17		26	M56	68	17	97
M16	22	7	33	M64	75		112
M20	28	9	39	M72×6	85		117
M24	32	10	47	M80×6	95		127
M30	38	11	57	M100×6	115		152
M36	45	12	65				

Условное обозначение резьбы	Грузоподъемность на 1 рым-болт, кг,		
	при направлении строп		
	по вертикальной оси рым-болта	под углом 45° от вертикальной оси рым-болта	
		в плоскости кольца	с отклонением от плоскости кольца
			
M8	120	80	40
M10	200	125	65
M12	300	175	90
M16	550	250	125
M20	850	325	150
M24	1250	500	250
M30	2000	700	350
M36	3000	1000	500
M42	4000	1300	650
M48	5000	1650	800
M56	6200	2000	1000
M64	7500	2500	1250
M72×6	10000	3500	1750
M80×6	14000	4500	2250
M100×6	20000	6500	3250

35.4. Шпильки классов точности A и B (из ГОСТ 22034-76, ГОСТ 22041-76), мм



<i>d</i>	8	10	12	16	20
<i>b</i> ₁	8,10,14,16,20	10,12,16,20,25	12,15,20,24,30	16,20,25,32,40	20,25,32,40,50
<i>l</i>	<i>B</i>				
16	10	8	-	-	-
20	14	12	-	-	-
25	19	17	16	-	-
30	22	22	21	-	-
35	22	26	24	23	-
40	22	26	30	28	25

Пример условного обозначения шпильки ГОСТ 22034-76 исполнения 1 с диаметром резьбы $d=16$ мм, крупным шагом $P=2$ мм с полем допуска 6g длиной $l=120$ мм, класса прочности 5.8, без покрытия:

Шпилька M16 - 6gx120.58 ГОСТ 22034-76

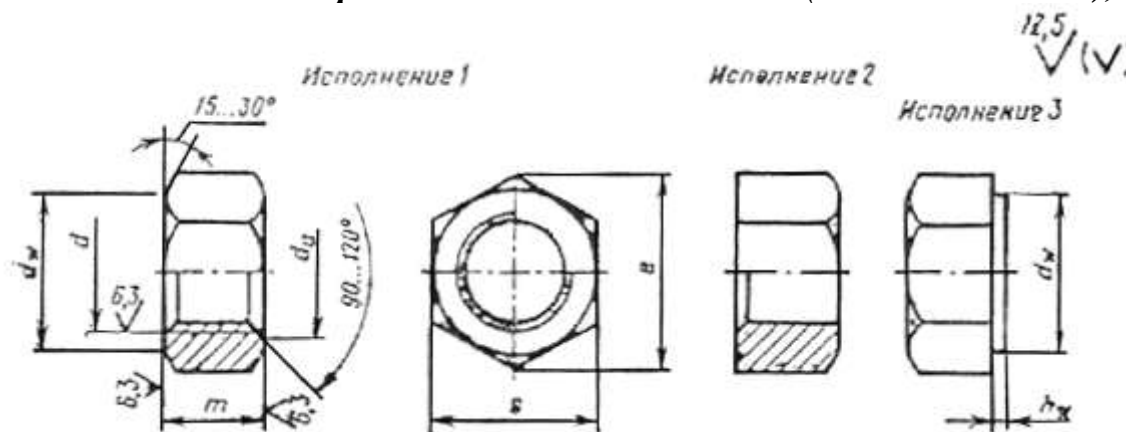
То же, исполнения 2 с мелким шагом $P=1,5$ мм, с полем допуска 6g класса прочности 10.9, из стали марки 40X, с покрытием 02 толщиной 6 мкм:

Шпилька 2 M16x1.5-6gx120.109.40X.026 ГОСТ 22034-76

То же, с мелким шагом $P=1,5$ мм с полем допуска 3p (2) на ввинчиваемом конце, с крупным шагом $P=2$ мм с полем допуска 6g на гаечном конце, класса прочности 6.6, с покрытием 05:

Шпилька M16x(1.5-3p(2))/6gx120.66.05 ГОСТ 22034-76

35.5. Гайки шестигранные класса точности B (из ГОСТ 5915-70), мм



Номинальный размер резьбы <i>d</i>	1,6	2	2,5	3	(3,5)	4	5	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48
Шаг резьбы	крупный	0,35	0,40	0,45	0,50	0,60	0,70	0,80	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5		3		3,5	4	4,5	5	
	мелкий	-								1	1,25	1,5				2		3				
Размер «под ключ» <i>S</i>	3,2	4,0	5,0	5,5	6	7	8	10	13	16	18	21	24	27	30	34	36	41	46	55	65	75
Диаметр описанной окружности <i>e</i> , не менее	3,3	4,2	5,3	5,9	6,4	7,5	8,6	10,9	14,2	17,6	19,9	22,8	26,2	29,6	33,0	37,3	39,6	45,2	50,9	60,8	71,3	82,6

Номинальный размер резьбы d	1,6	2	2,5	3	(3,5)	4	5	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48	
d_a	не менее	1,6	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10	12	14	15	18	20	22	24	27	30	36	42	48
	не более	1,84	2,30	2,9	3,45	4,00	4,60	5,75	6,75	8,75	10,8	13,0	15,1	17,3	19,4	21,6	23,8	25,9	29,2	32,4	38,9	45,4	51,8
d_w , не менее	2,9	3,6	4,5	5,0	5,4	6,3	7,2	9,0	11,7	14,5	16,5	19,2	22,0	24,8	27,7	31,4	33,2	38,0	42,7	51,1	59,9	69,4	
h_w	не более	0,2	0,3	0,4			0,5			0,6			0,8										
	не менее	0,10			0,15								0,20						0,25				
Высота m	1,3	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2	4,7	5,2	6,8	8,4	10,8	12,8	14,8	16,4	18	19,8	21,5	23,6	25,6	31	34	38	

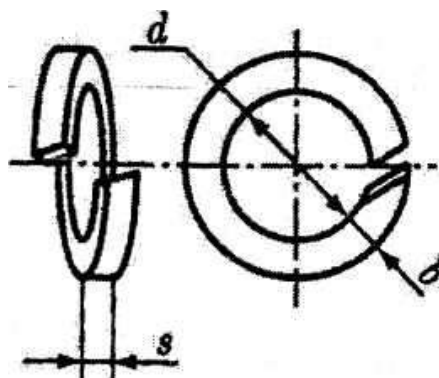
Пример условного обозначения гайки исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с размером «под ключ» $S = 18$ мм, с крупным шагом резьбы с полем допуска 6H, класса прочности 5, без покрытия:

Гайка M12-6H.5 (S18) ГОСТ 5915-70

То же, исполнения 2, с размером «под ключ» $S = 19$ мм, с мелким шагом резьбы с полем допуска 6H, класса прочности 12, из стали марки 40X, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:

