Л.В. КУРМАЗ А.Т. СКОЙБЕДА

ДЕТАЛИ МАШИН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ВЫСШАЯ ШКОЛА»

УДК 62.81.001.63
ББК 34.42
К 93

Курмаз, Л.В.
Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие/ Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр.: М.: Высш. шк., 2005. – 309 с.: ил.

Содержит методики расчета основных видов механических передач, их составных элементов, а также методики и рекомендации по разработке их конструкции. Широко представлены образцы выполнения сборочных и рабочих чертежей. Взаимосвязанная последовательность изложения материала характеризует пособие как инструкцию по проектированию, что является важным для студентов, выполняющих первую в своей практике конструкторскую разработку. Кроме основного назначения книга может быть полезна при выполнении последующих курсовых и дипломных работ, на занятиях по инженерной графике.

Для студентов технических вузов. Может быть полезно инженерно-техническим работникам, специализирующимся в области проектирования машин.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение . . . 6
1. Общие указания и кинематический расчет привода . . . 7
1.1. Общие указания по выполнению курсового проекта . . . 7
1.1.1. Цели и задачи проектирования . . . 7
1.1.2. Основные этапы разработки конструкторской документации . . . 7
1.1.3. Общие рекомендации по проектированию . . . 7
1.1.4. Оформление чертежей и пояснительной записки . . . 8
1.2. Энерго-кинематический расчет привода и выбор электродвигателя . . . 12
2. Ременные передачи . . . 14
2.1. Выбор основных параметров плоскоременных передач . . . 14
2.1.1. Конструкция и материалы плоских ремней . . . 15
2.2. Выбор основных параметров клиноременных передач . . . 16
2.2.1. Конструкция и материалы клиновых ремней . . . 17
2.3. Выбор основных параметров поликлиноременных передач . . . 18
2.3.1. Конструкция и материалы поликлиновых ремней . . . 18
2.4. Выбор основных параметров зубчато-ременных передач . . . 19
2.4.1. Конструкция и материалы зубчатых ремней . . . 20
2.5. Конструирование шкивов . . . 21
2.5.1. Материал шкивов . . . 21
2.5.2. Ступицы шкивов (звездочек) . . . 21
2.5.3. Конструирование шкивов плоскоременных передач . . . 22
2.5.4. Конструирование шкивов клиновых и поликлиновых ременных передач . . . 23
2.5.5. Конструирование шкивов зубчато-ременных передач . . . 26
2.6. Конструкция шкива, уменьшающая изгибающий момент в сечении вала на опоре . . . 27
2.7. Конструкция шкива, разгружающая вал от напряжений изгиба . . . 28
2.8. Рабочие чертежи шкивов . . . 29
2.9. Натяжные устройства ременных передач . . . 31
2.10. Монтажные требования . . . 31
2.11. Обозначение передач на кинематических схемах . . . 31
3. Цепные передачи . . . 32
3.1. Цепи приводные роликовые и втулочные . . . 32
3.1.1. Цепи приводные роликовые типа ПРА, ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР . . . 32
3.1.2. Цепи приводные втулочные типа ПВ, 2ПВ . . . 33
3.1.3. Цепи приводные роликовые длиннозвенные типа ПРД . . . 33
3.1.4. Цепи приводные роликовые с изогнутыми пластинами типа ПРИ . 33
3.2. Цепи приводные зубчатые . . . 34
3.3. Выбор основных параметров передач с приводной роликовой или втулочной цепью . . . 35
3.4. Выбор основных параметров передач с приводной зубчатой цепью . . 36
3.5. Конструирование звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей 37
3.6. Конструирование звездочек для приводных зубчатых цепей . . . 39
3.7. Рабочие чертежи звездочек . . . 41
3.8. Способы натяжения цепей . . . 42
3.9. Монтажные требования . . . 42
3.10. Обозначение передач на чертежах и схемах . . . 42
4. Зубчатые передачи . . . 43
4.1. Материалы, термообработка и допускаемые напряжения . . . 43
4.2. Прочностной расчет зубчатых передач . . . 45
4.2.1. Расчет цилиндрических закрытых передач (относительно d_{w1}) . 45
4.2.2. Расчет цилиндрических закрытых передач (относительно a_w) . . 47
4.2.3. Расчет цилиндрических открытых передач . . . 48
4.2.4. Расчет конических закрытых прямозубых передач . . . 49
4.2.5. Расчет конических закрытых передач с круговым зубом . . . 50
4.2.6. Расчет конических открытых передач . . . 51
4.2.7. Справочные данные для расчета зубчатых передач . . . 52
4.2.8. Расчет закрытых червячных цилиндрических передач . . . 54
5. Компоновка редукторов . . . 56
5.1. Общие сведения . . . 56
5.2. Компоновка одноступенчатых цилиндрических редукторов . . . 57
5.3. Компоновка двухступенчатых цилиндрических редукторов . . . 58
5.4. Компоновка одноступенчатых конических редукторов . . . 59
5.5. Компоновка коническо-цилиндрических редукторов . . . 60
5.6. Компоновка одноступенчатых червячных редукторов . . . 61
5.7. Компоновка червячно-цилиндрических редукторов . . . 62
6. Силы, нагружающие валы . . . 63
6.1. Силы, нагружающие валы цилиндрических передач . . . 63
6.2. Силы, нагружающие валы конических передач . . . 64
6.3. Силы, нагружающие валы ременных и цепных передач . . . 64
6.4. Силы, нагружающие валы червячных передач . . . 65
6.5. Силы, нагружающие валы от муфт . . . 65
7. Валы . . . 66
7.1. Проектный расчет валов . . . 66
7.2. Определение основных размеров и формы вала . . . 67
7.3. Конструирование валов . . . 68
7.4. Некоторые решения и типовые узлы, применяемые при конструировании валов . . . 70
7.4.1. Осевое крепление деталей на валах . . . 70
7.4.2. Концы валов . . . 71
7.4.3. Конструктивное оформление вала в местах установки ступиц . . 72
7.4.4. Рекомендуемые диаметры отверстий и их размещение в сечении вала 72
7.4.5. Отверстия центровые . . . 73
7.4.6. Канавки для выхода шлифовального круга . . . 74
7.4.7. Конструктивные решения по уменьшению коэффициента концентрации напряжений в местах изменения диаметра вала . . . 75

7.4.8. Конструктивные решения по уменьшению высоты уступов (заплечиков) вала или полной их ликвидации . . . 75
7.4.9. Конструктивные решения по уменьшению коэффициента концентрации напряжений от прессовых посадок . . . 75
7.5. Рабочие чертежи валов . . . 76
7.6. Проверка вала на усталостную прочность . . . 77
8. Подшипники качения . . . 79
8.1. Типы подшипников качения, их характеристика и применение . . . 79
8.2. Опоры валов и типы используемых подшипников . . . 81
8.3. Подшипниковые узлы валов редукторов . . . 82
8.3.1. Подшипниковые узлы валов конических шестерен . . . 82
8.3.2. Подшипниковые узлы валов цилиндрических косозубых, конических и червячных колес . . . 83
8.3.3. Подшипниковые узлы валов цилиндрических прямозубых и шевронных колес . . . 83
8.3.4. Подшипниковые узлы шевронных вал-шестерен . . . 84
8.3.5. Подшипниковые узлы червяков . . . 84
8.4. Подшипниковые узлы приводных валов . . . 85
8.5. Выбор подшипников качения . . . 86
8.6. Установка и крепление подшипников . . . 88
8.6.1. Установка и крепление на валах подшипников с цилиндрическим посадочным отверстием . . . 88
8.6.2. Установка и крепление на валах подшипников с коническим посадочным отверстием . . . 88
8.6.3. Установка и крепление подшипников в корпусах . . . 89
8.7. Элементы крепления подшипников . . . 91
8.7.1. Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические 91
8.7.2. Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические 92
8.7.3. Кольца пружинные упорные плоские наружные концентрические 93
8.7.4. Кольца пружинные упорные плоские внутренние концентрические 94
8.7.5. Шайбы концевые . . . 95
8.7.6. Гайки круглые шлицевые . . . 96
8.7.7. Шайбы стопорные многолапчатые . . . 96
8.7.8. Втулки закрепительные . . . 98
8.7.9. Втулки стяжные . . . 98
8.7.10. Гайки для закрепительных и стяжных втулок с метрической резьбой 99
8.7.11. Шайбы стопорные . . . 99
8.7.12. Скобы стопорные . . . 99
8.8. Допуски и посадки, шероховатость поверхностей посадочных мест подшипников 100
8.8.1. Выбор посадок . . . 100
8.8.2. Шероховатость поверхностей посадочных мест . . . 102
8.8.3. Допуски формы и расположения посадочных и опорных торцевых поверхностей заплечиков валов и отверстий корпусов . . . 103
8.9. Установка, монтаж и демонтаж подшипников . . . 103
8.9.1. Установочные размеры подшипников качения . . . 103
8.9.2. Монтаж подшипников качения . . . 104
8.9.3. Демонтаж подшипников качения . . . 104
8.9.4. Конструктивные решения по облегчению демонтажа подшипников качения. . . . 104
8.9.5. Конструктивные решения по уменьшению высоты заплечиков . 105
8.10. Таблицы параметров подшипников качения . . . 105
8.10.1. Обозначения подшипников . . . 105
8.10.2. Геометрические соотношения в подшипниках качения. . . . 106
8.10.3. Подшипники шариковые радиальные однорядные . . . 107
8.10.4. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные . . 108
8.10.5. Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные. 110
8.10.6. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами . . . 111
8.10.7. Подшипники роликовые конические однорядные . . . 113
8.10.8. Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные с симметричными роликами. . . . 114
8.10.9. Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные 116
8.10.10. Подшипники шариковые упорные одинарные и двойные . . 117
8.10.11. Подшипники роликовые упорные с цилиндрическими роликами одинарные . . . 118
8.10.12. Осевые люфты в радиально-упорных подшипниках . . . 118
9. Уплотнения подшипниковых узлов . . . 119
9.1. Уплотнения контактные . . . 119
9.1.1. Манжеты резиновые армированные . . . 119
9.1.2 .Уплотнения войлочные . . . 121
9.1.3. Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения . . . 122
9.2. Уплотнения бесконтактные . . . 123
10. Элементы соединений "вал-ступица" . . . 124
10.1. Соединения шпоночные . . . 124
10.1.1. Соединения сегментными шпонками . . . 124
10.1.2. Соединения призматическими шпонками . . . 125
10.1.3. Соединения тангенциальными шпонками . . . 126
10.2. Соединения шлицевые . . . 127
10.2.1. Соединения шлицевые прямобочные . . . 127
10.2.2. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30 ° . . 129
10.2.3. Соединения шлицевые треугольные . . . 131
11. Конструирование зубчатых колес . . . 132
11.1. Точность зубчатых колес . . . 132
11.1.1. Степени точности и виды сопряжений зубьев . . . 132
11.1.2. Точность цилиндрических колес. . . . 132
11.1.2.1. Длина общей нормали . . . 132
11.1.2.2. Толщина зубьев по постоянной хорде и высота до постоянной хорды . . . 134
11.1.3. Точность конических колес . . . 135
11.1.3.1. Толщина зуба по внешней постоянной хорде и высота до внешней постоянной хорды . . . 135

11.1.3.2. Толщина зуба по средней постоянной хорде и высота до средней постоянной хорды . . . 136
11.1.4. Точность червяков . . . 136
11.1.4.1. Делительная толщина витка по хорде и высота до хорды 136
11.1.4.2. Номинальный размер червяка по роликам . . . 137
11.2. Конструирование цилиндрических зубчатых колес . . . 137
11.2.1. Установочные базы и нарезание зубьев . . . 137
11.2.2. Конструкции цилиндрических колес . . . 139
11.2.3. Конструирование цилиндрических колес . . . 140
11.2.4. Рабочие чертежи цилиндрических колес . . . 141
11.3 . Конструирование конических зубчатых колес . . . 142
11.3.1. Элементы зацепления конических колес . . . 142
11.3.2. Расчет геометрических параметров конических колес . . . 143
11.3.3. Установочные базы для нарезания зубьев конических колес . . . 144
11.3.4. Конструкции конических колес . . . 145
11.3.5. Конструирование конических колес . . . 146
11.3.6. Рабочие чертежи конических колес . . . 148
11.4. Конструирование червяков и червячных колес . . . 150
11.4.1. Виды червяков . . . 150
11.4.2. Геометрический расчет червячной передачи с эвольвентным червяком . . . 150
11.4.3. Конструкции червяков и червячных колес . . . 151
11.4.4. Конструирование цилиндрических червяков . . . 152
11.4.5. Конструирование червячных колес . . . 153
11.4.6. Рабочие чертежи элементов червячной передачи . . . 154
12. Конструирование корпусных деталей, крышек и других частей редукторов . 156
12.1. Общие сведения . . . 156
12.2. Рекомендации к конструированию литых деталей . . . 157
12.3. Конструкции корпусных деталей цилиндрических редукторов . . . 158
12.4. Конструкции корпусных деталей конических редукторов . . . 160
12.5. Конструкции корпусных деталей червячных редукторов . . . 162
12.6. Элементы конструкции литых корпусных деталей редукторов . . . 164
12.6.1. Элементы конструкции корпусных деталей редукторов с внешним расположением подшипниковых бобышек . . . 164
12.6.2. Элементы конструкции корпусных деталей редукторов с внутренним расположением подшипниковых бобышек . . . 165
12.7. Установочные размеры болтовых соединений . . . 167
12.7.1. Размеры опорных поверхностей под крепежные детали. Диаметры отверстий под болты . . . 167
12.7.2. Размеры фланцев болтовых соединений. Глубина сверления. Глубина нарезания резьбы . . . 167
12.7.3. Размеры мест под гаечные ключи . . . 167
12.8. Точность корпусных деталей редукторов . . . 168
12.9. Рабочие чертежи корпусов и крышек редукторов . . . 170
12.10. Конструирование крышек подшипниковых узлов . . . 180
12.11. Конструирование стаканов . . . 181
12.12. Рабочие чертежи крышек подшипниковых узлов и стаканов . . . 182
13. Редукторы . . . 184
13.1. Оснащение редукторов . . . 184
13.2. Редукторы цилиндрические одноступенчатые . . . 186
13.3. Редукторы цилиндрические двухступенчатые . . . 198
13.4. Редукторы цилиндрические двухступенчатые соосные . . . 204
13.5. Редукторы конические одноступенчатые . . . 208
13.6. Редукторы коническо-цилиндрические . . . 216
13.7. Редукторы червячные одноступенчатые . . . 226
13.8. Редуктор червячный двухступенчатый . . . 234
13.9. Редуктор червячно-цилиндрический . . . 236
13.10. Передачи планетарные . . . 238
13.10.1. Некоторые рекомендации по выбору параметров, расчету и конструированию передач . . . 238
13.10.2. Редукторы планетарные . . . 240
13.11. Мотор-редуктор . . . 242
13.12. Передача главная автомобиля . . . 243
13.13. Смазывание редукторов . . . 244
14. Муфты . . . 246
14.1. Муфты глухие . . . 246
14.2. Муфты подвижные . . . 249
14.3. Муфты упругие . . . 252
15. Приводы . . . 256
15.1. Конструирование рам . . . 256
15.2. Справочные данные для конструирования рам . . . 258
15.3. Рабочий чертеж рамы . . . 264
15.4. Сборочные чертежи приводов . . . 265
15.5. Крепление редуктора к раме. Расчет болтов . . . 269
15.6. Профиль и основные размеры метрических резьб . . . 270
16. Передача "винт-гайка" . . . 271
16.1. Прочностной расчет элементов передачи . . . 271
16.2. Конструктивные решения некоторых элементов передачи . . . 273
16.3. Профили и основные размеры резьб винтовых механизмов . . . 274
16.4. Храповой механизм . . . 276
16.5. Сборочные и рабочие чертежи элементов передачи . . . 276
17. Справочные данные общего применения . . . 283
17.1. Нормальные линейные размеры, конусности, углы и углы конусов . . . 283
17.2. Конструкционные материалы . . . 284
17.3. Допуски и посадки . . . 285
17.4. Допуски формы и расположения поверхностей . . . 287
17.5. Шероховатость поверхностей . . . 289
17.6. Крепежные изделия . . . 290
17.7. Элекродвигатели асинхронные . . . 296
18. Литература . . . 298
19. Стандарты . . . 300

ВВЕДЕНИЕ

Беларусский национальный технический университет (Беларусь, гор. Минск), Kielce University of Technology (Польша, гор. Кельце), Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт" (Украина, гор. Харьков) представляют настоящее издание пособия "Детали машин. Проектирование" с надеждой, что оно найдет соответствующее место при проектировании деталей машин и механизмов в высших учебных заведениях, будет полезно студентам при выполнении последующих курсовых и дипломных работ, на занятиях по инженерной графике, в средних учебных заведениях соответствующего профиля, в конструкторских бюро и т.д.

Курс "Детали машин и основы конструирования" является общетехнической дисциплиной, которую изучают все студенты машиностроительных и механических специальностей высших учебных заведений.

Изучение основ расчета и конструирования деталей машин делится на два этапа. На первом этапе студенты слушают курс лекций, выполняют упражнения, домашние задания и лабораторные работы. Этот этап заканчивается обычно экзаменом. На втором этапе студенты выполняют курсовой проект с последующей его защитой.

В соответствии с этим целесообразно разделение учебной литературы на учебники, основное содержание которых соответствует курсу лекций [12, 31], и учебные пособия по курсовому проектированию. Последние должны выполнить вполне определенную и самостоятельную задачу - научить студента правилам конструирования типовых узлов и деталей машин.

Указанным требованиям не удовлетворяют атласы конструкций машин, по которым можно изучать и анализировать существующие конструкции, но не проектировать их. Этим требованиям не могут удовлетворить также существующие книги по расчету и конструированию деталей машин [16], в большей части удовлетворяющие требованиям расчета. Разработка конструкции в таких пособиях имеет второстепенную роль. Поэтому они могут быть рекомендованы только для выполнения практических упражнений по деталям машин. Информационный характер носят также существующие справочники конструктора, металлиста и т.д.

Как известно, основным результатом работы конструктора является чертеж (рабочий, сборочный), по которому производится изготовление деталей и сборка узлов и машины в целом. Поэтому учебное пособие по проектированию должно заканчиваться представлением образцов рабочих (сборочных) чертежей деталей и узлов с представлением алгоритмов и путей их разработки. Такую цель ставили перед собой авторы данного учебного пособия.

Построение книги соответствует порядку выполнения проекта. Каждая новая глава (раздел) начинается ИСХОДНЫМИ ДАННЫМИ, которые являются выходными данными предшествующей главы (раздела). После выполнения расчетной части следует графическая часть с рекомендациями по конструктивному выполнению, выбору посадок, шероховатости поверхностей, допусков формы и расположения. Завершают графическую часть образцы выполнения рабочих и сборочных чертежей деталей и узлов разрабатываемой конструкции. Такая взаимосвязанная последовательность изложения характеризует пособие как **хорошую инструкцию по проектированию**, что является важным для студентов, выполняющих первую в своей практике конструкторскую разработку.

В книге представлен большой объем справочного материала: государственные и отраслевые стандарты, практические рекомендации и т.д., что ускоряет процесс проектирования.

Книга не содержит вопросов оптимизации конструкции, компьютеризации процесса проектирования, что не является задачей первой конструкторской разработки.

Настоящее издание явилось результатом научно-технического сотрудничества кафедры "Детали машин и ПТМиМ" Беларусского национального технического университета (Беларусь), кафедры "Детали машин" Kielce University of Technology (Польша) и кафедры "Детали машин и прикладная механика" Национального технического университета "Харьковский политехнический институт" (Украина). Основанием для разработки данного пособия послужили книги [21, 44]. Переработка пособий с учетом требований ГОСТов, их расширение и приведение к виду удобному для пользования студентам потребовали совместных усилий обоих авторов. Эффективность этой работы была бы немыслима без систематической помощи, советов, рекомендаций, мнения коллективов сотрудничающих кафедр, за что Авторы им весьма благодарны.

Авторы благодарны:
- проф. Веславу Тромпчинскому (Wiesław Trąmpczyński) - Ректору Kielce University of Technology (Польша); проф. Анджею Радовичу (Andrzej Radowicz) - Проректору; проф. Анджею Неймицу (Andrzej Neimitz)- Зав. кафедрой, за представленную возможность использования уникальной компьютерной техники, благодаря чему настоящее издание подготовлено исключительно в виде компьютерной графики;
- директору АТЭТ НИИ "Редуктор" (гор. Киев, Украина) к.т.н. В.Н. Власенко и главному конструктору завода ЗАРЕМ АО " Майкопский редукторный завод" С.В. Кравчуку за возможность использования разработок института и завода.

Авторы выражают благодарность рецензентам:
- заведующему кафедрой "Машиноведение и детали машин" Московского Авиационного Института (Технического Университета), Председателю Научно-методического Совета по деталям машин и прикладной (теоретической) механике при Министерстве Образования РФ д.т.н., профессору Станкевичу А.И.;
- заведующему кафедрой "Машиноведение и детали машин" Санкт-Петербургского Государственного Политехнического Университета д.т.н., профессору Михайлову Ю.К. за взятый на себя труд по рецензированию рукописи.

Все замечания и пожелания по содержанию пособия просим направлять по адресу - kurmaz@tu.kielce.pl.

Минск (Беларусь) - Кельце (Польша) - Харьков (Украина) Авторы

Просьба представленные в пособии сборочные и рабочие чертежи узлов и деталей машин рассматривать как примеры их выполнения. При разработке собственных конструкций следует приложить знания, творческую настойчивость и трудолюбие и разработать их более совершенными с конструктивной, технологической и монтажной точек зрения.

1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА [13, 18, 31]

1.1.1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Курсовой проект по дисциплине "Детали машин" выполняется после завершения изучения блока общеобразовательных, общетехнических и ряда технологических дисциплин и его целью является приобретение первых инженерных навыков по расчету и конструированию типовых деталей и узлов машин и механизмов на основе полученных теоретических знаний.

Основными задачами курсового проекта являются:

- ознакомление с научно-технической литературой по теме курсового проекта;
- изучение известных конструкций аналогичных машин и механизмов с анализом их достоинств и недостатков;
- выбор наиболее простого варианта конструкции с учетом требований технического задания на проект;
- выполнение необходимых расчетов с целью обеспечения заданных технических характеристик проектируемого устройства;
- выбор материалов и необходимой точности изготовления деталей и узлов проектируемого устройства, шероховатости поверхностей, необходимых допусков и посадок, допусков формы и расположения;
- выполнение графической части курсового проекта в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД;
- составление необходимых описаний и пояснений к курсовому проекту.

1.1.2. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РАЗРАБОТКИ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

В соответствии с ГОСТ 2.103-68 "Стадии разработки" предусмотрены следующие этапы разработки конструкторской документации:

- техническое предложение;
- эскизный проект;
- технический проект;
- рабочая конструкторская документация.

На основании **технического задания** заказчика разрабатывается **техническое предложение**, которое включает совокупность документов по обоснованию технической и технико-экономической целесообразности разработки изделия с учетом требований технического задания [29]. Техническое предложение утверждается заказчиком и исполнителем.

Эскизный проект предполагает разработку комплекса документации, дающей общее представление о конструкции и принципе работы устройства в целом и техническом решении его отдельных уникальных деталей и узлов. Эскизный проект является основой для дальнейшей разработки технического проекта и рабочей конструкторской документации.

Документация, разрабатываемая на этапе **технического проекта**, должна давать полное представление о проектируемом устройстве и является исходной для разработки рабочей документации.

Ограниченность времени, которое отводится на выполнение курсового проекта, не позволяет реализовать процесс разработки в соответствии с ГОСТ 2.103-68. При курсовом проектировании приходится отдельные этапы проектирования совмещать и сокращать объем разрабатываемой документации.

На основании расчетов, перечень и содержание которых указаны в задании на проектирование, определяется конструкция устройства и разрабатывается общий вид изделия в виде эскизной проработки. Эскизный вариант общего вида устройства рекомендуется выполнять на ММ-бумаге в масштабе 1:1.

На основании эскизного проекта, с учетом внесенных при дальнейшей проработке уточнений и изменений, на листе ватмана карандашом либо на компьютере выполняется чертеж общего вида устройства. На чертеже общего вида должны быть все необходимые проекции, виды, разрезы и сечения, позволяющие получить полное представление о конструкции и принципе работы разработанного устройства.

Кроме чертежа общего вида студенты выполняют рабочие и сборочные чертежи деталей и узлов, оговариваемых в задании на курсовое проектирование.

Все расчеты, описания и приложения оформляются в виде расчетно-пояснительной записки к курсовому проекту, которая выполняется в соответствии с ГОСТ 2.105-95.

1.1.3. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Конструирование устройства проводится в соответствии с заданной или принятой схемой механизма на основе результатов прочностного и кинематического расчетов.

Выполнение эскизного варианта общего вида механизма начинают с нанесения осевых линий с учетом межосевых расстояний и диаметров начальных окружностей зубчатых колес, вычерчивают валы без обозначения их размеров по длине, наносят габариты предварительно выбранных подшипников. Детали механизма следует располагать в корпусе компактно, более полно используя его пространство.

В дальнейшем прорабатывают конструкции отдельных деталей, выбирают способы соединения их с другими элементами механизма. При этом необходимо определить:

- способы установки валов в подшипниках;
- крепление зубчатых колес на валах, подшипников - на валах и в корпусе;
- способы регулировки зазоров в подшипниках;
- способы и устройства для смазки подшипников и передач;
- виды и конструктивное оформление несущих деталей.

Конструкция проектируемого механизма должна обеспечивать возможность его сборки и разборки, свободный доступ для регулировки, настройки отдельных узлов и замены деталей. Предпочтителен узловой метод сборки, при котором отдельные детали собираются в узлы, а из них собирается механизм. Например, на валу монтируются зубчатые колеса, подшипники качения, дистанционные втулки, а затем собранный узел устанавливается в корпусе.

Тип и способ изготовления корпусных деталей выбирается в зависимости от объемов производства. При серийном производстве целесообразно корпуса выполнять литыми, штампованными или прессованными (из пластмасс), а при индивидуальном или мелкосерийном производстве - сварными или сборными. При проектировании разъемного корпуса необходимо предусмотреть элементы, обеспечивающие фиксацию взаимного положения корпусных деталей и соосность отверстий под подшипники.

При выборе варианта конструкции необходимо изучить известные технические решения и выполнить их анализ, максимально использовать унифицированные детали и узлы. Для повышения технологичности и уменьшения трудоемкости изготовления конструкции следует сокращать номенклатуру используемых стандартных и нормализованных деталей и узлов, а также используемых материалов. Везде, где возможно, следует применять в деталях форму тел вращения, технологически более простую в изготовлении.

Для наиболее удачного размещения деталей и узлов рекомендуется рассмотреть несколько вариантов конструкции проектируемого устройства. При этом возможны существенные изменения первоначально разработанной конструкции и выполненных расчетов. В качестве окончательного варианта конструктивного решения выбирается наиболее удачная эскизная проработка проектируемого устройства, обеспечивающая минимальные массово-геометрические параметры и максимальную экономичность в эксплуатации.

При конструировании детали следует стремиться к упрощению ее конструкции, что приводит к снижению ее себестоимости.

1.1.4. ОФОРМЛЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ И ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Графическая часть курсового проекта выполняется с соблюдением требований ЕСКД (Единой системы конструкторской документации) карандашом на ватмане. Возможно выполнение чертежей также на компьютере с использованием программ компьютерной графики и с последующей печатью чертежа. Печать чертежей всех форматов производится на плотере, чертежей форматов А3 и А4 - на принтере (лазерном или струйном). Версии AutoCAD-14 и последующие позволяют печатать чертежи форматов А2 и большие, используя в последующем склеиваемые форматы А4 (А3) при их хорошей совместимости. Приемка неотпечатанных чертежей (с дискеты), как правило, не производится.

Для выполнения чертежей используются следующие основные форматы:

Внимание !
Расположение формата А4 может быть только вертикальное

А0 – 841x1189;
А1 – 594x841;
А2 – 420x594;
А3 – 297x420;
А4 – 210x297.

Допускается применение дополнительных форматов, образуемых увеличением коротких сторон основных форматов на величину, кратную их размерам. Обозначение дополнительного формата состоит из обозначения основного формата и его кратности согласно табл. 1.1.1, например *А0x2, А3x4* и т.д.

Табл. 1.1.1. Форматы чертежей

Кратность	Формат				
	А0	А1	А2	А3	А4
2	1189x1682	–	–	–	
3	1189x2523	841x1783	594x1261	420x891	297x630
4	–	841x2378	594x1682	420x1189	297x841
5	–	–	594x2102	420x1486	297x1051
6	–	–	–	420x1783	297x1261
7	–	–	–	420x2080	297x1471
8	–	–	–	–	297x1682
9	–	–	–	–	297x1892

При выполнении чертежей следует применять масштабы, установленные стандартом: 1:1, для уменьшения - 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10 и т.д., для увеличения - 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1 и т.д.

Для всех видов чертежей установлена одна основная надпись (угловой штамп) в соответствии с ГОСТ 2.104-68, которая, с учетом специфики учебного процесса, имеет вид, представленный на рис. 1.1.1.

Рис. 1.1.1. Основная надпись чертежа (форма 1)

В графе 1 основной надписи указывается наименование изделия в именительном падеже единственного числа, причем, существительное ставится на первом месте, например "Барабан приводной", "Колесо зубчатое".

В графе 2 для сборочного чертежа делается запись, содержащая информацию о курсовом проекте, вида КП ДМ МС12а.11.02.СБ, где зашифровано: КП - курсовой проект; ДМ - детали машин; МС12а - академическая группа; 11- номер задания; 02 - номер варианта в задании; СБ - вид документа (сборочный чертеж). Для чертежа детали после номера варианта в задании следующие две цифры обозначают сборочные единицы, последующие две цифры - номер позиции сборочного чертежа представленной на чертеже детали.

В графе 3 указывается обозначение материала и номер стандарта (для сборочного чертежа не заполняется). Заполнение других граф видно из рис. 1.1.1.

1. ОФОРМЛЕНИЕ СБОРОЧНОГО ЧЕРТЕЖА (ЧЕРТЕЖА ОБЩЕГО ВИДА)

Сборочный чертеж механизма выполняется на основании его эскизной проработки карандашом на листе формата А1 либо в виде компьютерной графики. Чертеж должен содержать минимально необходимое число проекций, видов, разрезов и сечений, дающих полное представление о его конструкции и принципе работы.

На чертеже общего вида для упрощения допускается не показывать мелкие фрагменты деталей и соединений: фаски, проточки, скругления, углубления, зазоры между соединяемыми деталями с незначительно отличающимися номинальными размерами. При использовании большого количества крепежных деталей одного типа и размера можно подробно изображать детали только одного места соединения, а остальные показывать условно. На чертеже допускается упрощенное представление крепежных деталей, резьбы и ее элементов (фаски, сбег и недорез резьбы).

Чертеж общего вида, кроме графического изображения разрабатываемого изделия, должен содержать необходимые размеры, номера позиций узлов (сборочных единиц) и деталей, входящих в изделие, технические требования по сборке и регулировке отдельных узлов и изделия в целом, его техническую характеристику и т.д.

К размерам, указываемым на сборочном чертеже, относятся:

- габаритные;
- межосевые (в трех плоскостях);
- посадочные (выполняемые по данному чертежу);
- установочные и присоединительные:
  - размеры опорной поверхности и размещение с ней крепежных отверстий, диаметр отверстий и толщина опорной поверхности;
  - длина и посадочный диаметр входного и выходного валов, их привязка к оси редуктора и высота размещения;
- размеры для транспортировки и упаковки;
- справочные (информационные).

К габаритным относятся размеры, определяющие длину, ширину и высоту устройства. Они необходимы для определения размеров места установки изделия, его транспортировки, изготовления тары, относятся к размерам справочным и на чертеже отмечаются звездочкой, например 350*.

Номера позиций на сборочном чертеже выполняют на полках линий-выносок, которые располагают параллельно основной надписи вне контура чертежа, и группируют в колонку или строчку по возможности на одной линии. Для группы крепежных деталей, относящихся к одному соединению, допускается использовать одну линию-выноску. В этом случае полки для номеров позиций располагают колонкой и соединяют тонкой линией.

Технические требования помещают на поле чертежа над основной надписью в виде столбца, по ширине не превышающего основной надписи. Каждая позиция технических требований нумеруется и начинается с новой строки. Запись ведется сверху вниз. Технические требования содержат сведения, не отраженные на чертеже. К ним относятся:

- указания размеров, относящихся к справочным;
- предельные отклонения размеров, формы и расположения поверхностей, которые должны быть выдержаны при сборке;
- требования к точности монтажа (допустимые осевые и радиальные зазоры, биения и т.п.);
- указания о маркировке и клеймении;
- правила транспортировки и хранения;
- особые условия эксплуатации;
- тип смазки подвижных соединений;
- способы стопорения резьбовых соединений;
- требования по обработке (покраске) поверхностей;
- требования по обкатке изделия и защите (ограждении) опасных мест.

Техническая характеристика размещается на свободном поле чертежа (отдельно от технических требований), имеет самостоятельную нумерацию и снабжается заголовком "Техническая характеристика". Она содержит дополнительные сведения об изделии. Например, для редуктора может содержать сведения о передаваемой мощности, передаточном числе, частоте вращения валов, крутящем моменте на выходном валу и т.д.

К сборочному чертежу прилагается текстовой документ - спецификация, которая выполняется в соответствии с ГОСТ 2.108-68 на листах формата А4 и оформляется в виде приложения к пояснительной записке. Форма первого листа спецификации представлена на рис. 1.1.2.

В соответствии с ГОСТ 2.108-68 в спецификации предусмотрено 8 разделов, однако в курсовом проекте обычно достаточно 3-4 раздела: "Документация", "Сборочные единицы", "Детали", "Стандартные изделия", "Материалы". Указанные наименования разделов записываются в графе "Наименование".

Заполнение спецификации производится сверху вниз в следующем порядке:

- документация;
- разработанные узлы (сборочные единицы);
- пояснительная записка;
- заимствованные и нормализованные узлы;
- самостоятельно разработанные детали;
- заимствованные и нормализованные детали;
- стандартные детали, которые группируются по однородным группам, например, "крепежные детали", "подшипники качения" и т.д.

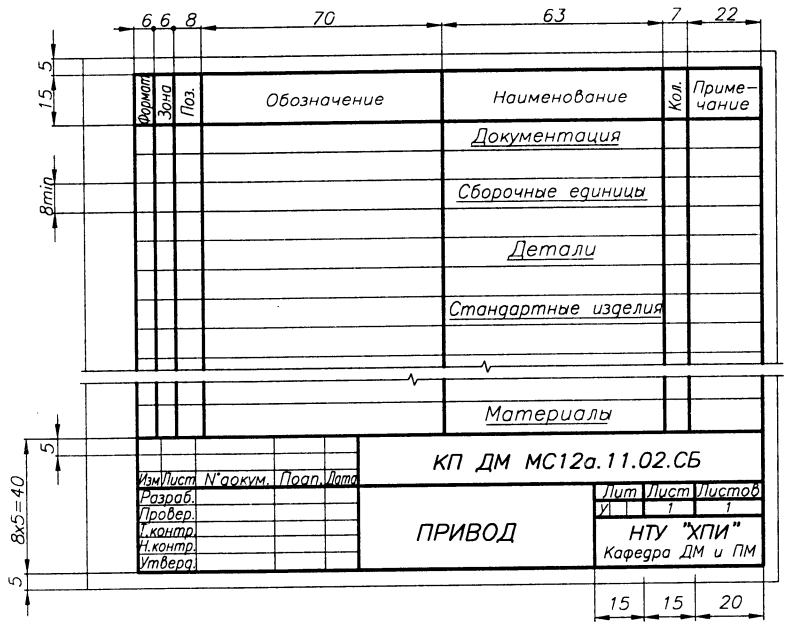


Рис. 1.1.2. Основная надпись текстовых документов (форма 2)

В графе "Поз." спецификации указывают порядковый номер составного элемента разработанного устройства. Этот номер соответствует позиции элемента на сборочном чертеже. В графе "Формат" указывают форматы документов, обозначения которых записывают в графе "Обозначение". В графе "Зона" указывают обозначения зоны, в которой находится номер позиции. Разбивка чертежа на зоны производится по ГОСТ 2.104-68. В графе "Обозначение" указывают шифр чертежа элементов изделия. Для стандартных изделий эта графа не заполняется. В графе "Наименование" указывают наименование изделий; для стандартных изделий, кроме наименования, указывают условное обозначение в соответствии со стандартом.

2. ОФОРМЛЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ

Рабочий чертеж детали выполняется в соответствии с ГОСТ 2.109-73 и представляет документ, содержащий все сведения, необходимые для ее изготовления и контроля.

Деталь на чертеже располагается в положении, соответствующем ее положению при изготовлении или в положении детали на сборочном чертеже узла.

В графической части чертежа кроме основного содержания должны быть представлены:

- все необходимые виды, разрезы и сечения (ГОСТ 2.305-68);
- все необходимые и правильно поставленные размеры для удовлетворения конструкционных, технологических и монтажных требований;
- обоснованные посадки и предельные отклонения (ГОСТ 2.307-68);
- соответствующая шероховатость поверхностей (ГОСТ 2.309-73);
- необходимые допуски формы и расположения поверхностей (ГОСТ 2.308-79);
- обозначение покрытий, термической и других видов обработки (ГОСТ 2.310-68, 9.032-74, 9.306-85);
- обозначение швов сварных и неразъемных соединений (ГОСТ 2.312-72, ГОСТ 2.313-82);
- наименование и марка материала с указание стандарта на материал и сортамент.

Вся информация о размере, его допуске, шероховатости соответствующей поверхности, допусках формы и расположения должна быть, по возможности, сгруппирована и представлена в одном месте.

Чертежи типовых деталей: зубчатых колес, червяков и червячных колес, звездочек, зубчатых соединений, пружин должны выполняться в соответствии с ГОСТ 2.401-75 ... 2.409-75 и содержать таблицу параметров этих типовых деталей.

Все надписи на чертежах выполняются чертежным шрифтом (ГОСТ 2.304-81).

Каждый рабочий чертеж должен содержать основную надпись (рис. 1.1.1).

3. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Расчетно-пояснительная записка содержит титульный лист, содержание, техническое задание на проектирование, описание разработанной конструкции, расчетную часть, приложения, список использованной литературы.

В записку включаются окончательные данные по конструктивному решению механизма без приведения промежуточных результатов расчетов и вариантов конструкции узлов и механизма в целом.

Текстовая часть расчетно-пояснительной записки выполняется на листах формата А4 с соблюдением полей: слева - 25 мм, справа - 10 мм, сверху и снизу - 20 мм.

Титульный лист является первым листом расчетно-пояснительной записки и оформляется в соответствии с ГОСТ 2.105-95. Форму заполнения титульного листа устанавливает учебное заведение.

Задание на курсовой проект содержит название проектируемого устройства, кинематическую схему с исходными данными, содержание расчетной и объем графической частей проекта, а также календарный график выполнения курсового проекта.

При описании разработанного устройства необходимо привести сведения о его назначении, принципе работы, рассмотреть взаимодействие отдельных его узлов, последовательность сборки и разборки, вопросы регулировки устройства.

Расчетная часть пояснительной записки должна соответствовать заданию на проектирование и содержать следующие расчеты (ориентировочно):

- кинематический расчет привода;

- выбор электродвигателя;
- прочностные расчеты передач;
- геометрические расчеты передач;
- предварительный расчет валов;
- проектный расчет валов;
- выбор подшипников качения;
- проверку усталостной изгибной прочности валов;
- расчет крепления колес;
- расчет болтового соединения "редуктор-рама";
- расчет размерных цепей и др.