Гайка 2M12'1,25-6H.12.40X.016 ГОСТ 5915-70

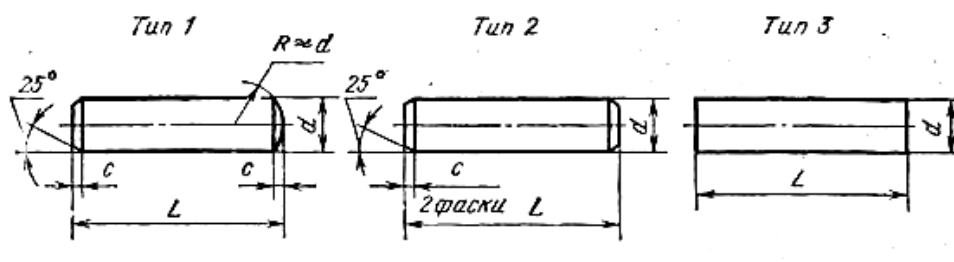
35.6. Шайбы пружинные, тип Н - нормальные, исполнение 1 (из ГОСТ 6402-70), мм



Номинальный диаметр резьбы болта, винта, шпильки	d	$S = b$	Номинальный диаметр резьбы болта, винта, шпильки	d	$S = b$
6	6,1	1,4	16	16,3	3,5
8	8,2	2,0	20	20,5	4,5
10	10,2	2,5	24	24,5	5,5
12	12,2	3,0	27	27,5	6,0

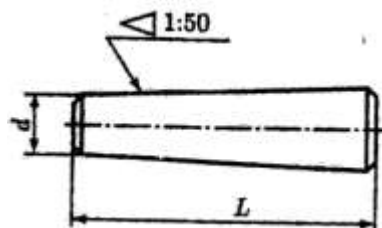
Пример условного обозначения нормальной пружинной шайбы из стали 65Г для болта, винта, шпильки диаметром резьбы 12 мм: «Шайба 12 65ГГОСТ 6402-70».

35.7. Штифты цилиндрические (из ГОСТ 3128 – 70), мм



Размеры, мм											
<i>d</i>	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
<i>c</i>	0,3	0,5	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	1,6	2	2,5
<i>L</i>	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40
	5	6	8	10	12	14	20	25	30	36	45
	6	8	10	12	14	16	25	30	36	40	50
	8	10	12	14	16	20	30	36	40	45	55
	10	12	14	16	20	25	36	40	45	50	60
	12	14	16	20	25	30	40	45	50	55	65
	14	16	20	25	30	36	45	50	55	60	70
	16	20	25	30	36	40	50	55	60	65	80
	20	25	30	36	40	45	55	60	65	70	90
	25	30	36	40	45	50	60	65	70	80	100
	30	36	45	50	55	60	70	80	90	100	120
	36	40	50	55	60	65	80	90	100	110	140
	40	45	55	60	65	70	90	100	110	120	160
	50	60	65	70	80	100	110	120	140	180	
			70	80	90	110	120	140	160	200	
			80	90	100	120	140	160	180	220	
				100	110	140	160		200	250	
						120	160		220	280	
									250		
									280		

35.8. Штифты конические, исполнение 2, класс точности В (из ГОСТ 3129-70), мм



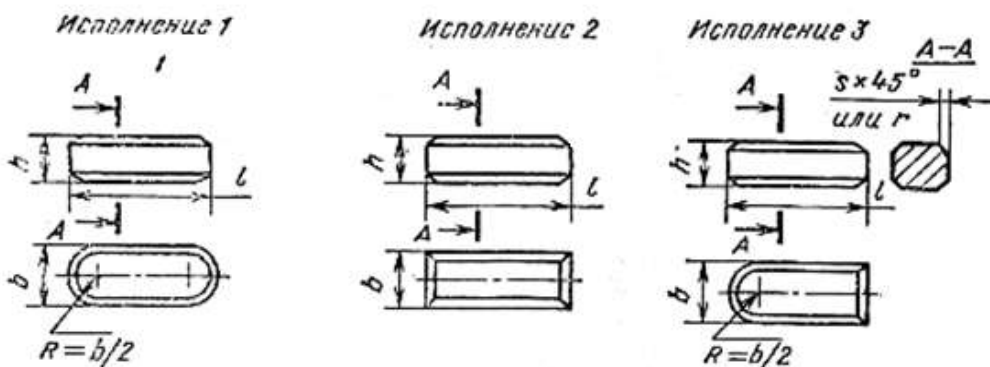
<i>d</i>	6	8	10	12
<i>L</i>	20-110	25-140	30-180	36-220

Примечание. Размер *L* в заданных пределах брать из ряда чисел.

Пример условного обозначения конического штифта $d = 10$ мм, $L = 50$ мм, без покрытия: «Штифт 2.10×50 ГОСТ 3129-70».

Приложение 36

Размеры призматических шпонок (из ГОСТ 23360 – 70) ,мм

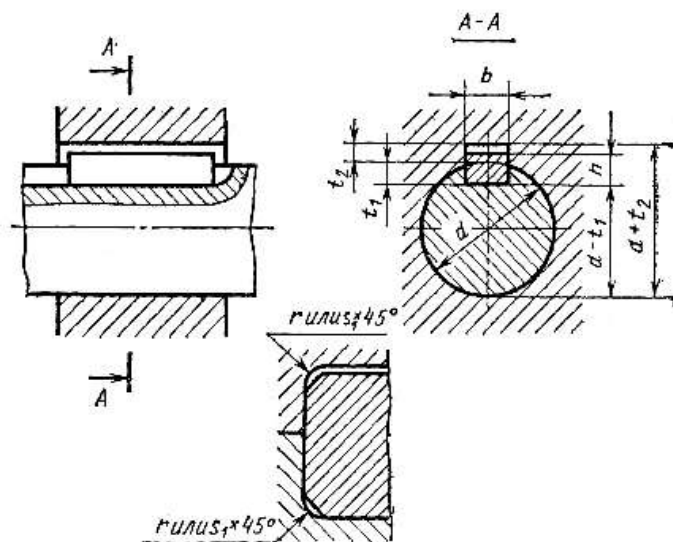


Ширина b	Высота h	Фаска $s \times 45^\circ$ или r		Интервалы длин l	
		не менее	не более	от	до
2	2			6	20
3	3	0,16	0,25	6	36
4	4			8	45
5	5			10	56
6	6	0,25	0,40	14	70
8	7			18	90
10	8			22	110
12	8			28	140
14	9	0,40	0,60	36	160
16	10			45	180
18	11			50	200
20	12			56	220
22	14			63	250
25	14	0,60	0,80	70	280
28	16			80	320
32	18			90	360
36	20			100	400
40	22	1,00	1,20	100	400
45	25			110	450
50	28			125	500
56	32			140	500
63	32	1,60	2,00	160	500
70	36			180	500
80	40			200	500
90	45	2,50	3,00	220	500
100	50			250	500

Примечание. Длины шпонок необходимо выбирать из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм

Приложение 37

Размеры сечений призматических шпонок и пазов, мм



Диаметр вала d	Размеры сечений шпонок		Глубина паза		Радиус закругления пазов r или фаска $s_1 \times 45^\circ$	
			вала	втулки	наим.	наиб.
	b	h	t_1	t_2		
От 6 до 8 Св. 8 » 10 » 10 » 12	2 3 4	2 3 4	1,2 1,8 2,5	1,0 1,4 1,8	0,08	0,16
Св. 12 до 17 » 17 » 22 » 22 » 30	5 6 8	5 6 7	3 3,5 4	2,3 2,8 3,3	0,16	0,25
Св. 30 до 38 » 38 » 44 » 44 » 50 » 50 » 58 » 58 » 65	10 12 14 16 18	8 8 9 10 11	5 5 5,5 6 7	3,3 3,3 3,8 4,3 4,4	0,25	0,4
Св. 65 до 75 » 75 » 85 » 85 » 95 » 95 » 110 » 110 » 130	20 22 25 28 32	12 14 14 16 18	7,5 9 9 10 11	4,9 5,4 5,4 6,4 7,4	0,4	0,6

Примечание: 1. Длину l , мм, призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 125; 2. Пример обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 80$ мм: «Шпонка 18×11×80 ГОСТ 23360-78».

Приложение 38

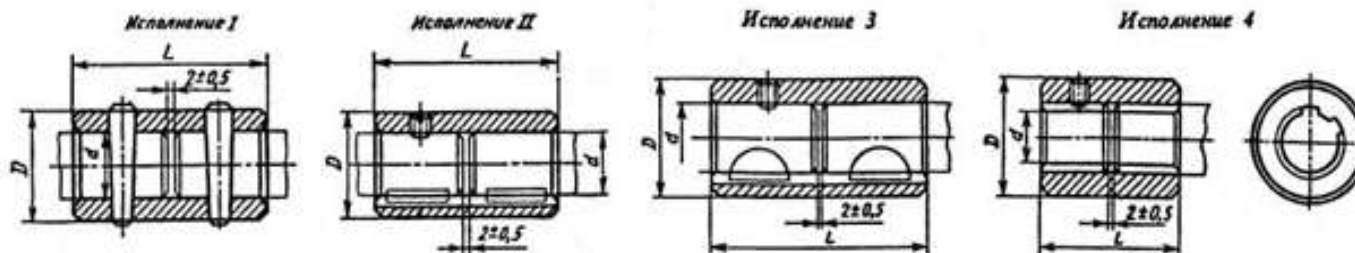
Размеры шлицевых прямобочных соединений, мм

Номинальный размер $z \times d \times D$	b	d_1 , не менее	a_1 , не менее	f	r_1 , не более
<i>I</i>	2	3	4	5	6
Легкая серия					
6×23×26	6	22,1	3,54	$0,3^{+0,2}$	0,2
6×26×30	6	24,6	3,85	$0,3^{+0,2}$	0,2
6×28×32	7	26,7	4,03	$0,3^{+0,2}$	0,2
8×32×36	6	30,4	2,71	$0,4^{+0,2}$	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46	$0,4^{+0,2}$	0,3
1	2	3	4	5	6

Продолжение таблицы приложения 38					
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5 ^{+0,2}	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5 ^{+0,2}	0,5
8×62×62	12	59,8	7,31	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×92×98	14	89,14	10,08	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×102×108	16	99,9	11,49	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×112×120	18	108,8	10,72	0,5 ^{+0,2}	0,5
Средняя серия					
6×11×14	3	9,9	-	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×13×16	3,5	12,0	-	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×16×20	4	14,54	-	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×18×22	5	16,7	-	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×21×25	5	19,5	1,95	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×23×28	6	21,3	1,34	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×26×32	6	23,4	1,65	0,4 ^{+0,2}	0,3
6×28×34	7	25,9	1,70	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×32×38	6	29,4	-	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×36×42	7	33,5	1,02	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×42×48	8	39,5	2,57	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×46×54	9	42,7	-	0,5 ^{+0,2}	0,5
8×52×60	10	48,7	2,44	0,5 ^{+0,2}	0,5
8×56×65	10	52,2	2,5	0,5 ^{+0,2}	0,5
8×62×72	12	57,8	2,4	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×72×82	12	67,4	-	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×82×92	12	77,1	3,0	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×92×102	14	87,3	4,5	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×102×112	16	97,7	6,3	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×112×125	18	106,3	4,4	0,5 ^{+0,2}	0,5
Тяжелая серия					
10×16×20	2,5	14,1	-	0,3 ^{+0,2}	0,2
10×18×23	3	15,6	-	0,3 ^{+0,2}	0,2
10×21×26	3	18,5	-	0,3 ^{+0,2}	0,2
10×23×29	4	20,3	-	0,3 ^{+0,2}	0,2
10×26×32	4	23,0	-	0,4 ^{+0,2}	0,3
10×28×35	4	24,4	-	0,4 ^{+0,2}	0,3
10×32×40	5	28,0	-	0,4 ^{+0,2}	0,3
10×36×45	5	31,3	-	0,4 ^{+0,2}	0,3
10×42×52	6	36,9	-	0,4 ^{+0,2}	0,3
10×46×56	7	40,9	-	0,5 ^{+0,2}	0,5
16×52×60	5	47,0	-	0,5 ^{+0,2}	0,5
16×56×65	5	50,6	-	0,5 ^{+0,2}	0,5
16×62×72	6	56,1	-	0,5 ^{+0,2}	0,5
16×72×82	7	65,9	-	0,5 ^{+0,2}	0,5
20×82×92	6	75,6	-	0,5 ^{+0,2}	0,5
20×92×102	7	85,5	-	0,5 ^{+0,2}	0,5
20×102×115	8	94,0	-	0,5 ^{+0,2}	0,5
20×112×125	9	104	-	0,5 ^{+0,2}	0,5
Примечание. z – число зубьев					

МУФТЫ

39.1. Муфты втулочные (по ГОСТ 24246-96 с сокращениями), размеры, мм



[T], Н·м для исполнений				d для исполнений		D	L для исполнений		Крепежные детали для исполнения			
1	2	3	4	1 - 3	4		1 - 3	4	1 со штифтом	2 - 3 со шпонкой		2 - 4 с винтом
1	2	3	4	5	6	7	9	10	11	12		13
16	-	45	-	14 - 16	-	28	45	-	4 × 30	-	4 × 7,5	M6 × 8,66
31,5	-	63	-	18; 20	-	32	55	-	5 × 36	-	5 × 7,5	
50	71	100	140	20; 22; 24	16; 18	38	65	45	6 × 40	6 × 6 × 25	5 × 9	
90	125	180	250	25	21	42	75	50	8 × 45	8 × 7 × 28	6 × 9	M6 × 10,66
				28	23						6 × 10	
125	180	250	355	28	23	48	90	55	8 × 50	8 × 7 × 36	8 × 10	
				30	-						8 × 11	
				32	26						10 × 8 × 36	8 × 11
200	280	400	560	32	26	55	105	65	10 × 60	10 × 8 × 45	8 × 11	M6 × 10,66
				35; 36 (38)	28; 32						10 × 13	
280	400	560	800	(38)	32	60	120	80	10 × 65	10 × 8 × 50	10 × 13	
				40 (42)	36				10 × 65	12 × 8 × 50	-	M8 × 12,66
400	560	-	1120	(42)	36	70	140	90	12 × 80	12 × 8 × 63	-	
				45; (48)	42				12 × 80	14 × 9 × 63	-	
560	800	-	1600	(48); 50	42	80	150	00	12 × 90	14 × 9 × 63	-	M10 × 16,66
				(53)	46				12 × 90	16 × 10 × 63	-	

Продолжение приложения 39.1

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
800	1120	-	2240	55 60	46 52	90	170	110	16 × 100	16 × 10 × 70 18 × 11 × 70	-	
1120	1600	-	3150	60; 63; (65)	52; 56	100	180	120	16 × 110	18 × 11 × 80	-	M10 × 20,66
1600	2240	-	4500	(65); 70; 71; (75)	62	110	200	130	20 × 120	20 × 12 × 90	-	
2240	3150	-	6300	75 (80); (85)	72	120	220	150		20 × 14 × 100	-	M12 × 20,66
3150	4500	-	9000	(85)90; (95)	82	130	240	170	25 × 140	25 × 14 × 110	-	
4500	6300	-	12500	100	92	140	280	190		28 × 16 × 125		

Примечания: 1. Муфты должны изготавливаться в четырех исполнениях: 1 – со штифтами по ГОСТ 3129 – 70;
2 – со шпоночным пазом по ГГСТ 23360 – 78; со шпоночным пазом по ГОСТ 24071 – 80; 4 – со шлицевым посадочным отверстием по ГОСТ 6033 – 80.