Каждый расчет должен содержать:

- вид расчета и название детали;
- исходные данные для расчета, расчетные схемы, эскизы и т.д.;
- выбранный материал с представлением его механических характеристик;
- расчетные формулы со ссылкой на источник, с расшифровкой символов, входящих в формулу, и их размерностями. Каждый символ, встречающийся неоднократно, расшифровывается один раз;
- непосредственно расчет;
- полученные в результате расчета значения размеров деталей следует округлять, при необходимости, до стандартных значений (17.1);
- заключение по результатам расчета.

Содержание расчетно-пояснительной записки делится на разделы, подразделы, пункты. Каждый раздел должен иметь порядковый номер, обозначаемый арабскими цифрами, краткое название в виде заголовка, выполненное прописными буквами, например:

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА
2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Разделы могут содержать подразделы, номера которых включают номер раздела и порядковый номер подраздела, разделенные точкой. В конце номера раздела (подраздела) точка не ставится. Наименование подразделов записывают в виде заголовка строчными буквами (с прописной заглавной буквой), например:

1.1. Выбор электродвигателя

1.2. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений

Номер пункта должен содержать номер раздела, номер подраздела и порядковый номер пункта, разделенные точкой, а также заголовок, написанный строчными буквами с прописной заглавной буквой, например:

1.1.2. Расчет коэффициента полезного действия редуктора

1.1.3. Расчет мощности на выходном валу редуктора

Переносы слов в заголовках не допускаются. Точка в конце заголовка не ставится. Если заголовок состоит из двух предложений, то их разделяют точкой. Расстояние между заголовком и последующим текстом должно быть не менее 2-х интервалов (10 мм), а между заголовком раздела (подраздела) и предыдущим текстом - не менее 3-х интервалов (15 мм).

Если в расчетно-пояснительной записке имеются иллюстрации, то их нумеруют арабскими цифрами в пределах всей записки, например: "Рис. 1", "Рис. 2" и т.д. Допускается нумеровать иллюстрации в пределах разделов по типу "Рис. 2.3", где 2 - означает номер раздела, 3 - номер иллюстрации в разделе.

Листы расчетно-пояснительной записки брошюруют в обложку и нумеруют. Номер указывают в правом нижнем углу листа. Лицевую сторону обложки выполняют в виде титульного листа соответственно требованиям учебного заведения.

4. ОБОЗНАЧЕНИЕ ИЗДЕЛИЙ И КОНСТРУКТОРСКИХ ДОКУМЕНТОВ

В соответствии с ГОСТ 2.101-68 каждому изделию и конструкторскому документу должно быть присвоено обозначение. Обозначение присваивается централизованно (министерством, ведомством) или децентрализованно, т.е. осуществляется организацией-разработчиком. Устанавливается следующая структура обозначений изделий и основных конструкторских документов:

□ □ □ □ . □ □ □ □ □ □ . □ □ □ , где первые четыре знака представляют собой буквенный код организации-разработчика; следующие шесть знаков отводятся для простановки кода классификационной характеристики по классификатору ЕСКД; последующие три знака служат для установки порядкового регистрационного номера от 001 до 999.

Структура кода классификационной характеристики (шесть знаков) содержит: первые два знака - класс; затем по одному знаку соответственно: подкласс, группа, подгруппа, вид.

Структура неосновных конструкторских документов состоит из приведенного ранее кода изделия и кода документа, содержащего не более четырех знаков (например: СБ - сборочный чертеж, ВО - чертеж общего вида, РЗ - расчетно-пояснительная записка и т.д.).

В учебных проектах обозначение конструкторских документов включает: [1] . [2] . [3] . [4] . Например, КП ДМ МС12а. 04. 09. 01. Здесь 1 - КП ДМ МС12а (курсовой проект по деталям машин - КП ДМ и группа машиностроительного факультета МС12а); 2 - номер задания (04); 3 - номер варианта (09); 4 - регистрационный номер (01).

В обозначениях конструкторских документов между частями 1, 2, 3, 4 ставят разделительные точки. В конце обозначения точка не ставится.

1.2. ЭНЕРГО-КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ [21, 44]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

(параметры выходного вала привода - из технического задания).

Варианты:

а) $F_{вых}$, Н ; $\vartheta_{вых}$, м/с; $D_{вых}$, мм; γ, град.;

б) $T_{вых}$, Н·м ; $n_{вых}$, мин$^{-1}$;

в) $T_{вых}$, Н·м ; $\omega_{вых}$, с$^{-1}$ ($\omega = \pi n/30$).

ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ:

1. Мощность на выходном валу привода, кВт
   1.а) $P_{вых} = F_{вых}\,\vartheta_{вых}/1000$;
   1.б) $P_{вых} = T_{вых}\,n_{вых}/9550$;
   1.в) $P_{вых} = T_{вых}\,\omega_{вых}/1000$.
2. Коэффициент полезного действия (КПД) привода $\eta_o = \eta_1\eta_2\eta_3\cdots\eta_j$ (точность - 2 знака после запятой), где η_j - ориентировочные величины КПД различных видов механических передач и отдельных элементов привода (табл. 1.2.1).
   Для привода (рис. 1.2.1) $\eta_o = (\eta_{пр}\eta_п)_2\,(\eta_{пк}\eta_п)_3\,(\eta_{пц}\eta_п)_4$.
   При определении η_o рекомендуется КПД отдельных передач и элементов привода размещать в порядке передачи момента от электродвигателя к выходному валу привода, группируя их по отдельным валам.
3. Расчетная мощность электродвигателя, кВт
   $P_{эд\,р} = P_{вых}/\eta_o$.
4. Частота вращения выходного вала, мин$^{-1}$
   4.а) $n_{вых} = 60\cdot10^3\vartheta_{вых}/(\pi D_{вых})$;
   4.б) $n_{вых}$ = (известна);
   4.в) $n_{вых} = 30\,\omega_{вых}/\pi$.
5. На основании рекомендуемых min и max величин передаточных чисел u для различных видов механических передач (табл. 1.2.2) определяют рекомендуемое min и max передаточное число привода $u'_{o\,min} = u'_{1min}\,u'_{2min}\,u'_{3min}\cdots u'_{j\,min}$;
   $u'_{o\,max} = u'_{1max}\,u'_{2max}\,u'_{3max}\cdots u'_{j\,max}$.
6. Расчетная min и max частота вращения вала электродвигателя, мин$^{-1}$ $n_{эд\,р\,min} = n_{вых}\,u'_{o\,min}$;
   $n_{эд\,р\,max} = n_{вых}\,u'_{o\,max}$.
7. По каталогу (табл. 17.7.1 и 17.7.2) выбирают электродвигатель из условий: $P_{эд} \geq P_{эд\,р}$;
   $n_{эд\,р\,min} < n_{эд} < n_{эд\,р\,max}$;
   (тип электродвигателя, $P_{эд}$, $n_{эд}$, T_{max}/T_{nom}, размеры).
8. Действительное общее передаточное число привода $u_o = n_{эд}/n_{вых}$ (точность - 2 знака после запятой).
9. Действительные передаточные числа передач привода выбирают так $u_1 \approx u'_1$, $u_2 \approx u'_2$, $u_3 \approx u'_3, \cdots$, чтобы $u_o = u_1\,u_2\,u_3\cdots u_j$ (точность - 2 знака после запятой) (при выполнении рекомендаций по разделению передаточных чисел для отдельных ступеней привода и редуктора (табл. 1.2.3 и рис. 1.2.2)).
10. Силовые и кинематические параметры валов привода
    $P_{j+1} = P_j\,\eta$, кВт
    $n_{j+1} = n_j/u$, мин$^{-1}$ (j =1, 2, 3 ···),
    $T_{j+1} = T_j\,u\,\eta$, Н·м или $T_j = 9550\,P_j/n_j$
    представляют в таблице.
    Для привода, схема которого представлена на рис. 1.2.1, указанные параметры валов представлены в табл. 1.2.4.
11. Предварительно определяют диаметры валов привода из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях, мм
    $$d_{вал\,j} = \sqrt[3]{10^3\,T_j/(0{,}2[\tau])} \quad (j=1, 2, 3\cdots),$$
    где $[\tau]$=(20÷30) МПа - для всех валов (кроме червяков (меньшие величины - для быстроходных валов, большие - для тихоходных валов);
    $[\tau]$=(10÷12) МПа - для червяков.
    Полученные значения $d_{вал\,j}$ округляют до больших целых величин, оканчивающихся на 0 или 5,0 мм.

Рекомендации к расчетам:

1. Прочностной расчет входящих в привод передач рекомендуется выполнять в порядке обратном их размещению в приводе (начиная от выходного вала).
2. После окончания прочностного расчета каждой (кроме последней рассчитываемой) передачи, в связи с уточнением ее передаточного числа, рекомендуется корректировать передаточное число последующей рассчитываемой передачи и содержание столбцов n и T табл. 1.2.4 так, чтобы не было изменено u_o привода.

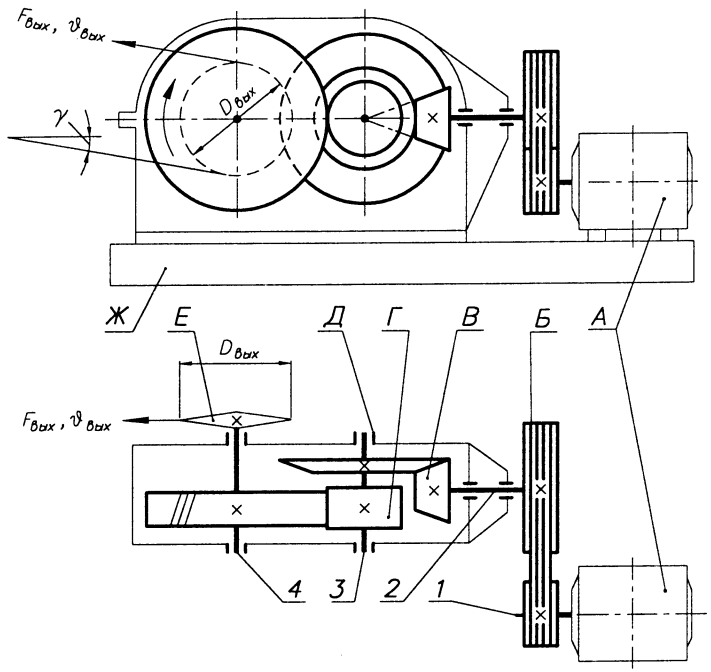


Рис. 1.2.1. Схема привода (обозначения и индексы):
1, 2, 3, 4 - валы привода (*1* - входной; *2, 3* - промежуточные; *4* - выходной);
А - электродвигатель (индекс - эд);
Б - передача клиноременная (индекс - пр);
В - передача коническая закрытая (индекс - пк);
Г - передача цилиндрическая закрытая (индекс -пц);
Д - подшипниковый узел (индекс - п);
Е - звездочка цепной передачи, относящаяся к рабочей машине, которая не входит в состав привода;
Ж - рама привода;
$F_{вых}$, $\vartheta_{вых}$, $D_{вых}$ - заданные параметры выходного вала (вала 4), следующие из технического задания на проектирование.

Табл. 1.2.1. Ориентировочные значения КПД передач и элементов привода η [4, 9, 13, 17, 19]

Передачи или элементы привода	Закрытые	Открытые
Цилиндрические зубчатые передачи	0,95...0,98	0,92...0,94
Конические зубчатые передачи	0,94...0,97	0,91...0,93
Червячные передачи с числом заходов червяка z_1		
- несамотормозящие $z_1 = 1$	0,68...0,72	0,52...0,62
$z_1 = 2$	0,73...0,78	0,62...0,72
$z_1 = 4$	0,78...0,84	
- самотормозящие $z_1 = 1$	0,45	0,40
Планетарные передачи	см. 13.10.1	-
Цепные передачи	0,94...0,96	0,90...0,92
Фрикционные передачи	0,88...0,94	0,70...0,85
Ременные передачи		
- клиноременные, поликлиноременные, зубчатые	0,93...0,95	
- плоскоременные	0,94...0,96	
Подшипники качения (одна пара)	0,990...0,995	
Подшипники скольжения (одна пара)		
- жидкостного трения	0,990...0,995	
- полужидкостного трения	0,975...0,985	
Муфты	0,98...0,99	

КПД передач представлены без учета КПД подшипников.

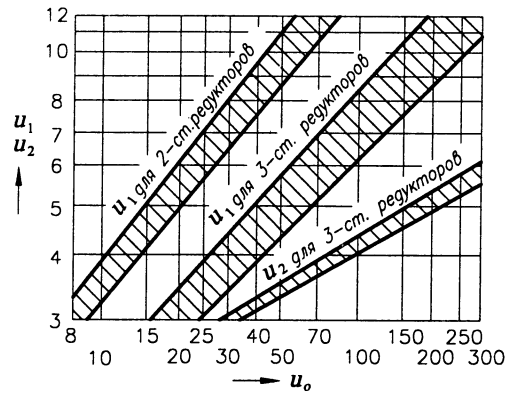


Рис. 1.2.2. Рекомендации по распределению передаточных чисел для 2- и 3-ступенчатых цилиндрических редукторов [12]

Табл. 1.2.2. Рекомендуемые значения передаточных чисел u одноступенчатых передач [9, 13, 19, 33, 34, 35]

Вид передачи	Передаточное число	
	рекомендуемое	max
Закрытые		
- цилиндрические *		
- быстроходные ступени	3,1...5,0	8
- тихоходные ступени	2,5...4,0	6,3
- шевронные	3,0...5,0	8
- конические *		
- прямозубые	2,0...3,0	5
- косозубые	4,0...6,0	7
- планетарные	см. 13.10.1	-
Червячные с числом заходов червяка * $z_1 = 1$	28...50	80
$z_1 = 2$	14...40	60
$z_1 = 4$	8,0...30	40
Открытые		
- цилиндрические	4,0...7,0	12
- конические	3,0...5,0	7
Клиноременные, поликлиноременные, зубчатые	2,0...5,0	7
Плоскоременные	2,0...4,0	6
Цепные	2,0...5,0	7

* Стандартные значения передаточных чисел (табл. 4.2.4, 4.2.22).

Внимание! Стандартные значения передаточных чисел используются при проектировании редукторов серийного и массового производства.

Табл. 1.2.3. Рекомендуемые значения передаточных чисел для приводов и многоступенчатых редукторов [9, 13, 16, 23, 43]

Одноступенчатые редукторы и передачи		(табл. 1.2.2)
Цилиндрические редукторы: 2-ступенчатые:		$u_o = 7{,}0...45$ ($u_{o\,max} \leqslant 55$) (рис. 1.2.2) ($u_1 > u_2$; $\psi_{bd\,1} < \psi_{bd\,2}$)
	развернутая схема	$u_2 \approx 0{,}88\sqrt{u_o}$
	соосная схема	$u_2 \approx 0{,}95\sqrt{u_o}$
	3-ступенчатые	$u_o = 30...200$ ($u_{o\,max} \leqslant 300$) (рис. 1.2.2) ($u_1 > u_2 > u_3$; $\psi_{bd\,1} < \psi_{bd\,2} < \psi_{bd\,3}$)
	многоступенчатые	$u_o = u_1 u_2 u_3 \cdots$ ($u_1 > u_2 > u_3 \cdots$; $\psi_{bd\,1} < \psi_{bd\,2} < \psi_{bd\,3} \cdots$)
Коническо-цилиндрические редукторы:	2-ступенчатые	$u_o = 6{,}3...31{,}5$ ($u_{пк} < u_{пц}$; $u_{пц} = 1{,}1\sqrt{u_o}$)
	3-ступенчатые	$u_o = 20...160$ ($u_{пк} < u_{пц1}$; $u_{пц1} > u_{пц2}$)
Червячные редукторы:	одноступенчатые	$u_o = 8{,}0...80$
	2-ступенчатые	$u_o = 100...4000$
Привод с использованием ременной передачи и коническо-цилиндрического редуктора (рис. 1.2.1)		$u_{пр} \approx u_{пк}$ $u_{пк} \approx 0{,}8\, u_{пц}$

Табл. 1.2.4. Силовые и кинематические параметры валов привода (рис. 1.2.1)

Вид передачи	Вал	Параметры передачи	P_j, кВт	n_j, мин$^{-1}$	T_j, Н·м	$d_{вал\,j}$, мм
			$P_{эд} =$	$n_{эд} =$	$T_{эд} = 9550\, P_{эд}/n_{эд}$	$d_{эд}$ (табл. 16.7.2)
Ременная	1	$u_{пр}$, $\eta_{пр}$	$P_1 = P_{эд\,р}$ *	$n_1 = n_{эд}$	$T_1 = 9550\, P_1/n_1$	$d_{вал\,1} = d_{эд}$
Коническая	2	$u_{пк}$, $\eta_{пк}$	$P_2 = P_1\, \eta_{пр}\, \eta_п$	$n_2 = n_1/u_{пр}$	$T_2 = 9550\, P_2/n_2$	$d_{вал\,j} = \sqrt[3]{10^3 T_j/(0{,}2[\tau])}$
Цилиндрич.	3	$u_{пц}$, $\eta_{пц}$	$P_3 = P_2\, \eta_{пк}\, \eta_п$	$n_3 = n_2/u_{пк}$	$T_3 = 9550\, P_3/n_3$	($j = 2, 3, 4$)
	4		$P_4 = P_3\, \eta_{пц}\, \eta_п$	$n_4 = n_3/u_{пц}$	$T_4 = 9550\, P_4/n_4$	
			$P_1 > P_2 > P_3 > P_4$	$n_1 > n_2 > n_3 > n_4$	$T_1 < T_2 < T_3 < T_4$	$d_{вал\,2} < d_{вал\,3} < d_{вал\,4}$

* Рекомендуется выполнять расчеты в соответствии с расчетной мощностью электродвигателя $P_{эд\,р}$.

Все методики расчета зубчатых передач представлены относительно момента на выходном валу передачи (T_2). Как принято в отечественной литературе, индекс 1 в методиках расчета приписан входному валу передачи, индекс 2 - выходному валу передачи.

Привод (рис.1.2.1) - для клиноременной передачи: вал 1 - входной; вал 2 - выходной;
- для конической передачи: вал 2 - входной; вал 3 - выходной;
- для цилиндрической передачи: вал 3 - входной; вал 4 - выходной.

2. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [16, 19, 31, 32]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2, кВт; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u; T_1, T_2, Н·м.

Конструкция и материал ремня (2.1.1).

Условия работы и расположение передачи.

Межосевое расстояние a', мм (выбирается из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

1. Диаметр ведущего шкива, мм

   1.1. для резино-тканевых и капроновых с полиамидным покрытием ремней

   $d_{1\,\min} = (1100 \div 1300)\sqrt[3]{P_1/n_1}$;

   1.2. для полиамидных кордленточных ремней

   $d_{1\,\min} = k_d \sqrt[3]{T_1}$, $k_d = 28{,}8$ при $n_1 \leqslant 2000$ мин$^{-1}$;

   $k_d = 31{,}0$ при $n_1 > 2000$ мин$^{-1}$.

2. По табл. 2.1.1 выбирают расчетный диаметр ведущего шкива, мм $d_1 \geqslant d_{1\,\min}$ (первый больший).

   Диаметр ведомого шкива, мм $d_2' = d_1 u$. Действительный диаметр, мм $d_2 \leqslant d_2'$ (табл. 2.1.1) (первый меньший).

3. Действительное передаточное отношение передачи

   $u_д = d_2 / [d_1 (1-\varepsilon)]$,*

   где $\varepsilon = (0{,}015...0{,}020)$ - коэффициент упругого скольжения.

4. Рекомендуемое межосевое расстояние, мм

   $a \geqslant 2(d_1 + d_2)$ $(a \geqslant a')$.

5. Расчетная длина ремня, мм

   $L_р' = 2a + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + 0{,}25(d_2 - d_1)^2/a$.

   Действительная длина ремня, мм:

   - для ремней, поставляемых в виде рулонов, должна учитывать величину $\triangle L_р$, необходимую для соединения ремня $L_р = L_р' + \triangle L_р$ $(\triangle L_р \simeq 2B_р$; $B_р$ – п. 12).

   - для ремней, поставляемых мерной длиною, $L_р \geqslant L_р'$, где $L_р$ (табл. 2.1.8, 2.1.9).

   В этом случае действительное межосевое расстояние передачи, мм $a_д = a + 0{,}5(L_р - L_р')$.

* Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 3), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

6. Угол обхвата ремнем ведущего шкива, град

   $\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a$.

   Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата на ведущем шкиве,

   $c_\alpha = 1 - 0{,}003\,(180^\circ - \alpha_1^\circ)$ (или табл. 2.1.3).

7. Скорость ремня, м/с $v = \pi d_1 n_1/(60 \cdot 10^3)$.

   Значение коэффициента, учитывающего влияние центробежных сил, $c_v = 1{,}04 - 0{,}0004\,v^2$ (или табл. 2.1.4).

8. Число пробегов ремня, с$^{-1}$ $\nu = v/L_р \leqslant [\nu]$.

   $[\nu] \leqslant 5{,}0$ с$^{-1}$ - для соединяемых ремней;

   $[\nu] \leqslant 40{,}0$ с$^{-1}$ - для ремней мерной длины.

9. Окружное усилие, Н $F_t = 2T_1 \cdot 10^3/d_1$.

10. Номинальное удельное окружное усилие, Н/мм

    $q_o = F_t/B_р$, передаваемое ремнями (при $\alpha_1 = 180^\circ$, $v = 10$ м/с, односменном легком режиме работы, горизонтальном расположении передачи) (табл. 2.1.2).

11. Допускаемое удельное окружное усилие $[q]$ в реальных условиях эксплуатации, Н/мм

    $[q] = q_o\, c_o\, c_v\, c_\alpha / c_p$,

    где c_o - коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона межосевой линии к горизонту (табл. 2.1.5);

    c_p - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 2.2.2).

12. Ширина ремня, мм $B_р' = F_t/[q]$. $(B_р' \leqslant 1{,}2d_1)$.

    Величину $B_р'$ округляют до ближайшего большего стандартного значения $B_р$ (табл. 2.1.6, 2.1.8, 2.1.9) с проверкой для резинотканевых ремней соответствия ширины $B_р$ и числа несущих слоев ремня i (табл. 2.1.6).

13. Толщина ремня, мм $H_р = f(i)$ (табл. 2.1.7...2.1.9).

14. Сила, нагружающая валы передачи, Н $F = 2F_o \sin(\alpha_1^\circ/2)$,

    где $F_o = 0{,}5F_t/\varphi$ - предварительное натяжение ремня, Н;

    F_t - окружное усилие, Н, (п. 9),

    φ - коэффициент тяги.

    $\varphi = (0{,}50...0{,}60)$ - для ремней прорезиненных;

    $\varphi = (0{,}55...0{,}65)$ - для ремней с полиамидным покрытием.

    Для передач с периодическим контролем натяжения ремня $F_{\max} \simeq 1{,}3F$.

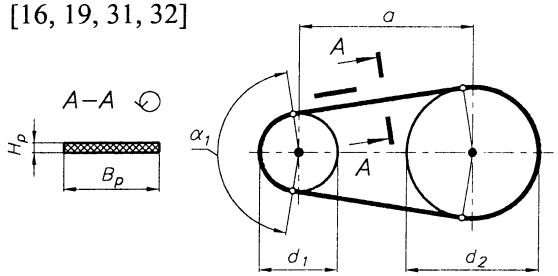


Рис. 2.1.1. Схема и основные размеры плоскоременной передачи

Табл. 2.1.1. Диаметры шкивов d плоскоременных передач, мм ГОСТ 17383-73

..., 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200,
224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000,...

Табл. 2.1.2. Номинальное удельное окружное усилие q_o, передаваемое ремнями

Ремни прорезиненные из ткани БКНЛ-65 и бельтинга Б-820					
Число несущих слоев i, шт.	d_1, мм	q, Н/мм при удельном предварительном натяжении ремня q_o Н/мм $(q_o = F_o/B_р)$			
		2,00	2,25	2,50	3,00
2	80	5,0	5,4	5,8	6,6
	100	5,2	5,6	6,0	6,8
	⩾ 125	5,3	5,7	6,1	6,9
3	125	8,1	7,3	8,8	10,0
	160	7,3	8,5	9,1	10,3
	⩾ 200	7,5	8,7	9,3	10,5
4	180	10,2	11,1	12,0	13,4
	224	10,5	11,4	12,3	13,8
	⩾ 280	10,7	11,6	12,5	14,1
5	250	12,7	14,0	15,1	17,0
	315	13,0	14,4	15,5	17,4
	⩾ 400	13,2	14,6	15,8	17,7
Ремни кордшнуровые прорезиненные					
	100	2,5			
	180	4,5			
	220	6,5			
Ремни капроновые с полиамидным покрытием					
	100...200	40...50			

Ремни кордленточные полиамидные. Лента выполнена из:		
	- капрона	- стали
100	2,0...6,5	q_o = 300...500 Н/мм
180	2,5...7,0	$H_р/d_1$ = 1000
220	3,0...9,0	$H_р$ = 0,6...1,0 мм

Табл. 2.1.3. Значения коэффициента c_α, учитывающего влияние угла обхвата

α_1°	220	210	200	190	180	170	160	150	140
c_α	1,08	1,06	1,04	1,02	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89

Табл. 2.1.4. Значения коэффициента c_v, учитывающего влияние центробежных сил

Скорость ремня v, м/с	5	7	10	12	15	20	25	30
c_v	1,03	1,02	1,0	0,98	0,95	0,88	0,79	0,68

Табл. 2.1.5. Значения коэффициента c_o, учитывающего вид передачи и угол наклона межосевой линии к горизонту

c_o			
Открытая передача с натяжением ремня за счет его упругости при угле наклона межосевой линии к горизонту			Передача с автоматическим натяжением ремня
0°...60°	60°...80°	80°...90°	
1,0	0,9	0,8	1,0

Табл. 2.1.6. Ширина $B_р$ и число несущих слоев i резинотканевых ремней

$B_р$, мм	20, 25, 30, 40, 50, 63, 71	80, 90, 100, 112	125, 60, 180, 200, ...
i, шт.	2...5	3...6	4...6

Табл. 2.1.7. Толщина $H_р$, число слоев i резино-тканевых ремней и рекомендуемые диаметры шкивов $d_{1\,min}$

Число слоев i, шт.	Бельтинг Б-800 и Б-820				БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2			
	с обкладками		без обкладок		с обкладками		без обкладок	
	$H_р$, мм	$d_{1\,min}$, мм	$H_р$, мм	$d_{1\,min}$, мм	$H_р$, мм	$d_{1\,min}$, мм	$H_р$, мм	$d_{1\,min}$, мм
2	3,0	90	2,5	80	-	-	-	-
3	4,5	140	3,75	112	3,6	112	3,0	90
4	6,0	180	5,0	140	4,8	140	4,0	112
5	7,5	224	6,25	180	6,0	180	5,0	140
6	9,0	280	7,5	224	7,2	200	6,0	180
...								

2.1.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ПЛОСКИХ РЕМНЕЙ [32]

1. РЕМНИ РЕЗИНО-ТКАНЕВЫЕ

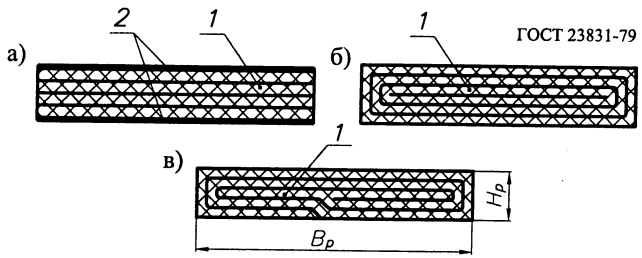


Рис. 2.1.2. Конструкции резинотканевых плоских ремней:
а) нарезная (тип *А*) с обкладками; б) послойно завернутая (тип *Б*) с обкладками (без обкладок); в) спирально завернутая (тип *В*) без обкладок; *1* - слои кордткани; *2* - обкладки

2. РЕМНИ КОРДШНУРОВЫЕ ПРОРЕЗИНЕННЫЕ

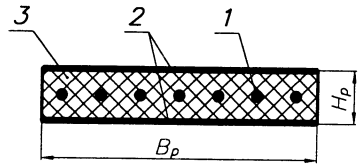


Рис. 2.1.3. Конструкция кордшнуровых плоских ремней: *1* - кордшнуры; *2* - обкладки; *3* - резиновый наполнитель

Табл. 2.1.8. Основные размеры кордшнуровых ремней
ТУ 38105514-77

Ширина $B_р$, мм	Толщина $H_р$, мм	Внутренняя длина $L_р$, мм
30	2,2	500, 550, 600, 650, 700
40	2,2	750, 800, 850, 900, 1000
50	2,2	1050, 1100, 1150, 1200, 1250
60	2,8	1700, 1800, 2000, 2500, 3000

3. РЕМНИ КАПРОНОВЫЕ С ПОЛИАМИДНЫМ ПОКРЫТИЕМ

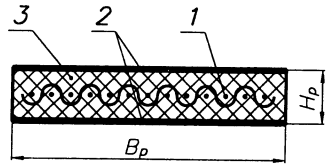


Рис. 2.1.4. Конструкция капроновых плоских ремней с полиамидным покрытием:
1 - капроновая ткань с полиамидной пропиткой; *2* - пленка на основе полиамида с нитрильным каучуком; *3* - наполнитель (резина)

Табл. 2.1.9. Основные размеры синтетических ремней
ОСТ 1769-84

Ширина $B_р$, мм	Толщина $H_р$, мм	Внутренняя длина $L_р$, мм
10	0,5	250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 380, 400
15	0,5	420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670
20	0,5	710, 750, 800, 850, 900, 950
25	0,5	1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400
30	0,7	1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000
40	0,7	2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800
50	0,7	3000, 3150, 3350
60	0,7	
80	0,7	
100	0,7	

4. РЕМНИ КОРДЛЕНТОЧНЫЕ ПОЛИАМИДНЫЕ

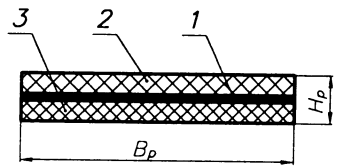


Рис. 2.1.5. Конструкция кордленточных полиамидных плоских ремней:
1 - кордлента; *2* - адгезионный слой; *3* - полиамидное защитное покрытие

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ ремня морозостойкого шириною 200 мм с тремя прокладками из ткани БКНЛ-65 с наружными резиновыми обкладками толщиною 3,0 мм и 1,0 мм из резины класса В:

Ремень М-200-3-БКНЛ-65-3,0-1,0-В ГОСТ 23831-79

2.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [16, 32]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2, кВт; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u; T_1, T_2, Н·м.

Условия работы и расположение передачи.

Межосевое расстояние a', мм (выбирается из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

1. Сечение ремня = f (P_{1p}, n_1) (рис. 2.2.2б, 2.2.3б),
   где $P_{1p} = P_1\, c_p$ - расчетная передаваемая мощность, кВт;
   c_p - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 2.2.2).
   Размеры сечения (рис. 2.2.2а, рис. 2.2.3а, табл. 2.2.1),
   (Рекомендуется выполнять расчет передачи для двух ближайших рекомендуемых сечений ремня).
2. Расчетный диаметр ведущего шкива, мм
   $d_1 = f(P_{1p}, n_1)$ (рис. 2.2.2б, рис. 2.2.3б);
   $d_1 \geqslant d_{1\,min}$; $d_{1\,min}$ (табл. 2.2.1).
3. Диаметр ведомого шкива, мм $d_2' = d_1 u$. Расчетный диаметр, мм $d_2 \leqslant d_2'$ (табл. 2.2.4) (первый меньший).
4. Действительное передаточное отношение проектируемой передачи $u_д = d_2 / [\, d_1(1-\varepsilon)]$,*
   где $\varepsilon = (0{,}01 \div 0{,}02)$ - коэффициент упругого скольжения.
5. Минимальное межосевое расстояние, мм
   $a'_{min} = 0{,}55\,(d_1 + d_2) + H_р$, $(a' > a'_{min})$.
6. Расчетная длина ремня, мм
   $L'_р = 2a' + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + 0{,}25(d_2 - d_1)^2/a'$.
   Действительная длина ремня, мм $L_р \geqslant L'_р$ (табл. 2.2.6).
7. Межцентровое расстояние, мм $a = a' + 0{,}5\,(L_р - L'_р)$.
8. Коэффициент, учитывающий длину ремня,
   $c_L = f(L_р$, сечение ремня) (табл. 2.2.6).
9. Угол обхвата ремнем меньшего шкива, град
   $\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a$. $c_\alpha = f(\alpha_1^\circ)$ (табл. 2.1.4).
10. Скорость ремня, м/с $v = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) < 30$ м/с.
11. Число пробегов ремня, с$^{-1}$ $\nu = v / L_р \leqslant [\nu]$.
    $[\nu] \leqslant 40{,}0$ с$^{-1}$ - для ремней мерной длины.
12. Число ремней передачи, шт $z = P_1\, c_p / (P_o\, c_L\, c_\alpha\, c_k)$,
    где P_o - мощность, передаваемая одним ремнем, кВт.
    $P_o = f$(сечение ремня, d_1, v) (табл. 2.2.7 или 2.2.8);
    c_k - коэффициент, учитывающий число ремней в передаче. $c_k = f(z)$ (табл. 2.2.5). Предварительно можно принять $c_k = 1{,}0$, а потом уточнить.
    z - целое число (табл. 2.2.1). При $z > z$ рекомендуемого увеличить d_1 или принять большее сечение ремня.
13. Сила, нагружающая валы передачи, Н $F = 2\,F_o \sin(\alpha_1^\circ/2)$,
    где $F_o = 0{,}5\,F_t / \varphi$ - предварительное натяжение ремня, Н;
    $F_t = 2 \cdot 10^3\, T_1 / d_1$ - окружное усилие, Н;
    $\varphi = (0{,}45...0{,}55)$ - коэффициент тяги.
    Для передач с периодическим контролем натяжения ремня $F_{max} \simeq 1{,}3\,F$.

* Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 4), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

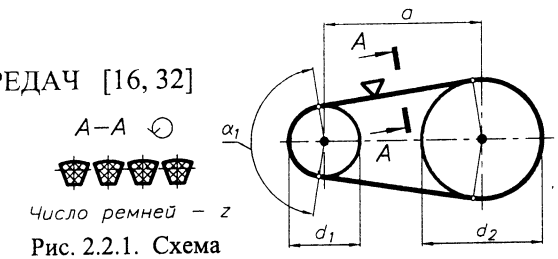


Рис. 2.2.1. Схема и основные размеры клиноременной передачи

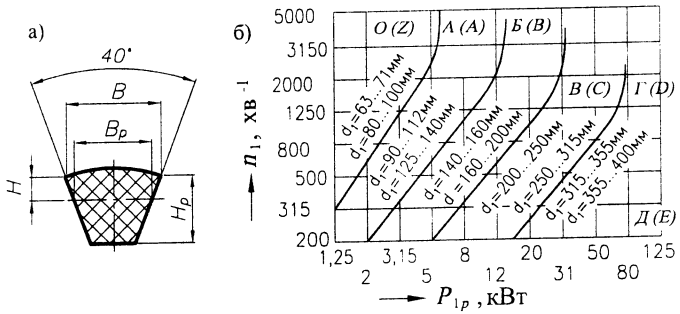


Рис. 2.2.2. Параметры поперечных сечений (а) и диаграмма их выбора (б) для клиновых ремней нормального сечения

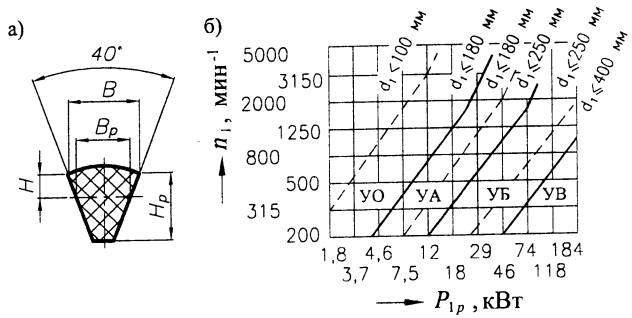


Рис. 2.2.3. Параметры поперечных сечений (а) и диаграмма их выбора (б) для клиновых ремней узкого сечения

Табл. 2.2.1. Размеры и параметры поперечных сечений клиновых ремней [4, 16]

ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 20889-88, ТУ 38-40534-75

Обозначение сечения ремней		T_{1p}, Н·м	$d_{1\,min}$, мм	Колич. ремней z, шт.	Размеры, мм			
					$B_р$	B	$H_р$	H
Нормальные сечения	О (Z)	< 30	63	2...4	8,5	10	6	2,5
	А (A)	15...60	90	2...4	11,0	13	8	3,3
	Б (B)	50...150	125	2...4	14,0	17	11	4,2
	В (C)	120...600	200	2...5	19,0	22	14	5,7
	Г (D)	450...2400	315	2...5	27,0	32	19	8,1
Узкие сечения	УО	<150	63	2...4	8,5	10	8	2,0
	УА	90 ...400	90	2...4	11,0	13	10	2,8
	УБ	300...2000	140	2...5	14,0	17	13	3,5
	УВ	>1500	224	2...5	19,0	22	18	4,8

Табл. 2.2.2. Значения коэффициента c_P, учитывающего динамичность нагружения передачи и режим ее работы

ГОСТ 1284.3-96

Режим работы	c_P при числе смен работы передачи								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
	I			II			III		
Легкий	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Средний	1,0	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
Тяжелый	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Очень тяжелый	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

В табл. 2.2.2:

I - Электродвигатели переменного тока общепромышленного применения, электродвигатели постоянного тока шунтовые, турбины;

II - Электродвигатели постоянного тока компаундные, ДВС при $n \geqslant 600$ мин$^{-1}$;

III - Электродвигатели переменного тока с повышенным пусковым моментом, электродвигатели постоянного тока сериесные, ДВС при $n < 600$ мин$^{-1}$.

Легкий режим работы ($T_{max} \approx 1{,}2\,T_{nom}$):

- станки с непрерывным процессом резания (токарные, сверлильные, шлифовальные), легкие вентиляторы, насосы и компрессоры (центробежные, ротационные), ленточные конвейеры, легкие грохоты, машины для очистки и погрузки зерна и т.д.

Средний режим работы ($T_{max} \approx 1{,}5\,T_{nom}$):

- станки фрезерные, зубофрезерные и револьверные, полиграфические машины, поршневые насосы и компрессоры с 3-мя и более цилиндрами, вентиляторы и воздуходувки, цепные транспортеры, элеваторы, дисковые пилы для дерева, тяжелые грохоты, вращающиеся печи и т.д.

Тяжелый режим работы ($T_{max} \approx 2{,}0\,T_{nom}$):

- станки строгальные, долбежные, деревообрабатывающие, насосы и компрессоры с одним или двумя цилиндрами, вентиляторы и воздуходувки тяжелого типа, конвейеры винтовые и скребковые, прессы винтовые, машины для брикетирования кормов и т.д.

Очень тяжелый режим работы ($T_{max} \approx 3{,}0\,T_{nom}$):

- подъемники, экскаваторы, драги, ножницы, молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы и т.д.

Табл. 2.2.3. Классы ременей ГОСТ 1284.2-89

Класс ремня	Наработка $N_{оц}$, млн. циклов, с передачей мощности	Удлинение ремней при заданной наработке, %, не более
I	1,5	2,5
II	2,0	2,0
III	2,5	1,5
IV	3,0	1,5

Табл. 2.2.6. Длины ремней $L_р$ и значения коэффициента c_L, учитывающего длину ремня ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 1284.3-96

$L_р$, мм	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500	2800	3150	3550	4000	4500	5000...
О	0,49	0,53	0,58	0,63	0,68	0,73	0,78	0,84	0,88	0,93	0,98	1,03	1,08	1,13	1,18	1,23	1,27						
А				0,71	0,74	0,77	0,80	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,02	1,04	1,07	1,10	1,13	1,16	1,20	1,23		
Б								0,80	0,82	0,85	0,87	0,90	0,93	0,95	0,98	1,00	1,02	1,05	1,07	1,10	1,13	1,15	1,17
В														0,85	0,87	0,90	0,92	0,94	0,97	0,99	1,01	1,04	1,06
Г																			0,89	0,91	0,93	0,95	0,97

$c_L = f$(сечение ремня, $L_р$)

Табл. 2.2.4. Расчетные диаметры шкивов d клиноременных и поликлиноременных передач, мм ГОСТ 20889-88

... 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200
224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 ...