2. Материал втулок – сталь 45.

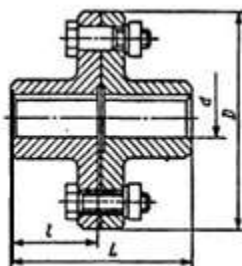
3. Предельные отклонения отверстий $H14$, валов – $h14$.

4. В скобках приведены нерекомендуемые значения.

5. Пример условного обозначения муфты 1-го исполнения с $T=560$ Н·м. $d = 50$ мм:

Муфта втулочная 1-560-50 ГОСТ 24246-96

39.2. Муфты фланцевые (по ГОСТ 20761- 96, с сокращениями), мм



[Т], Н·м	d	D	l не более		L, не более	
			1	2	3	4
16	16; 18	80	40	28	84	60
31,5	16; 18	90	40	28	84	60
	20; 22		50	36	104	76
63	20; 22	100	50	36	104	76
	25; 28		60	42	124	83
125	25; 28	112	60	42	124	83
	(30); 32; (35); 36		80	58	170	120
250	32; (35); 36	140	80	58	170	120
	40; 45;		110	82	230	170
400	(35); 36	150	80	58	170	120
	40; 45; 50		110	82	230	170
630	45; 50; 55;	170	110	82	230	170
	60		140	105	290	220
1000	50; 55	180	110	82	230	170
	60; (63); 70		140	105	290	220
1600	50	190	110	82	230	170
	60; (63); 65; 70;		140	105	290	220
2500	(75); 80	224	140	105	290	220
	70; (75)		170	130	350	270
	80; (85); 90; (95)		210	165	430	340
	100					

примечания: 1 Значения [Т] указаны для муфт из стали 40 и 35л; для муфт из чугуна сч 20 значения [Т] снижать в 2 раза.

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

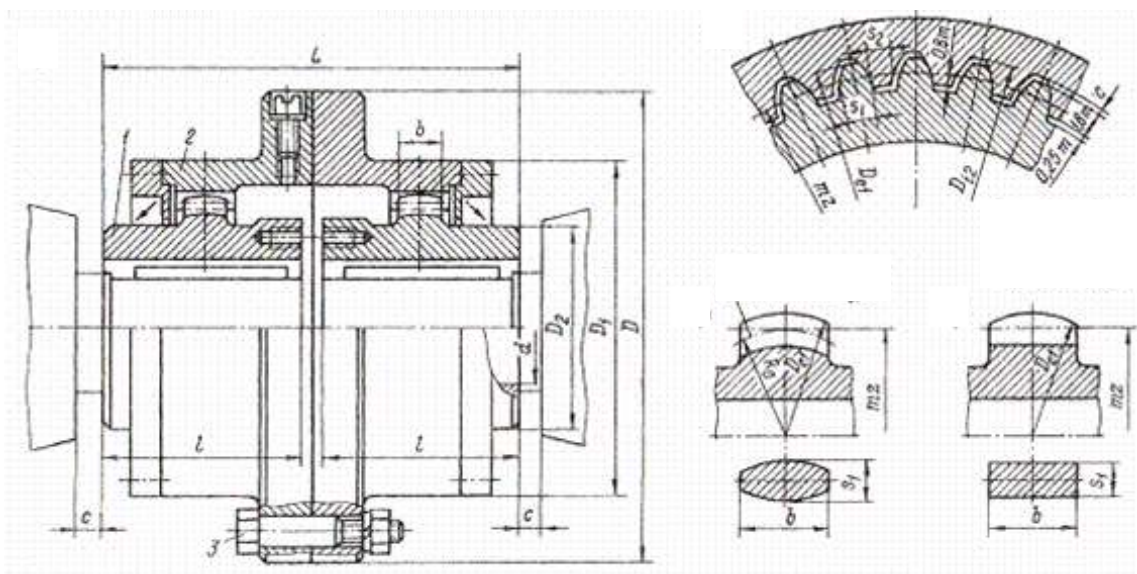
3. Исполнение 1 – для муфт, устанавливаемых на длинных концах валов; исполнение 2 – для муфт на коротких концах валов.

4. В скобках приведены нерекомендуемые значения.

5. Пример условного обозначения муфты с Т = 400 Н·м, с полумуфтами диаметрами отверстий 40 и 45 мм, исполнений 1 и 2. материал - сталь 40:

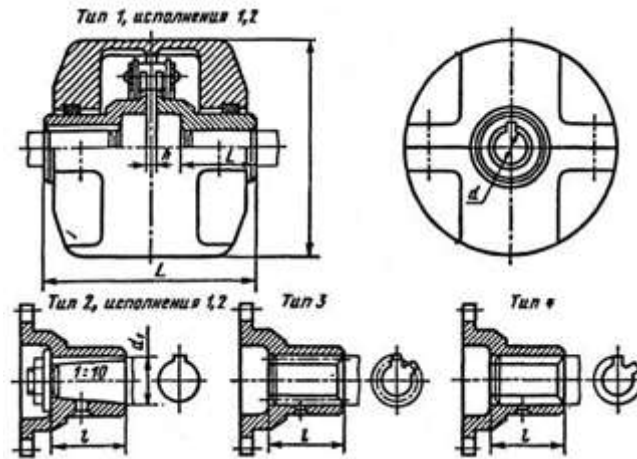
Муфта фланцевая 400-40-11-45-21 ГОСТ 20761 - 96

39.3. Муфты зубчатые (по ГОСТ 5006 – 83*), мм



Номинальный вращающий момент, Н·м	Размеры, мм								Частота вращения, мин. ⁻¹ , не более	Масса, кг, не более
	d; d ₁	D	D ₁	D ₂	L, не более	l	c, не более	B		
	не более									
1000	40	145	105	60				12	90	6,7
1600	55	170	125	80	174	82	12	15	80	9,2
2500	60	185	135	85			12	20	75	10,2
4000	65	200	150	95	220	105	18	20	62	15,2
6300	80	230	175	115	270	130	18	20	55	22,6
10 000	100	270	200	145	340	165	18	25	47	36,9
16 000	120	300	230	175	345	165	25	30	40	62,5
25 000	140	330	260	200	415	200	30	30	35	100
40 000	160	410	330	230	415	200	30	35	29	164,3
63 000	200	470	390	290	500	240	35	40	200	228

39.4. Муфты цепные однорядные (по ГОСТ 20742 – 93, с сокращениями), мм



[Т], Н·м	d	D	L				l				Радиальное смещение Δ_r	Частота вращения, об/с	Приводная роликовая цепь	Число зубьев полушестерни z	h			
			Тип															
			1		2		1		2									
			1	2	1	2	1	2	1	2								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16			
63	20; 22	110	-	102	108	80	-	36	39	25	0,15	27	ПР19, 0,5-3180	12	1,3			
	25; 28		-	122	128	92	-	42	45	27								
125	25; 28	125	-	122	128	92	-	42	45	27	0,20	23	ПР25, 4-6000	10	1,8			
	30; 32; 35; 36		206	162	168	124	80	58	61	39								
250	32; 35; 36	140	206	162	168	124	80	58	61	39		17		12		ПР31, 75-8850	14	2,0
	40; 45		278	222	228	172	110	82	85	57								
500	40; 45	200	278	222	228	172	110	82	85	57	0,40	13	ПР38, 1-12700	12	3,5			
	50; 55		280	224	230	174	110	82	85	57								
1000	50; 55	210	280	224	230	174	110	82	85	57		13	ПР38, 1-12700	12		3,5		
	60; 63; 70; 71		354	284	290	220	140	105	108	73								

Продолжение приложения 39.4

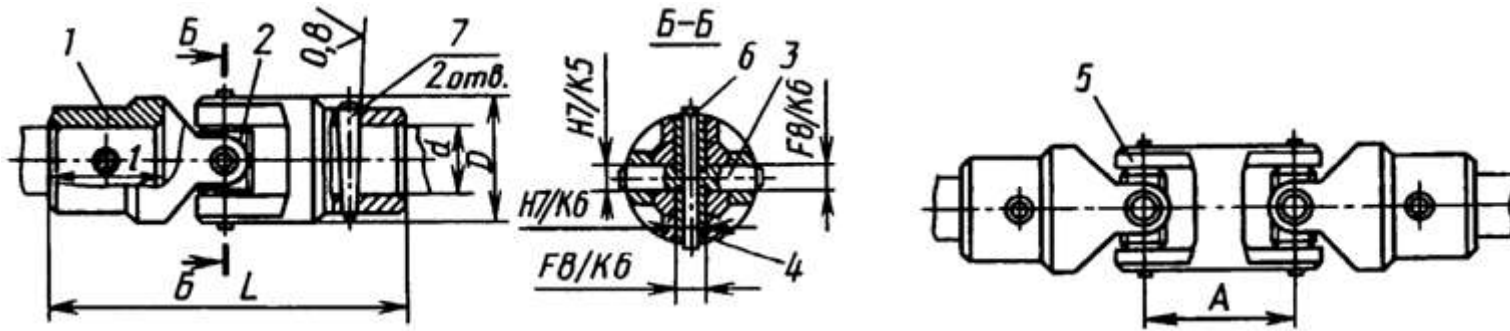
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16				
2000	63; 70; 71; 75	280	354	284	290	220	140	105	108	73	0,60	12	ПР50, 8-22680	12	3,8				
	80; 85; 90		424	344	352	272	170	130	134	94				14					
4000	80; 85; 90; 95	310	424	344	352	272	170	130	134	94				0,60		12	ПР50, 8-22680	14	3,8
	100; 110		514	424	432	342	210	165	169	124								14	

Примечание:

1. Угловое смещение осей валов -* до 1.
2. Размеры L и l муфт типов 3 и 4 такие же, как муфт типа 1 исполнения 2.
3. Стандартом установлено четыре типа муфт: 1 – с цилиндрическим отверстием, 2 – с коническим отверстием, 3 – с отверстием на валы с эвольвентными шлицами, 4 – с отверстием на валы с прямобочными шлицами. Исполнение 1 – на длинные концы валов; 2 – на короткие концы.
4. Материал муфт – сталь марки не ниже 45, с твердостью рабочих поверхностей HRC 40 – 45.
5. Допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с различными диаметрами отверстий в пределах одного [Т].
6. Условное обозначение муфты с $T=1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. $d = 60 \text{ мм}$, типа 1, исполнения 1:

Муфта цепная 1000-60-1.1 ГОСТ 20742-93

39.5. Муфты шарнирные (по ГОСТ 5147 – 80), размеры в мм



Номинальный вращающий момент T, Н·м	d для рядов		D	L для типов				l для исполнений		A (справочный)	Динамический момент инерции, кг·м ² ·10 ⁻⁶				Масса, кг, не более, для типов			
				1		2					для типов		1		2			
	и исполнений			и исполнений		1		2			и исполнений		и исполнений					
	1	2		1	2	1	2	1	2		1	2	1	2	1	2		
11,2	8	—	16	56	—	76	—	20	—	20	0,223	—	0,32	—	0,057	—	0,080	—
	9	—		—	—	—	—	—	—			0,051			—	0,074	—	
	10	—		62	56	82	76	—	—			0,198			—	0,29	—	0,053
22,4	10	—	20	66	60	92	86	23	20	26	0,630	0,560	0,92	0,87	0,100	0,092	0,147	0,139
	11	—		—	—	—	—	—	—						0,094	0,080	0,141	0,127
	12	—		80	70	106	96	30	25						—	—	—	—

Номинальный вращающий момент T , Н·м	d для рядов		D	L для типов				l для исполнений		A (справочный)	Динамический момент инерции, $\text{кг м}^2 \cdot 10^{-4}$				Масса, кг, не более, для типов			
				1		2					для типов		1		2			
	и исполнений			1		2		и исполнений			1		2		и исполнений			
				1	2	1	2	1	2		1	2	1	2	1	2		
	45,0	12		—	25	86	76	118	108		30	25	32	1,440	1,290	2,09	1,94	0,170
14		—	86	76		118	108	30	25	1,440	1,290	2,09		1,94	0,150	0,135	0,222	0,207
71,0	16	—	32	112	88	150	126	40	28	38	5,900	4,840	8,53	7,46	0,390	0,321	0,558	0,489
	18	—		112	88	150	126				5,900	4,840	8,53	7,46	0,367	0,299	0,535	0,467
140,0	—	19	40	140	112	188	160	50	36	48	16,300	12,900	24,00	20,60	0,653	0,480	0,973	0,800
	20	—													0,720	0,590	1,040	0,910
	22	—													0,667	0,550	0,987	0,870
280,0	—	24	50	148	120	206	178	50	36	58	45,600	36,600	68,80	59,60	1,170	0,960	1,780	1,570
	25	—		168	132	326	190	60	42						1,280	1,080	1,890	1,640
	28	—		168	132	326	190	60	42						1,160	0,900	1,770	1,510
560,0	30	—	60	222	178	292	248	80	58	70	148,000	117,000	207,000	176,70	2,830	2,310	3,900	3,380
	32	—													2,710	2,210	3,780	3,280
	35	—													2,510	1,870	3,580	2,940
1120,0	—	38	75	236	192	328	284	110	82	92	396,000	338,000	585,000	525,000	4,310	3,630	6,530	5,850
	40	—		296	240	388	332								5,030	4,410	7,250	6,630
	—	42		296	240	388	332								4,810	4,050	7,030	6,270

Примечания: 1. 1-й ряд является предпочтительным.

2. При смещенных валах допустимый вращающий момент для муфт составит

$T_D = T_{\text{ср}} \alpha$, где T_D — табличное значение момента; α — угол перекоса между осями соединяемых муфтой валов.