Табл. 2.2.5. Значения коэффициента c_k, учитывающего число ремней ГОСТ 1284.3-96

Число ремней	2	3	4	5...6	Св. 6
c_k	0,80...0,85	0,78...0,82	0,76...0,80	0,75...0,79	0,75

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ ремня нормального сечения $B(C)$ расчетной длиной $L_р = 2500$ мм, IV класса:

Ремень B(C)–2500 IV ГОСТ 1284.1–89

- ремня узкого сечения *УА* расчетной длиной $L_р = 2500$ мм, IV класса:

Ремень УА–2500 IV ГОСТ 1284.1–89

2.2.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ [32]

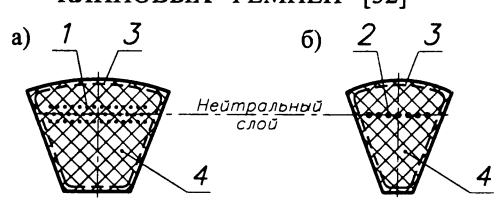


Рис. 2.2.3. Конструкции клиновых ремней: а) кордтканевая (ремни нормальные); б) кордшнуровая (ремни узкие); *1* - кордткань; *2* - кордшнур; *3* - обкладка; *4* - наполнитель (резина)

Табл. 2.2.7. Номинальная мощность P_o, передаваемая одним клиновым ремнем нормального сечения

Сечение ремня	d_1, мм	P_o, кВт, при скорости ремня ϑ, м/с					
		3	5	10	15	20	25
О (Z)	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	-
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10
	112	0,48	0,78	1,32	1,80	2,12	2,30
А	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	-
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70
	160	0,85	1,32	2,35	3,20	3,80	4,12
	180	0,88	1,38	2,47	3,39	4,05	4,47
Б (В)	125	0,82	1,39	2,26	2,80	-	-
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	-
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,74	4,88
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05
	250	1,54	2,39	4,29	5,85	7,00	7,70
	280	1,57	2,50	4,50	6,15	7,40	8,20
В (С)	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	-
	224	2,08	3,15	5,25	6,95	7,86	7,95
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1
	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5
	355	2,76	4,32	7,70	10,5	12,6	13,8
	400	2,89	4,54	8,10	11,1	13,3	15,0
	450	3,00	4,70	8,50	11,7	14,2	15,9
...							

Табл. 2.2.8. Номинальная мощность P_o, передаваемая одним клиновым ремнем узкого сечения

Сечение ремня	d_1, мм	P_o, кВт, при скорости ремня ϑ, м/с					
		5	6	7	8	10	12
УО	63	0,81	0,96	1,12	1,28	1,58	1,87
	80	0,87	1,04	1,21	1,38	1,70	2,02
	100	0,98	1,17	1,36	1,59	1,92	2,28
	125	1,01	1,21	1,41	1,60	1,98	2,35
	≥ 140	1,07	1,27	1,49	1,70	2,10	2,49
УА	71	1,20	1,43	1,67	1,90	2,35	2,78
	90	1,30	1,56	1,81	2,06	2,55	3,02
	112	1,40	1,67	1,94	2,22	2,74	3,24
	140	1,50	1,79	2,09	2,38	2,94	3,48
	≥ 180	1,61	1,92	2,24	2,54	3,14	3,72
УБ	112	1,99	2,38	2,77	3,16	3,90	4,62
	140	2,24	2,68	3,12	3,56	4,40	5,21
	180	2,60	3,11	3,62	4,14	5,10	6,04
	≥ 224	2,76	3,30	3,82	4,36	5,40	6,40

		P_o, кВт, при скорости ремня ϑ, м/с					
		15	20	25	30	35	40
УО	63	2,28	2,88	3,32	3,60	3,68	3,48
	80	2,45	3,08	3,57	3,87	3,94	3,74
	100	2,76	3,50	4,03	4,38	4,44	4,23
	125	2,86	3,60	4,16	4,52	4,59	4,40
	≥ 140	3,02	3,82	4,40	4,79	4,85	4,62
УА	71	3,39	4,28	4,94	5,36	5,45	5,17
	90	2,67	4,64	5,35	5,81	5,90	6,61
	112	3,94	4,98	5,75	6,24	6,34	6,07
	140	4,24	5,35	6,16	6,70	6,80	6,52
	≥ 180	4,52	5,70	6,62	7,15	7,26	6,69
УБ	112	5,62	7,10	8,20	8,90	9,04	8,60
	140	6,34	8,00	9,24	10,0	10,2	9,76
	180	7,34	9,27	10,7	11,6	11,8	11,2
...	≥ 224	7,66	9,80	11,3	12,3	12,5	12,0

2.3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОЛИКЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [16, 32]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2, кВт; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u; T_1, T_2, Н·м.

Условия работы передачи.

Межосевое расстояние a', мм (выбирается из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

1. Сечение ремня = f (P_{1p}, n_1) (рис. 2.3.3),
   где $P_{1p} = P_1 c_p$ - расчетная передаваемая мощность, кВт;
   c_p - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 2.2.2).
   Размеры сечения (рис. 2.3.2, табл. 2.3.1),
2. Расчетный диаметр ведущего шкива, мм
   $d_1 = f(P_{1p}, n_1)$ (рис. 2.3.3);
   $d_1 \geqslant d_{1\,min}$; $d_{1\,min}$ (табл. 2.3.1).
3. Диаметр ведомого шкива, мм $d_2' = d_1 u$. Расчетный диаметр, мм $d_2 \leqslant d_2'$ (табл. 2.2.4) (первый меньший).
4. Действительное передаточное отношение проектируемой передачи $u_д = d_2 / [d_1(1-\varepsilon)]$,*
   где $\varepsilon = (0{,}01...0{,}02)$ - коэффициент упругого скольжения.
5. Минимальное межосевое расстояние, мм
   $a'_{min} = 0{,}55\,(d_1 + d_2) + H_p$, $(a' > a'_{min})$.
6. Расчетная длина ремня, мм
   $L'_p = 2a' + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + 0{,}25\,(d_2 - d_1)^2/a'$.
   Действительная длина ремня, мм $L_p \geqslant L'_p$ (табл. 2.2.6 и табл. 2.3.1).
7. Межцентровое расстояние, мм $a = a' + 0{,}5\,(L_p - L'_p)$.
8. Коэффициент, учитывающий длину ремня,
   $c_L = f(L_p / L_б$, сечение ремня) (табл. 2.3.3),
   где $L_б$ - базовая длина ремня. Для сечений *К*, *Л* и *М* $L_б$ = 710, 1600 и 2240 мм соответственно.
9. Скорость ремня, м/с $\vartheta = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3)$.
10. Число пробегов ремня, с$^{-1}$ $\nu = \vartheta / L_p \leqslant [\nu]$.
    $[\nu] \leqslant 40{,}0$ с$^{-1}$ - для ремней мерной длины.
11. Угол обхвата ремнем ведущего шкива, град
    $\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a$.
    Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата на ведущем шкиве, $c_\alpha = f(\alpha_1^\circ)$ (табл. 2.1.4).
12. Поправка мощности, учитывающая влияние уменьшения изгиба ремня на большем шкиве, кВт
    $\triangle P_1 = 0{,}0001 \triangle T_1 n_1$,
    где $\triangle T_1$ - поправка к моменту на быстроходном валу, Н·м (табл. 2.3.2).
13. Допускаемая мощность для 10 ребер, кВт
    $[P_{10}] = ([P_{10}]_o c_\alpha c_L + \triangle P_1) c_p$,
    где $[P_{10}]_o$ - номинальная мощность, передаваемая 10-ю ребрами ремня, кВт (табл. 2.3.4).
14. Число ребер ремня, шт $z = 10 P_1 / [P_{10}]$.
    z - число целое (табл. 2.3.1).
15. Сила, нагружающая валы передачи, Н $F = 2 F_o \sin(\alpha_1^\circ/2)$,
    где $F_o = 0{,}5 F_t / \varphi$ - предварительное натяжение ремня, Н;
    $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$ - окружное усилие, Н;
    $\varphi = (0{,}45...0{,}55)$ - коэффициент тяги.
    Для передач с периодическим контролем натяжения ремня $F_{max} \simeq 1{,}3F$.

* Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 4), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

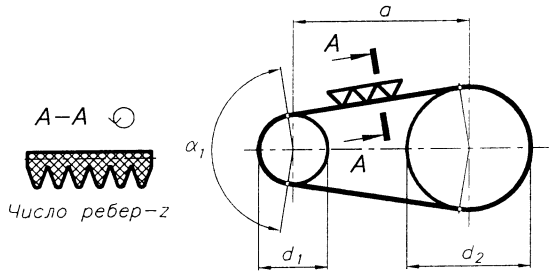


Рис. 2.3.1. Схема и основные размеры поликлиноременной передачи

Табл. 2.3.2. Поправка $\triangle T_1$ к моменту на быстроходном валу, Н·м

Сечение ремня	$\triangle T_1$ при передаточном отношении u передачи							
	1,03...1,07	1,08...1,13	1,14...1,20	1,21...1,30	1,31...1,40	1,41...1,60	1,61...2,39	≥ 2,40
К	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,55	0,6	0,7
Л	0,9	1,9	2,7	3,6	4,0	4,5	5,0	5,4
М	7,0	13,8	20,7	27,6	31,0	34,5	38,0	41,4

Табл. 2.3.3. Значения коэффициента c_L, учитывающего длину ремня

$L_p / L_б$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4
c_L	0,80	0,85	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08	1,11	1,12	1,14	1,16

Табл. 2.3.1. Размеры и параметры поперечных сечений поликлиновых ремней ТУ 38-205763-84

Сечение ремня	T_{1p}, Н·м	$d_{1\,min}$, мм	Число ребер, z, шт.	Размеры сечения, мм						Длина ремней L_p, мм
				t_p	H_p	H	h_p	R_1	R_2	
К	< 40	40	2...36	2,4	4,0	1,0	2,35	0,1	0,4	400...2000
Л	18...400	80	4...20	4,8	9,0	2,4	4,85	0,2	0,7	1250...4000
М	>130	180	2...20	9,6	16,5	3,5	10,35	0,4	1,0	2000...4000

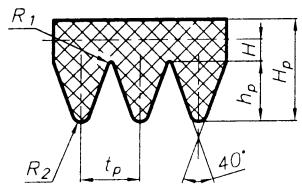


Рис. 2.3.2. Параметры поперечного сечения поликлиновых ремней

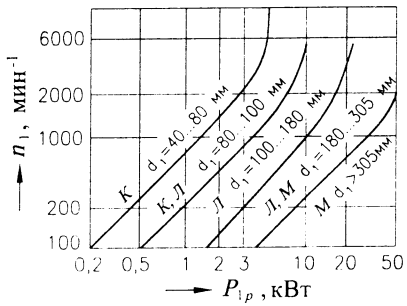


Рис. 2.3.3. Диаграмма для выбора сечения = f (P_{1p}, n_1) поликлинового ремня

2.3.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ПОЛИКЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ [32]

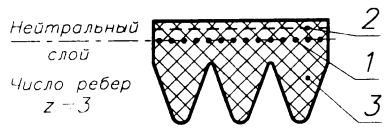


Рис. 2.3.4. Конструкция поликлиновых ремней:
1 - кордткань; *2* - обкладка; *3* - наполнитель (резина)

Табл. 2.3.4. Номинальная мощность $[P_{10}]_o$, передаваемая поликлиновым ремнем с 10-ю ребрами [30]

Сечение ремня	d_1, мм	$[P_{10}]_o$, кВт, при скорости ремня ϑ, м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
К	40	0,65	1,40	2,4	3,2	3,7	-	-	-
	45	0,70	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	-	-
	50	0,76	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	-	-
	56	0,80	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2	-
	63	0,85	1,90	3,4	4,6	5,6	6,4	6,8	-
	71	0,88	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4	7,6
	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
	90	0,95	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4	-
	100	0,97	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	-
	112	1,00	2,25	4,1	5,8	7,2	8,2	9,1	-
	125	1,02	2,30	4,2	6,0	7,5	8,7	9,4	-
	140	1,05	2,35	4,3	6,2	7,6	8,8	9,6	-

Сечение ремня	d_1, мм	$[P_{10}]_o$, кВт, при скорости ремня ϑ, м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
Л	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	-	-	-
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	-	-	-
	100	2,3	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	-	-
	112	2,5	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	-	-
	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0	-
	140	2,8	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	21,5	20,0
	160	2,9	6,7	11,5	16,2	19,4	21,2	19,0	17,2
	180	3,1	7,0	12,6	17,0	20,6	22,8	23,4	23,6
	200	3,2	7,2	13,0	17,9	21,6	24,0	24,8	-
	224	3,3	7,5	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	-
	250	3,4	7,7	14,0	19,2	23,4	26,2	27,5	-
	280	3,5	7,9	14,3	19,7	24,0	27,2	28,6	-
	315	3,6	8,0	14,7	20,3	24,8	28,0	29,7	-
	355	3,6	8,2	15,0	20,7	25,5	28,8	30,6	-

Сечение ремня	d_1, мм	$[P_{10}]_o$, кВт, при скорости ремня ϑ, м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
М	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	-
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	-
	224	8,5	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37,0
	250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57,0	56,0	48,0
	280	9,7	21,0	37,4	50,3	59,8	65,0	64,0	58,0
	315	10,2	22,5	40,0	54,3	65,0	71,0	72,0	68,0
	355	10,7	23,7	42,4	58,0	70,0	78,0	80,0	76,0
	400	11,0	24,8	44,6	61,0	74,0	83,0	86,0	84,0
	450	11,5	25,7	46,5	64,0	78,0	87,0	92,0	91,0
	500	11,8	26,5	47,8	66,0	81,0	91,0	96,0	95,0
	630	12,3	28,0	50,7	70,0	87,0	98,0	105	105
	800	12,8	29,0	53,1	74,0	91,0	104	112	113
	1000	13,0	29,8	54,7	76,0	94,0	108	117	119

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ поликлинового ремня сечения $Л(L)$ расчетной длиною $L_p = 2500$ мм: *Ремень Л(L)–2500 ТУ 38–205763–84*

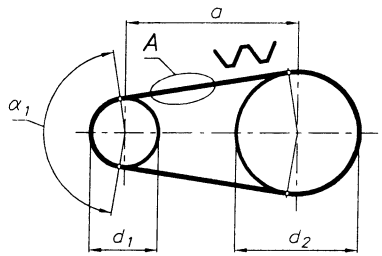


Рис. 2.4.1. Схема и основные размеры зубчато-ременной передачи

2.4. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [32]

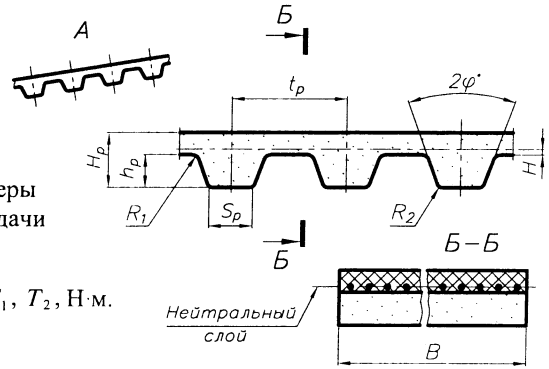


Рис. 2.4.2. Параметры зубчатого ремня с трапецеидальными зубьями

Табл. 2.4.1. Размеры и параметры зубчатых ремней с трапецеидальными зубьями

ТУ 38-05114-76, ISO 5296

Определяющий параметр		Величина, обозначение	t_p, мм	Размеры, мм						
				H_p	H	h_p	S_p	R_1	R_2	$2\varphi°$
ОСТ	m	1,0	3,14	1,6	0,4	0,8	1,0	0,2	0,2	50°
		1,5	4,71	2,2	0,4	1,2	1,5	0,3	0,3	50°
		2,0	6,28	3,0	0,6	1,5	1,8	0,4	0,4	50°
		3,0	9,42	4,0	0,6	2,0	3,2	0,5	0,5	40°
		4,0	12,57	5,0	0,8	2,5	4,4	1,0	1,0	40°
		5,0	15,71	6,5	0,8	3,5	5,0	1,2	1,2	40°
		7,0	21,99	11,0	0,8	6,0	8,0	1,5	1,2	40°
		10,0	31,42	15,0	0,8	9,0	12,0	2,0	1,5	40°
ISO	t_p	MXL	2,032 (2/25")	1,1	0,254	0,51	0,76	0,13	0,13	40°
		XL	5,080 (1/5")	2,3	0,254	1,27	1,35	0,38	0,38	50°
		L	9,525 (3/8")	3,6	0,381	1,91	3,2	0,51	0,51	40°
		H	12,700 (1/2")	4,3	0,686	2,29	4,4	1,02	1,02	40°
		XH	22,225 (7/8")	11,2	1,397	6,35	8,0	1,57	1,19	40°
		XXH	31,750 (1,25")	15,7	1,524	9,53	12,2	2,29	1,52	40°

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2, кВт; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u; T_1, T_2, Н·м.

Условия работы передачи.

Межосевое расстояние a', мм (выбирается из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

1. Модуль ремня с трапецеидальными зубьями, мм
   $m = f(P_{1p}, n_1)$, (рис. 2.4.3), где P_{1p} (2.3 п. 1).
2. Шаг зубьев, мм $t_p = \pi m$.
   Для ремней, где определяющим параметром является шаг зубьев, последний выбирается
   $t_p = f(P_{1p}, n_1)$, (рис. 2.4.5).
3. Размеры ремня (рис. 2.4.2, табл. 2.4.1).
4. Минимальное число зубьев ведущего шкива, шт
   $z_1 = f(n_1, m)$ (табл. 2.4.2).
5. Число зубьев ведомого шкива $z_2 = z_1 u$. z_2 - целое число.
6. Действительное передаточное отношение $u_д = z_2/z_1$.*
7. Диаметры шкивов, мм $d_1 = z_1 m$; $d_2 = z_2 m$.
8. Минимальное межосевое расстояние, мм
   $a'_{min} = 0{,}55(d_1 + d_2) + H_p$, $(a' \geqslant a'_{min})$. H_p - (табл. 2.4.1).
9. Число зубьев ремня, шт z_p:
   - для $z = z_1 = z_2$ $z_p = 2a'/t_p + z$;
   - для $z_2 > z_1$ $z_p = 2a'/t_p + 0{,}5(z_1 + z_2) + f_1 t_p/a'$,
   где $f_1 = (z_2 - z_1)^2/(4\pi^2)$. z_p - целое число (табл. 2.4.4).

* Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 6), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

10. Межосевое расстояние передачи при выбранном z_p, мм
    - для $z = z_1 = z_2$ $\quad a = 0{,}5\,(z_p - z)\,t_p$;
    - для $z_2 > z_1$ $\quad a = [2\,z_p - (z_2 + z_1)]\,f_2\,t_p$,
    где f_2 - коэффициент (табл. 2.4.3).
11. Угол обхвата ремнем ведущего шкива, град.
    $$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a.$$
12. Число зубьев на дуге обхвата, шт
    $$z_{01} = z_1\,\alpha_1^\circ / 360^\circ \quad (z_0 = 3...15).$$
13. Ширина ремня, мм $B_p = P_1\,c_p\,/(P_t\,z_{01})$,
    где c_p - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 2.2.2);
    P_t - мощность, передаваемая одним зубом ремня шириною 1 мм в стандартном режиме, кВт/мм (рис. 2.4.4).
    Учет количества зубьев на дуге обхвата при $z_{01} \leqslant 6$ производится следующим образом: если z_{01} принимает значения 6, 5, 4, 3, 2, то величина B_p умножается на 1,0; 1,25; 1,66; 2,5 и 5,0 соответственно. Полученная величина B_p округляется до ближайшего большего значения (табл. 2.4.4).
14. Сила, нагружающая валы передачи, Н
    $$F = (1{,}10...1{,}15)\,F_t,$$
    где $F_t = 2 \cdot 10^3\,T_1/d_1$ - окружное усилие, Н.

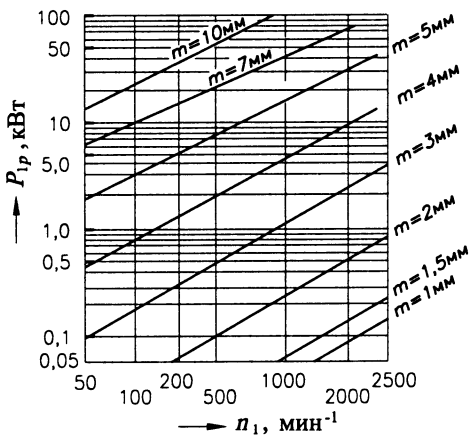


Рис. 2.4.3. Диаграмма для выбора модуля зубчатого ремня

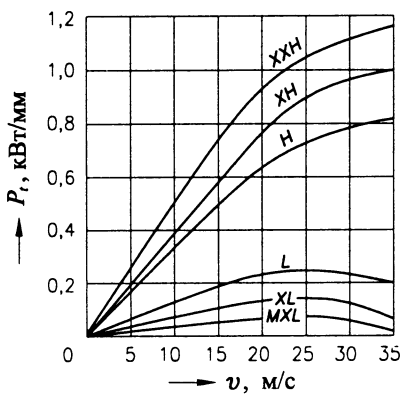


Рис. 2.4.4. Мощность, передаваемая одним зубом ремня шириною 1 мм в стандартном режиме

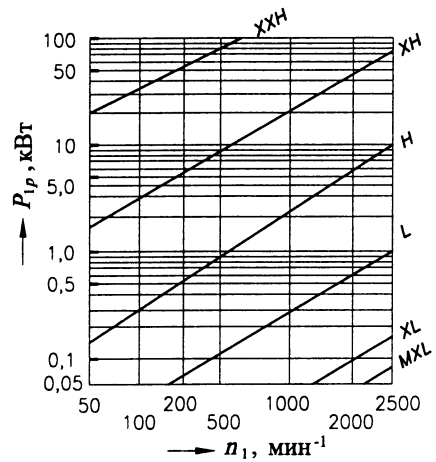


Рис. 2.4.5. Диаграмма для выбора шага зубьев зубчатого ремня

Табл. 2.4.2. Минимальное число зубьев ведущего шкива z_1

n_1, мин$^{-1}$	z_1 для типа ремня (модуль, мм, обозначение)								
	m=1 MXL	m=1,5 XL	m=2	m=3 L	m=4* H	m=4**	m=5	m=7 XH	m=10 XXH
До 1000	10	12	12	14	16	18	18	22	22
1500	10	12	12	14	16	18	18	24	24
2000	10	12	12	14	16	18	20	26	26
2500	10	12	12	16	18	20	20	28	30
3000	10	12	12	16	18	20	20	30	30
Более 3000	10	12	12	16	18	20	20	34	34

* Ремень с металлокордом 5Л15, 7Л12.
** Ремень с металлокордом 15Л15, 21Л12.

Табл. 2.4.3. Значения коэффициента f_2

$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2	$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2	$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2	$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2
13	0,24991	2,7	0,24735	1,54	0,23758	1,26	0,22520
12	0,24990	2,6	0,24708	1,52	0,23705	1,25	0,22443
11	0,24988	2,5	0,24678	1,50	0,23648	1,24	0,22361
10	0,24986	2,4	0,24643	1,48	0,23588	1,23	0,22275
9	0,24983	2,3	0,24602	1,46	0,23524	1,22	0,22185
8	0,24978	2,2	0,24552	1,44	0,23450	1,21	0,22090
7	0,24970	2,1	0,24493	1,42	0,23381	1,20	0,21990
6	0,24958	2,0	0,24421	1,40	0,23301	1,19	0,21884
5	0,24937	1,95	0,24380	1,39	0,23259	1,18	0,21771
4,8	0,24931	1,90	0,24333	1,38	0,23215	1,17	0,21652
4,6	0,24925	1,85	0,24281	1,37	0,23170	1,16	0,21526
4,4	0,24917	1,80	0,24222	1,36	0,23123	1,15	0,21390
4,2	0,24907	1,75	0,24156	1,35	0,23073	1,14	0,21245
4,0	0,24896	1,70	0,24081	1,34	0,23022	1,13	0,21090
3,8	0,24883	1,68	0,24048	1,33	0,22968	1,12	0,20923
3,6	0,24868	1,66	0,24013	1,32	0,22912	1,11	0,20744
3,4	0,24849	1,64	0,23977	1,31	0,22854	1,10	0,20549
3,2	0,24825	1,62	0,23938	1,30	0,22793	1,09	0,20336
3,0	0,24795	1,60	0,23897	1,29	0,22729	1,08	0,20104
2,9	0,24778	1,58	0,23854	1,28	0,22662	1,07	0,19848
2,8	0,24758	1,56	0,23807	1,27	0,22593	1,06	0,19564

2.4.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ [32]

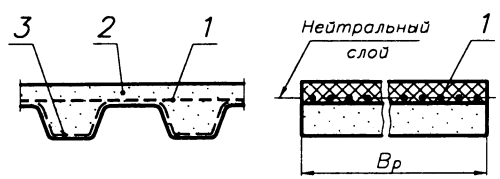


Рис. 2.4.6. Конструкция зубчатого ремня с трапецеидальными зубьями: *1* - кордшнур (металлокорд или углеродное волокно); *2* - тело ремня (маслостойкая резина, пластмасса); *3* - тканевая обкладка (для ремней, изготавливаемых методом прессования)

Табл. 2.4.4. Стандартные ширины $B_р$ и длины зубчатых ремней, выраженные в числе зубьев $z_р$

Типоразмер ремня	Ширина ремня $B_р$, мм	Длины ремней, выраженные в числе зубьев $z_р$
m = 1 мм	3,0 4,0 5,0 8,0 10 12,5 16	40 42 45 48 50 52 56 60 63 67 71 75 80 85 90 95 100 105 112 115 125 130 140 150 160
m =1,5 мм	3,0 4,0 5,0 8,0 10 12,5 16 20	40 42 45 48 50 52 56 60 63 67 71 75 80 85 90 95 100 105 112 115 125 130 140 150 160
m = 2 мм	5,0 8,0 10 12,5 16 20	27 40 42 45 48 50 52 56 60 63 67 71 75 80 85 90 95 100 105 112 115 125 130 140 150 160
m = 3 мм	12,5 16 20 25 32 40 50	36 40 42 45 48 50 52 56 60 63 67 71 75 80 85 90 95 100 105 112 115 125 130 140 150 160
m = 4 мм	20 25 32 40 50 63 80 100	48 50 52 56 60 63 67 71 75 80 85 90 95 100 105 112 115 125 130 140 150 160 170 180 200 210 220 232 250
m = 5 мм	20 25 32 40 50 63 80 100	48 50 52 56 60 63 67 71 75 80 85 90 95 100 105 112 115 125 130 140 150 160 170 180 200 210 220 232 250
m = 7 мм	40 50 63 80 100 125	56 60 63 67 71 75 80 85 90 95 100 105 112 115 125 130 140 150
m = 10 мм	63 80 100 125	56 60 63 67 71 75 80 85 90 95 100 105 112
MXL	3,2 4,0 4,8 6,0 6,4 10	36 40 45 50 52 54...61 63 65 67...73 75...77 79 80 82...85 88 90...92 94 95 97 100...103 105...110 112...115 118 120 122 123 125...130 132 134 139...145 147 150 155 160 165 170 175 180 184 190 195 200 210 212 220 224...226 232 236 248 250 256 265 280 296 300 310 312 315 347 358 360 371 380 400 453 500 580
XL	6,4 7,9 9,5 12,7 19	30 33 37 40 42 44...48 50...92 94...106 110 114...117 120 122 124 125 130...132 135...137 140 142 145 148 150 155 157 160 161 170 172 174...176 180 181 186 188 190 192 194 195 198 200 204 210 212 215 225 228 230 250 270 296 304 315 400 510
L	12,7 19 25,4 38,1 50,8	27 33 36 40 44...46 50 54 56 60 63...65 67 68 70 72 74 76 80 81 84..86 89 90 92 96 98 100 102 104 108 112 114 116 117 120...124 128 136 137 140 144 155 160 161 165 168 170 174 176 186 194 195 205 210 215 228 236 250
H	19 25,4 38,1 50,8 76,2 101,6	37 46 48 49 51 54 56 60 62 64 66...68 72 74 75 80 84 90 93 96 102 104 106 108 112 114 116 120 121 123 126 130 132 140 150 152 154 160 162 164 165 168 172 180 198 200 204 210 220 226 228 250 270 280 325
XH	50,8 76,2 101,6 127 152,4	58 64 72 80 84 88 90 96 100 106 112 128 144 160 176 192 200
XXH	50,8 76,2 101,6 127 152,4 160 200	56 64 72 80 96 112 128 144 154

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ зубчатого ремня с трапецеидальными зубьями модулем m = 2 мм, шириною $B_р$ = 8 мм, с числом зубьев $z_р$ = 80:

Ремень зубчатый m=2 мм, $B_р$=8 мм, $z_р$=80 ТУ 38-05114-76

2.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ [21, 44]

2.5.1 МАТЕРИАЛ ШКИВОВ

При v до 30 м/с шкивы изготавливают литыми из чугуна СЧ15, СЧ20 (ГОСТ 1412-85).

При v до 40 м/с шкивы изготавливают литыми из стали 25Л (ГОСТ 977-88).

При d до 200 мм шкивы изготавливают из проката Ст3 (ГОСТ 380-88).

Быстроходные шкивы могут быть изготовлены из легких сплавов на основе алюминия.

В зависимости от объемов выпуска шкивы изготавливают литыми, кованными, штампованными, цельными или сборными.

2.5.2 СТУПИЦЫ ШКИВОВ (ЗВЕЗДОЧЕК)

1. *Диаметр $D_{ст}$ и длина $L_{ст}$ ступицы, мм (рис. 2.5.2)* $D_{ст}=(1,6...2,0)\,d_{вал}$,
   $L_{ст}=(1,5...2,0)\,d_{вал}$.
2. *Тип посадочных отверстий (рис. 2.5.1). Посадка цилиндрического отверстия – H7.*
3. *Шероховатость поверхностей:*
   - *отверстие в ступице – Ra=1,6...3,2 ;*
   - *боковые поверхности ступицы–на класс ниже шероховатости обработки отверстия.*
4. *Допуски формы и расположения поверхностей:*
   - *осевое биение ступицы* ↗
     при $L_{ст}/d_{вал} \leqslant 1$ (табл. 2.5.1 и рис. 2.5.2).
     при $L_{ст}/d_{вал} > 1$ ITn увеличить на (40...50)%.

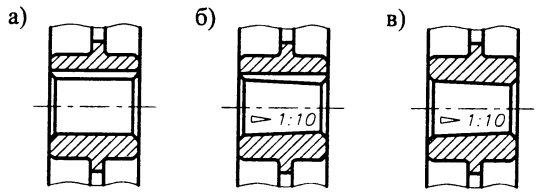


Рис. 2.5.1. Посадочные отверстия шкивов:
а) цилиндрическое со шпонкой; б) коническое со шпонкой; в) коническое без шпонки

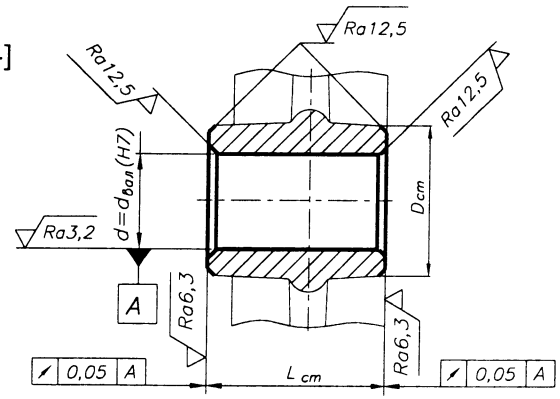


Рис. 2.5.2. Размеры ступиц шкивов (колес, звездочек)

Табл. 2.5.1. Допуск осевого биения ступиц

Скорость ремня (цепи) v, м/с	до 5	до 8	до 12	до 18	до 25	св.25
Допуск осевого биения, мм	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01

2.5.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [4]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Диаметр шкива d, мм. Диаметр вала $d_{вал}$, мм.
Ширина ремня $B_р$, мм. Скорость ремня ϑ, м/с.

ВЫБИРАЮТСЯ:

1. МАТЕРИАЛ ШКИВА И РАЗМЕРЫ СТУПИЦЫ *(2.5.1 и 2.5.2).*
2. КОНСТРУКЦИЯ И РАЗМЕРЫ ШКИВА
   - *2.1. Конструкция шкива = f(d) (табл. 2.5.2 и рис. 2.5.3).*
   - *2.2. Ширина обода, мм $B = f(B_р)$ (табл. 2.5.3).*
   - *2.3. Толщина обода, мм: $e=0{,}005d+3$ мм – для шкивов литых,*
     $e=0{,}004(B_{ст}+0{,}5d)+4$ мм – для шкивов сварных.
   - *2.4. Выполнение рабочей поверхности обода:*
     - *– поверхность цилиндрическая (рис. 2.5.3а),*
     - *– поверхность выпуклая (рис. 2.5.3б и табл. 2.5.4),*
     - *– поверхность цилиндрическая с двойной конусностью (рис. 2.5.3в).*
     Выпуклость обычно предусматривается на большем шкиве.
     При $u=1$ выпуклым выполняется ведомый шкив.
     При $\upsilon > 25$ м/с выпуклыми выполняются оба шкива.
   - *2.5. Высота ребра $S \approx e$, мм.*

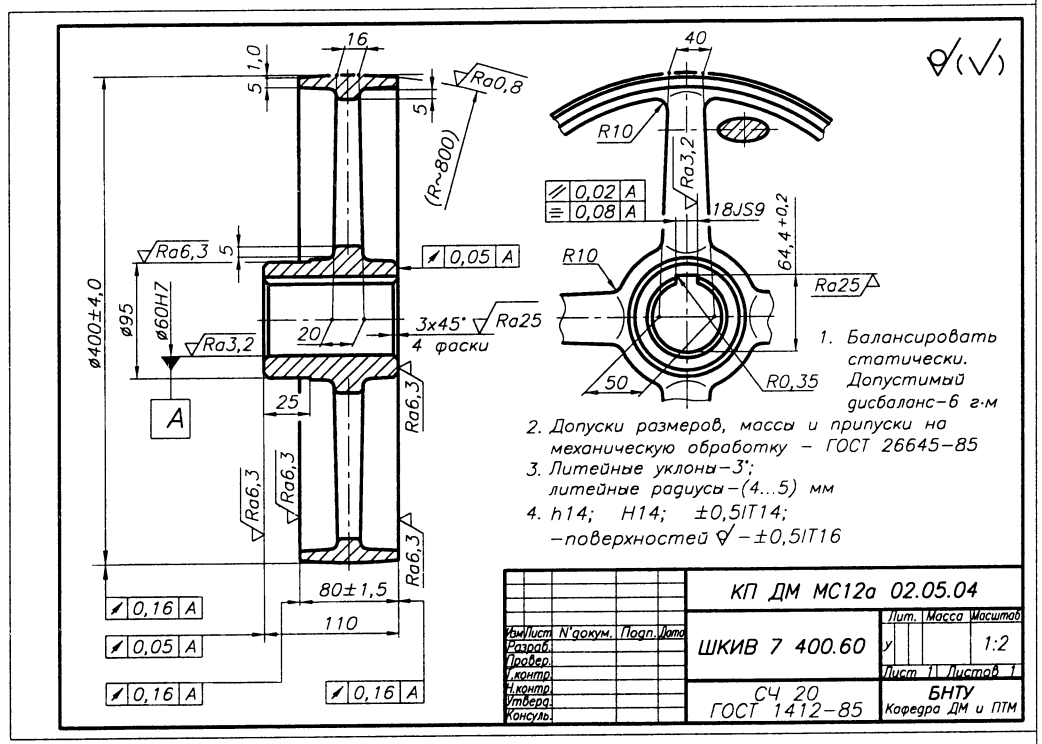


Рис. 2.5.4

3. К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЗМЕРОВ ШКИВОВ ДИСКОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

$\delta=(0{,}60...0{,}65)(D_{ст}-d_{вал})$; ($\delta \geq 6$ мм).
$D_{отв}=0{,}5(d-2h-2e+D_{ст})$.
$d_{отв}=(0{,}3...0{,}4)(d-2h-2e-D_{ст})$
(δ, $D_{отв}$, $d_{отв}$ – целые числа).

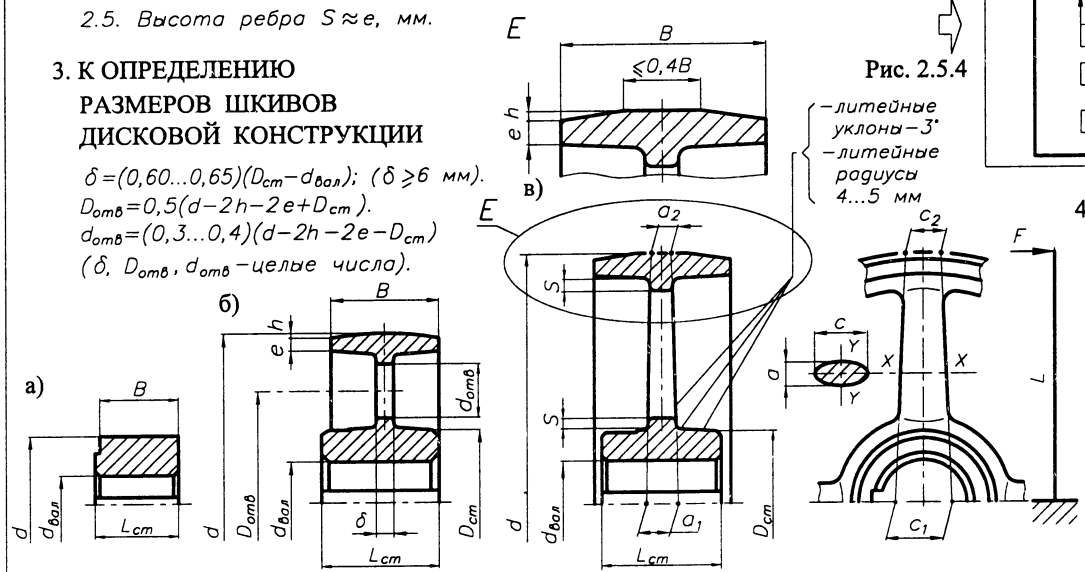


Рис. 2.5.3. Конструкции шкивов:
а) монолитная, обод цилиндрический; б) с диском, обод выпуклый;
в) со спицами, обод цилиндрический с двойной конусностью

4. К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЗМЕРОВ ШКИВОВ СО СПИЦАМИ

1. *Число спиц*
   $n_{сп}=(1/6...1/7)\sqrt{d}$ ($n_{сп} \geq 3$),
   $n_{сп}$ – целое число.
2. *Размеры спиц элиптического сечения (при расчетном числе спиц $n'_{сп}=n_{сп}/3$, при $a/c=0{,}4$, $W_{y-y}=0{,}1a\cdot c^2$, $[\sigma]_u=30$ МПа)*
   $F=2T/(dn'_{сп})$; $L=0{,}5d$; $M_u=FL$;

$$c_1=\sqrt[3]{\frac{10^3\,T}{0{,}013\,n_{сп}\,[\sigma]_u}}\ \text{мм},$$

где T – крутящий момент на колесе, Н·м.