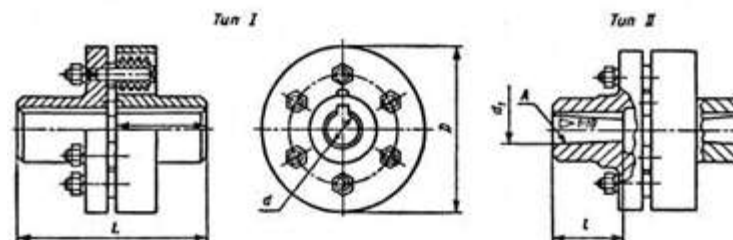
Пример условного обозначения шарнирной муфты, передающей номинальный вращающий момент 140 Н·м, типа 1 с диаметром посадочного отверстия полумуфт $d = 20$ мм для исполнения полумуфт 1, в климатическом исполнении У и категории 3 по ГОСТ 15150—69.

Муфта шарнирная 140—1—20—1—У3 ГОСТ 5147—80

То же, для передачи номинального вращающего момента 140 Н·м, типа 2, одна из полумуфт которой диаметром $d = 19$ мм в исполнении 1, другая диаметром $d = 22$ мм в исполнении 2, в климатическом исполнении Т и категории 2 по ГОСТ 15150—69.

Муфта шарнирная 140—2—19—1—22—2—Т2 ГОСТ 5147—80

39.6. Муфты упругие втулочно-пальцевые (по ГОСТ 21424 – 93, с сокращениями), мм



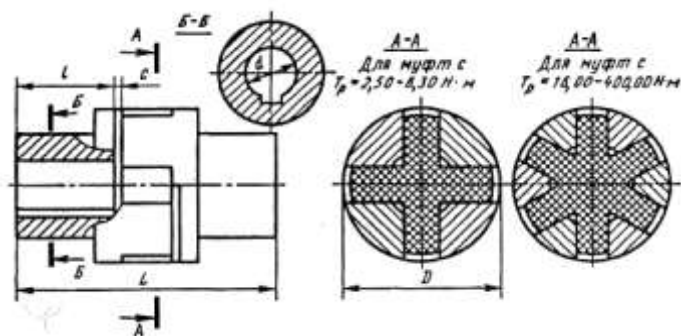
[T], Н·м	d	D	l, не более				l, не более				n _{max} , об/мин	Смещение		
			Тип									рЗадиагональное	угловое	
			I		II		I		II					
			Исполнение											
1	2	1	2	1	2	1	2							
16	12; 14	75	63	53	63	-	30	25	20	-	7600	840,2	1°30'	
	16		83	59	83	59	40	28	30	18				
31,5	16; 18	90	84	60	84	60	40	28	30	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	0,3	1°	
	(30)		165	121	165	121	80	58	60	38				
250	32; (35); 36; (38)	140	165	121	165	121	80	58	60	38	3800			
250	40; (42); 45	140	225	169	225	169	110	82	85	56	3600			
500	40; (42); 45	170	225	169	225	169	110	82	85	56	3000	0,4		
710	45; (48); 50; (55); 56	190	226	170	226	170	110	82	85	56				
1000	50; (55); 56	220	226	170	226	170	110	82	85	56	2850	0,5		
	(60); 63; (65); 70	220	286	216	286	216	140	105	107	72				
2000	63; (65); (70); 71	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; (95)	320	350	270	350	270	170	130	135	95	1800			
8000	100; 110; (120); 125	400	432	352	432	342	210	170	170	125	1450	0,5		

Примечания. 1. материал полумуфт – чугун на ниже марки СЧ 20; пальцев – сталь не ниже марки 45,.

2. Типы муфт: I – с цилиндрическими отверстиями; II – с коническими отверстиями; исполнение 1 – на длинные концы валов, 2 – на короткие концы.

3. В скобках приведены нерекондуемые значения.

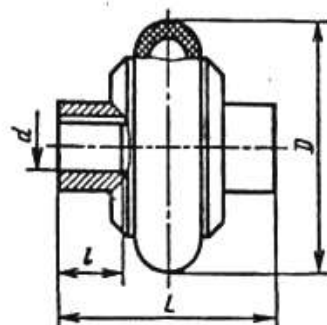
39.7. Муфты упругие со звездочкой (по ГОСТ 14084 – 93, с сокращениями), мм



[Т], Н·м	d	D	L		l		n _{max} , об/мин	Смещение	
			Исполнение					радиальное	угловое
			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		148	112	60	42			
125	25; 28	105	148	112	60	42	2000	0,3	
	(30); 32; (35); 36		188	144	80	58			
250	32; (35); 36; (38)	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; (48)		256	200	110	82			

Примечания: 1. Муфты исполнения 1 предназначены для установки на длинные концы валов, исполнения 2 – на короткие концы.
 2. Допускается сочетание полумуфт исполнений 1 и 2 с различными внутренними диаметрами в пределах одного значения [Т].
 3. Размер c = 3 мм.
 4. В скобках приведены не рекомендуемые значения.

39.8. Муфта упругая с торообразной оболочкой (ГОСТ 20884 – 82, с сокращениями), мм



[Т], Н·м	d	D	L				l				Частота вращения, об/с	Допускаемое смещение		
			Исполнение									осевое	радиальное	угловое
			1	2	3	4	1	2	3	4				
<i>I</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>
20	16; 18	100	130	110	120	95	42	30	32	20	50	1,0	1,0	1°
40	18; 20; 22	125	140	115	125	100	42	30	32	20				
	25	125	180	140	165	130	63	44	46	28				
80	22	160	170	140	155	130	52	38	40	26	50	2,0	1,6	
	25; 28		190	150	175	140	63	44	40	28				
	30		230	185	220	170	82	60	63	40				
125	25; 28	180	195	155	180	145	63	44	46	28	41			
	30; 32; (35); 36		230	190	220	175	82	60	63	40				
200	32; 35; 36; (38)	200	245	200	230	185	82	60	63	40	41	2,5	2,0	1°
	40		305	250	290	235	112	84	88	60				
250	32; 35; 36; (38)	220	250	205	230	185	82	60	63	40	33	3,0	2,5	1°30'
	40; 42; 45		310	255	295	240	112	84	88	60				
315	35; 36; (38)	250	260	215	240	195	82	60	63	40				
	40; 45		325	270	310	250	112	84	88	60				
500	40; 45; 50; 55	280	325	270	310	250	112	84	88	60	26	3,6	3,0	
800	50; 55	320	340	280	325	270	112	84	88	60				
	60; 63		400	330	380	310	143	108	110	75				
1250	55	360	340	280	290	230	112	84	88	60	4,0	3,6		
	60; 63; 70		400	330	330	260	143	108	110	75				

Продолжение приложения 39.8

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>
200	63; 70; (75)	400	420	350	340	270	143	108	110	75		4,5	4,0	
	80; (85); 90; (95)		480	400	390	320	172	132	135	96				
3150	80; (85); 90; (95)	450	485	405	405	325	172	132	135	96	26	4,5	4,0	1°30'
	100		565	475	475	385	214	168	170	126				

Примечания: 1. Полумуфты должны изготавливаться четырех исполнений: 1 — с цилиндрическими отверстиями на длинные концы валов; 2 — то же, на короткие концы валов; 3 - е коническими отверстиями на длинные концы валов; 4 — то же, на короткие концы валов. 2. Допускается сочетание полумуфт разных исполнений с отверстиями различных диаметров в пределах одного номинального момента [Т]. 3. Допускается кратковременная перегрузка $\Gamma_{юв}$, s (2 ч- 3) [Т]. 4. В скобках приведены не рекомендуемые значения. 5. Пример условного обозначения муфты с [Т] = 200 Н·м, d = 40 мм, исполнения 1:

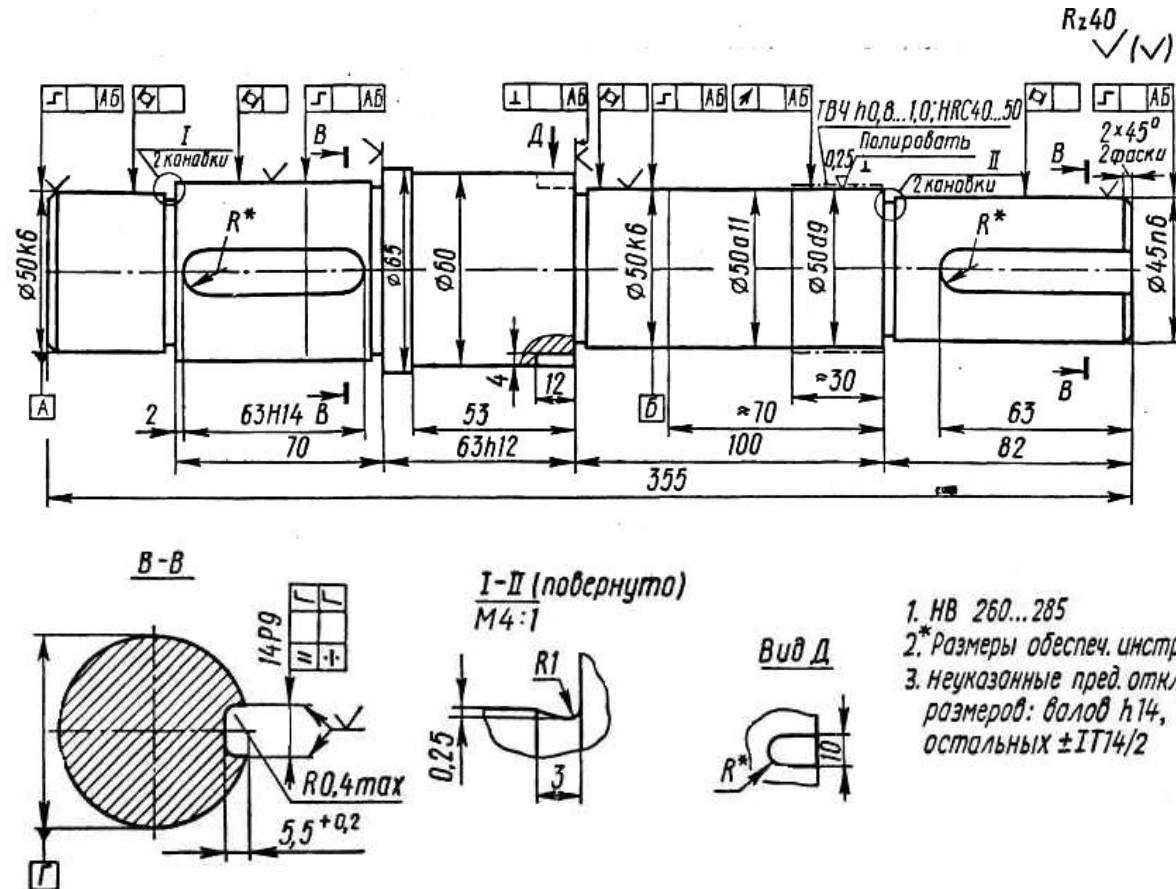
Муфта упругая с торообразной оболочкой 200-40-1 ГОСТ 20884-82

То же, с полумуфтами: исполнения 1 с d =* 36 мм, исполнения 2 с d = 40 мм:

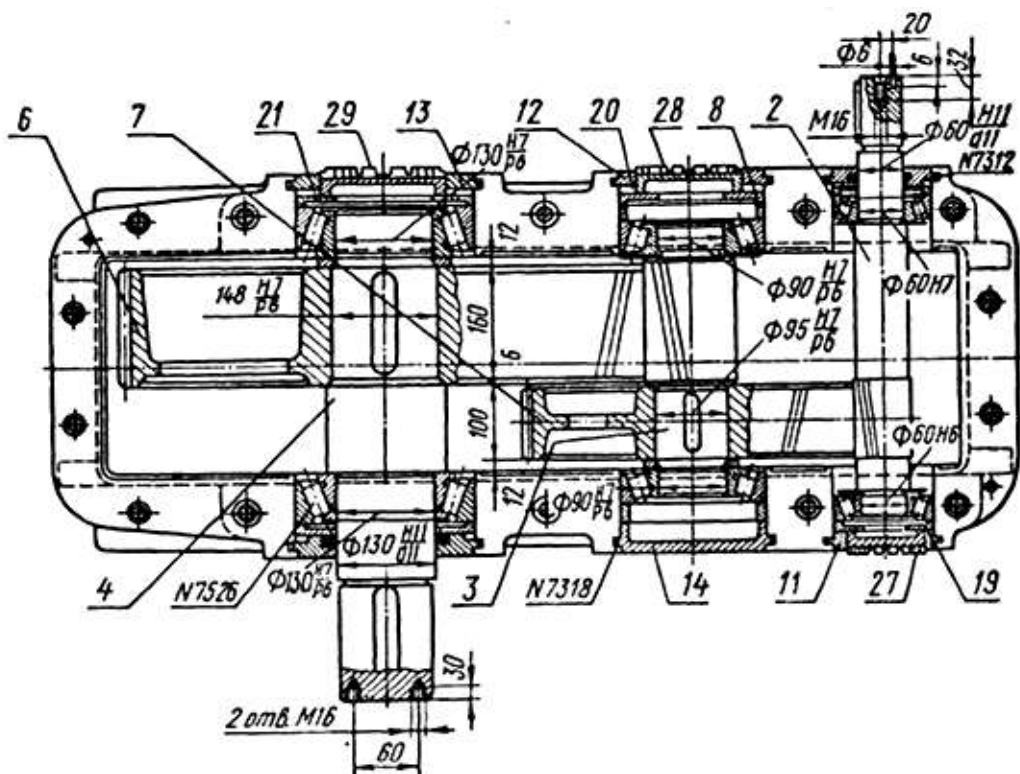
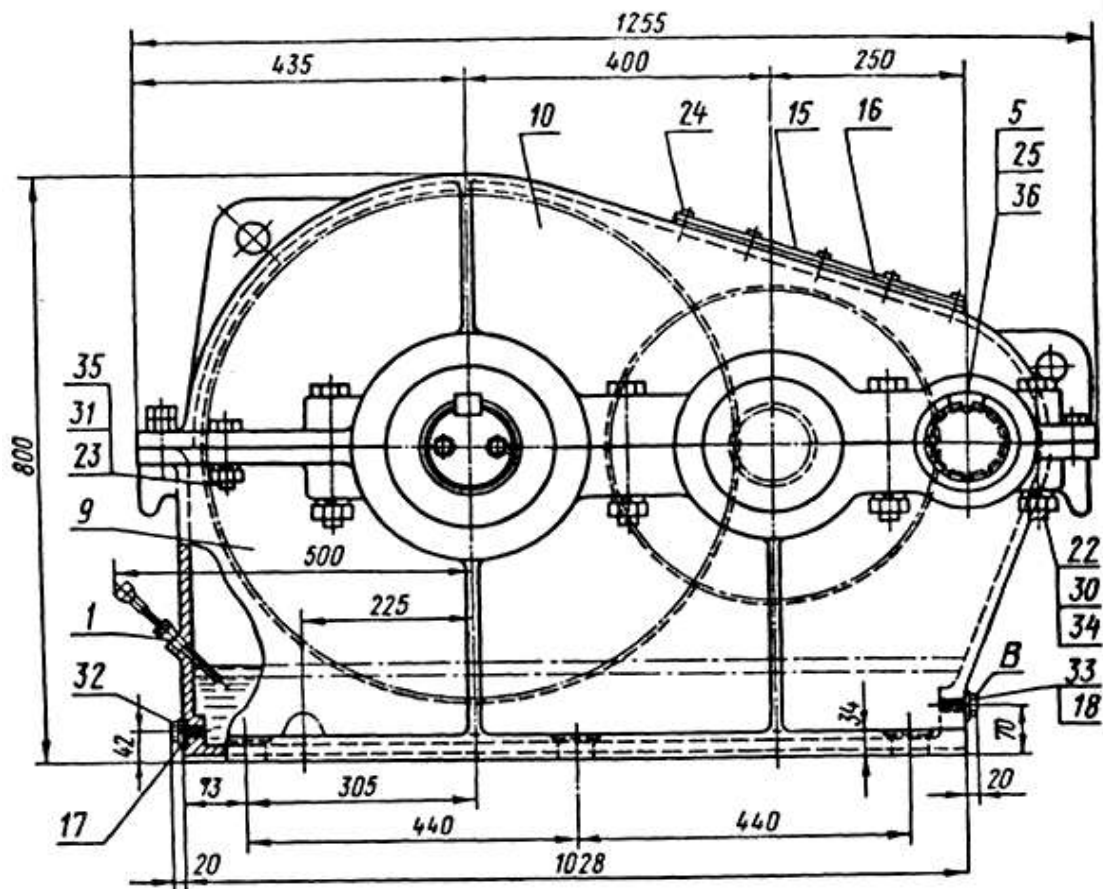
Муфта упругая с торообразной оболочкой 200-36.1-402 ГОСТ 20884-82