Тогда $c_2=0{,}8c_1$; $a_1=0{,}4c_1$; $a_2=0{,}8a_1$.
(c_1, c_2, a_1, a_2 – целые числа).

Табл. 2.5.2. Рекомендации для выбора конструкции шкива

Конструкция шкива при d, мм		
до 90	80...200	Свыше 180
монолитная	с диском	со спицами

Табл. 2.5.3. Стандартные ширины обода шкивов B, мм ГОСТ 17383-73

Ширина ремня $B_р$	Ширина обода $B \pm \Delta B$	Ширина ремня $B_р$	Ширина обода $B \pm \Delta B$	Ширина ремня $B_р$	Ширина обода $B \pm \Delta B$
20	25 ±1,0	71	80 ±1,5	140	160±2,0
25	32 ±1,0	80	90 ±1,5	160	180±2,0
32	40 ±1,0	90	100±1,5	180	200±2,0
40	50 ±1,0	100	112±1,5	200	224±2,0
50	63 ±1,0	112	125±1,5	224	250±2,0
63	71 ±1,0	125	140±1,5	250	280±2,0

3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

- посадочное отверстие ступицы (2.5.2).

Табл. 2.5.4. Диаметры шкивов d, их отклонения и стрела выпуклости h, мм

ГОСТ 17383-73

Диаметр d	40	45, 50	56, 63	71, 80	90, 100, 112	125
Отклонение d	± 0,5	± 0,6	± 0,8	± 1,0	± 1,2	± 1,6
Стрела выпуклости h	0,3					0,4

Диаметр d	140	160, 180, 200	224, 250	280, 315, 355
Отклонение d	± 1,6	± 2,0	± 2,5	± 3,2
Стрела выпуклости h	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Диаметр d	400, 450, 500	560, 630, 710	800, 900, 1000,...
Отклонение d	± 4,0	± 5,0	± 6,3
Стрела выпуклости h при $B \leqslant 125$ мм	1,0		
$140 \leqslant B \leqslant 160$ мм	1,2	1,5	
$180 \leqslant B \leqslant 200$ мм	1,2	1,5	2,0	2,0
$224 \leqslant B$ мм	1,2	1,5	2,0	2,5

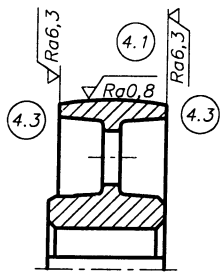
4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ

4.1. Рабочая поверхность шкива Ra0,8...1,6.

4.2. Поверхности ступицы (2.5.2).

4.3. Другие обрабатываемые поверхности Ra6,3...12,5.

4.4. Другие необрабатываемые поверхности – ∇.



∇(√)

4.4

Рис. 2.5.5. Шероховатость поверхностей шкивов

5. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ

5.1. Допуск осевого биения ◪ повехности обода относительно оси посадочного отверстия не должен превышать 8-й степени точности ГОСТ 24643-81 (табл. 2.5.5).

5.2. Допуск радиального биения ◪ поверхности обода относительно оси посадочного отверстия не должен превышать 9-й степени точности ГОСТ 24643-81 (табл. 2.5.5).

5.3. Отклонения размеров поверхностей ступицы (2.5.2).

5.4. Неуказанные предельные отклонения размеров обрабатываемых поверхностей: охватываемых – h14; охватывающих – H14; прочих – ±0,5 IT14.

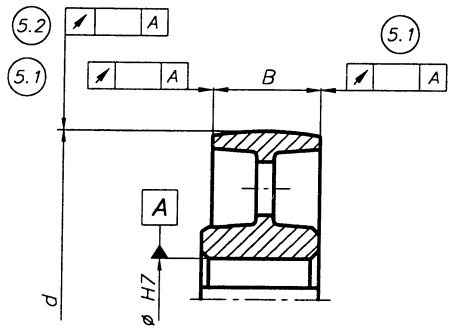


Рис. 2.5.6. Отклонения формы и расположения поверхностей шкивов

Табл. 2.5.5. Допуски радиального и осевого биения поверхностей обода

Допуск биения, мм радиального		осевого	
d шкива, мм	Допуск	d шкива, мм	Допуск
до 120	0,10	до 160	0,10
до 260	0,12	до 400	0,16
до 500	0,16	до 1000	0,25
до 800	0,20		

6. БАЛАНСИРОВКА ШКИВОВ

Табл. 2.5.6. Допустимый дисбаланс шкивов = f (v)

Окружная скорость шкива v, м/с	Допустимый дисбаланс, г·м	Окружная скорость шкива v, м/с	Допустимый дисбаланс, г·м
до 5	Не балансируются	до 20	2
до 10	6	до 30	1
до 15	3		

2.5.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ КЛИНОВЫХ И ПОЛИКЛИНОВЫХ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [21, 44]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Диаметр шкива d, мм. Сечение ремня.

Число ремней z, шт. Диаметр вала $d_{вал}$, мм.

(Число ребер z, шт). Скорость ремня v, м/с.

ВЫБИРАЮТСЯ:

1. МАТЕРИАЛ ШКИВА И РАЗМЕРЫ СТУПИЦЫ (2.5.1 и 2.5.2).

2. КОНСТРУКЦИЯ И РАЗМЕРЫ ШКИВА

2.1. Конструкция шкива=f(сечение ремня, d):

– для клиновых ремней табл. 2.5.7 и рис. 2.5.8...2.5.11;

– для поликлиновых ремней табл. 2.5.8 и рис. 2.5.8...2.5.11.

2.2. Размеры профиля канавок=f(сечение ремня):

– для клиновых ремней табл. 2.5.7 и рис. 2.5.7;

– для поликлиновых ремней табл. 2.5.8 и рис. 2.5.12.

2.3. Наружный диаметр шкива:

для клиновых ремней $d_e = d + 2b$, мм;

для поликлиновых ремней $d_e = d - 2\delta$, мм.

2.4. Ширина венца шкива $M = (z-1)t + 2f$, мм.

2.5. Другие размеры элементов шкивов (2.5.3 п.3, 4).

Табл. 2.5.7. Конструкция и размеры профиля канавок для шкивов клиноременных передач

ГОСТ 1284.2-89, ГОСТ 20889-88

Сечение нормальн. ремня	Конструкция шкива при d, мм			Размеры профиля канавок, мм, для ремней сечения нормального							Сечение узкого ремня
						размеры общие			узкого		
	монолитная	с диском	со спицами	b_{min}	h_{min}	B_p	t	f	b_{min}	h_{min}	
О (Z)	63...90	80...160	≥ 180	2,5	7,0	8,5	12,0±0,3	8,0±1,0	2,5	10,0	*УО*
А (A)	90...100	112...200	≥ 224	3,3	8,7	11	15,0±0,3	10,0	3,0	13,0	*УА*
Б (B)	-	125...250	≥ 280	4,2	10,8	14	19,0±0,4	12,5 $^{+2,0}_{-1,0}$	4,0	17,0	*УБ*
В (C)	-	200...355	≥ 400	5,7	14,3	19	25,5±0,5	17,0	5,3	19,0	*УВ*
Г (D) ...	-	315...400	≥ 450	8,1	19,9	27	37,0±0,6	24,0 $^{+3,0}_{-1,0}$			

Сечение нормальн. ремня	d для угла канавки $\alpha°$				Другие размеры, мм			Сечение узкого ремня
	$\alpha = 34°$	$\alpha = 36°$	$\alpha = 38°$	$\alpha = 40°$	$\alpha \pm$	h_1	r	
О (Z)	50...71	80...100	112...160	> 180	α ±1°	6	0,5	*УО*
А (A)	75...112	125...160	180...400	> 450	α ±1°	6	1,0	*УА*
Б (B)	125...160	180...224	250...500	> 560	α ±1°	8	1,0	*УБ*
В (C)	-	200...315	355...630	> 710	α ±30'	10	1,5	*УВ*
Г (D) ...	-	315...450	500...900	> 1000	α ±30'	12	2,0	

Рис. 2.5.7. Размеры профиля канавок шкивов клиноременных передач

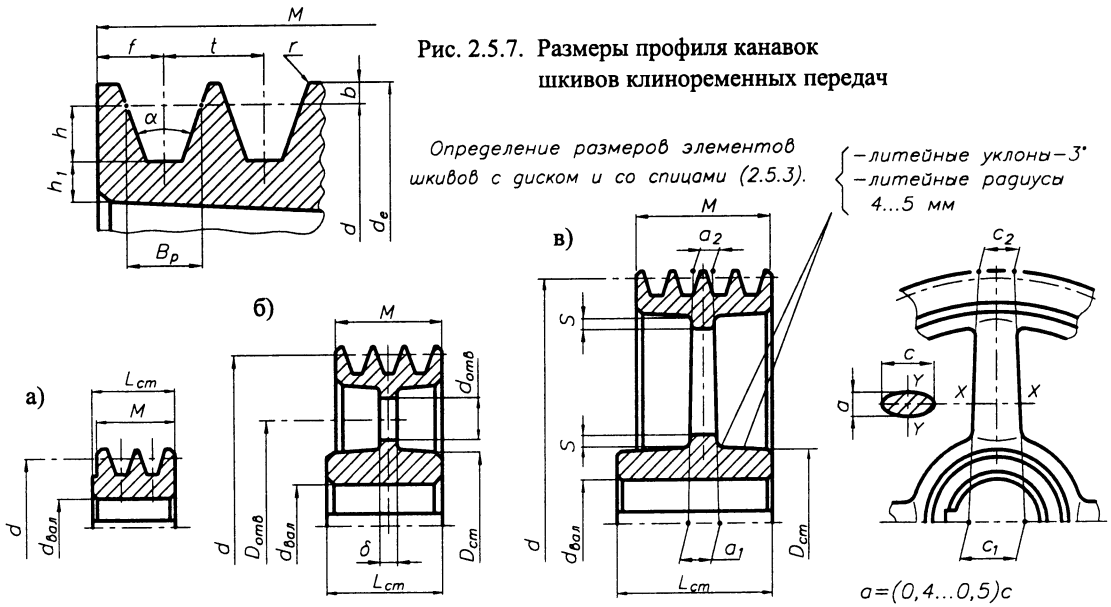


Рис. 2.5.8. Конструкции шкивов:
а) монолитная; б) с диском; в) со спицами

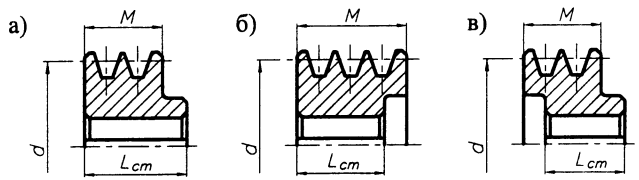


Рис. 2.5.9. Конструкции монолитных шкивов (ГОСТ 20889-88):
а) тип 1 - с односторонней выступающей ступицей;
б) тип 2 - с односторонней выточкой;
в) тип 3 - с односторонней выточкой и выступающей ступицей

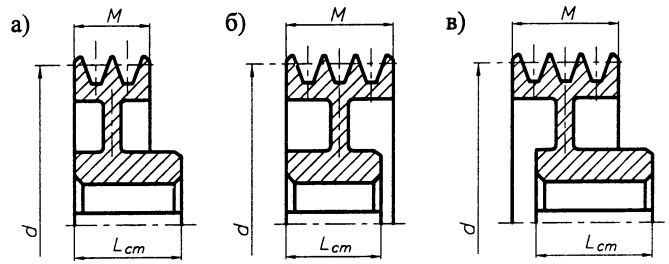


Рис. 2.5.10. Конструкции шкивов с диском и ступицей (ГОСТ 20889-88):
а) тип 4 - выступающей с одного торца обода;
б) тип 5 - укороченной с одного торца обода;
в) тип 6 - выступающей с одного и укороченной с другого торца обода

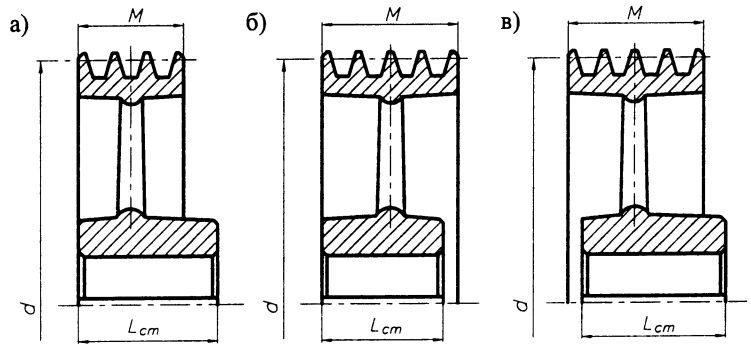


Рис. 2.5.11. Конструкции шкивов со спицами и ступицей (ГОСТ 20889-88):
а) тип 7 - выступающей с одного торца обода;
б) тип 8 - укороченной с одного торца обода;
в) тип 9 - выступающей с одного и укороченной с другого торца обода

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шкива типа 2 для приводных клиновых ременей сечением A, с тремя канавками, расчетным диаметром d = 224 мм, с цилиндрическим посадочным отверстием $d_{вал}$ = 28 мм, из чугуна СЧ 20: *Шкив 2А 3.224.28 СЧ 20 ГОСТ 20889-88*

То же с коническим посадочным отверстием: *Шкив 2А 3.224.28К СЧ 20 ГОСТ 20889-88*

Табл. 2.5.8. Конструкция шкива и размеры профиля канавок для шкивов поликлиновых передач (рис. 2.5.12)

Конструкция шкива при d, мм	Сечение ремня	Размеры профиля канавок шкива, мм							
		t *	$t(z\text{-}1)$**	h_o	h_1	δ	f	r_1	r_2
До 90 - монолитная	К	2,4±0,03	±0,10	3,30	5,0	1,0	3,5	0,3	0,2
90...200 - с диском	Л	4,8±0,04	±0,15	6,60	6,0	2,4	5,5	0,5	0,4
Св. 200 - со спицами	М	9,6±0,05	±0,20	13,05	7,5	3,5	10	0,8	0,6

* - Допускаемое отклонение t для 2-х соседних канавок.

** - Суммарное допускаемое отклонение для 9-ти канавок $t(z\text{-}1)$ ($z = 10$). Для ремней с числом ребер $z < 10$ суммарное допускаемое отклонение пропорционально уменьшается.

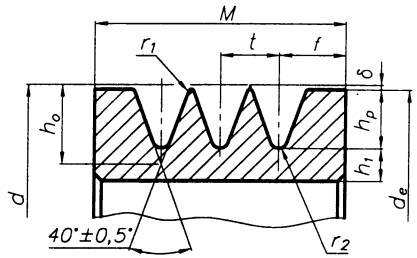
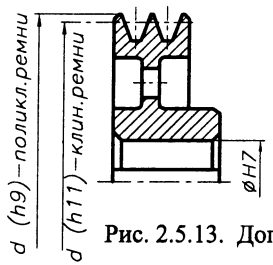


Рис. 2.5.12. Размеры профиля канавок шкивов для поликлиновых ремней

3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШКИВОВ (рис. 2.5.13)



Примечание. На чертеже шкива отклонение размера d (h11) (h9) представить численно.

Рис. 2.5.13. Допуски и посадки шкивов

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ (рис. 2.5.14)

4.1. Рабочая поверхность канавок Ra=0,8...1,6.

4.2. Поверхности ступицы (2.5.2).

4.3. Другие обрабатываемые поверхности Ra=6,3...12,5.

4.4. Фаски Ra=12,5...25.

4.5. Другие необрабатываемые поверхности ∇.

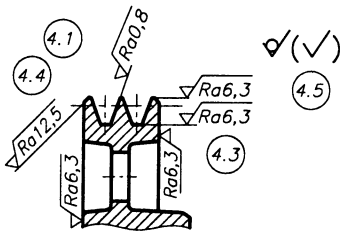


Рис. 2.5.14. Шероховатость поверхностей шкивов

5. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ (рис. 2.5.15)

ГОСТ 20889-88

5.1. Допуск биения ↗ конусной рабочей поверхности канавки шкива на каждые 100 мм диаметра относительно оси вращения должен быть не более:
0,20 мм–при частоте вращения шкива до 80 с⁻¹;
0,15 мм–при частоте вращения шкива до 160 с⁻¹;
0,10 мм–при частоте вращения шкива св. 160 с⁻¹.

5.2. Допуск осевого биения ↗ поверхности обода относительно оси посадочного отверстия (табл. 2.5.9).

5.3. Допуск радиального биения ↗ повехности обода относительно оси посадочного отверстия (табл. 2.5.9).

5.4. Отклонения размеров поверхностей ступицы (2.5.2).

5.5. Предельные отклонения угла канавки шкивов, обработанных резанием, должны быть не более:
±1° – для ремней О, А, Б;
±30′ – для ремней В, Г, Д.

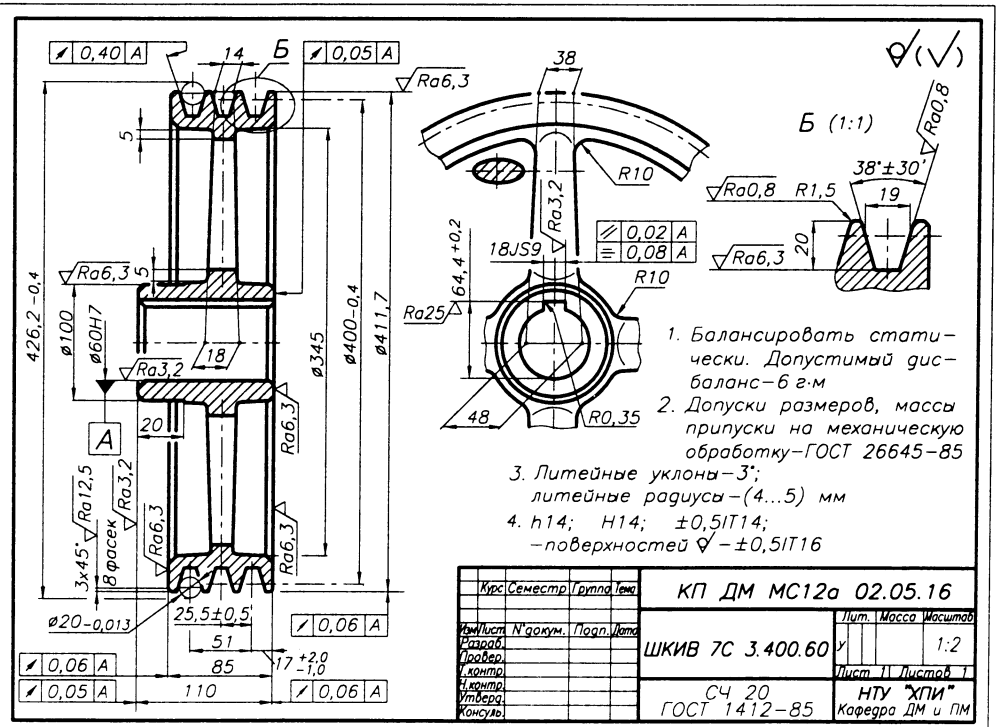


Рис. 2.5.16

Табл. 2.5.9. Допуск радиального и осевого биения поверхности обода

Допуск биения, мм			
радиального		осевого	
d шкива, мм	Допуск	d шкива, мм	Допуск
до 120	0,04	до 160	0,04
до 260	0,05	до 400	0,06
до 500	0,06	до 1000	0,10
до 800	0,08		

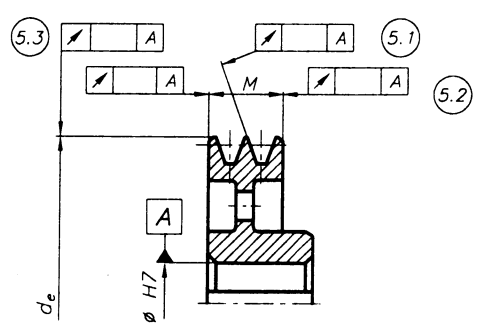
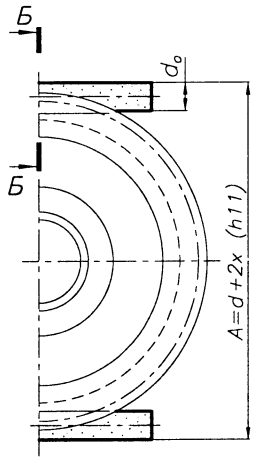


Рис. 2.5.15. Отклонения формы и расположения поверхностей шкивов

6. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНОГО ДИАМЕТРА ШКИВА d



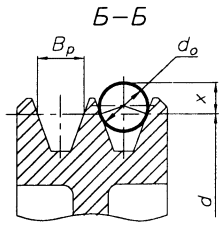


Рис. 2.5.17. Схема для определения расчетного диаметра шкива d

Табл. 2.5.10. Данные для проверки расчетного диаметра шкива d

ГОСТ 20889-88

Сечение ремня	d_o	x	A	Сечение ремня	d_o	x	A
	мм				мм		
O (Z)	9,0 -0,009	6,0	A (h11)	B (C)	20,0 -0,013	13,1	A(h11)
A (A)	11,6 -0,011	7,6	A (h11)	$Г$ (D)	28,5 -0,013	18,8	A(h11)
$Б$ (B)	14,7 -0,011	9,6	A (h11)				

7. БАЛАНСИРОВКА ШКИВОВ (2.5.3 п. 6)

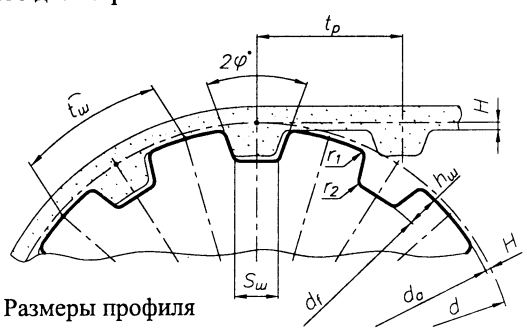


Рис. 2.5.19. Размеры профиля межзубой впадины

Табл. 2.5.11. Размеры профиля межзубой впадины шкивов зубчато-ременных передач

ТУ 38-05114-76

m, мм	t_p, мм	Размеры профиля межзубной впадины, мм					
		$S_ш$	$h_ш$	H	r_1	r_2	$2\varphi°$
1,0	3,14	1,0±0,10	0,9±0,10	0,4	0,3±0,10	0,3±0,10	50°±2°
1,5	4,71	1,5±0,15	1,4±0,15	0,4	0,4±0,10	0,4±0,10	50°±2°
2,0	6,28	1,8±0,15	1,6±0,15	0,6	0,5±0,10	0,5±0,10	50°±2°
3,0	9,42	3,3±0,20	2,4±0,20	0,6	0,7±0,10	0,8±0,10	40°±2°
4,0	12,57	4,5±0,20	3,2±0,20	0,8	1,2±0,15	1,3±0,15	40°±2°
5,0	15,71	4,8±0,20	4,2±0,20	0,8	1,5±0,15	2,0±0,15	40°±2°
7,0	21,99	7,5±0,30	7,7±0,30	0,8	2,5±0,20	3,0±0,20	40°±2°
10,0	31,42	11,5±0,30	11,7±0,30	0,8	3,0±0,30	3,5±0,30	40°±2°

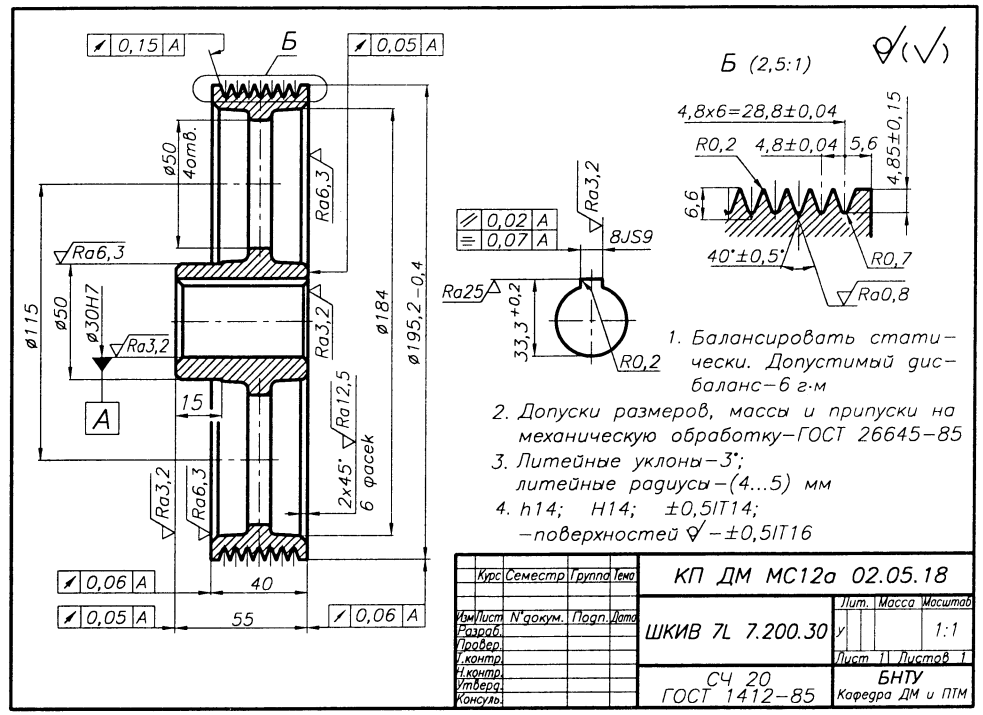


Рис. 2.5.18

2.5.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [4]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Диаметр шкива d, мм.
Число зубьев z, шт.
Модуль зубьев m, мм.
(Шаг зубьев t_p, мм).
Ширина ремня B_p, мм.
Диаметр вала $d_{вал}$, мм.
Скорость ремня ϑ, м/с.

ВЫБИРАЮТСЯ:

1. МАТЕРИАЛ ШКИВА И РАЗМЕРЫ СТУПИЦЫ (2.5.1 и 2.5.2).
2. КОНСТРУКЦИЯ И РАЗМЕРЫ ШКИВА
   - 2.1. Конструкция шкива=f(d) (табл. 2.5.2).
   - 2.2. Размеры профиля межзубой впадины (табл. 2.5.11 и рис. 2.5.19).
   - 2.3. Делительный диаметр зубьев, мм (по оси кордшнура) $d=mz$.
   - 2.4. Диаметр вершин зубьев шкива, мм $d_a=d-2H+k$, где k–поправка на диаметр вершин зубьев для более равномерного нагружения зубьев (табл. 2.5.12).

Табл. 2.5.12. Значения коэффициента k

d, мм	до 50	до 78	до 118	до 198	до 318	до 500
k, мм	0,08	0,10	0,12	0,13	0,15	0,18

   - 2.5. Диаметр впадин зубьев шкива, мм $d_f=d_a-2h_ш$.
   - 2.6. Шаг по диаметру вершин зубьев, мм $t_ш=\pi d_a/z$.

2.7. Ширина обода шкива, мм

$B_ш = B_р + m$.

2.8. Толщина обода шкива $\delta_ш$, мм

$\delta_ш = (1{,}5m+2) \geqslant 6$ мм.

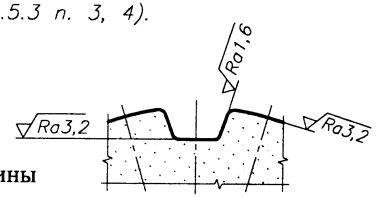
2.9. Для предотвращения соскальзывания ремня один из шкивов (обычно меньший) выполняется с ребордами.

Высота реборд a, мм

$a=m$ (для $m \leqslant 7$ мм); $a=8$ мм (для $m>7$ мм).

2.10. Другие размеры и параметры шкивов (2.5.1, 2.5.2, 2.5.3 п. 3, 4).

Рис. 2.5.20. Шероховатость поверхностей межзубой впадины



3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ МЕЖЗУБОЙ ВПАДИНЫ (рис. 2.5.20)

4. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ МЕЖЗУБОЙ ВПАДИНЫ

Табл. 2.5.13. Допуски формы и расположения межзубой впадины, мкм

Параметр, мкм	Делительный диаметр зубьев шкива d, мм				
	до 50 св. 80	до 80 св. 125	до 125 св. 200	до 200 св. 315	до 315 св. 500
Отклонение диаметра вершин зубьев	- 60	- 70	- 80	- 90	- 120
Радиальное биение диаметра вершин	50	50	65	65	80
Отклонения шага зубьев для $m \leqslant 2$ мм	±21	±22	±22	±22	±24
$m \leqslant 4$ мм	±23	±23	±25	±25	±27
$m \leqslant 10$ мм	±30	±30	±30	±30	±32
Накопленная ошибка шага зубьев	56	67	80	95	110

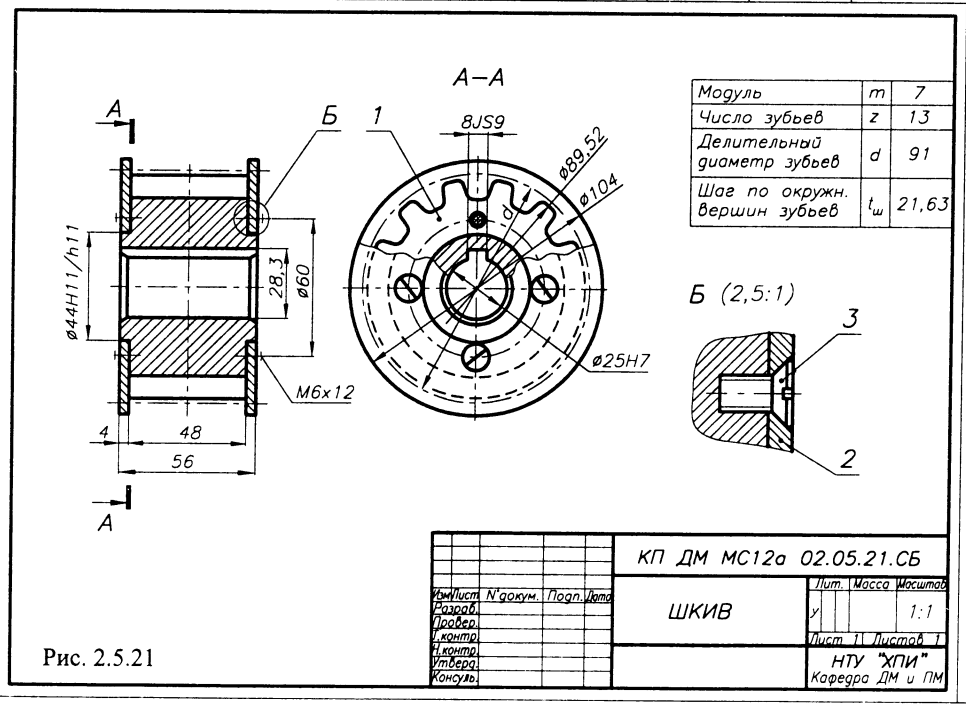


Рис. 2.5.21

2.6. КОНСТРУКЦИЯ ШКИВА, УМЕНЬШАЮЩАЯ ИЗГИБАЮЩИЙ МОМЕНТ В СЕЧЕНИИ ВАЛА НА ОПОРЕ

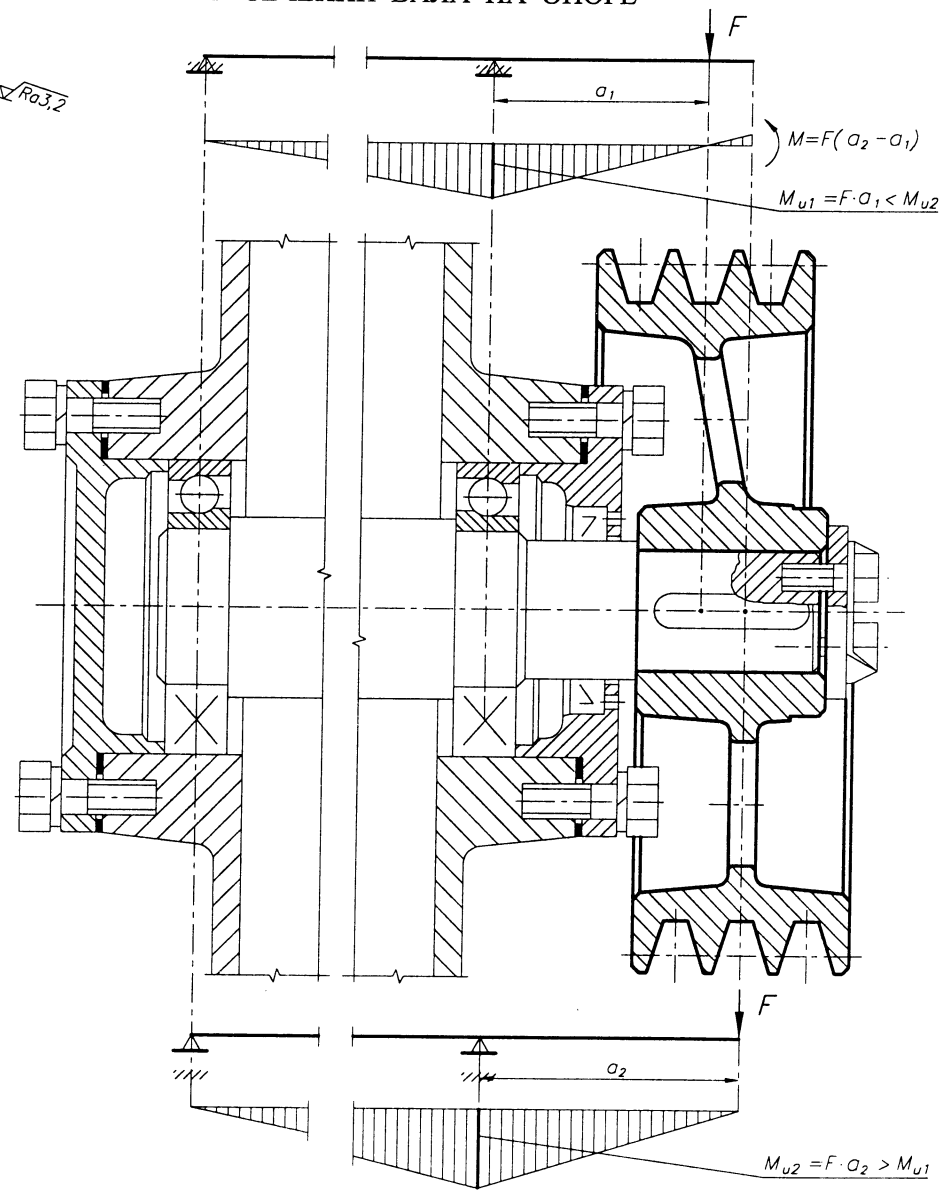


Рис. 2.6.1

2.7. КОНСТРУКЦИЯ ШКИВА, РАЗГРУЖАЮЩАЯ ВАЛ ОТ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

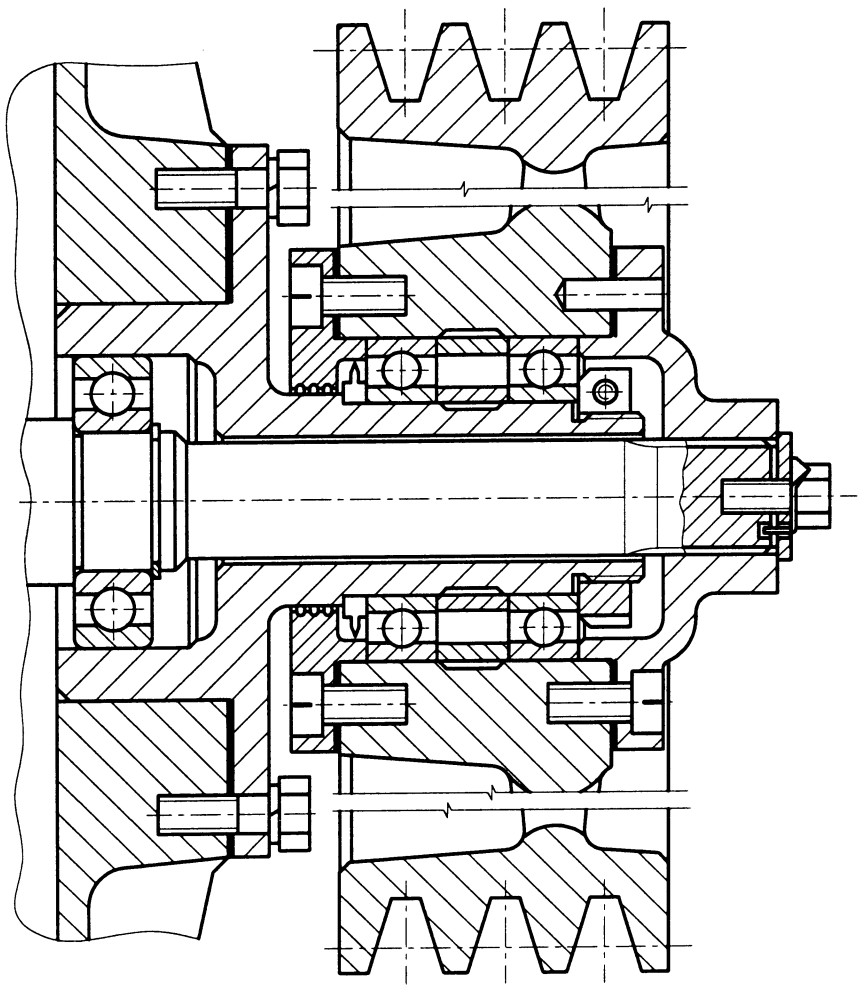


Рис. 2.7.1а

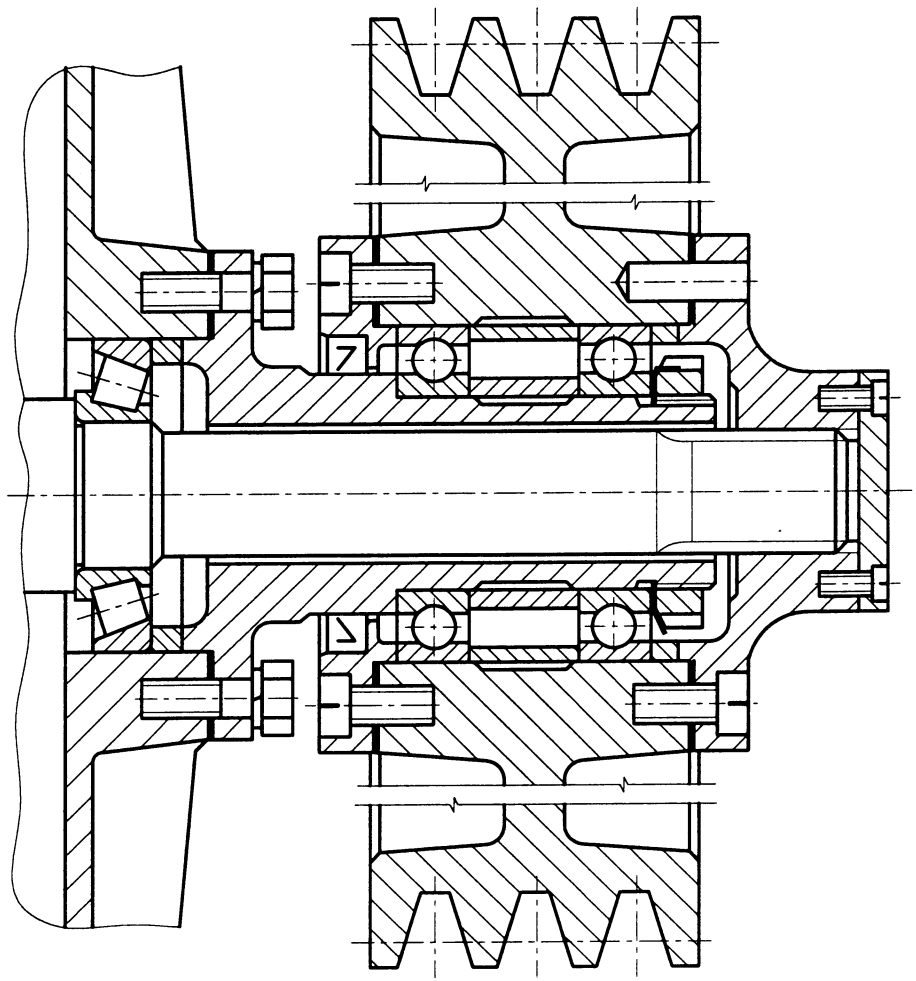
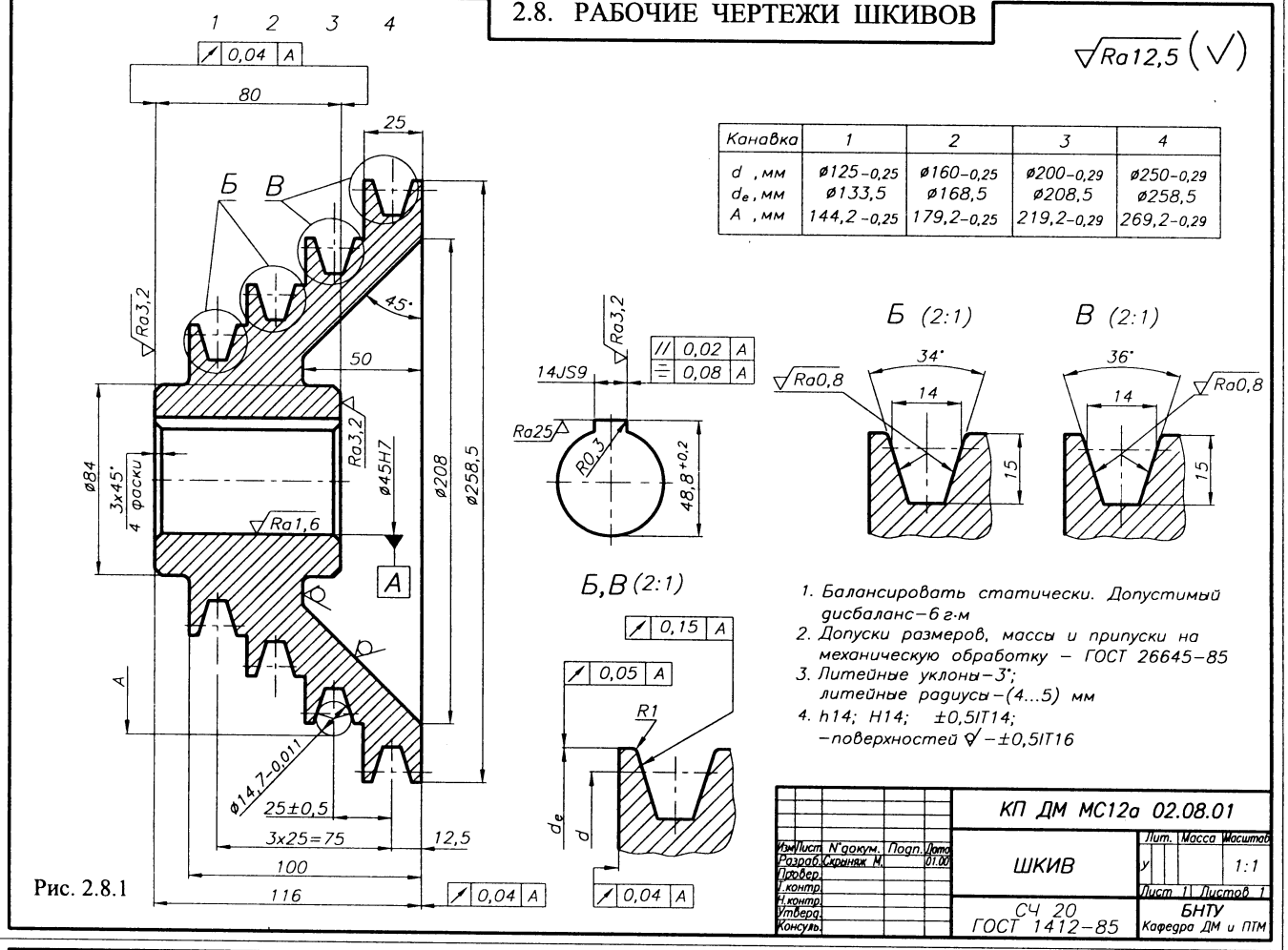


Рис. 2.7.1б

2.8. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ШКИВОВ



Канавка	1	2	3	4
d , мм	ø125-0,25	ø160-0,25	ø200-0,29	ø250-0,29
d_e , мм	ø133,5	ø168,5	ø208,5	ø258,5
A , мм	144,2-0,25	179,2-0,25	219,2-0,29	269,2-0,29

1. Балансировать статически. Допустимый дисбаланс–6 г·м
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645–85
3. Литейные уклоны–3°; литейные радиусы–(4...5) мм
4. h14; H14; ±0,5IT14; –поверхностей √–±0,5IT16

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	
Разраб.		Скрипняк М.		01.00	
Провер.					
Т. контр.					
Н. контр.					
Утверд.					
Консуль.					

КП ДМ МС12а 02.08.01

ШКИВ

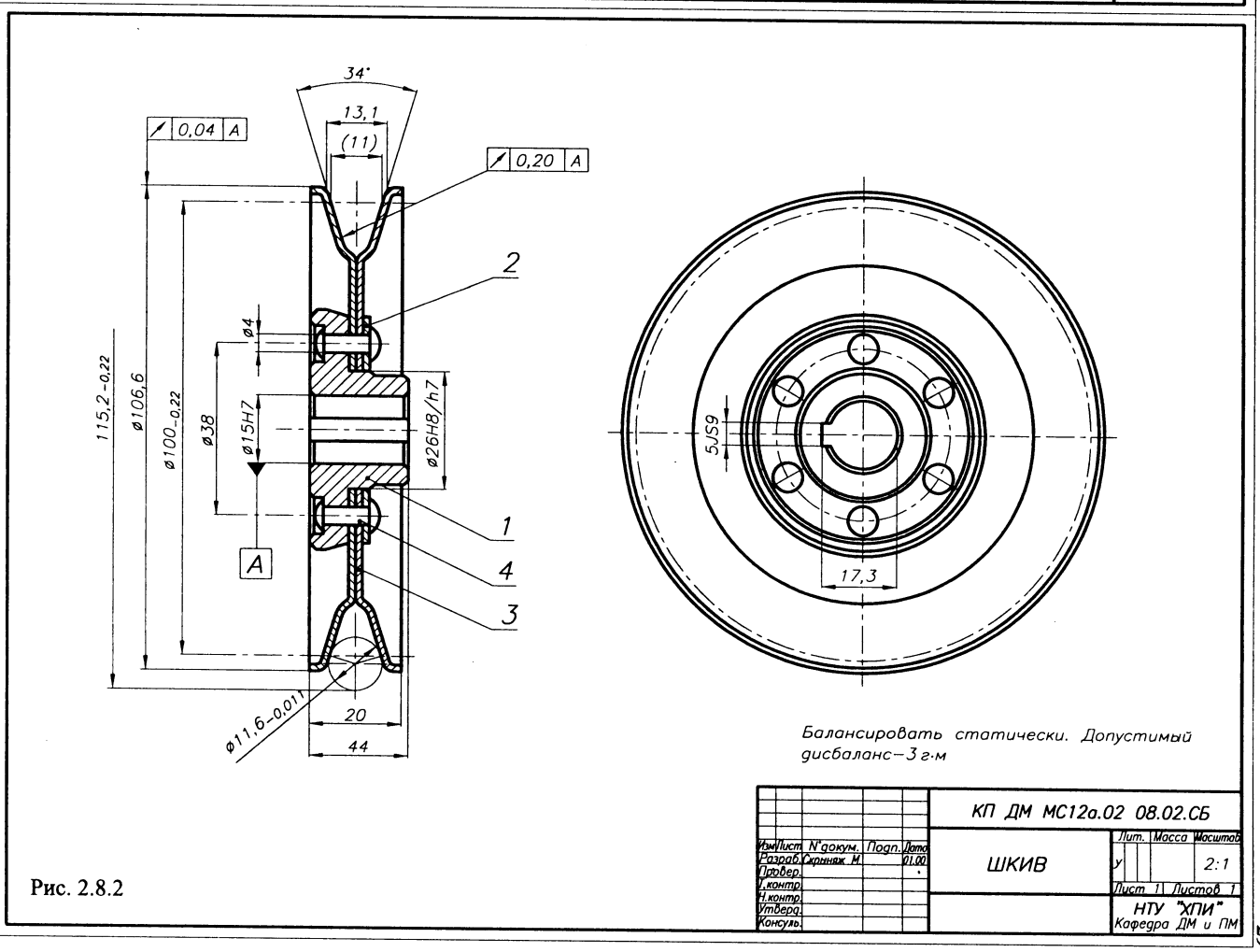
Лит.	Масса	Масштаб
У		1:1

Лист 1 Листов 1

СЧ 20 ГОСТ 1412–85

БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ

Рис. 2.8.1



Балансировать статически. Допустимый дисбаланс–3 г·м

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	
Разраб.		Скрипняк М.		01.00	
Провер.					
Т. контр.					
Н. контр.					
Утверд.					
Консуль.					

КП ДМ МС12а.02 08.02.СБ

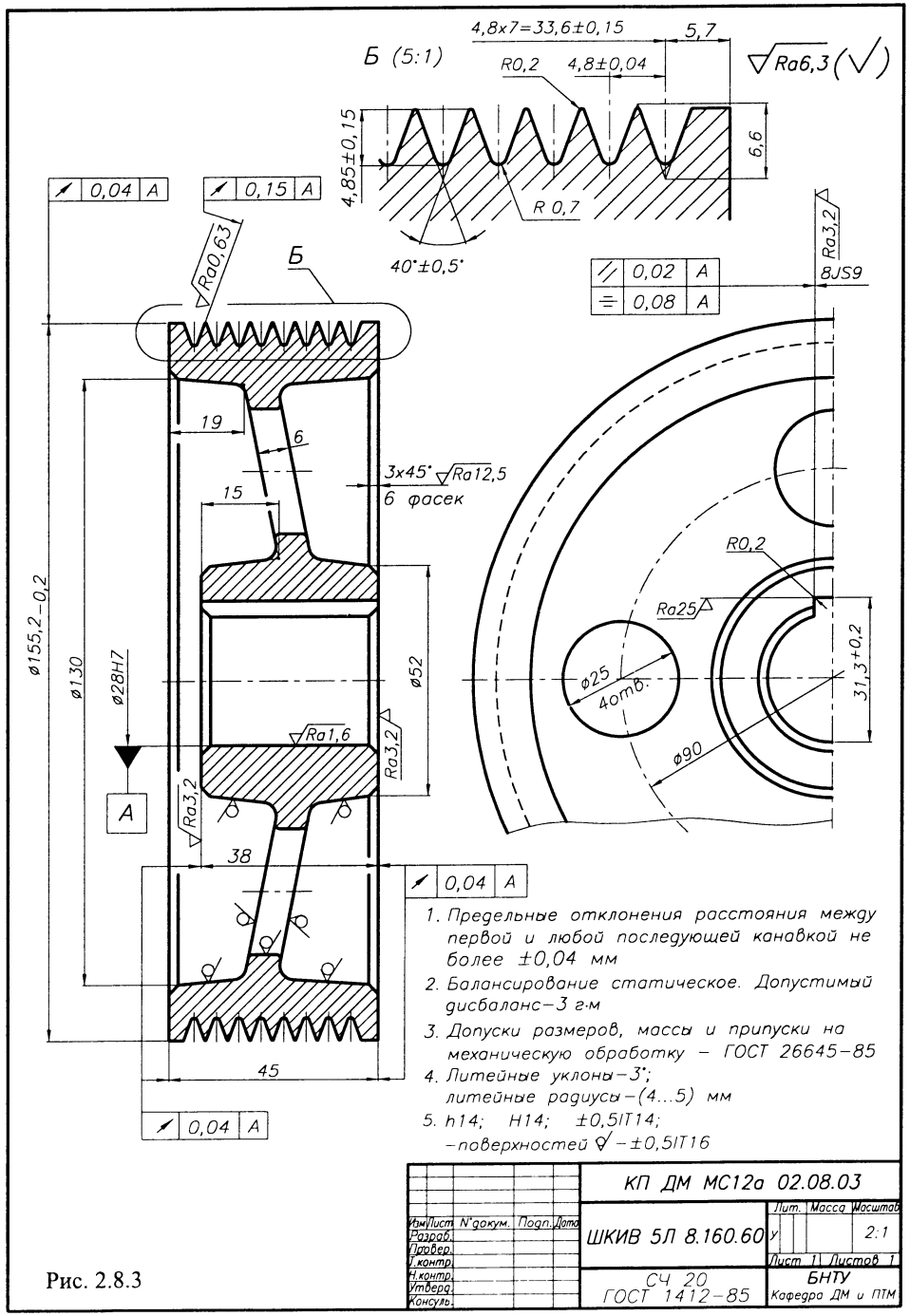
ШКИВ

Лит.	Масса	Масштаб
У		2:1

Лист 1 Листов 1

НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ

Рис. 2.8.2



1. Предельные отклонения расстояния между первой и любой последующей канавкой не более ±0,04 мм
2. Балансирование статическое. Допустимый дисбаланс–3 г·м
3. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645–85
4. Литейные уклоны–3°; литейные радиусы–(4...5) мм
5. h14; H14; ±0,5IT14; –поверхностей √ – ±0,5IT16

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 02.08.03	
Разраб.				ШКИВ 5Л 8.160.60	Лит. / Масса / Масштаб 2:1
Провер.					Лист 1 / Листов 1
Т.контр.				СЧ 20 ГОСТ 1412–85	БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ
Н.контр.					
Утверд.					
Консуль.					

Рис. 2.8.3

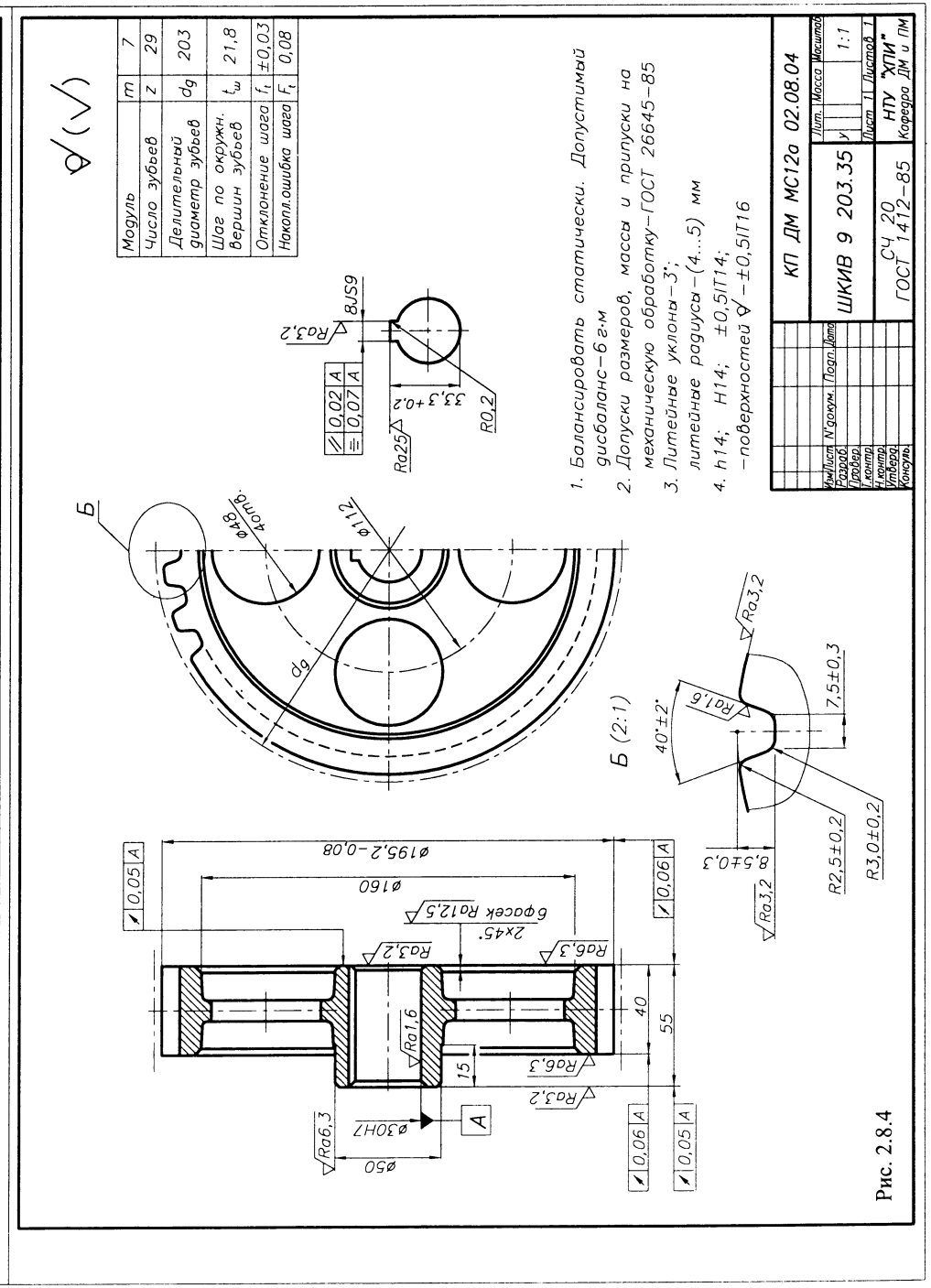


Рис. 2.8.4

2.9. НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [4, 9, 21]

Натяжные устройства ременных передач разделяются на устройства:

1. Периодического действия (рис. 2.9.1а,б,в).
2. Постоянного действия (рис. 2.9.1г).
3. Автоматического действия, устанавливающие величину натяжения ремней в зависимости от передаваемого крутящего момента (рис. 2.9.2а,б,в).

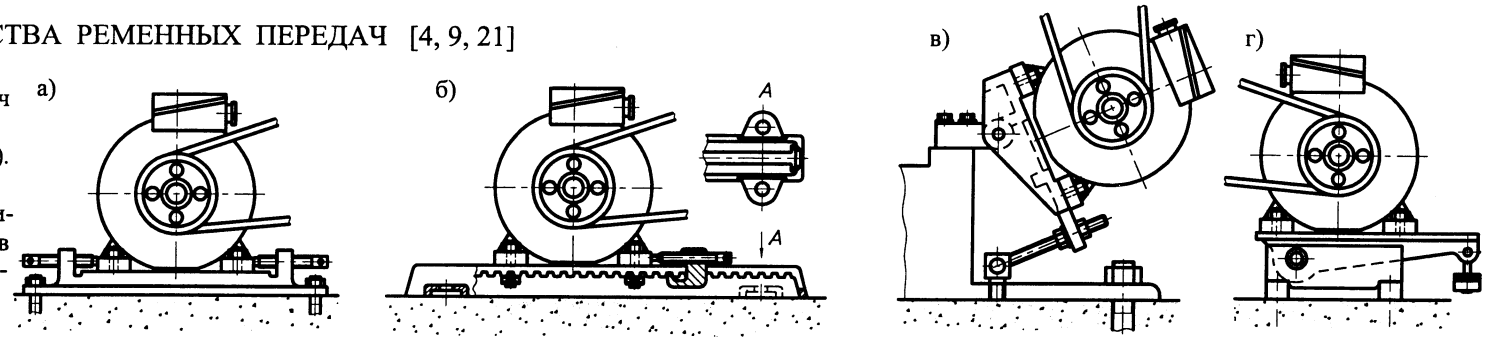


Рис. 2.9.1. Натяжные устройства ременных передач:
1. Периодического действия. Электродвигатель устанавливается на: а) плите; б) салазках; в) поворотной раме;
2. Постоянного действия. Электродвигатель устанавливается г) на поворотной раме

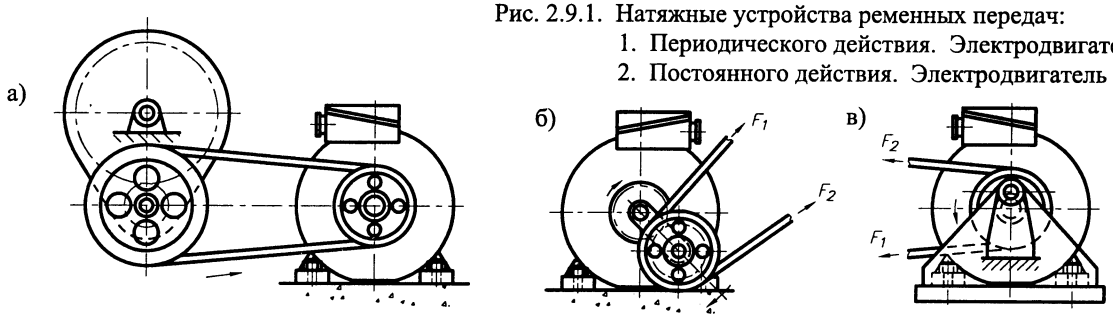


Рис. 2.9.2. Натяжные устройства ременных передач автоматического действия

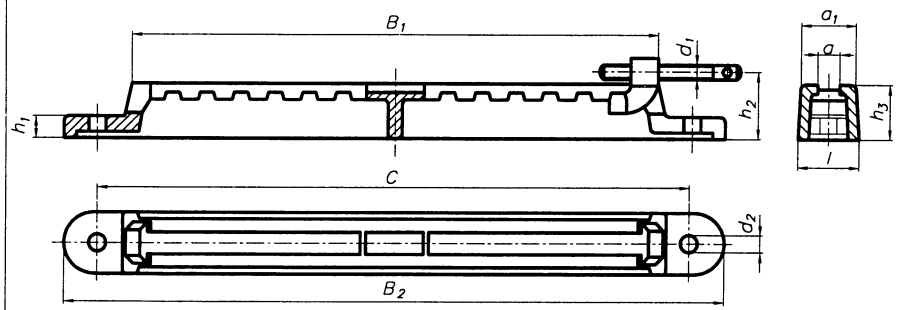


Рис. 2.9.3. Салазки для установки электродвигателя (табл. 2.9.1)

Табл. 2.9.1. Размеры салазок для установки электродвигателя (рис. 2.9.3)

Тип	Размеры, мм											Масса комплекта, кг	Болты крепления двигателя
	a	a_1	B_1	B_2	C	d_1	d_2	h_1	h_2	h_3	l		
С-3	16	38	370	440	410	М12	12	15	44	36	42	3,8	М10х35
С-4	18	45	430	540	470	М12	14	18	55	45	50	5,3	М12х40
С-5	25	65	570	670	620	М16	18	22	67	55	72	12,5	М16х55
С-6	25	65	630	770	720	М16	18	26	74	60	75	17,5	М16х60
С-7	30	90	770	930	870	М20	24	30	88	70	105	31,0	М20х75

2.10. МОНТАЖНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

1. Мах прогиб ветви ремня, мм $f = 1{,}55a/100$ под действием усилия F, Н:
   - для нового ремня $F = (1{,}3F_o + c)/16$;
   - для работающего ремня $F = (F_o + c)/16$,

   где F_o - предварительное натяжение ремня, Н;
   c - коэффициент, зависящий от жесткости ремня; c = f (сечение ремня) (табл. 2.10.1).

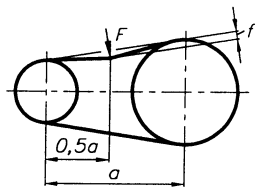


Рис. 2.10.1. Схема для определения прогиба ветви ремня

Табл. 2.10.1. Значения коэффициента c

Сечение ремня	c, Н
О	7
А	10
Б	15
В	22
Г	35

2. Непараллельность осей шкивов, мм на 100 мм межосевого расстояния:
   - для клиноременных передач - не более 1 мм;
   - для поликлиновых передач - не более 0,5 мм;
   - для зубчато-ременных передач - не более 0,7 мм для $n < 1500$ мин$^{-1}$;
   - для зубчато-ременных передач - не более 0,5 мм для $n > 1500$ мин$^{-1}$.
3. Смещение рабочих поверхностей шкивов, мм на 100 мм межосевого расстояния:
   - для клиноременных передач - не более 0,2 мм;
   - для поликлиновых передач - не более 0,15 мм.

2.11. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМАХ

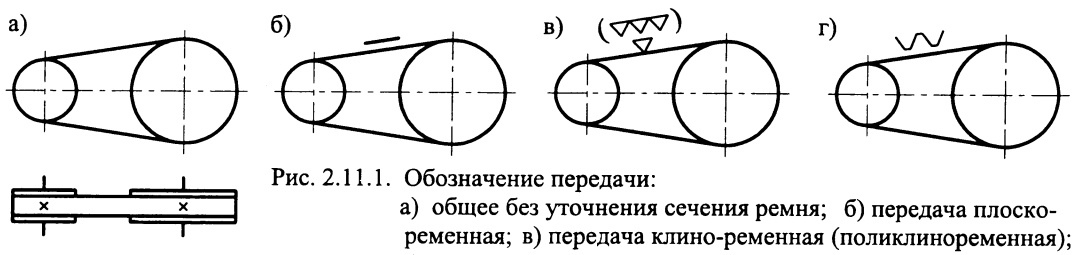


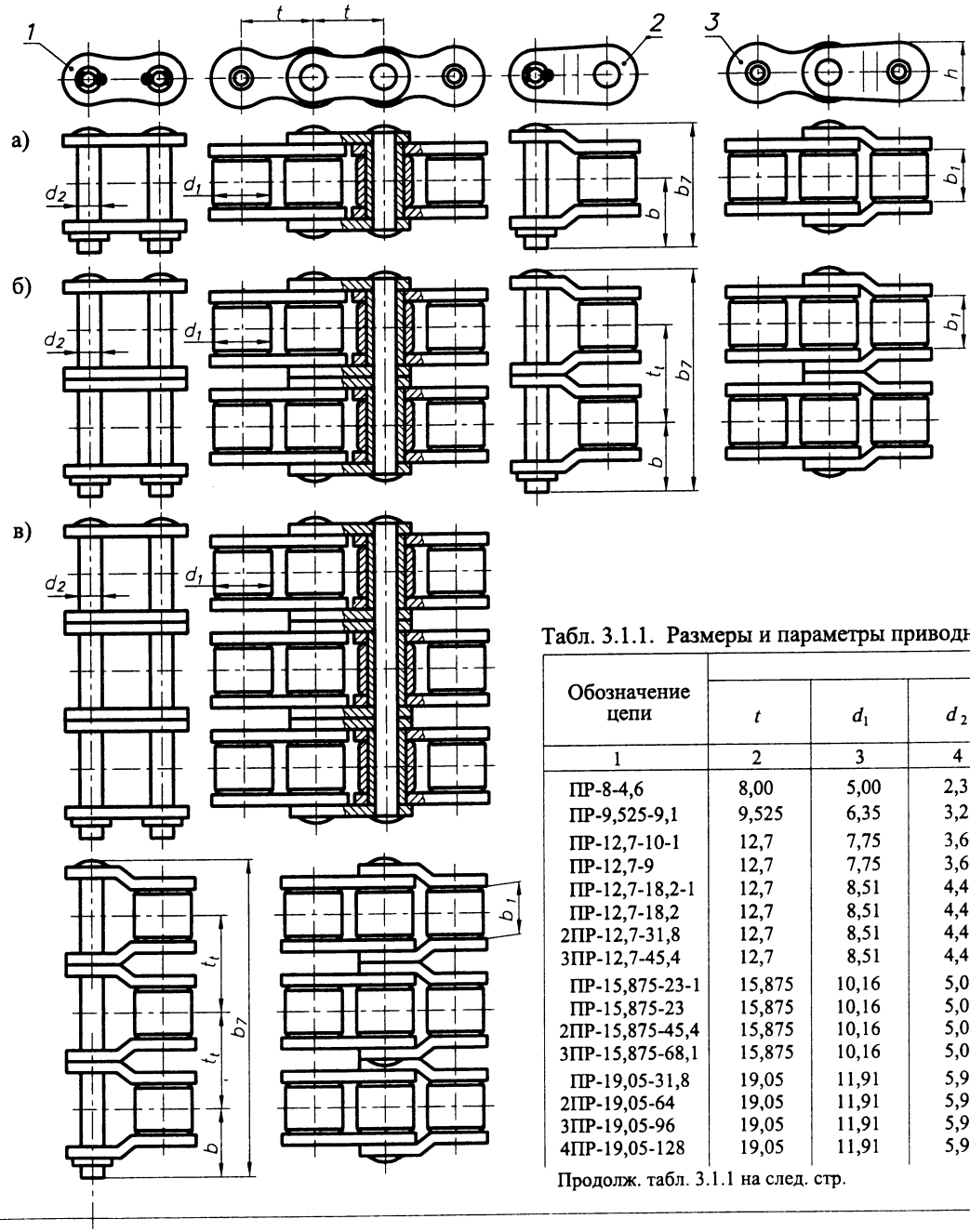
Рис. 2.11.1. Обозначение передачи:
а) общее без уточнения сечения ремня; б) передача плоскоременная; в) передача клино-ременная (поликлиноременная); г) передача зубчато-ременная

3. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ И ВТУЛОЧНЫЕ

3.1.1. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ типа ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР

ГОСТ 13568-97



ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ

- цепи приводной роликовой однорядной, шага 25,4 мм, с разрушающей нагрузкой 60 кН: *Цепь ПР-25,4-60 ГОСТ 13568-97*
- цепи приводной роликовой трехрядной, шага 44,45 мм, с разрушающей нагрузкой 517,2 кН: *Цепь 3ПР-44,45-517,2 ГОСТ 13568-97*
- соединительного звена цепи приводной роликовой однорядной, шага 25,4 мм, с разрушающей нагрузкой 60 кН: *Звено С-ПР-25,4-60 ГОСТ 13568-97*
- переходного звена цепи приводной роликовой однорядной, шага 25, 4 мм, с разрушающей нагрузкой 60 кН: *Звено П-ПР-25,4-60 ГОСТ 13568-97*
- двойного переходного звена цепи приводной роликовой трехрядной, шага 44,45 мм, с разрушающей нагрузкой 517,2 кН: *Звено П2-3ПР-44,45-517,2 ГОСТ 13568-97*

(В обозначениях типа цепей - ПР - цепь приводная; - 2, 3, 4 - число рядов цепи).

Рис. 3.1.1. Приводные цепи:
а) типа ПР; б) типа 2ПР; в) типа 3ПР;
1 - звено соединительное; *2* - звено переходное; *3* - звено переходное двойное

Табл. 3.1.1. Размеры и параметры приводных роликовых цепей типа ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР

ГОСТ 13568-97

Обозначение цепи	Размеры, мм								A, мм²	Разрушающая сила F, кН	Масса m, кг/м
	t	d_1	d_2	b_1	b	b_7	h	t_t			
				не менее	не более						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ПР-8-4,6	8,00	5,00	2,31	3,00	7,0	12	7,5	–	11	4,60	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	6,35	3,28	5,72	10	17	8,5	–	28	9,10	0,45
ПР-12,7-10-1	12,7	7,75	3,66	2,40	6,3	10,5	10,0	–	13	10,00	0,30
ПР-12,7-9	12,7	7,75	3,66	3,30	7,0	12	10,0	–	22	9,00	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	8,51	4,45	5,40	10	19	11,8	–	39	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2	12,7	8,51	4,45	7,75	11	21	11,8	–	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-31,8	12,7	8,51	4,45	7,75	11	35	11,8	13,92	100	31,8	1,4
3ПР-12,7-45,4	12,7	8,51	4,45	7,75	11	50	11,8	13,92	150	45,4	2,0
ПР-15,875-23-1	15,875	10,16	5,08	6,48	11	20	14,8	–	51	23,0	0,8
ПР-15,875-23	15,875	10,16	5,08	9,65	13	24	14,8	–	67	23,0	1,0
2ПР-15,875-45,4	15,875	10,16	5,08	9,65	13	41	14,8	16,59	134	45,4	1,9
3ПР-15,875-68,1	15,875	10,16	5,08	9,65	13	57	14,8	16,59	201	68,1	2,8
ПР-19,05-31,8	19,05	11,91	5,94	12,70	18	33	18,2	–	105	31,8	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	11,91	5,96	12,70	18	54	18,2	22,78	210	64	2,9
3ПР-19,05-96	19,05	11,91	5,96	12,70	18	76	18,2	22,78	315	96	4,3
4ПР-19,05-128	19,05	11,91	5,96	12,70	18	102	18,2	22,78	420	128	5.8

Продолж. табл. 3.1.1 на след. стр.

A - площадь опорной поверхности на диаметре d_1, мм².

3.1.2. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ ВТУЛОЧНЫЕ типа ПВ, 2ПВ ГОСТ 13568-97

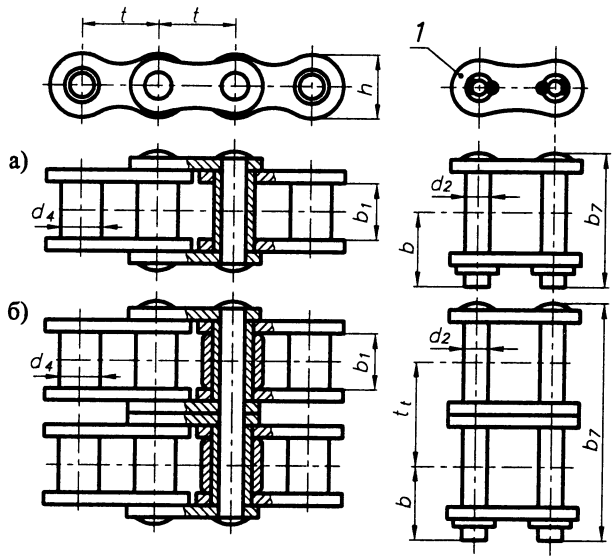


Рис. 3.1.2. Цепи приводные втулочные:
а) типа ПВ; б) типа 2ПВ;
1 - звено соединительное

3.1.3. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ С ИЗОГНУТЫМИ ПЛАСТИНАМИ типа ПРИ ГОСТ 13568-97

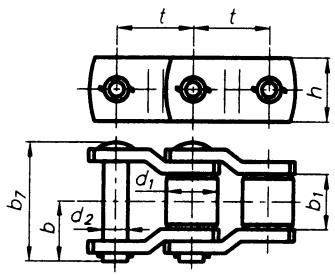


Рис. 3.1.3. Цепь приводная роликовая с изогнутыми пластинами типа ПРИ

Продолж. табл. 3.1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	22	39	24,2	–	179	60	2,6
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	7,92	15,88	22	68	24,2	29,29	358	114	5,0
3ПР-25,4-171	25,4	15,88	7,92	15,88	22	98	24,2	29,29	537	171	7,5
4ПР-25,4-228	25,4	15,88	7,92	15,88	22	129	24,2	29,29	716	228	10,9
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	24	46	30,2	–	262	89	3,8
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	24	82	30,2	35,76	524	177	7,3
3ПР-31,75-265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	24	120	30,2	35,76	786	266	11,0
4ПР-31,75-355	31,75	19,05	9,53	19,05	24	158	30,2	35,76	1048	355	14,7
ПР-38,1-127	38,1	22,23	11,10	25,40	30	58	36,2	–	394	127	5,5
2ПР-38,1-254	38,1	22,23	11,10	25,40	30	104	36,2	45,44	788	254	11,0
3ПР-38,1-381	38,1	22,23	11,10	25,40	30	150	36,2	45,44	1182	381	16,5
4ПР-38,1-508	38,1	22,23	11,10	25,40	30	197	36,2	45,44	1576	508	22,0
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	34	62	42,4	–	472	172,4	7,5
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	12,70	25,40	34	110	42,4	48,87	944	344	14,4
3ПР-44,45-517,2	44,45	25,40	12,70	25,40	34	160	42,4	48,87	1416	517	21,7
ПР-50,8-227	50,8	28,58	14,27	31,75	38	72	48,3	–	637	227	9,7
2ПР-50,8-453,6	50,8	28,58	14,27	31,75	38	130	48,3	58,55	1274	454	19,1
3ПР-50,8-680,4	50,8	28,58	14,27	31,75	38	190	48,3	58,55	1911	680	28,3
4ПР-50,8-900	50,8	28,58	14,27	31,75	38	252	48,3	58,55	2548	900	38,0
ПР-63,5-354	63,5	39,68	19,84	38,10	48	89	60,4	–	1089	354	16,0

Табл. 3.1.2. Размеры и параметры приводных втулочных и цепей с изогнутыми пластинами типа ПВ, 2ПВ, ПРИ

ГОСТ 13568-97

Обозначение цепи	Размеры, мм								A, мм²	Разрушающая сила F, кН	Масса m, кг/м
	t	d_4 (d_1)	d_2	b_1 не менее	b не более	b_7 не более	h не более	t_t			
ПВ-9,525-11,5	9,525	5,00	3,59	7,60	10	18,5	8,80	–	40	11,5	0,50
ПВ-9,525-13	9,525	6,00	4,45	9,52	12	21,2	9,85	–	56	13,0	0,65
2ПВ-9,525-20	9,525	6,00	4,45	5,20	8,5	27,5	9,85	10,75	81	20,0	1,00
ПРИ-78,1-360	78,1	33,3	17,15	38,1	51	102	45,5	–	1029	360	14,5
ПРИ-78,1-400	78,1	40,0	19,00	38,1	51	102	56,0	–	1131	400	19,8
ПРИ-103,2-650	103,2	46,0	24,00	49,0	73	135	60,0	–	1968	650	28,8
ПРИ-140-1200	140,0	65,0	36,00	80,0	94	182	90,0	–	4320	1200	63,0

A - площадь опорной поверхности на диаметре d_1, мм².