ПРИМЕРЫ ОФОРМЛЕНИЯ ЧЕРТЕЖЕЙ

40.1. Пример оформления рабочего чертежа вала



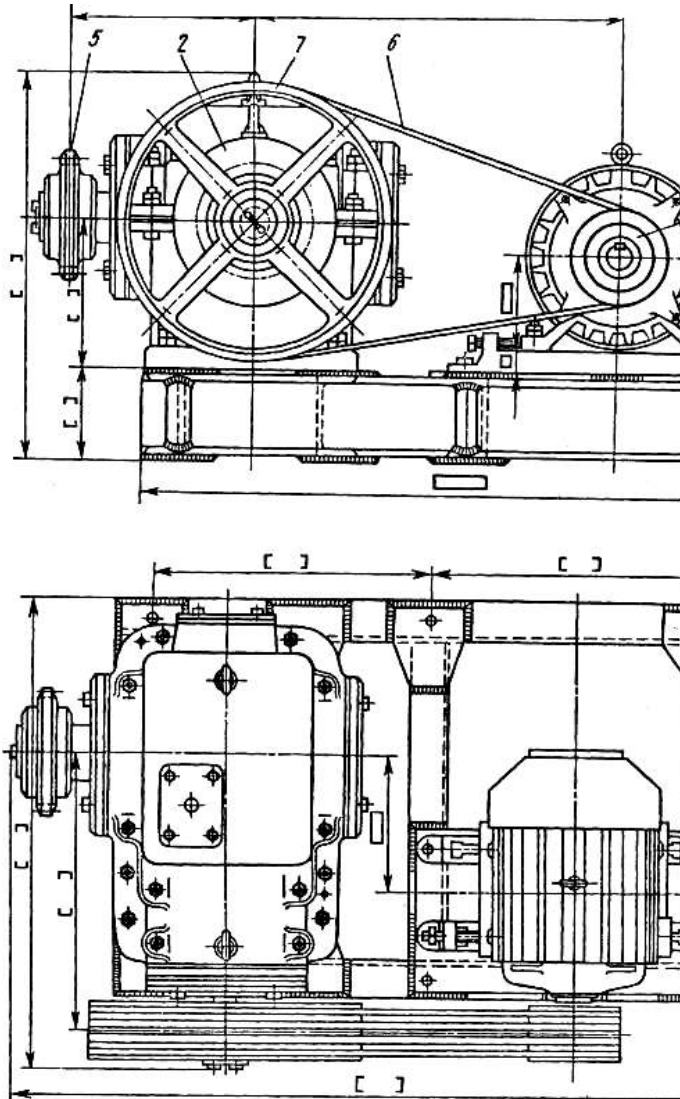
40.2. Пример оформления чертежа общего вида редуктора



40.3. Пример спецификации к чертежу общего вида редуктора

Формат	Зона	Позиц.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1		Игла масломерная	1	
				<u>Детали</u>		
		2		Вал входной	1	
		3		Вал промежуточный	1	
		4		Вал выходной	1	
		5		Замок	3	
		6		Колесо зубчатое	1	
		7		Колесо зубчатое	1	
		8		Кольцо	2	
		9		Корпус редуктора	1	
		10		Крышка редуктора	1	
		11		Крышка подшипника	1	
		12		Крышка подшипника	1	
		13		Крышка подшипника	1	
		14		Крышка подшипника	1	
		15		Крышка смотровая	1	
		16		Прокладка	1	
		17		Прокладка уплотнительная	1	
		18		Прокладка уплотнительная	1	
		19		Шайба нажимная	1	
		20		Шайба нажимная	1	
		21		Шайба нажимная	1	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
					Литера	Лист
						Листов
Чертил					Редуктор	
Проверил						
Принял						

40.4. Пример оформления чертежа и спецификации общего вида привода к конвейеру



Характеристика привода

Электродвигатель АОП 41-06		Тяговое усилие цепи, Н	Окружная скорость звездочки, м/мин	Диаметр звездочки, мм	Угол нарезки
N, кВт	n, мин ⁻¹				
4,5	950	500	50	280	2

Кол-во	Обозначение	Наименование	Кол-во	Примеч.
		<u>Сборочные единицы</u>		
1		Рама	1	Сварн
2		Редуктор	1	
3		Салазки	2	
4		Электродвигатель	1	
		<u>Детали</u>		
5		Звездочка ведущая	4	
6		Ремень клиновой ГОСТ 1284-68	1	
7		Шкив ведомый	1	
8		Шкив ведущий	1	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Литера	Лист	Лист
Чертил					Привод к конвейеру		
Проверил							
Принял							

Составители:

Волков Сергей Петрович,

*заслуженный работник высшей школы Российской Федерации,
доцент кафедры сервисных технологий и общетехнических дисциплин АмГУ,
канд. техн. наук;*

Доценко Сергей Михайлович,

*заслуженный изобретатель Российской Федерации,
профессор кафедры сервисных технологий и общетехнических дисциплин
АмГУ, докт. техн. наук;*

Ковалева Людмила Альбертовна,

*доцент кафедры дизайна
АмГУ, канд. техн. наук.*

Проектирование приводов технологических машин периодического действия: учебное пособие