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ

- цепи приводной втулочной шага 9,525 мм с разрушающей нагрузкой 13 кН:

Цепь ПВ-9,525-13 ГОСТ 13568-97

- цепи приводной втулочной двухрядной шага 9,525 мм с разрушающей нагрузкой 20 кН:

Цепь 2ПВ-9,525-20 ГОСТ 13568-97

- цепи приводной роликовой с изогнутыми пластинами шага 78,1 мм с разрушающей нагрузкой 400 кН:

Цепь ПРИ-78,1-400 ГОСТ 13568-97

3.2. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ГОСТ 13552-81

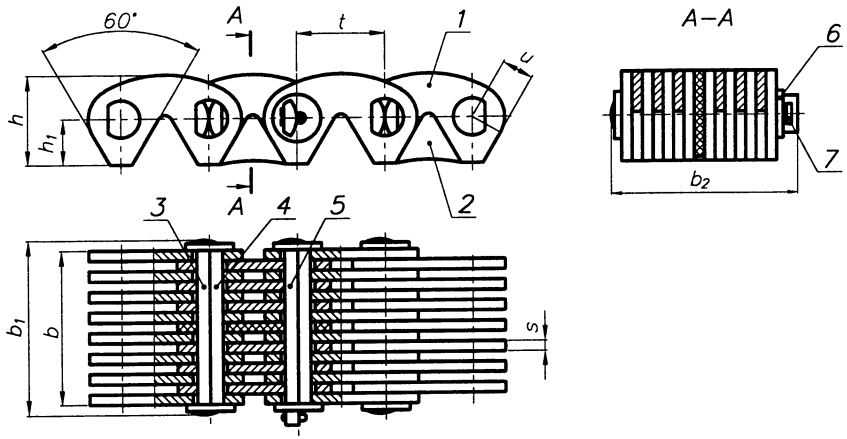


Рис. 3.2.1. Цепь зубчатая типа 1:
1 - рабочая пластина; *2* - направляющая пластина; *3* - удлиненная призма; *4* - внутренняя призма; *5* - соединительная призма; *6* - шайба; *7* - шплинт

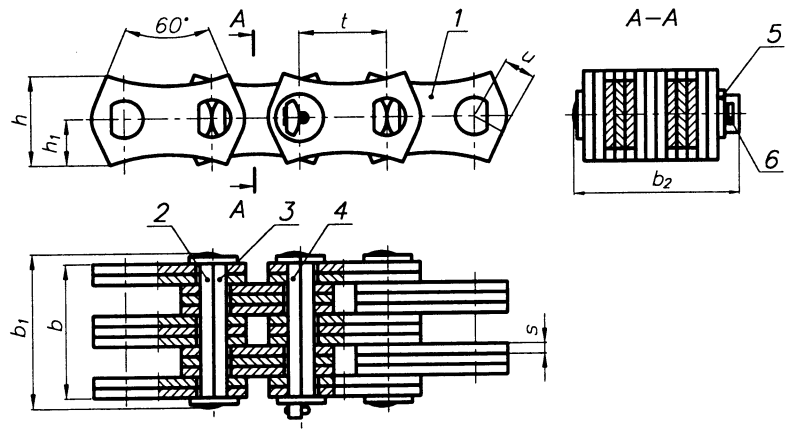


Рис. 3.2.2. Цепь зубчатая типа 2:
1 - рабочая пластина; *2* - удлиненная призма; *3* - внутренняя призма; *4* - соединительная призма; *5* - шайба; *6* - шплинт

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепи приводной зубчатой типа 1 с шагом t = 19,05 мм, с разрушающей силой F = 74 кН и рабочей шириною b = 45 мм: *Цепь ПЗ-1-19,05-74-45 ГОСТ 13552-81*

Табл. 3.2.1. Размеры и параметры приводных зубчатых цепей
ГОСТ 13552-81

Обозначение цепи	Размеры, мм				Разрушающая сила F, кН	Масса m, кг/м
	t	b	b_1	b_2		
		не более				
ПЗ-1-12,7-26-22,5	12,70	22,5	28,5	31,5	26	1,31
ПЗ-1-12,7-31-28,5	12,70	28,5	34,5	37,5	31	1,60
ПЗ-1-12,7-36-34,5	12,70	34,5	40,5	43,5	36	2,00
ПЗ-1-12,7-42-40,5	12,70	40,5	46,5	49,5	42	2,31
ПЗ-1-12,7-49-46,5	12,70	46,5	52,5	55,5	49	2,70
ПЗ-1-12,7-56-52,5	12,70	52,5	58,5	61,5	56	3,00
ПЗ-1-15,875-41-30	15,875	30,0	38,0	41,0	41	2,21
ПЗ-1-15,875-50-38	15,875	38,0	46,0	49,0	50	2,71
ПЗ-1-15,875-58-46	15,875	46,0	54,0	57,0	58	3,30
ПЗ-1-15,875-69-54	15,875	54,0	62,0	65,0	69	3,90
ПЗ-1-15,875-80-62	15,875	62,0	70,0	73,0	80	4,41
ПЗ-1-15,875-91-70	15,875	70,0	78,0	81,0	91	5,00
ПЗ-1-19,05-74-45	19,05	45,0	54,0	56,0	74	3,90
ПЗ-1-19,05-89-57	19,05	57,0	66,0	68,0	89	4,90
ПЗ-1-19,05-105-69	19,05	69,0	78,0	80,0	105	5,91
ПЗ-1-19,05-124-81	19,05	81,0	90,0	92,0	124	7,00
ПЗ-1-19,05-143-93	19,05	93,0	102	104	143	8,00
ПЗ-2-25,4-101-57	25,40	57,0	66,0	68,0	101	8,40
ПЗ-2-25,4-132-75	25,40	75,0	84,0	86,0	132	10,8
ПЗ-2-25,4-164-93	25,40	93,0	102	104	164	13,2
ПЗ-2-25,4-196-111	25,40	111	120	122	196	15,4
ПЗ-2-31,75-166-75	31,75	75,0	85,0	88,0	166	14,4
ПЗ-2-31,75-206-93	31,75	93,0	103	106	206	16,6
ПЗ-2-31,75-246-111	31,75	111	121	124	246	18,8
ПЗ-2-31,75-286-129	31,75	129	139	142	286	21,0

В обозначениях зубчатых цепей ПЗ указан тип (1 или 2); шаг t, мм; разрушающая сила F, кН, а также рабочая ширина b, мм.

Табл. 3.2.2. Размеры и параметры приводных зубчатых цепей

Размеры, мм					Ориентировочные значения $[P_{10}]$, кВт, для зубчатых цепей условной шириною 10 мм при скорости цепи ϑ, м/с						
t	h	h_1	s	u	1	2	3	4	6	8	10
12,7	13,4	7,0	1,5	4,76	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,3
15,875	16,7	8,7	2,0	5,95	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	20,1	10,5	3,0	7,14	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	26,7	13,35	3,0	9,52	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	33,4	16,7	3,0	11,91	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

3.3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ С ПРИВОДНОЙ РОЛИКОВОЙ ИЛИ ВТУЛОЧНОЙ ЦЕПЬЮ [7, 12, 16, 44]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, кВт; T_1, Н·м; n_1, мин$^{-1}$; u.

Тип цепи (роликовая или втулочная) (3.1).

Условия работы и расположение передачи.

Межосевое расстояние a', мм (выбирается из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

1. Предварительное значение шага однорядной цепи, мм
$$t = 4{,}5\sqrt[3]{T_1}\ ^{*}$$
2. По табл. 3.1.1 выбирают цепь, шаг которой есть наиболее близким к рассчитанному, ее разрушающую силу F, площадь опорной поверхности шарнира S и массу m. При выборе цепи следует отдавать предпочтение однорядным цепям типа ПР. Цепи ПРД используются в основном в сельскохозяйственном машиностроении, цепи типа ПРИ - строительном и дорожном машиностроении.
3. Число зубьев ведущей звездочки $z_1 = f(u)$ (табл. 3.3.1). Число z_1 назначают из ряда простых или нечетных чисел.
4. Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 u$. z_2 - целое нечетное число ($z_{2\max}$=100...120).
5. Действительное передаточное число передачи $u_д = z_2/z_1$ **.
6. Коэффициент, учитывающий условия эксплуатации цепи,
$$k_э = k_д\, k_a\, k_р\, k_н\, k_с\, k_{реж} \leqslant 3{,}0,$$
где $k_д$ - коэффициент, учитывающий динамичность передаваемой нагрузки (табл. 3.3.2);
k_a - коэффициент, учитывающий длину цепи (межосевое расстояние) (табл. 3.3.3);
$k_р$ - коэффициент, учитывающий способ регулировки натяжения цепи (табл. 3.3.4);
$k_н$ - коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту (табл. 3.3.5);
$k_с$ - коэффициент, учитывающий качество смазывания передачи и условия ее работы (табл. 3.3.6);
$k_{реж}$ - коэффициент, учитывающий режим работы передачи (табл. 3.3.8).

Если $k_э > 3$, то изменить условия эксплуатации цепи.

* В основу методики положено ограничение давления в шарнирах цепи, что связано с ее износом. Методика опирается на рекомендациях МГТУ им. Н.Э.Баумана.

** Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п.5), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

7. Скорость цепи, м/с $\vartheta = t z_1 n_1/(60\cdot 10^3)$.
8. Окружное усилие, Н $F_t = P_1\cdot 10^3/\vartheta$.
9. Удельные давления в шарнирах цепи, МПа
$$p = k_э F_t/(k_{ряд} S).$$
Значения давления должно находиться в пределах
$$0{,}6\,[p] \leqslant p \leqslant 1{,}05\,[p],$$
где $[p]$ - допускаемые удельные давления (табл. 3.3.10); $k_{ряд}$ - (табл. 3.3.9). В случае невыполнения п. 9 изменить шаг цепи, ее рядность или параметры, влияющие на $k_э$.
10. Вид смазывания передачи = f(ϑ, желаемое качество смазывания) (табл. 3.3.7).
11. Число звеньев цепи или длина цепи, выраженная в шагах,
$$z_ц = 2a'/t + 0{,}5(z_1+z_2) + f_1 t/a',$$
где $f_1 = (z_2 - z_1)^2/(4\pi^2)$; $a' \geqslant a_{\min}$; $a_{\min}$ - (табл. 3.3.3). $z_ц$ округляется до целого, желательно четного числа.
12. Расчетное межосевое расстояние при принятом $z_ц$, мм
$$a_р = \frac{t}{4}\left[z_ц - \frac{z_1+z_2}{2} + \sqrt{\left(z_ц - \frac{z_1+z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2}\right].$$
13. Действительное межосевое расстояние, мм $a = 0{,}996\, a_р$.
14. Делительные диаметры звездочек, мм
$$d_1 = t/\sin(180°/z_1); \quad d_2 = t/\sin(180°/z_2).$$
15. Коэффициент запаса прочности цепи
$$n = 10^3 F/(k_д F_t + F_ц + F_f) \geqslant [n],$$
где F - сила, разрушающая цепь, кН (табл. 3.1.1, 3.1.2);
$F_ц = m\vartheta^2$ - нагрузка от центробежных сил, Н;
$F_f = 9{,}81 k_f m a'$ - сила от провисания цепи, Н;
k_f - коэффициент провисания цепи. При вертикальном расположении передачи k_f = 1, при горизонтальном k_f = 6;
m - масса одного метра цепи, кг/м (табл. 3.1.1, 3.1.2).
a'=9,81 м/с^2. Значения $[n]$ представлены в табл. 3.3.11.
16. Сила, нагружающая валы передачи, Н $F = (1{,}15...1{,}20) F_t$ (при угле наклона передачи к горизонту до 40° и без учета веса цепи).

Табл. 3.3.1. Рекомендуемое число зубьев ведущей звездочки $z_1 = f(u)$

u	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
z_1	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15
Оптимальное значение $z_1 = 29 - 2u$						
Максимальное значение $z_1 = 3a/[t(u-1)]$						

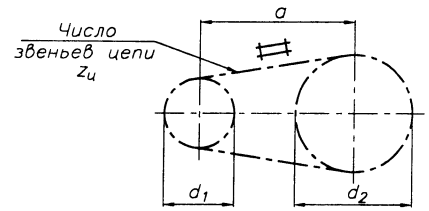


Рис. 3.3.1. Схема и основные размеры передачи с приводной роликовой (втулочной) цепью

Табл. 3.3.2. Значения коэффициента $k_д$, учитывающего динамичность передаваемой нагрузки

Нагрузка равномерная или близкая к ней	$k_д$ = 1,0
Нагрузка неравномерная	$k_д$ = 1,2...1,5
Нагрузка ударная	$k_д$ = 1,6...1,9

Табл. 3.3.3. Значения коэффициента k_a, учитывающего длину цепи (межосевое расстояние)

$a < 25\, t_ц$	k_a=1,25	Минимальное межосевое расстояние передачи $a_{\min} = (d_{a1}+d_{a2})/2 + (30...50)$, мм
$a = (30...50)\, t_ц$	k_a=1,00	
$a > (60...80)\, t_ц$	k_a=0,80	

Табл. 3.3.4. Значения коэффициента $k_р$, учитывающего способ регулировки натяжения цепи

Регулировка натяжения цепи осуществляется :	
- перемещением оси одной из звездочек	$k_р$= 1,00
- оттяжными звездочками или нажимными роликами	$k_р$= 1,10
- не регулируется	$k_р$= 1,25

Табл. 3.3.5. Значения коэффициента $k_н$, учитывающего наклон передачи к горизонту

Линия центров звездочек наклонена к горизонту:	
до 60°	$k_н$ = 1,00
больше 60°	$k_н$ = 1,25

Табл. 3.3.6. Значения коэффициента $k_с$, учитывающего качество смазывания передачи и условия ее работы

Условия работы	Смазка (табл. 3.3.7):		
без пыли	I	$k_с$ = 0,80	
	II	$k_с$ = 1,00	
запыленное	II	$k_с$ = 1,30	
	III	$k_с$ = 1,80	для $\vartheta \leqslant 4$ м/с
		$k_с$ = 3,00	для $\vartheta \leqslant 7$ м/с
грязное	III	$k_с$ = 3,00	для $\vartheta \leqslant 4$ м/с
		$k_с$ = 6,00	для $\vartheta \leqslant 7$ м/с
	IV	$k_с$ = 6,00	для $\vartheta \leqslant 4$ м/с

Табл. 3.3.7. Качество смазывания цепных передач

Качество смазывания	Смазывание цепи при ее скорости ϑ, м/с			
	до 4	до 7	до 12	св. 12
I - хорошее	Капельное 10 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционное под давлением	Разбрызгиванием
II - удовлетворительное	Смазка густая внутришарн. Пропитка цепи через 120...180 ч	Капельное 20 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционное под давлением
III - недостаточное	Периодическая через 6...8 ч			
IV - работа без смазки	Допускается при скорости цепи $\vartheta < 0{,}1$ м/с			

Табл. 3.3.8. Значения коэффициента $k_{реж}$, учитывающего режим работы передачи

Работа передачи	односменная	$k_{реж} = 1{,}00$
	двухсменная	$k_{реж} = 1{,}25$
	трехсменная	$k_{реж} = 1{,}45$

Табл. 3.3.9. Значения коэффициента $k_{ряд}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи

Число рядов	1	2	3	4
$k_{ряд}$	1,0	1,7	2,5	3,0

Табл. 3.3.10. Допускаемые удельные давления $[p]$ в шарнирах роликовых цепей

Шаг цепи t, мм	Допускаемые удельные давления $[p]$, МПа, при частоте вращения малой звездочки n_1, мин$^{-1}$									
	10	50	100	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	40	35	33	31	28	26	24	22	21	18
19,05; 25,4	40	35	32	30	26	23	21	19	17	15
31,75; 38,1	40	35	32	29	24	21	18	16	15	
44,45; 50,8	40	35	30	26	21	17	15	–		

Табл. 3.3.11. Минимальный коэффициент запаса прочности цепи $[n]$ (при $z_1 \geqslant 15$)

Шаг цепи t, мм	Минимальный коэффициент запаса $[n]$ при частоте вращения малой звездочки n_1, мин$^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,5	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	–
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	–	–
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	–	–	–
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	–	–	–	–

3.4 ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ С ПРИВОДНОЙ ЗУБЧАТОЙ ЦЕПЬЮ [7, 12, 21]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2, кВт; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u; T_1, T_2, Н·м.

Тип цепи - зубчатая (3.2).

Условия работы и расположение передачи.

Межосевое расстояние a', мм (выбирается из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

1. Число зубьев ведущей звездочки $z_1 = f(u)$
   $z_1 = 35 - 2u$. При этом $z_{1\,min} = 17$;
   z_1 - целое, желательно нечетное число.
2. Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 u$.
   z_2 - целое, желательно нечетное число. $z_{2\,max} = 100...120$.
3. Действительное передаточное число передачи $u_д = z_2 / z_1$*.
4. Коэффициент эксплуатации $k_э = k_д\, k_a\, k_р\, k_н\, k_с\, k_{реж}$.
   (см. 3.3 п. 6 и табл. 3.3.2...3.3.8). $k_э \leqslant 3{,}0$.
   Если $k_э > 3$, то изменить условия эксплуатации цепи.
5. Расчетная мощность, передаваемая цепью, кВт
   $P_р = P_1 k_э$.
6. Выбирается предварительное значение шага цепи t, мм, по табл. 3.2.1 (по возможности меньшее).
7. Скорость цепи, м/с $\vartheta = t\, z_1\, n_1 / (60 \cdot 10^3)$,
8. Предварительная ширина цепи, мм $b' \geqslant 10\, P_р / [P_{10}]$,
   где $[P_{10}]$ - расчетная мощность, передаваемая цепью шириною 10 мм, кВт. Ориентировочные значения $[P_{10}] = f(t, \vartheta)$ представлены в табл. 3.2.2.
   По табл. 3.2.1 выбирают цепь с шагом t из условия $b \geqslant b'$ ($b' \geqslant 0{,}6\, b$).
   При невыполнении этих условий выбирают цепь с большим шагом.
9. Делительные диаметры звездочек, мм
   $d_1 = t / \sin(\pi / z_1)$; $d_2 = t / \sin(\pi / z_2)$.
10. Число звеньев цепи или длина цепи, выраженная в шагах, $z_ц = 2a'/t + 0{,}5(z_1 + z_2) + f_1\, t / a'$,
    где $f_1 = (z_2 - z_1)^2 / (4\pi^2)$.
    $z_ц$ округляют до целого, желательно четного числа.

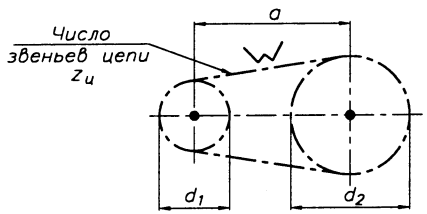


Рис. 3.4.1. Схема и основные размеры передачи с приводной зубчатой цепью

11. Расчетное межосевое расстояние при принятом $z_ц$, мм
    $$a_р = \frac{t}{4}\left[z_ц - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_ц - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\,\right].$$
    Действительное межосевое расстояние, мм $a = 0{,}996\, a_р$.
12. Коэффициент запаса прочности цепи
    $$n = 10^3 F / (k_д F_t + F_ц + F_f) \geqslant [n].$$
    Величины $F_ц$ и F_f - см. 3.3 п. 16.
    Значения $[n]$ представлены в табл. 3.4.1.
13. Сила, нагружающая валы передачи, Н $F = (1{,}15...1{,}20) F_t$ (при угле наклона передачи к горизонту до 40° и без учета веса цепи).

Табл. 3.4.1. Минимальный коэффициент запаса прочности зубчатых цепей $[n]$ (при $z_1 \geqslant 17$)

Шаг цепи t, мм	Минимальный коэффициент запаса $[n]$ при частоте вращения малой звездочки n_1, мин$^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	28	30	32	35	40	–

* Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п.3) необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

3.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ДЛЯ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ И ВТУЛОЧНЫХ ЦЕПЕЙ

ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

Цепь приводная роликовая (втулочная)

Число зубьев звездочки z.

Шаг цепи t, мм.

Диаметр вала $d_{вал}$, мм.

1. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБЬЕВ

Профили зубьев звездочек:

- без смещения центров дуг впадин (рис. 3.5.1а) ГОСТ 591-69;
- со смещением центров дуг впадин (рис. 3.5.1б) ГОСТ 591-69;
- со смещением центров дуг впадин (рис. 3.5.1в) (для скорости цепи $\vartheta < 5$ м/с) ГОСТ 592-81.

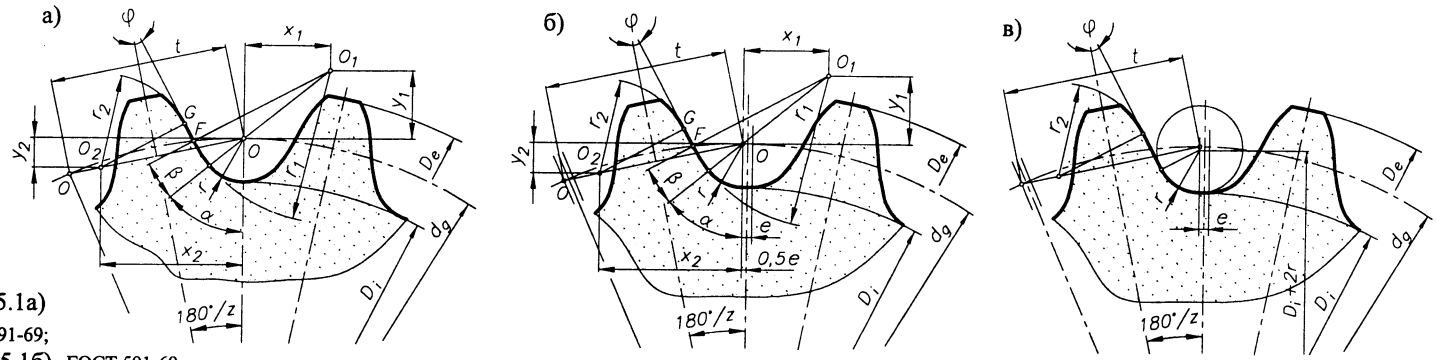


Рис. 3.5.1. Профили зубьев:
а) без смещения центров дуг впадин (ГОСТ 591-69);
б) со смещением центров дуг впадин (ГОСТ 591-69);
в) со смещением центров дуг впадин (ГОСТ 592-81)

Табл. 3.5.1. Расчет профиля зубьев звездочек втулочных и роликовых цепей

Наименование параметра	Расчетная формула для: ГОСТ 591-69	ГОСТ 592-81
1. Диаметр элемента зацепления цепей, мм: - роликовых	$D_ц = d_1$	
- втулочных	$D_ц = d_4$	
2. Геометрическая характеристика зацепления	$\lambda = t / D_ц$ *	
3. Диаметр делительной окружности, мм	$d_g = t / \sin(180°/z)$	
4. Коэффициент высоты зуба	k (табл. 3.5.2)	$k = \mathrm{ctg}(180°/z)$
5. Диаметр окружности выступов, мм	$D_e = t[k + \mathrm{ctg}(180°/z)]$	$D_e = t(0{,}7 + k - 0{,}31/\lambda)$
6. Радиус впадины, мм	$r = 0{,}5025 D_ц + 0{,}05$ мм	$r = 0{,}5(D_ц - 0{,}05t)$
7. Диаметр окружности впадин, мм	$D_i = d_g - 2r$	$D_i = d_g - (D_ц + 0{,}175\sqrt{d_g})$
8. Радиус сопряжения, мм	$r_1 = 0{,}8 D_ц + r$	
9. Половина угла впадины, град.	$\alpha° = 55° - (60°/z)$	
10. Угол сопряжения, град.	$\beta° = 18° - (56°/z)$	
11. Половина угла зуба	$\varphi° = 17° - (64°/z)$	$\varphi° = 13°...20°$
12. Радиус головки зуба, мм	$r_2 = D_ц(1{,}24\cos\varphi + 0{,}8 \cdot \cos\beta - 1{,}3025 - 0{,}05$ мм)	$r_2 = (t - 0{,}5D_ц - 0{,}5e)\cos\varphi$
13. Прямой участок профиля, мм	$FG = D_ц(1{,}24\sin\varphi - 0{,}8\sin\beta)$	$FG = r_2\sin\varphi$
14. Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба, мм	$OO_2 = 1{,}24 D_ц$	
15. Смещение центра дуг впадин, мм	$e = 0{,}03t$	$e = (0{,}01...0{,}05)t$
16. Координаты точки, мм	$x_1 = 0{,}08 D_ц \sin\alpha$;	$y_1 = 0{,}08 D_ц \cos\alpha$
17. Координаты точки, мм	$x_2 = 1{,}24 D_ц \cos(180°/z)$;	$y_2 = 1{,}24 D_ц \sin(180°/z)$

* Расчет представлен на звездочек с $\lambda \leqslant 2$ (2,2).
Диаметр окружности выступов вычисляется с точностью до 0,1 мм, остальные линейные размеры - до 0,01 мм, а угловые - до 1'.

Табл. 3.5.2. Зависимость $k = f(\lambda)$

λ	от 1,40 до 1,50	от 1,50 до 1,60	от 1,60 до 1,70	от 1,70 до 1,80	от 1,80 до 2,00
k	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565

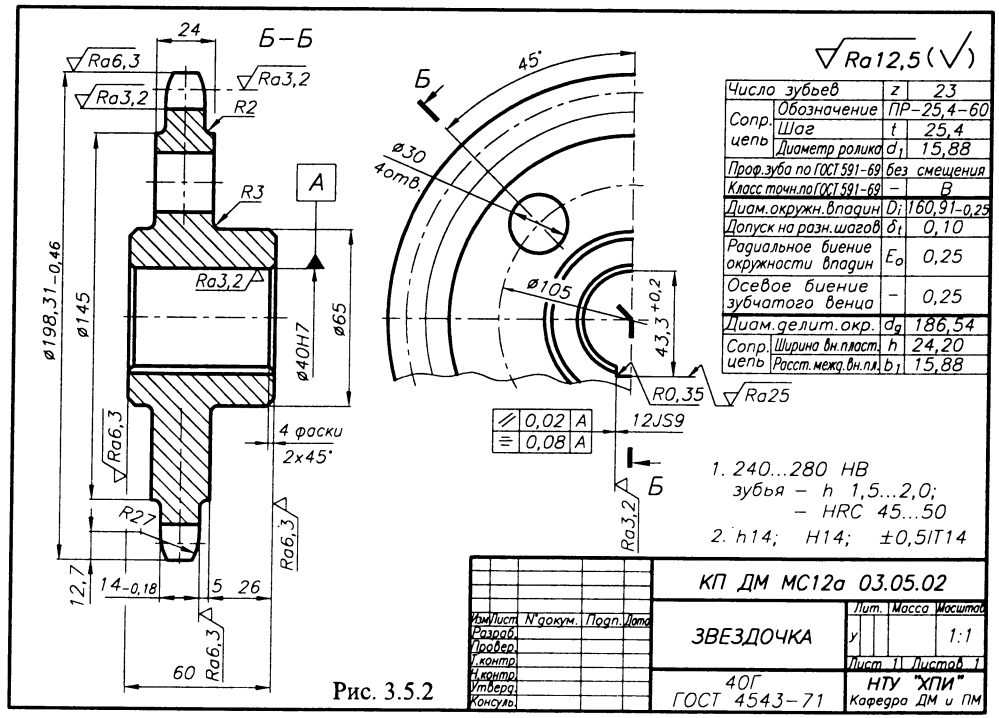


Рис. 3.5.2

2. РАЗМЕРЫ ЗУБЬЕВ И ВЕНЦОВ ЗВЕЗДОЧЕК В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ (рис. 3.5.3, табл. 3.5.3)

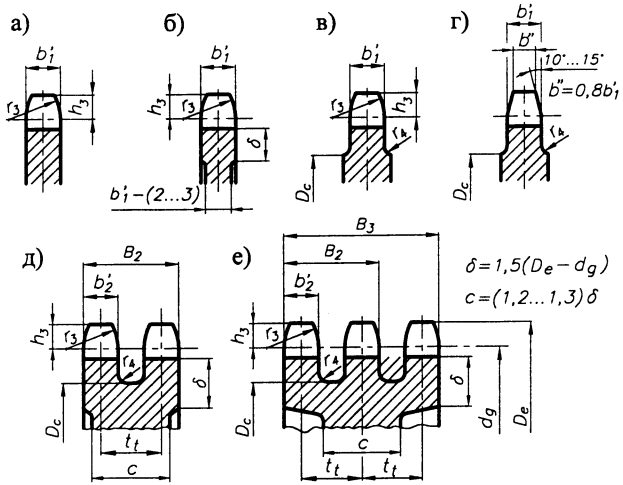


Рис. 3.5.3. Размеры зубьев и венцов звездочек: а)...г) однорядной; д) двухрядной; е) трехрядной цепи

Табл. 3.5.3. Размеры зубьев и венцов звездочек, мм

Наименование параметра	Расчетная формула
1. Диаметр элемента зацепления цепей:	
- роликовых	$D_ц = d_1$
- втулочных	$D_ц = d_4$
2. Ширина пластины цепи (наибольшая)	h
3. Расстояние между внутренними пластинами цепи	b_1
4. Расстояние между осями рядов цепи	t_t
	ГОСТ 13568-97
5. Радиус закругления зуба (наименьший)	$r_3 = 1,70\,D_ц$
6. Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	$h_3 = 0,80\,D_ц$
7. Диаметр обода наибольший	$D_c^* = t \cdot \mathrm{ctg}(180°/z) - 1,3\,h$
8. Радиус закругления - при шаге $t \leqslant 35$ мм	$r_4 = 1,6$ мм
- при шаге $t > 35$ мм	$r_4 = 2,5$ мм
9. Ширина зуба звездочки - однорядной	$b_1' = 0,93\,b_1 - 0,15$ мм
- двух- и трехрядной	$b_2' = 0,90\,b_1 - 0,15$ мм
- многорядной	$b_n' = 0,86\,b_1 - 0,30$ мм
10. Ширина венца многорядной звездочки	$B_n = (n-1)\,t_t + b_n$

* При $d < 150$ мм допускается $D_c = t \cdot \mathrm{ctg}(180°/z) - 1,2\,h$

Размеры зубьев и венцов звездочек в поперечном сечении следует вычислять с точностью до 0,1 мм; для однорядной звездочки (рис. 3.5.3а...г) допускается округление величины b_1' до 1 мм в меньшую сторону. Размер D_c следует округлять до 1 мм.

4. МАТЕРИАЛ ЗВЕЗДОЧЕК

Табл. 3.5.5. Материал звездочек

	Материал	Термообработка	Твердость $HRC_э$
1.	15, 20	Цементация + закалка	45...50
2.	15Х, 20Х	Цементация + закалка	55...60
3.	40, 50		
	45Г, 50Г, 45Г2	Закалка	50...55
4.	40Х, 40ХН, 45ХН	Закалка	50...55
5.	230-450, 270-480	Закалка	40...50
6.	200, 250	Закалка	НВ 320...430

	Применение
1.	Ведущие и ведомые звездочки, нагрузка без ударов
2.	Ведущие и ведомые звездочки, нагрузка ударная
3.	Ведущие и ведомые звездочки, большие нагрузки, истирание
4.	Ведущие и ведомые звездочки при повышенных скоростях, больших нагрузках и при повышенной точности
5.	Ведущие и ведомые звездочки, средняя нагрузка
6.	Ведомые звездочки, малые скорости, равномерная нагрузка

5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ

При окружной скорости цепи ϑ:

- до 8 м/с - Ra не более 6,3 мкм;
- свыше 8 м/с - Ra не более 3,2 мкм.

3. ТОЧНОСТЬ РАЗМЕРОВ ЗУБЬЕВ И ВЕНЦА ЗВЕЗДОЧЕК (табл. 3.5.4)

Стандарт устанавливает 3 группы точности размеров зубьев и венцов звездочек - группы А, В и С.

Табл. 3.5.4. Предельные отклонения размеров зубьев и венцов звездочек по группам точности

ГОСТ 591-69

Наименование параметра	Шаг t, мм	Группа А					Группа В					Группа С				
		Диаметр звездочки, мм														
		До 120	Св. 120 До 260	Св. 260 До 500	Св. 500 До 800	...	До 120	Св. 120 До 260	Св. 260 До 500	Св. 500 До 800	...	До 120	Св. 120 До 260	Св. 260 До 500	Св. 500 До 800	...
		Предельные отклонения и допуски, мкм														
Разность шагов (одной звездочки)	До 20	25	32	40	50	...	60	80	100	120	...	160	200	250	320	...
	Св. 20 до 35	32	40	50	60		80	100	120	160		200	250	320	400	
	Св. 35 до 55	40	50	60	80		100	120	160	200		250	320	400	500	
	Св. 55	-	60	80	100		-	160	200	250		-	400	500	630	
Диаметр D_e окружности выступов		$h11$					$h12$					$h14$			-2000	...
Диаметр D_i окружности впадин и наибольшая хорда L_x Диаметр ($2r$) впадины зуба		$h10$					$h11$					$h12$				
Ширина b_1, b_2 зуба и B_2, B_3 и B_n венца		$h11$					$h12$					$h14$				
Радиальное биение окружности впадин и осевое биение зубчатого венца		80	100	120	160	...	200	250	320	400	...	200	250	320	400	...

6. СТУПИЦЫ ЗВЕЗДОЧЕК (2.5.2)

Размеры диска, соединяющего ступицу с венцом, (2.5.3 п. 2).

7. КОНСТРУКЦИИ ЗВЕЗДОЧЕК

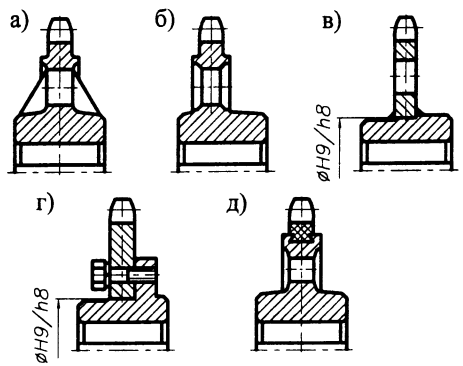


Рис. 3.5.4. Конструкции звездочек: а) литая с ребрами; б) дисковая; в) сварная; г) составная; д) венец и ступица из различных материалов

8. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧЕК

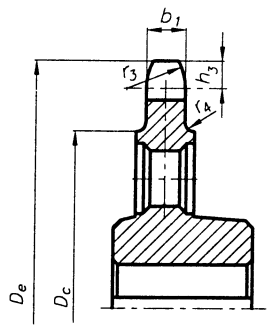
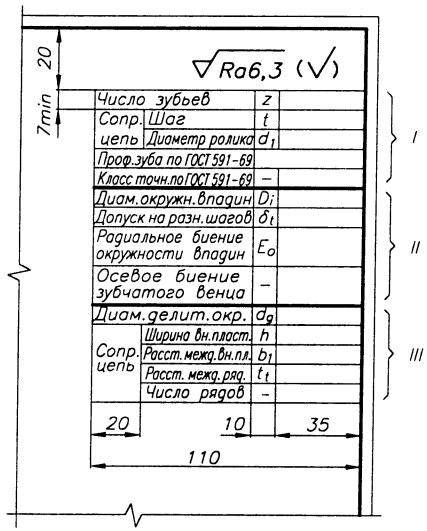


Рис. 3.5.5. Размеры зубьев и венца звездочки

Табл. 3.5.6. Параметры зубьев и венца звездочки



На чертеже звездочки в соответствии с ГОСТ 2.408-68 указывают размеры (рис. 3.5.5) и помещают таблицу параметров (табл. 3.5.6). Необходимые для простановки размеры (рис. 3.5.3).

Таблица параметров зубьев и венца звездочек состоит из 3-х частей, которые отделяют друг от друга сплошными основными линиями:

- часть первая (I) - основные данные для изготовления;
- часть вторая (II) - данные для контроля;
- часть третья (III) - справочные данные.

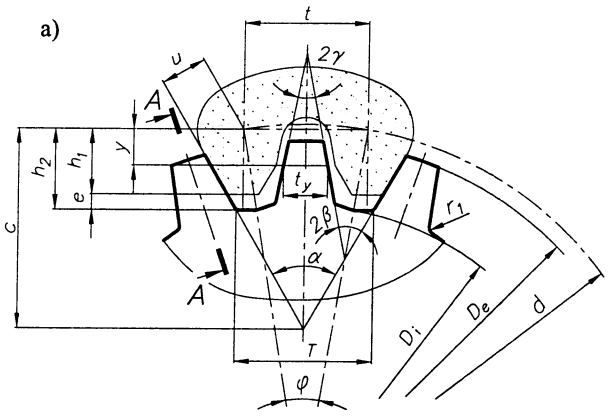
ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

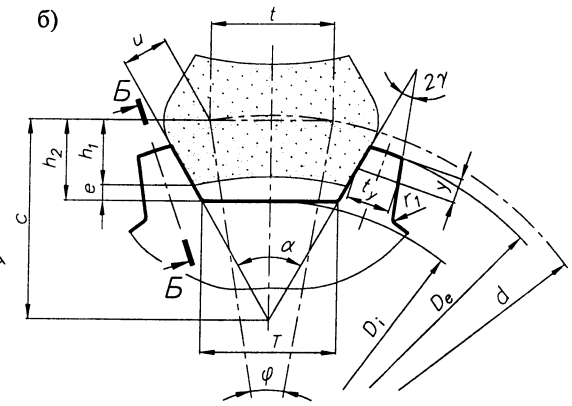
Цепь приводная зубчатая ГОСТ 13552-81.

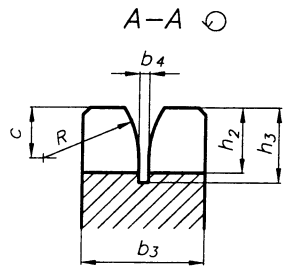
Число зубьев звездочки	z, шт.
Шаг цепи	t, мм.
Расстояние от центра шарнира до рабочей грани звена	u, мм.
Расстояние от оси пластины до вершины зуба звена	h_1, мм.
Ширина цепи	b, мм.
Толщина пластины	s, мм.
Угол наклона рабочих граней	$\alpha = 60°$.
Диаметр вала	$d_{вал}$, мм.

3.6. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ДЛЯ ПРИВОДНЫХ ЗУБЧАТЫХ ЦЕПЕЙ

ГОСТ 13576-81







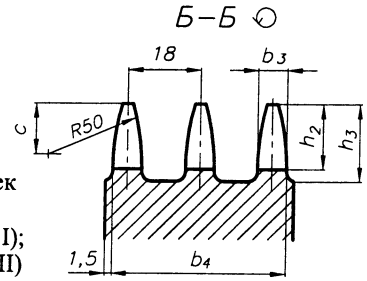


Рис. 3.6.1. Профиль зубьев звездочек зубчатых цепей:
а) с односторонним зацеплением (тип I);
б) с двусторонним зацеплением (тип II)

1. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБЬЕВ

Стандарт устанавливает два профиля зубьев звездочек:

- для зубчатых цепей типа I (рис. 3.6.1а);
- для зубчатых цепей типа II (рис. 3.6.1б).

Расчет теоретического (исходного) профиля зубьев звездочек выполняется в соответствии с табл. 3.6.1.

Табл. 3.6.1. Расчет профиля зубьев звездочек зубчатых цепей

ГОСТ 13576-81

Наименование параметра	Расчетная формула	
	Тип I	Тип II
1. Диаметр делительной окружности	$d = t/\sin(180°/z)$	$d = k\,t/\sin(180°/z)$
2. Диаметр наружной окружности	$D_e = t/\mathrm{tg}(180°/z)$	$D_e = k\,t/\mathrm{tg}(180°/z)$
		$k = 0{,}99$ ($z \leqslant 40$); $k = 0{,}995$ ($z > 40$)
3. Радиальный зазор	$e = 0{,}1\,t$	
4. Высота зуба	$h_2 = h_1 + e$	
5. Диаметр окружности впадин	$D_i = d - 2h_2/\cos(180°/z)$	

Продолжение табл. 3.6.1 на след. стр.

Продолжение табл. 3.6.1

Наименование параметра	Расчетная формула: Тип I	Тип II
6. Угол поворота звена на звездочке, град.	$\varphi° = 360°/z$	
7. Угол впадины зуба	$2\beta° = \alpha° - \varphi°$	—
8. Половина угла заострения зуба, град.	$\gamma° = 30° - \varphi°$	
9. Ширина зуба звездочки	$b_3 = b + 2s$	$b_3 = 2{,}55s$
10. Ширина венца	$b_4 = b_3$	$b_4 = b + 1{,}58s$
11. Расстояние от вершины зуба до линии центров	$c_1 \approx 0{,}4\,t$	
12. Радиус закругления торца зуба и направляющей проточки	$R \approx t$	$R = 50$
13. Глубина проточки	$h_3 = 0{,}75\,t$	
14. Ширина проточки	$s_1 = 2s$	
Контрольные размеры		
1. Толщина зуба на высоте y	$t_y = t - 2(u\cos\gamma - 0{,}1t\sin\gamma)$	
2. Измерительная высота зуба	$y = u\sin\gamma + 0{,}1t\cos\gamma$	
3. Расстояние между кромками рабочих граней зубьев при $\alpha = 60°$	$T = t + (2u - h_2)/0{,}866$	

Высоту зуба h_2 и зазор e вычисляется с точностью до 0,1 мм, остальные линейные размеры - с точностью до 0,01 мм, а угловые - с точностью до 1'.

2. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧЕК

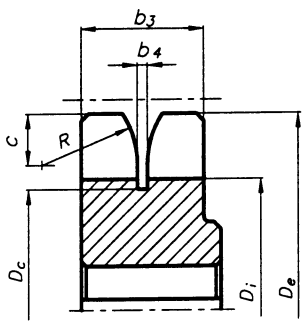
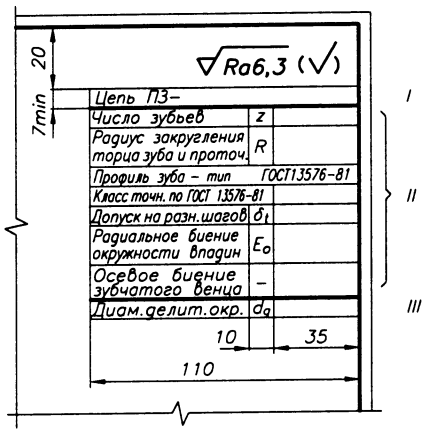


Рис. 3.6.2. Размеры зубьев и венца звездочки

Табл. 3.6.2. Параметры зубьев и венца звездочки



На чертеже звездочки в соответствии с ГОСТ 2.408-68 указывают размеры (рис. 3.6.2) и помещают таблицу параметров (табл. 3.6.2).

Таблица параметров зубьев и венца звездочек состоит из 3-х частей, которые отделяют друг от друга сплошными основными линиями:

- часть первая (I) - обозначение сопрягаемой цепи;
- часть вторая (II) - параметры звездочки и данные для контроля;
- часть третья (III) - справочные данные.

3. ТОЧНОСТЬ РАЗМЕРОВ ЗУБЬЕВ ЗВЕЗДОЧЕК

На размеры зуба звездочки устанавливаются два класса точности - 1-й и 2-й. Предельные отклонения размеров звездочек для этих классов точности представлены в табл. 3.6.3 (данные для 2-го класса точности представлены в скобках).

Табл. 3.6.3. Предельные отклонения размеров звездочек зубчатых цепей

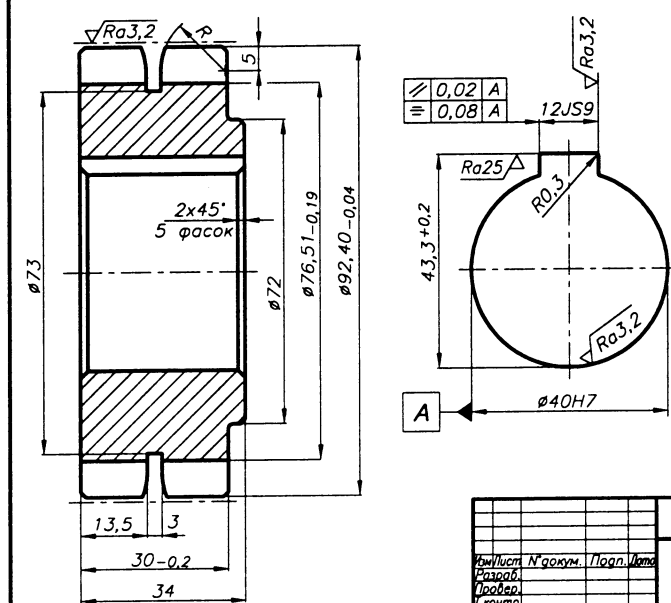
Наименование параметра	Предельные отклонения для диаметра делительной окружности звездочки d, мм: до 120	от 120 до 260	от 260 до 500	от 500 до 800	...
Разность шагов δ_t (одной звездочки), мкм					
- для $\Delta t \leq 19{,}05$ мм	25 (60)	32 (80)	40 (100)	50 (120)	...
- для $\Delta t > 19{,}05$ мм	32 (80)	40 (100)	50 (120)	60 (160)	...
Диаметр наружной окружности D_e	$h7$ ($h8$)				
Диаметр окружности впадин D_i	$h11$ ($h12$)				
Ширина зуба b_3	$h11$ ($h12$)				
Толщина зуба t_y	$h7$ ($h8$)				
Радиальное биение окружности впадин, мкм	30 (80)	50 (120)	80 (200)	100 (250)	...
Осевое биение зубчатого венца, мкм	50 (120)	80 (200)	120 (300)	160 (400)	...

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ

При скорости цепи ϑ: до 8 м/с - Ra не более 6,3 мкм;
свыше 8 м/с - Ra не более 3,2 мкм.

5. СТУПИЦЫ ЗВЕЗДОЧЕК (2.5.2)

6. Другие размеры и параметры звездочек (2.5.2, 2.5.3).



Ra6,3 (√)

Цепь ПЗ-1-12,7-31-28,5		
Число зубьев	z	23
Радиус закругления торца зуба и проточ.	R	13
Профиль зуба - тип I ГОСТ 13576-81		
Класс точн. по ГОСТ 13576-81		2
Допуск на разн. шагов	δ_t	0,06
Радиальное биение окружности впадин	E_o	0,08
Осевое биение зубчатого венца	-	0,12
Диам. делит. окр.	d_g	93,27

1. 240...280 HB; зубья h 1,0...1,5; 50...52 HRC
2. Радиусы закруглений -1,6 мм
3. h14; H14; ±0,5IT14

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 03.06.03
Разраб.				ЗВЕЗДОЧКА
Пробер.				
Т. контр.				
Н. контр.				
Утверд.				
Консульт.				

Лит. | Масса | Масштаб: 2:1
Лист 1 | Листов 1
40Х ГОСТ 4543-71
БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ

Рис. 3.6.3

3.7. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ЗВЕЗДОЧЕК

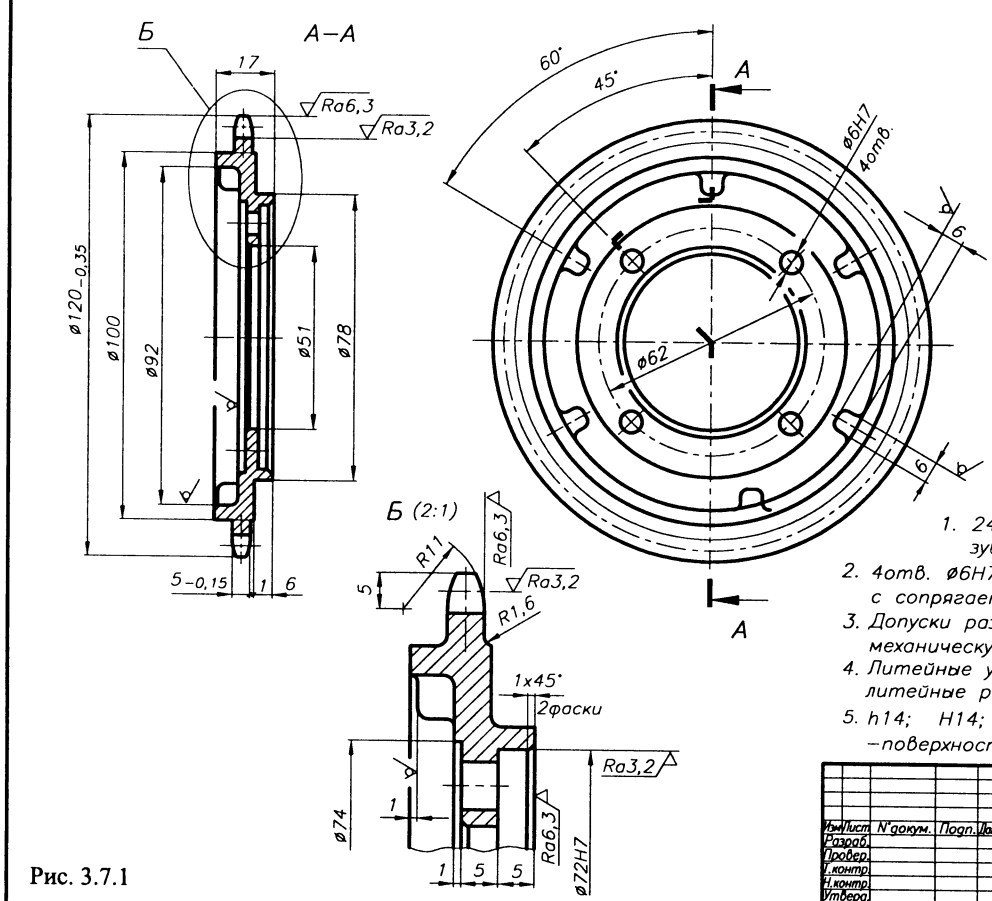


Рис. 3.7.1

$\sqrt{Ra12,5}$ (√)

Число зубьев		z	38
Сопр. цепь	Обозначение		ПР–9,525–9,1
	Шаг	t	9,525
	Диаметр ролика	d_1	6,35
Проф.зуба по ГОСТ 591–69		без смещения	
Класс точн.по ГОСТ 591–69		–	В
Диам.окружн.впадин		D_i	108,86–0,22
Допуск на разн.шагов		δ_t	0,06
Радиальное биение окружности впадин		E_o	0,20
Осевое биение зубчатого венца		–	0,20
Диам.делит.окр.		d_g	115,34
Сопр. цепь	Ширина вн.пласт.	h	8,50
	Расст.межд.вн.пл.	b_1	5,72

1. 240...270 НВ
   зубья – h 1,5...2,0; 42...46 HRC
2. 4отв. ø6Н7 обработать совместно с сопрягаемой деталью
3. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку–ГОСТ 26645–85
4. Литейные уклоны–3°;
   литейные радиусы–(4...5) мм
5. h14; H14; ±0,5IT14;
   –поверхностей √ –±0,5IT16

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 03.07.01	
Разраб.				ЗВЕЗДОЧКА	Лит. / Масса / Масштаб: У / 1:1
Провер.					Лист 1 Листов 1
Т.контр.				40ХЛ ГОСТ 977–88	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Н.контр.					
Утверд.					
Консуль.					

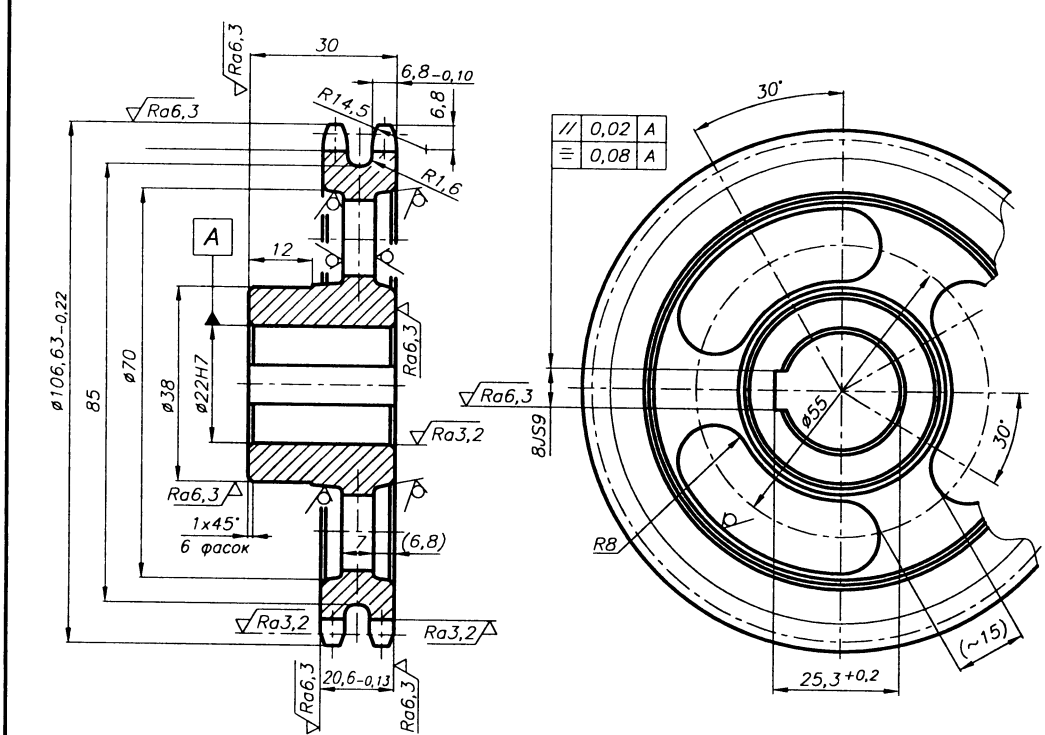


Рис. 3.7.2

$\sqrt{Ra25}$ (√)

Число зубьев		z	25
Сопр. цепь	ПР–9,525–9,1		2ПР–12,7–31,8
	Шаг	t	12,7
	Диаметр ролика	d_1	8,51
Проф.зуба по ГОСТ 591–69		без смещения	
Класс точн.по ГОСТ 591–69		–	В
Диам.окружн.впадин		D_i	92,69–0,22
Допуск на разн.шагов		δ_t	0,06
Радиальное биение окружности впадин		E_o	0,20
Осевое биение зубчатого венца		–	0,20
Диам.делит.окр.		d_g	101,33
Сопр. цепь	Ширина вн.пласт.	h	11,8
	Расст.межд.вн.пл.	b_1	7,75
	Расст. межд.ряд.	t_t	13,92
	Число рядов	–	2

1. 230...260 НВ
   зубья – h 1,5...2,0; 40...45 HRC
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку–ГОСТ 26645–85
3. Литейные уклоны–3°;
   литейные радиусы–(4...5) мм
4. h14; H14; ±0,5IT14;
   –поверхностей √ –±0,5IT16

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 03.07.02	
Разраб.				ЗВЕЗДОЧКА	Лит. / Масса / Масштаб: У / 2:1
Провер.					Лист 1 Листов 1
Т.контр.				35ГЛ ГОСТ 977–88	БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ
Н.контр.					
Утверд.					
Консуль.					

3.8. СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ ЦЕПЕЙ

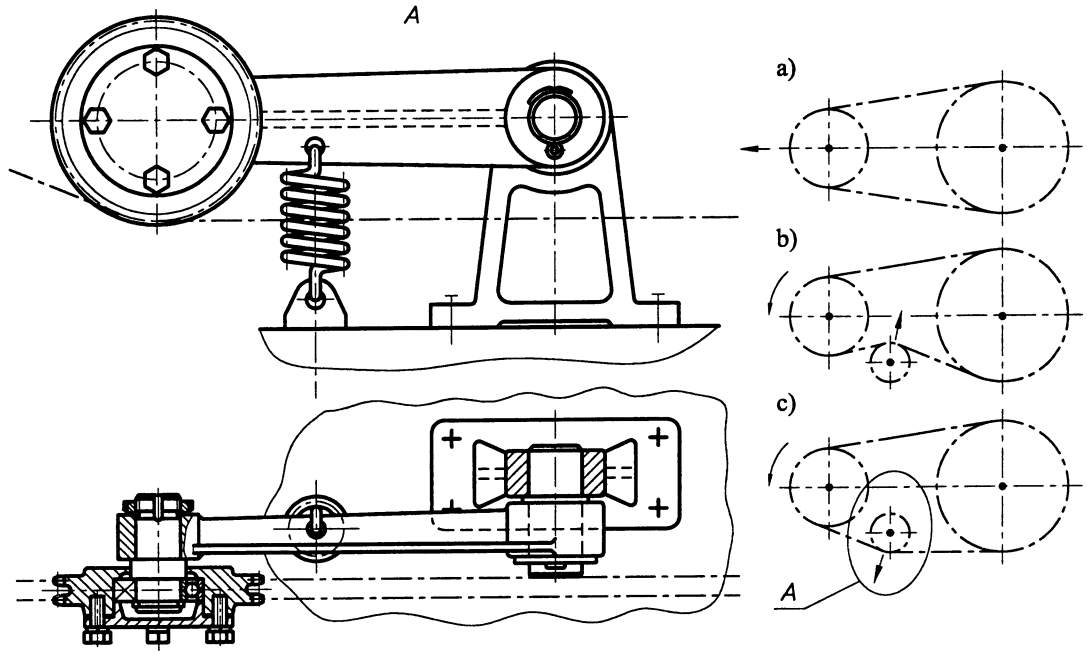


Рис. 3.8.1. Натяжение цепи выполняется:
а) перемещением одной из звездочек;
б) прижимной звездочкой; в) отжимной звездочкой

3.9. МОНТАЖНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

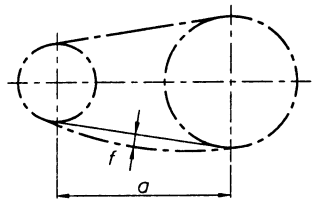


Рис. 3.9.1. Схема измерения провисания ветви цепи

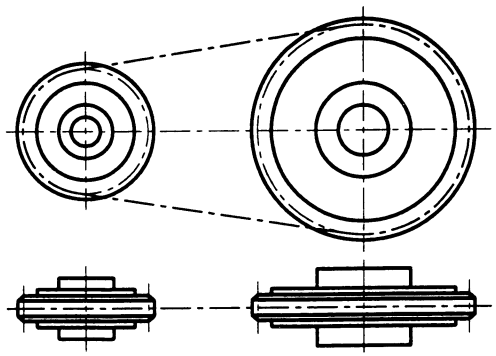
1. Провисание ветви цепи $f \leqslant (0{,}01...0{,}03)\,a$.
2. Непараллельность осей звездочек не более 0,1 мм на 100 мм межосевого расстояния.
3. Смещение боковых поверхностей звездочек $\triangle$ не более величин, представленных в табл. 3.9.1.

Tabl. 3.9.1. Зависимость $\triangle = f(a)$

$\triangle$, mm	0,58	0,72	0,85	1,00	1,25
a, mm	300	500	700	1000	1500

3.10. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА ЧЕРТЕЖАХ И СХЕМАХ

1. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА ЧЕРТЕЖАХ



На чертежах цепные передачи обозначают, рисуя цепь осевой линией, касательной к делительным окружностям звездочек.

Rys. 3.10.1. Обозначение передачи на чертежах

2. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА СХЕМАХ

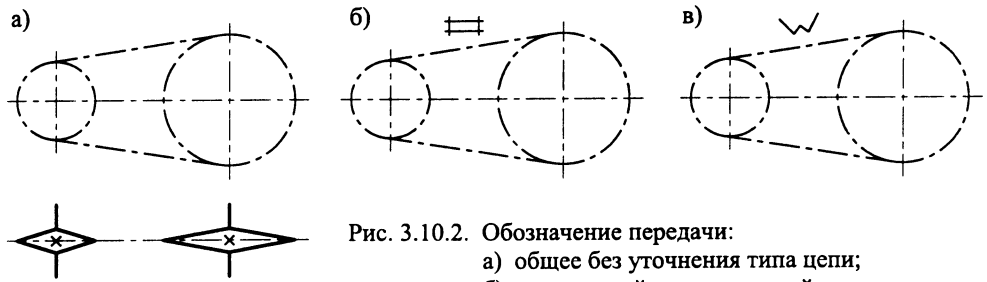


Рис. 3.10.2. Обозначение передачи:
а) общее без уточнения типа цепи;
б) с втулочной или роликовой цепью;
в) с зубчатой цепью

4. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. МАТЕРИАЛЫ, ТЕРМООБРАБОТКА И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ [9, 12, 16, 20, 21, 29, 40...44]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Частота вращения n_1, n_2, мин$^{-1}$.
Передаточное отношение u.
Продолжительность работы передачи L_h, час.
или $n_{год}$ - число лет работы, $n_{см}$ - число смен,
$k_{год}$, $k_{сут}$ - коэффициенты использования передачи в году и за сутки соответственно.
Режим нагружения передачи (рис. 4.1.5)
или циклограмма нагружения (рис. 4.1.4)

$$\left.\begin{matrix} t_j/L_h \\ T_j/T_1 \end{matrix}\right\} (j = \text{I, II, III...}) \quad \begin{matrix} (\Sigma[t_j/L_h] = 1), \\ (T_j/T_1 \leqslant 1). \end{matrix}$$

Реверсивность передачи.

ГОСТ 21354-87 предусматривает определение допускаемых напряжений:
а) для проектировочного расчета;
б) для проверочного расчета.

Для **закрытых** зубчатых передач определение их размеров осуществляется проектировочным расчетом на контактную выносливость зубьев, что требует определения допускаемых напряжений $\sigma_{HP\,а)}$ для проектировочного расчета. Проверочный расчет контактной выносливости $\sigma_H \leqslant \sigma_{HP\,б)}$, а также выносливости зубьев при изгибе $\sigma_F \leqslant \sigma_{FP\,б)}$ требует определения допускаемых напряжений $\sigma_{HP\,б)}$ и $\sigma_{FP\,б)}$ для проверочного расчета, когда известны параметры передачи.

Для **открытых** зубчатых передач определение их размеров осуществляется проектировочным расчетом на выносливость зубьев при изгибе, что требует определения допускаемых напряжений $\sigma_{FP\,а)}$ для проектировочного расчета. Проверочный расчет выносливости зубьев при изгибе $\sigma_F \leqslant \sigma_{FP\,б)}$ (если таковой выполняется) требует определения допускаемых напряжений $\sigma_{FP\,б)}$ для проверочного расчета, когда известны параметры передачи.

ВЫБИРАЮТСЯ:

1. МАТЕРИАЛЫ ШЕСТЕРНИ И ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА
Материалы для зубчатых колес (табл. 4.1.1, 4.1.2).
Рекомендуемые сочетания материалов (табл. 4.1.4).
Условие выбора материалов:
- для колес с твердостью $HB_{1,2}<350$ $HB_1=HB_2+(20...40)$;
- для колес с твердостью $HB_{1,2}>350$ $HB_1=HB_2$.
Зависимости $HRC_э=f(HB)$, $HV=f(HB)$ (рис. 4.1.2).

Выходные параметры п. 1:
1.1. Материал шестерни; HB_1; $\sigma_{в1}$; $\sigma_{т1}$, МПа.
1.2. Материал зубчатого колеса; HB_2; $\sigma_{в2}$; $\sigma_{т2}$, МПа.

2. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ
для проектировочного расчета закрытых передач

2.1. Базовое число циклов, соответствующее пределу выносливости для шестерни и зубчатого колеса $N_{H\lim 1(2)}$,
$N_{H\lim 1(2)} = f(HB_{1(2)})$ (рис. 4.1.1)
(для $HB_{1(2)} \leqslant 200$ $N_{H\lim 1(2)} = 10 \cdot 10^6$).

2.2. Эквивалентное число циклов
$N_{HE\,1(2)} = 60\, n_{1(2)}\, L_h\, c\, k_{HE}$,
где $L_h = n_{год} 365\, n_{см}\, 8\, k_{год}\, k_{сут}$ - продолжительность работы передачи, час.;
$c = 1, 2,...$ - число зацеплений зуба за один оборот колеса (из схемы привода) (рис. 4.1.3);
$k_{HE} = \Sigma[(T_j/T_1)^{0,5 q_H}(t_j/L_h)]$ $(j = \text{I, II, III, ...})$ - коэффициент приведения переменного режима нагружения передачи к эквивалентному постоянному. Определяется в соответствии с циклограммой (рис. 4.1.4);
Для типового режима нагружения передачи (рис. 4.1.5) k_{HE} определяется по табл. 4.1.3;
$q_H = 6$ - показатель степени кривой усталости.

2.3. Коэффициент долговечности
$$Z_{N1(2)} = \sqrt[q_H]{N_{H\lim 1(2)}/N_{HE\,1(2)}} \quad (1 \leqslant Z_N \leqslant Z_{N\max}).$$
При $N_{H\lim 1(2)} \leqslant N_{HE\,1(2)}$ $Z_{N1(2)} = \sqrt[20]{N_{H\lim 1(2)}/N_{HE\,1(2)}} \leqslant 0,75$.
Для зубчатых колес с однородной структурой
$Z_{N\max} = 2,6$; $S_H = 1,1$;
Для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев $Z_{N\max} = 1,8$; $S_H = 1,2$.

2.4. Предел контактной выносливости, МПа
$\sigma_{H\lim 1(2)} = f(HB_{1(2)})$ (табл. 4.1.5).

2.5. Допускаемые контактные напряжения, МПа
$\sigma_{H\,1(2)} = 0,9\, \sigma_{H\lim 1(2)}\, Z_{N1(2)} / S_{H\,1(2)}$,
где S_H - коэффициент запаса прочности (п. 2.3).

2.6. Расчетные допускаемые контактные напряжения, МПа:
- для цилиндрических прямозубых колес, а также цилиндрических косозубых колес с небольшим отличичием их твердости ($HB_1 \approx HB_2$) $\sigma_{HP\,а)} = \sigma_{H\,1(2)\min}$;
- для конических колес, а также цилиндрических колес при $HB_1 >> HB_2$ $\sigma_{HP\,а)} = 0,5\,(\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) \leqslant$
$\leqslant \begin{cases} 1,25\, \sigma_{H\,1(2)\min} & \text{- для цилиндрических колес;} \\ 1,15\, \sigma_{H\,1(2)\min} & \text{- для конических колес.} \end{cases}$

3. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ
для проверочного расчета закрытых передач
(Определяются в ходе расчета зубчатых передач после выбора их параметров)

3.1. Не выполняется п. 1.

3.2. Выполняются п.п. 2.1...2.6. При этом п. 2.5 имеет вид $\sigma_{H\,1(2)} = \sigma_{H\lim 1(2)}\, Z_{N1(2)}\, Z_R\, Z_v\, Z_X / S_{H1(2)}$, МПа,
где Z_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхностей зубьев (11.2.3 п. 4; 11.3.5 п. 2):
- для Ra 1,25...0,63 $Z_R = 1,00$;
- для Ra 2,5...1,25 $Z_R = 0,95$;
- для Ra 10...2,5 $Z_R = 0,90$;
Z_v - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости колес, (рис. 4.1.6);
Z_X - коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, (рис. 4.1.7).
Для $d_w < 700$ мм $Z_X = 1,0$.

4. ДОПУСКАЕМЫЕ ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ
для проектировочного расчета открытых передач

4.1. Базовое число циклов напряжений $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ ц.

4.2. Эквивалентное число циклов
$N_{FE\,1(2)} = 60\, n_{1(2)}\, L_h\, c\, k_{FE}$,
где $k_{FE} = \Sigma[(T_j/T_1)^{q_F}(t_j/L_h)]$ $(j = \text{I, II, III, ...})$ или табл. 4.1.3; $q_F = 6$ для $HB \leqslant 350$;
$q_F = 9$ для $HB > 350$; c, L_h (п. 2.2).

4.3. Коэффициент долговечности
$$Y_{N_{1(2)}} = \sqrt[q_F]{N_{F\lim}/N_{FE\,1(2)}}.$$
$(1 \leqslant Y_N \leqslant 4,0)$ - для $HB \leqslant 350$;
$(1 \leqslant Y_N \leqslant 2,5)$ - для $HB > 350$.
Для $N_{F\lim} \leqslant N_{FE\,1(2)}$ $Y_{N\,1(2)} = 1$.

4.4. Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа
$\sigma_{F\lim 1(2)} = f(HB_{1(2)})$ (табл. 4.1.5).

4.5. Допускаемые изгибные напряжения, МПа
$\sigma_{FP\,а)\,1(2)} = 0,4\, \sigma_{F\lim 1(2)}\, Y_{N1(2)}\, Y_A$,
где Y_A - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки.
$Y_A = 1,0$ - при отсутствии реверса;
$Y_A = (0,7...0,8)$ - при реверсивной нагрузке.

См. след. стр.

5. ДОПУСКАЕМЫЕ ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ для проверочного расчета закрытых передач

(Определяются в ходе расчета зубчатых передач после выбора их параметров)

5.1. Не выполняется п. 1.

5.2. Выполняются п.п. 4.1...4.5. При этом п. 4.5 имеет вид $\sigma_{FP\,б)\,1(2)}=\sigma_{F\,\lim\,1(2)}Y_{N1(2)}Y_A\,Y_R\,Y_X/S_F$, МПа,

где S_F=(1,7...2,2) - коэффициет запаса прочности (бо́льшие значения для литых заготовок);

Y_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба: Y_R = 1,0 - для нешлифованной поверхности; Y_R по табл. 4.1.5 - для шлифованной поверхности (11.2.3 п. 4; 11.3.5 п. 2).

Y_X - коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса. Y_X = 1,05 - 0,000125 $d_{w1(2)}$.

6. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Контактные $\sigma_{HP\,\max\,1(2)}$, МПа
Изгибные $\sigma_{FP\,\max\,1(2)}$, МПа } (табл. 4.1.5)

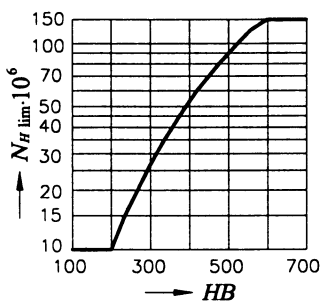


Рис. 4.1.1. Зависимость $N_{H\,\lim}=f(HB)$

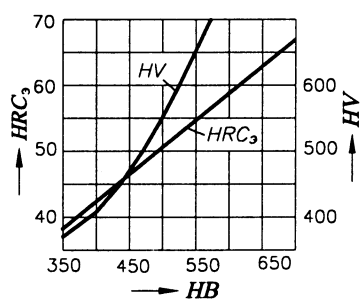


Рис. 4.1.2. Кривые для пересчета твердости $HRC_э$ и HV на единицы HB

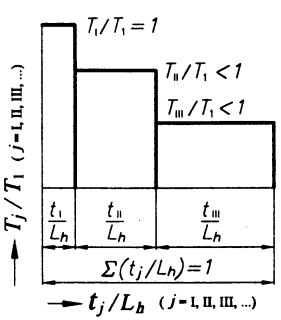


Рис. 4.1.4. Циклограмма нагружения передачи

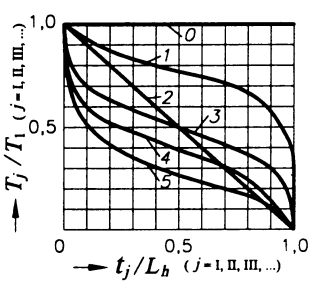


Рис. 4.1.5. Типовые режимы нагружения передачи

Табл. 4.1.1. Типовые материалы зубчатых колес и их термообработка [9]

Для производства зубчатых колес рекомендуется выбирать следующие марки сталей с их термообработкой (т.о.):

1. Т.о. шестерни - улучшение, твердость НВ 260...300; т.о. колеса - улучшение, твердость 230...260. Марки сталей для шестерни и колеса (табл. 4.1.4).
2. Т.о. шестерни - улучшение и закалка, твердость $HRC_э$45...53; т.о. колеса - улучшение, НВ 270...300. Марки сталей для шестерни и колеса - 40Х, 40ХН, 35ХМ и др.
3. Т.о. шестерни и колеса - улучшение и закалка, твердость шестерни и колеса $HRC_э$45...53. Марки сталей для шестерни и колеса одинаковые (п. 2).
4. Т.о. шестерни - цементация и закалка, твердость $HRC_э$56...63; т.о. колеса - улучшение и закалка, твердость $HRC_э$45...53. Материал для шестерни - сталь 18ХГТ, 12ХН3А, 20ХН2М, 20Х, 25ХГМ и др., для колеса - п. 2.
5. Т.о. шестерни и колеса - цементация и закалка, твердость $HRC_э$56...63. Материалы шестерни и колеса одинаковые - как для шестерни п. 4. Кроме цементации применяют также нитроцементацию и азотирование.

Т.о. по п. 1 - для индивидуального; по п. 2 - для серийного; по п. 3, 4, 5 - для массового производства зубчатых колес.

Для колес открытых передач (v < 1 м/с) - стали Ст5, Ст6, 35, 40, 45, 35Л; термообработка - нормализация, НВ 170...270.

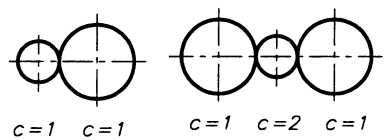


Рис. 4.1.3. Значения коэффициента c

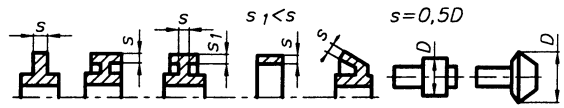
Табл. 4.1.3. Величины k_{HE} и k_{FE} для типовых режимов нагружения передачи

Типовые режимы нагружения	k_{HE}	k_{FE} Термообработка: улучшение	k_{FE} Термообработка: закалка цементация
0 - постоянный	1,000	1,000	1,000
1 - тяжелый	0,500	0,300	0,200
2 - средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
3 - средний нормальный	0,180	0,065	0,040
4 - легкий	0,125	0,038	0,016
5 - особо легкий	0,063	0,013	0,004

Табл. 4.1.4. Рекомендуемые сочетания материалов шестерни и зубчатого колеса

Шестерня	Зубчатое колесо
45	35 40Л, 45Л Ст5
55	40, 45 45Л, Ст6
40Х	55 40ХЛ
45Х	40Х
45ХН	40Х, 45Х

Табл. 4.1.2. Типовые материалы зубчатых колес и их механические характеристики [12], [17]



Марка стали	Сечение S, мм	HB HRC сердцев.	HB HRC поверхн.	$\sigma_в$ МПа	$\sigma_т$ МПа	Вид т/о
Ст5	40...63	170		470...640	275	Н
	63...80				265	Н
Ст6	40...63	180		570...740	315	Н
	63...80				305	Н
40Л		HB~0,285$\sigma_в$		480	270	Н
45Л	–			550	320	Н
40ХЛ	–			650	500	Н
40ХМЛ	–			700	550	Н
30ХНМЛ	–			700	550	Н
35	< 60	187		min 550	315	Н
40	< 60	192...228		700	400	У
45	< 60	240...285	42...50	850	580	З
	< 80	170...217		600	340	У
50	< 80	228...255	42...50	700...800	530	З
	< 80	179...228		640	350	У
40Х	< 100	230...260		850	550	У
	< 100	230...280	44...52	750	520	З
	< 60	260...280		950	700	У
	< 60	240...280	44...52	1000	800	З
45Х	< 100	230...280		850	650	У
	< 100	240...280	44...52	850	650	З
40ХН	< 100	230...300		850	600	У
	< 40		48...54	1600	1400	З
45ХН	< 100	270...290		950	750	У
	< 100		48...54	1650	1500	З
35ХМ	< 100	240...269		900	800	У
	< 40		45...53	1600	1400	З
40ХНМА	< 80	300		1100	900	У
35ХГСА	< 30		46...53	1800	1400	З
	< 40	310		1100	960	У
	< 60	270		980	880	У
20Х	< 60		56...63	650	400	Ц
12ХН3А	< 60		56...63	920	700	Ц
25ХГТ	< 40		58...63	1150	950	Ц
38ХМЮА		850...900HV	30...35	1050	900	А

Примечание. Условное обозначение видов термообработки: Н - нормализация, У - улучшение, З - закалка, Ц - цементация+З, А - азотирование.

Табл. 4.1.5. Пределы контактной выносливости и выносливости при изгибе материалов колес

Способ термообработки	Твердость зубьев: поверхностная	Твердость зубьев: сердцевины	$\sigma_{H\,lim}$ МПа	$\sigma_{F\,lim}$ МПа	Y_R	$\sigma_{HP\,max}$ МПа	$\sigma_{FP\,max}$ МПа
Отжиг, нормализация, улучшение	HB ⩽ 350		2·HB+70	1,75·HB	1,1	$2{,}8\sigma_T$	$0{,}8\sigma_T$
Закалка: - объемная	HRC 38...52		17·HRC +200	460...580	0,90...1,00		$0{,}6\sigma_B$
- поверхностная	HRC 48...54	HRC 24...30		550...900		44·HRC	
Цементация	HRC 54...63	HRC 32...45	23·HRC	680...950	0,75...0,80		
Азотирование	HV 550...850	HRC 24...30	1050	12·HRC +290	–	3·HV	

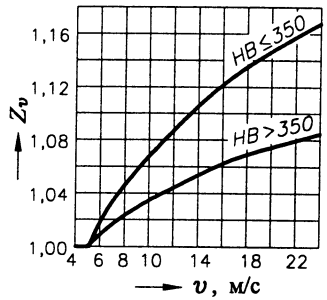


Рис. 4.1.6. Зависимость $Z_v = f(v)$

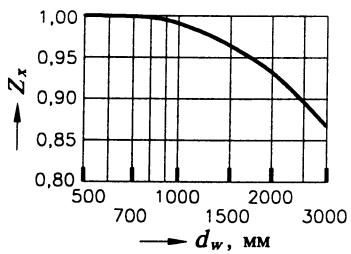


Рис. 4.1.7. Зависимость $Z_x = f(d_w)$

4.2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

4.2.1. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ [12, 16, 17, 21, 37, 38, 42, 45, 47] (относительно d_{w1})*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора; T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$;

u (табл. 1.2.4); T_{max}/T_{nom} (17.7);

$\sigma_{HP\,a)}$ - для проектировочного расчета, МПа (4.1 п. 2);

$\sigma_{HP\,max1(2)}$, $\sigma_{FP\,max1(2)}$, МПа (4.1 п. 6).

1. РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ШЕСТЕРНИ * И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетный диаметр шестерни, мм

$$d_1' = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2\, k_{H\beta}\, k_A}{\psi_{bd}\, \sigma^2_{HP\,a)}} \frac{u \pm 1}{u^2} 10^3},$$

где $k_d = 77{,}0$ МПа$^{1/3}$ – для прямозубых передач;

$k_d = 67{,}5$ МПа$^{1/3}$ – для косозубых передач;

ψ_{bd} - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = b/d_1 = f$ (HB, расположение колес относительно опор) (табл. 4.2.5);

$k_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (для контактной прочности), $k_{H\beta} = f(HB$, расположение колес относительно опор, $\psi_{bd})$ (рис. 4.2.3а,б);

k_A - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 4.2.9);

± - зацепление внешнее / внутреннее (рис. 4.2.1).

1.2. Ширина венца зубчатого колеса, мм $b_2 = b = \psi_{bd}\, d_1'$.

Ширина венца шестерни, мм $b_1 = b_2 + (3...5)$.

Величины b_1 и b_2 округляют до целых чисел, мм.

Дальнейший расчет выполняют отдельно для косозубых и прямозубых передач.

КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta > 0°$)

1.3. Расчетное межосевое расстояние, мм

$$a_w' = d_1'(u+1)/(2\cos\beta'),$$

где $\beta' \approx 13°$ - предварительно принимаемый угол наклона зуба.

Величину a_w' округляют до **ближайшего** значения a_w, мм ($a_w \approx a_w'$) в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.3).

1.4. Принимая предварительно $z_1' = 19$, определяют модуль зацепления $m' = d_1' \cos\beta' / z_1'$, мм и округляют его до **ближайшей** величины m_n, мм в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).

1.5. Суммарное число зубьев передачи

$$z_\Sigma' = 2a_w \cos\beta' / m_n.$$

z_Σ' округляют до **ближайшего** целого числа z_Σ.

1.6. Cos угла наклона зуба $\cos\beta = z_\Sigma m_n / (2a_w)$,

(точность расчета – 4 знака после запятой).

Откуда $\beta = \arccos\beta = __° __' __''$.

1.7. Число зубьев шестерни $z_1 = z_\Sigma/(u+1)$.

z_1 округляют до **ближайшего** целого числа ($z_1 \geqslant 17$).

Число зубьев колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1$.

1.8. Действительное передаточное число $u_д = z_2/z_1$.**

1.9. Диаметры зубчатых колес, мм:

- начальных $d_{w1(2)} = m_n z_{1(2)}/\cos\beta$;
- вершин зубьев $d_{a1(2)} = m_n(z_{1(2)}/\cos\beta \pm 2)$;
- ножек зубьев $d_{f1(2)} = m_n(z_{1(2)}/\cos\beta \mp 2{,}5)$.

Проверка $a_w = 0{,}5(d_{w1} + d_{w2})$, мм.

(Точность расчетов d и a_w – 2 знака после запятой).

Рассчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta = 0°$)

1.3. Принимая предварительно $z_1' = 19$, определяют модуль зацепления $m' = d_1'/z_1'$, мм и округляют его до **ближайшей** величины $m_n = m$, мм в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).

1.4. Число зубьев шестерни $z_1 = d_1'/m$.

z_1 – целое число ($z_1 \geqslant 17$).

1.5. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$; z_2 – целое число.

1.6. Расчетное межосевое расстояние, мм $a_w = 0{,}5m(z_2 \pm z_1)$.

При требовании иметь стандартное межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.3), используют коррегирование зацепления (4.2.1 п. 7).

1.7. Диаметры зубчатых колес, мм (п. 1.9 при $\beta = 0°$).

1.8. Действительное передаточное число $u_д = z_2/z_1$.**

Рассчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

2. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

2.1. Окружная сила в зацеплении, Н $F_t = 2 \cdot 10^3 T_2/d_{w2}$.

2.2. Окружная скорость колес, м/с $v = \pi d_{w2} n_2/(60 \cdot 10^3)$.

2.3. Степень точности $= f(v, \beta)$ (табл. 4.2.14).

---

* Существует методика расчета закрытых цилиндрических передач относительно параметра a_w (4.2.2).

** Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 1.8), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

См. след. стр.

2.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении,

$k_{Hv} = f(v$, степень точности, твердость зубьев) (табл. 4.2.7).

2.5. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев,

$k_{H\alpha} = f(v$, степень точности).

Для прямых зубьев $k_{H\alpha} = 1{,}0$;

Для косых зубьев $k_{H\alpha}$ (табл. 4.2.11).

2.6. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм

$W_{Ht} = F_t\, k_{H\alpha}\, k_{H\beta}\, k_{Hv}\, k_A / b_2$.

2.7. Допускаемые контактные напряжения для проверочного расчета $\sigma_{HP\,б)}$, МПа (4.1 п. 3).

2.8. Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u \pm 1}{u}} \leqslant \sigma_{HP\,б)},^{*}$$

где Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев.

Для прямых зубьев $Z_H = 1{,}77$.

Для косых зубьев $Z_H = 1{,}77 \cos\beta$;

Z_E - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес, $Z_E = 275$ МПа$^{1/2}$;

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Для прямых зубьев $Z_\varepsilon = 1{,}0$.

Для косых зубьев $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$.

ε_α - коэффициент торцевого перекрытия;

$\varepsilon_\alpha = [1{,}88 - 3{,}2\,(1/z_1 \pm 1/z_2)] \cos\beta$.

3. РАСЧЕТ ε_β И КОРРЕКТИРОВКА ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ (рекомендуется) (только для $\beta > 0°$)

3.1. Рекомендуется проектировать передачи с коэффициентом осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1{,}0$; $\varepsilon_\beta = 2{,}0$; ...**.

Для общности расчетов с п. 2 принимается $\varepsilon_\beta = 1{,}0$.

3.2. Расчетный коэффициент осевого перекрытия

$\varepsilon'_\beta = b_2 \sin\beta / (\pi m_n)$.

3.3. Доведение рассчитанной по п. 3.2 величины ε'_β до рекомендуемой $\varepsilon_\beta = 1{,}0$ проводят следующим образом:

3.3.1. По п. 1.5, 1.6 (4.2.1) производят выбор параметров z_Σ и β при изменении

$z_\Sigma = z_\Sigma \pm 1$, $z_\Sigma = z_\Sigma \pm 2$.

3.3.2. Для каждого случая определяют ε'_β.

3.3.3. Полученные результаты сводят в таблицу:

$z_\Sigma = z_\Sigma - 2$;	$\beta =$;	$\varepsilon'_\beta =$;
$z_\Sigma = z_\Sigma - 1$;	$\beta =$;	$\varepsilon'_\beta =$;
$z_\Sigma =$ исходное;	$\beta =$;	$\varepsilon'_\beta =$;
$z_\Sigma = z_\Sigma + 1$;	$\beta =$;	$\varepsilon'_\beta =$;
$z_\Sigma = z_\Sigma + 2$;	$\beta =$;	$\varepsilon'_\beta =$.

3.3.4. Из полученного массива ε'_β, принимая во внимание ($8° \leqslant \beta \leqslant 22°$), выбирают значение ε'_β наиболее близкое к $\varepsilon_\beta = 1{,}0$.

Если выполненные по п. 3.3.3, 3.3.4 действия не привели к желаемому результату, то возможно изменение m_n в п. 1.4.

3.3.5. Выбранное значение корректируют до $\varepsilon_\beta = 1 \pm 5\%$ изменением ширины колеса b_2. Новая ширина колеса $b'_2 = (\varepsilon_\beta \pi m_n)/\sin\beta$, мм.

$b'_1 = b_2 + (3...5)$, мм (b'_1, b'_2 – целые числа).

(Для выполнения условия * (4.2.1 п. 2.8) допускается изменение твердости зубчатых колес и допускаемых напряжений $\sigma_{HP\,б)}$ (4.1 п. 3)).

3.3.6. Выполняют расчеты (4.2.1 п. 1.7...1.9).

4. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

4.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, $k_{Fv} = f(v$, степень точности, твердость зубьев) (табл. 4.2.7).

4.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (для изгибной прочности), $k_{F\beta} = f(HB$, расположение колес относительно опор, $\psi_{bd})$ (рис. 4.2.3в,г).

4.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев,

$k_{F\alpha} = f(v$, степень точности).

$k_{F\alpha} = 1{,}0$ - для прямых зубьев;

$k_{F\alpha}$ - для косых зубьев (табл. 4.2.11).

4.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе, Н/мм

$W_{Ft} = F_t\, k_{F\alpha}\, k_{F\beta}\, k_{Fv}\, k_A / b_2$.

4.5. Эквивалентное число зубьев:

- для прямых зубьев $z_{1(2)\,E} = z_{1(2)}$;
- для косых зубьев $z_{1(2)\,E} = z_{1(2)} / \cos^3\beta$.

4.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,

$Y_{FS\,1(2)} = f(z_{1(2)\,E}, x_{1(2)})$ ($x_{1(2)} = 0$) (рис. 4.2.5).

Расчет производят для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP\,б)\,1(2)} / Y_{FS\,1(2)}$.

4.7. Допускаемые изгибные напряжения для проверочного расчета $\sigma_{FP\,б)}$, МПа (4.1 п. 5).

4.8. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа

$\sigma_{F\,1(2)} = Y_{FS\,1(2)} Y_\beta Y_\varepsilon W_{Ft} / m_n \leqslant \sigma_{FP\,б)\,1(2)}$,

где Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для

Для прямых зубьев $Y_\beta = 1$.

Для косых зубьев $Y_\beta = 1 - \beta°/140°$;

Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

Для прямых зубьев $Y_\varepsilon = 1$;

Для косых зубьев $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$, где ε_α (п. 2.8).

5. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

5.1. Максимальные контактные напряжения, МПа

$\sigma_{H\,max} = \sigma_H \sqrt{T_{max}/T_{nom}} \leqslant \sigma_{HP\,max1(2)}$.

5.2. Максимальные напряжения изгиба, МПа

$\sigma_{F\,max1(2)} = \sigma_{F\,1(2)} (T_{max}/T_{nom}) \leqslant \sigma_{FP\,max1(2)}$.

6. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

6.1. Уточненный крутящий момент на шестерне, Н·м

$T_{1y} = T_1 u / u_д$.

6.2. Окружные силы, Н

$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_{1y} / d_{w1}$; $F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_{w2}$.

6.3. Радиальные силы, Н

$F_{r1} = F_{t1} \mathrm{tg}\alpha / \cos\beta$; $F_{r2} = F_{t2} \mathrm{tg}\alpha / \cos\beta$.

6.4. Осевые силы, Н

$F_{a1} = F_{t1} \mathrm{tg}\beta$; $F_{a2} = F_{t2} \mathrm{tg}\beta$ ($\alpha = 20°$).

7. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ КОРРЕГИРОВАННЫХ ОТНОСИТЕЛЬНО a_w ПЕРЕДАЧ [17, 33, 43]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: m, z_1, z_2, $\alpha = 20°$.

7.1. Расчетное межосевое расстояние, мм

$a_{wo} = 0{,}5m\,(z_2 \pm z_1)$.

где $\pm$ - верхний знак - зацепление внешнее;

- нижний знак - зацепление внутреннее.

7.2. Межосевое расстояние a_w, мм в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.3), мм $a_w > a_{wo}$.

Для получения значений $x = |\sim 1{,}0|$ полученные в п. 1.4 и 1.5 величины z_1 и z_2 следует принять так (при соблюдении u), чтобы выполнялись условия для зацепления: ***

- внешнего $0{,}5m(z_2 + z_1 + 2) < a_w$; $0{,}5m(z_2 + z_1 + 3) > a_w$;
- внутреннего $0{,}5m(z_2 - z_1) < a_w$; $0{,}5m(z_2 - z_1 + 1) > a_w$.

7.3. Угол профиля начальный (угол зацепления корреги-рованной передачи), град. $\alpha_w = \arccos[(a_{wo}/a_w)\cos\alpha]$.

---

* При ($|\sigma_{FP} - \sigma_F| 100 / \sigma_{FP} > 5\%$) соответственно изменяется параметр b_2 передачи (от п. 2.6).

** Имеются также другие рекомендации.

*** - Не относится к планетарным передачам.

7.4. Коэффициент суммы смещений шестерни и колеса

$$x_\Sigma = (\pm \mathrm{inv}\alpha_w \mp \mathrm{inv}\alpha)(z_2 \pm z_1)/(2\,\mathrm{tg}\alpha),$$

где $\mathrm{inv}\,\alpha_w = \mathrm{tg}\,\alpha_w - \alpha_w$; $\mathrm{inv}\,\alpha = \mathrm{tg}\,\alpha - \alpha$.

α, α_w - рад. (Точность расчета - 4 знака после запятой).

Зацепление внешнее - $x_\Sigma > 0$; внешнее - $x_\Sigma < 0$.

7.5. Условное межосевое расстояние, мм

$$a_o = a_{wo} \pm x_\Sigma m_n$$

(Точность расчета – 2 знака после запятой).

7.6. Коэффициент уравнительного смещения

$$\triangle y = (a_o - a_w)/m_n.$$

7.7. Значения коэффициентов смещения шестерни x_1 и колеса x_2 принимают:

- внешнее зацепление - обратно пропорционально числу зубьев $x_\Sigma = x_2 + x_1$; $x_1 z_1 = x_2 z_2$.
  Откуда $x_1 = x_\Sigma/(1 + z_1/z_2)$; $x_2 = x_\Sigma - x_1$;
- внутреннее зацепление $x_1 = +(0{,}7...1{,}0)$; $x_2 = x_\Sigma - x_1$.

7.8. Геометрические размеры зубьев и колес, мм

- диаметры начальных окружностей
  $d_{w1} = 2a_w/(u \pm 1)$; $d_{w2} = 2a_w u/(u \pm 1)$;
- диаметры делительных окружностей
  $d_1 = m z_1$; $d_2 = m z_2$;
- высота головки зуба h_a $(h_a' = 1{,}0)$
  $h_{a1} = (h_a' + x_1 - \triangle y)m$; $h_{a2} = (h_a' + x_2 - \triangle y)m$;
- диаметры вершин зубьев
  $d_{a1} = d_1 \pm 2h_{a1}$; $d_{a2} = d_2 \pm 2h_{a2}$;
- высота ножки зуба h_f $(h_f' = 1{,}25)$
  $h_{f1} = (h_f' - x_1)m$; $h_{f2} = (h_f' - x_2)m$;
- диаметры впадин зубьев
  $d_{f1} = d_1 \mp 2h_{f1}$; $d_{f2} = d_2 \mp 2h_{f2}$;
- диаметры основных окружностей
  $d_{b1(2)} = d_{1(2)} \cos\alpha$.

(Точность расчета d - 2 знака после запятой).

4.2.2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ [12, 21, 42]

(относительно a_w) *

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора; T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$;

u (табл. 1.2.4); T_{max}/T_{nom} (17.7);

$\sigma_{HP\,a)}$ - для проектировочного расчета, МПа (4.1 п. 2);

$\sigma_{HP\,max1(2)}$, $\sigma_{FP\,max1(2)}$, МПа (4.1 п. 6).

1. РАСЧЕТ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ * И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетное межосевое расстояние, мм

$$a_w' = k_a (u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{T_2\, k_{H\beta}\, k_A}{\psi_{ba}\, \sigma_{HP\,a)}^2\, u^2}\, 10^3},$$

где $k_a = 49{,}5$ МПа$^{1/3}$ – для прямозубых передач;

$k_a = 43{,}0$ МПа$^{1/3}$ – для косозубых передач;

ψ_{ba} – коэффициент ширины шестерни относительно межосевого растояния

$\psi_{ba} = b/a_w = 2\psi_{bd}/(u \pm 1)$;

ψ_{bd} - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра;

$\psi_{bd} = b/d_1 = f$ (HB, расположение колес относительно опор) (табл. 4.2.5);

$\pm$ – зацепление внешнее / внутреннее (рис. 4.2.1);

$k_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. $k_{H\beta} = f$(HB, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 4.2.3а, б);

k_A – коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 4.2.9).

1.2. Ширина венцов, мм

- зубчатого колеса $b_2 = b = \psi_{ba} a_w'$;
- шестерни $b_1 = b_2 + (3...5)$.

Величины b_1 и b_2 округляют до целых чисел, мм.

Дальнейший расчет выполняют отдельно для косозубых и прямозубых передач.

КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta > 0°$)

1.3. Величину a_w' округляют до **ближайшего** значения a_w, мм ($a_w \approx a_w'$) в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.3).

1.4. Принимая предварительно

- число зубьев шестерни $z_1' = 19$,
- угол наклона зуба $\beta' = 13°$,

определяют модуль зацепления, мм

$$m' = 2a_w \cos\beta'/[z_1'(u+1)]$$

и округляют его до **ближайшей** величины m_n, мм ($m_n \approx m'$) в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).

1.5. Суммарное число зубьев передачи $z_\Sigma' = 2a_w \cos\beta'/m_n$.

z_Σ' округляют до **ближайшего** целого числа z_Σ.

1.6. Действительный угол наклона зуба

$\cos\beta = z_\Sigma m_n/(2a_w)$, (точность расчета -4 знака после запятой). $\beta = \mathrm{arc}\cos\beta = __°\ __'\ __''$.

1.7. Число зубьев шестерни $z_1 = z_\Sigma/(u+1)$.

z_1 округляют до целого числа ($z_1 \geqslant 17$).

Число зубьев зубчатого колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1$.

1.8. Действительное передаточное число $u_д = z_2/z_1$.**

1.9. Диаметры зубчатых колес, мм (4.2.1 п. 1.9).

Дальнейший расчет (4.2.1 п. 2, 3, 4, 5, 6).

Рассчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta = 0°$)

1.3. Принимая предварительно $z_1' = 19$, определяют модуль зацепления, мм $m' = 2a_w'/[z_1(u \pm 1)]$.

1.4. Значение m' округляют до **ближайшей** величины $m_n = m$, мм в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).

1.5. Число зубьев шестерни $z_1 = 2a_w'/[m(u \pm 1)]$.

z_1 – целое число; $z_1 \geqslant 17$.

1.6. Число зубьев зубчатого колеса $z_2 = z_1 u$.

z_2 – целое число.

1.7. Расчетное межосевое расстояние $a_{wo} = 0{,}5m(z_2 \pm z_1)$, мм. При требовании иметь стандартное межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.3), используют коррегирование зацепления (4.2.1 п. 7).

1.8. Действительное передаточное число $u_д = z_2/z_1$.**

1.9. Диаметры зубчатых колес (4.2.1 п. 1.9) при $\beta = 0°$.

Дальнейший расчет (4.2.1 п. 2, 4, 5, 6).

Рассчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

---

* Существует методика расчета закрытых цилиндрических передач относительно параметра d_1 (4.2.1).

** Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 1.8), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

4.2.3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ * [12, 16, 42]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
Схема редуктора; T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$;
u (табл. 1.2.4); T_{max}/T_{nom} (17.7);
$\sigma_{FP\,a)1(2)}$ - для проектировочного расчета, МПа (4.1 п. 4);
$\sigma_{HP\,max1(2)}$, $\sigma_{FP\,max1(2)}$, МПа (4.1 п. 6).

1. РАСЧЕТ МОДУЛЯ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетный модуль зацепления, мм

$$m' = k_m \sqrt[3]{\frac{T_2\, k_{F\beta}\, k_A}{z_1^2 \psi_{bd}\, \sigma_{FP1(2)\,a)}\, u} Y_{FS} \cdot 10^3},$$

где $k_m = 1{,}4$;
$z_1 = 17...19$;
$z_2 = z_1 u$ – целое число.
Эквивалентное число зубьев $z_{1(2)\,E} = z_{1(2)}$.
$Y_{FS\,1(2)}$ - коэффициент, учитывающий форму зуба, $Y_{FS\,1(2)} = f(z_{1(2)\,E}, x_{1(2)})$; ($x_{1(2)} = 0$) (рис. 4.2.5).
Расчет производят для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP\,a)1(2)}/Y_{FS1(2)}$.
ψ_{bd} - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = b/d_1 = f$ (HB, расположение колес относительно опор) (табл. 4.2.5);
$k_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. $k_{F\beta} = f$ (HB, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 4.2.3в,г);
k_A - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 4.2.9).

1.2. Значение модуля m, учитывая повышенный износ в открытых передачах, рекомендуют принимать в 1,5...2,0 раза большим расчетного m'.

Полученную величину $m = (1{,}5...2{,}0)\,m'$ округляют до ближайшей величины m_n в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).

1.3. Диаметры зубчатых колес, мм
- делительных $d_{1(2)} = m\, z_{1(2)}$;
- вершин зубьев $d_{a\,1(2)} = m\,(z_{1(2)} \pm 2)$;
- ножек зубьев $d_{f\,1(2)} = m\,(z_{1(2)} \mp 2{,}5)$.

(Точность расчетов d и a_w – 2 знака после запятой).

1.4. Межосевое расстояние, мм $a_{wo} = 0{,}5(d_{w2} \pm d_{w1})$, где $\pm$ - зацепление внешнее / внутреннее.

1.5. Ширины венцов, мм
- зубчатого колеса $b_2 = b = \psi_{bd}\, d_1$;
- шестерни $b_1 = b_2 + (3...5)$.

Величины b_1 и b_2 округляют до целых чисел, мм.

1.6. Действительное передаточное число $u_д = z_2/z_1$.**
Рассчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

2. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

Выполнение п. 2 нецелесообразно (см. п. 1.2).

3. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

Выполнение п. 3 нецелесообразно (см. п. 1.2).

4. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

4.1. Уточненный крутящий момент на шестерне, Н·м
$T_{1y} = T_1\, u/u_д$.

4.2. Окружные силы, Н
$F_{t1} = 2 \cdot 10^3\, T_{1y}/d_{w1}$; $F_{t2} = 2 \cdot 10^3\, T_2/d_{w2}$.

4.3. Радиальные силы, Н
$F_{r1} = F_{t1}\,\mathrm{tg}\,\alpha$; $F_{r2} = F_{t2}\,\mathrm{tg}\,\alpha$ ($\alpha = 20°$).

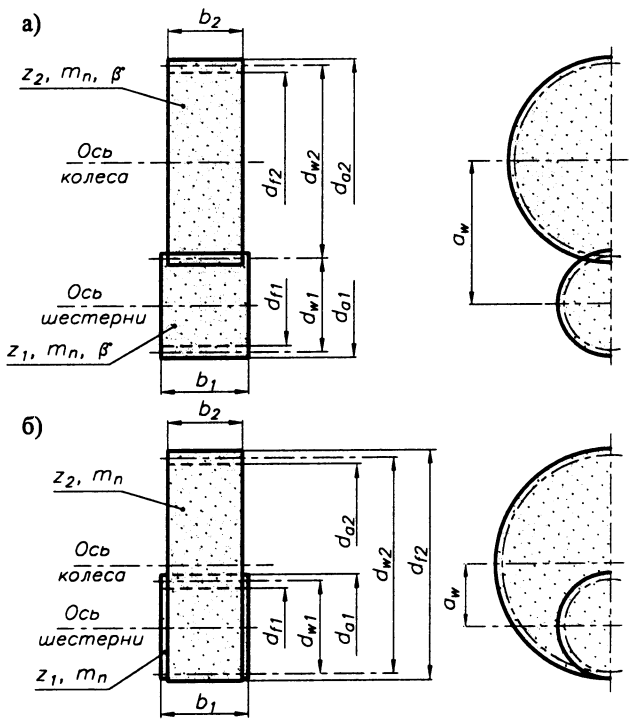


Рис. 4.2.1. Основные параметры и размеры, полученные в результате прочностного расчета цилиндрической передачи:
а) внешнего зацепления; б) внутреннего зацепления

---

* Авторы осознают ситуацию, связанную с расчетом открытых зубчатых передач. Нет методики расчета на изнашиваемость, но открытые передачи существуют и их необходимо рассчитывать. Представляется, что значение модуля колес целесообразно определять из условия изгибной выносливости зубьев.

** Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 1.5), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

4.2.4. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗАКРЫТЫХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ [12, 17, 21, 42, 48]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
Схема редуктора; T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$;
u (табл. 1.2.4); T_{max}/T_{nom} (17.7);
$\sigma_{HP\,a)}$ - для проектировочного расчета, МПа (4.1 п. 2);
$\sigma_{HP\,max1(2)}$, $\sigma_{FP\,max1(2)}$, МПа (4.1 п. 6).

1. РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ШЕСТЕРНИ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетный внешний диаметр шестерни, мм

$$d'_{e1}=k_d\sqrt[3]{\frac{T_2\ k_{H\beta}\ k_A\ 10^3}{\vartheta_H\,\sigma^2_{HP\,a)}(1-k_{be})\,k_{be}u^2}},$$

где $k_d=101$ МРа$^{1/3}$ - для прямозубых передач ($\beta=0°$);
k_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния $K_{be}=b/R_e=0{,}2...0{,}3$;
$k_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; $k_{H\beta}=f(HB$, расположение колес относительно опор, k_{be}, $u)$ (рис. 4.2.4а,б);
k_A – коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 4.2.9);
ϑ_H – коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической, ($\vartheta_H=0{,}85$).

1.2. Принимая $z'_1=19$, определяют модуль зацепления $m'_{te}=d'_{e1}/z'_1$, мм и округляют* до ближайшей величины $m_{te}=m_n$, мм в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).

1.3. Число зубьев шестерни $z_1=d'_{e1}/m_{te}$. Число зубьев колеса $z_2=z_1\,u$. z_1, z_2 – целые числа.

1.4. Действительное передаточное число $u_д=z_2/z_1$.**

1.5. Углы делительных конусов, град.
$\delta_1=\text{arc tg}\,(z_1/z_2)$; $\delta_2=\text{arc tg}\,(z_2/z_1)$.

1.6. Внешние диаметры, мм
- делительные $d_{e1(2)}=m_{te}\,z_{1(2)}$;
- вершин зубьев $d_{ae1(2)}=d_{e1(2)}+2\,m_{te}\cos\delta_{1(2)}$;
- впадин зубьев $d_{fe1(2)}=d_{e1(2)}-2{,}4\,m_{te}\cos\delta_{1(2)}$.

(Точность расчетов - 2 знака после запятой).

1.7. Внешнее конусное расстояние, мм
$R_e=0{,}5\,m_{te}\sqrt{z_1^2+z_2^2}$.

1.8. Ширина венца зубчатых колес, мм $b=R_e\,k_{be}$;
b - целое число. $[m_{te}\geqslant(1/8...1/10)\,b]$.

1.9. Среднее конусное расстояние, мм $R_m=R_e-0{,}5\,b$.

1.10. Параметры колес в среднем сечении, мм
- средний модуль $m_m=m_{te}\,R_m/R_e$.
- средние делительные диаметры $d_{m1(2)}=m_m\,z_{1(2)}$.

Рассчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.2.

2. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

2.1. Окружная сила в зацеплении, Н $F_t=2\cdot10^3T_2/d_{m2}$.

2.2. Окружная скорость колес, м/с $\upsilon=\pi\,d_{m2}\,n_2/(60\cdot10^3)$.

2.3. Степень точности $=f(\upsilon,\beta)$ (табл. 4.2.14).

2.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, $k_{H\upsilon}=f(\upsilon$, степень точности, твердость зубьев) (табл. 4.2.7).

2.5. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев. Для прямых зубьев $k_{H\alpha}=1{,}0$;

2.6. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм
$W_{Ht}=F_t\,k_{H\alpha}\,k_{H\beta}\,k_{H\upsilon}\,k_A/b$.

2.7. Допускаемые контактные напряжения для проверочного расчета $\sigma_{HP\,б)}$, МПа (4.1 п. 3).

2.8. Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H=Z_H\,Z_E\,Z_\varepsilon\sqrt{\frac{W_{Ht}\sqrt{u^2+1}}{\vartheta_H\,d_{m1}\,u}}\leqslant\sigma_{HP\,б)},^{***}$$

где Z_H, Z_E, Z_ε (4.2.1 п. 2.8).
Для прямых зубьев $\vartheta_H=0{,}85$;

3. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

3.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, $k_{F\upsilon}=f(\upsilon$, степень точности, твердость зубьев) (табл. 4.2.7).

3.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (для изгибной прочности), $k_{F\beta}=1+1{,}5(k_{H\beta}-1)$.

3.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев, $k_{F\alpha}=1{,}0$.

3.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе, Н/мм
$W_{Ft}=F_t\,k_{F\beta}\,k_{F\upsilon}\,k_{F\alpha}\,k_A/b$.

3.5. Эквивалентное число зубьев
- для прямых зубьев $z_{1(2)\,E}=z_{1(2)}/\cos\delta_{1(2)}$.

3.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,
$Y_{FS\,1(2)}=f(z_{1(2)\,E},\ x_{1(2)})$ $(x_{1(2)}=0)$ (рис. 4.2.5).
Расчет производят для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP\,б)\,1(2)}/Y_{FS1(2)}$.

3.7. Допускаемые изгибные напряжения для проверочного расчета $\sigma_{FP\,б)}$, МПа (4.1 п. 5).

3.8. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа
$\sigma_{F1(2)}=Y_{FS1(2)}\,Y_\beta\,Y_\varepsilon\,W_{Ft}/(\vartheta_F\,m_m)\leqslant\sigma_{FP\,б)\,1(2)}$,
где Y_β, Y_ε (4.2.1 п. 4.8);
ϑ_F – коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической $\vartheta_F=0{,}85$.

4. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

4.1. Максимальные контактные напряжения, МПа
$\sigma_{H\,max}=\sigma_H\sqrt{T_{max}/T_{nom}}\leqslant\sigma_{HP\,max\,1(2)}$.

4.2. Максимальные напряжения изгиба, МПа
$\sigma_{F\,max\,1(2)}=\sigma_{F1(2)}\,(T_{max}/T_{nom})\leqslant\sigma_{FP\,max\,1(2)}$.

5. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

5.1. Уточненный крутящий момент на шестерне, Н·м
$T_{1у}=T_1\,u/u_д$.

5.2. Окружные силы, Н
$F_{t1}=2\cdot10^3\,T_{1у}/d_{m1}$; $F_{t2}=2\cdot10^3\,T_2/d_{m2}$.

5.3. Радиальные силы, Н
$F_{r1}=F_{t1}\,\text{tg}\,\alpha\cdot\cos\delta_1$; $F_{r2}=F_{t2}\,\text{tg}\,\alpha\cdot\sin\delta_1$.

5.4. Осевые силы, Н
$F_{a1}=F_{t1}\,\text{tg}\,\alpha\cdot\sin\delta_1$; $F_{a2}=F_{t2}\,\text{tg}\,\alpha\cdot\cos\delta_1$.
($\alpha=20°$).

Геометрический расчет конической передачи - 11.3.2.

---

* По технологическому процессу нарезания колес с прямыми зубьями стандартизация m_{te} не обязательна.

** Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 1.4), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

*** При ($|\sigma_{HP}-\sigma_H|100/\sigma_{HP}>5\%$) соответственно изменяется параметр b (от п. 2.6) с пересчетом параметров передачи.

4.2.5. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ С КРУГОВЫМ ЗУБОМ [12, 17, 21, 42, 48]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
Схема редуктора; T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$;
u (табл. 1.2.4); T_{max}/T_{nom} (17.7);
$\sigma_{HP\,a)}$ - для проектировочного расчета, МПа (4.1 п. 2);
$\sigma_{HP\,max1(2)}$, $\sigma_{FP\,max1(2)}$, МПа (4.1 п. 6).

1. РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ШЕСТЕРНИ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетный внешний диаметр шестерни, мм
$$d'_{e1}=k_d\sqrt[3]{\frac{T_2\ k_{H\beta}\ k_A\ 10^3}{\vartheta_H\,\sigma^2_{HP\,a)}(1-k_{be})\,k_{be}\,u^2}},$$
где k_d = 90 МРа$^{1/3}$ – для передач с непрямым зубом;
k_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния
$k_{be}=b/R_e$ = 0,2...0,3;
$k_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. $k_{H\beta}$= f(HB, расположение колес относительно опор, k_{be}, u) (рис. 4.2.4а,б)
k_A – коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 4.2.9).
ϑ_H – коэффициент, учитывающий изменение прочности конических колес с непрямым зубом по сравнению с прочностью цилиндрических колес. ϑ_H = (u, НВ) - табл. 4.2.13.

1.2. Число зубьев шестерни z_1 [$z_1=f(u)$] (табл. 4.2.12).
Число зубьев колеса $z_2=z_1\,u$.
Числа зубьев z_1, z_2 – целые числа.

1.3. Действительное передаточное число $u_д=z_2/z_1$*.

1.4. Число зубьев плоского колеса
$z_c=\sqrt{z_1^2+z_2^2}$.

1.5. Предварительная величина внешнего окружного модуля зацепления, мм $m'_{te}=d'_{e1}/z_1$.

1.6. Предварительная величина внешнего конусного расстояния, мм $R'_e=0{,}5\,m'_{te}\,z_c$.

1.7. Ширина венца зубчатых колес, мм $b=R'_e\ k_{be}$.
Величина b округляется до целого числа.

1.8. Предварительная величина среднего конусного расстояния, мм $R'_m=R'_e-0{,}5\,b$.

1.9. Средний нормальный модуль, мм $m'_n=2R'_m\cos\beta_n/z_c$,
где β_n = 35° - расчетный угол наклона зуба (рекомендуется принимать одно из значений ряда - 25°; 30°; 35°; 40°).
Значение m'_n округляют до **ближайшей** величины m_n в соответствии с ГОСТ ** (табл. 4.2.2).
($m_n \geqslant$(1/8...1/10) b, мм).

1.10. Средние делительные диаметры колес, мм
$d_{m1(2)}=m_n\,z_{1(2)}/\cos\beta_n$.

1.11. Углы делительных конусов, град.
$\delta_1=\mathrm{arc\,tg}\,(z_1/z_2)$; $\delta_2=\mathrm{arc\,tg}\,(z_2/z_1)$; $\delta_{1(2)}$ = __° __′ __″.

1.12. Среднее конусное расстояние, мм
$R_m=0{,}5\,m_n\,z_c/\cos\beta_n$.

1.13. Внешнее конусное расстояние, мм
$R_e=R_m+0{,}5\,b$.

1.14. Внешний окружной модуль, мм
$m_{te}=2\,R_e/z_c$.

1.15. Внешние делительные диаметры колес, мм
$d_{e\,1(2)}=m_{te}\,z_{1(2)}$.

2. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

2.1. Окружная сила в зацеплении, Н $F_t=2\cdot10^3T_2/d_{m2}$.

2.2. Окружная скорость колес, м/с $\upsilon=\pi\,d_{m2}\,n_2/(60\cdot10^3)$.

2.3. Степень точности =f(υ, β) (табл. 4.2.14).

2.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, $k_{H\upsilon}$= f(υ, степень точности, твердость зубьев) (табл. 4.2.7).

2.5. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев,
$k_{H\alpha}$= f(υ, степень точности).
Для круговых зубьев $k_{H\alpha}$ (табл. 4.2.11).

2.6. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм
$W_{Ht}=F_t\,k_{H\alpha}\,k_{H\beta}\,k_{H\upsilon}\,k_A/b$.

2.7. Допускаемые контактные напряжения для проверочного расчета $\sigma_{HP\,б)}$, МПа (4.1 п. 3).

2.8. Расчетные контактные напряжения, МПа
$$\sigma_H=Z_H\,Z_E\,Z_\varepsilon\sqrt{\frac{W_{Ht}\sqrt{u^2+1}}{\vartheta_H\,d_{m1}\,u}}\leqslant\sigma_{HP\,б)},\ ***$$
где Z_H, Z_E, Z_ε (4.2.1 п. 2.8).
Для круговых зубьев ϑ_H (табл 4.2.13).

3. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

3.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, $k_{F\upsilon}$= f(υ, степень точности, твердость зубьев) (табл. 4.2.7).

3.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (для изгибной прочности), $k_{F\beta}=1+1{,}5(k_{H\beta}-1)$.

3.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев, $k_{F\alpha}$ = f(υ, степень точности) (табл. 4.2.11).

3.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе, Н/мм
$W_{Ft}=F_t\,k_{F\beta}\,k_{F\upsilon}\,k_{F\alpha}\,k_A/b$.

3.5. Эквивалентное число зубьев для передачи с непрямыми зубьями $z_{1(2)\,E}=z_{1(2)}/(\cos^3\beta\cdot\cos\delta_{1(2)})$.

3.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,
$Y_{FS\,1(2)}$= f($z_{1(2)\,E}$, $x_{1(2)}$) ($x_{1(2)}$= 0) (рис. 4.2.5).
Расчет производят для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP\,б)\,1(2)}/Y_{FS1(2)}$.

3.7. Допускаемые изгибные напряжения для проверочного расчета $\sigma_{FP\,б)}$, МПа (4.1 п. 5).

3.8. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа
$$\sigma_{F1(2)}=Y_{FS1(2)}\,Y_\beta\,Y_\varepsilon\,W_{Ft}/(\vartheta_F\,m_m)\leqslant\sigma_{FP\,б)\,1(2)},$$
где Y_β, Y_ε (4.2.1 п. 4.8);
ϑ_F – коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической, (табл 4.2.13).

4. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

4.1. Максимальные контактные напряжения, МПа
$\sigma_{H\,max}=\sigma_H\sqrt{T_{max}/T_{nom}}\leqslant\sigma_{HP\,max\,1(2)}$.

4.2. Максимальные напряжения изгиба, МПа
$\sigma_{F\,max\,1(2)}=\sigma_{F1(2)}\,(T_{max}/T_{nom})\leqslant\sigma_{FP\,max\,1(2)}$.

5. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

5.1. Уточненный крутящий момент на шестерне, Н·м
$T_{1y}=T_1\,u/u_д$.

5.2. Окружные силы, Н
$F_{t1}=2\cdot10^3\,T_{1y}/d_{m1}$; $F_{t2}=2\cdot10^3\,T_2/d_{m2}$.

5.3. Радиальные силы, Н
$$F_{r1}=\frac{F_{t1}}{\cos\beta_n}\,(\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\cos\delta_1\pm\sin\beta\cdot\sin\delta_1);\quad(1)$$
(α = 20°)

См. след. стр.

---

* Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 1.3), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

** Для колес с круговыми зубьями в качестве стандартного принимается средний нормальный модуль.

$$F_{r2}=\frac{F_{t2}}{\cos\beta_n}(\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\sin\delta_1\pm\sin\beta\cdot\cos\delta_1).\quad(2)$$

5.4. Осевые силы, Н

$$F_{a1}=\frac{F_{t1}}{\cos\beta_n}(\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\sin\delta_1\pm\sin\beta\cdot\cos\delta_1);\quad(2)$$

$$F_{a2}=\frac{F_{t2}}{\cos\beta_n}(\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\cos\delta_1\pm\sin\beta\cdot\sin\delta_1).\quad(1)$$

Рассчитанные параметры и размеры колес (рис. 4.2.2).

Расчет геометрии колес с круговым зубом - ГОСТ 19326-73.

Табл. 4.2.1. К определению сил в конических передачах с непрямыми зубьями

T_1	Линия наклона зуба	Знак в формуле (1)	Знак в формуле (2)
По часовой стрелке	Правая	+	−
	Левая	−	+
Против часовой стрелки	Правая	−	+
	Левая	+	−

Примечание. Направление T_1 определяется при виде на шестерню со стороны большого торца.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора; T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$;

u (табл. 1.2.4); T_{max}/T_{nom} (17.7);

$\sigma_{FP\,a)\,1(2)}$ - для проектировочного расчета, МПа (4.1 п. 4);

$\sigma_{HP\,max\,1(2)}$, $\sigma_{FP\,max\,1(2)}$, МПа (4.1 п. 6).

1. РАСЧЕТ МОДУЛЯ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетный внешний модуль, мм

$$m'_e=k_m\sqrt[3]{\frac{T_2\,k_{F\beta}\,k_A}{\vartheta_F\,z_1^2\sigma_{FP\,a)\,1(2)}\,u\sqrt{u^2+1}\,k_{be}\,(1-0{,}5k_{be})^2}\,Y_{FS1(2)}\cdot10^3},$$

где $k_m=1{,}75$ ($\beta=0°$);

k_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния $k_{be}=b/R_e=0{,}2...0{,}3$;

$k_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; $k_{F\beta}=1+1{,}5(k_{H\beta}-1)$. Здесь $k_{H\beta}=f(HB$, расположение колес относительно опор, k_{be}, $u)$ (рис. 4.2.4а,б);

* Авторы осознают ситуацию, связанную с расчетом открытых зубчатых передач. Нет методики расчета на изнашиваемость, но открытые передачи существуют и их необходимо рассчитывать. Представляется, что значение модуля колес целесообразно определять из условия изгибной выносливости зубьев.

4.2.6. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ * [12, 17, 21, 42, 48]

k_A – коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 4.2.9);

ϑ_F – коэффициент, учитывающий понижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической ($\vartheta_F=0{,}85$);

$z_1=17...19$; $z_2=z_1u$ – целое число.

Действительное передаточное число $u_д=z_2/z_1$.**

Угол делительного конуса шестерни и колеса, град

$\delta_1=\mathrm{arc\,tg}(z_1/z_2)$; $\delta_2=\mathrm{arc\,tg}(z_2/z_1)$.

Эквивалентное число зубьев $z_{E1(2)}=z_{1(2)}/\cos\delta_{1(2)}$

Y_{FS} - коэффициент, учитывающий форму зуба,

$Y_{FS\,1(2)}=f(z_{E1(2)},x_{1(2)})$; ($x_{1(2)}=0$) (рис. 4.2.5).

Расчет производят для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP\,a)\,1(2)}/Y_{FS\,1(2)}$

1.2. Значение модуля m_e, учитывая повышенный износ в открытых передачах, рекомендуют принимать в 1,5...2,0 раза большим расчетного m'_e.

Полученную величину $m_e=(1{,}5...2{,}0)\,m'_e$ округляют *** до ближайшей величины $m_e=m_n$ в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).

1.3. Внешнее конусное расстояние, мм

$R_e=0{,}5\,m_e z_1/\sin\delta_1$.

1.4. Ширина венца зубчатых колес, мм $b=R_e k_{be}$.

Величину b округляют до целых чисел, мм.

1.5. Среднее конусное расстояние, мм $R_m=R_e-0{,}5b$.

1.6. Внешние диаметры колес, мм

- делительные $d_{e1(2)}=m_e z_{1(2)}$;
- вершин зубьев $d_{ae1(2)}=d_{e1(2)}+2\,m_e\cos\delta_{1(2)}$;
- впадин зубьев $d_{fe1(2)}=d_{e1(2)}-2{,}4\,m_e\cos\delta_{1(2)}$.

(Точность расчетов - 2 знака после запятой).

1.7. Параметры колес в среднем сечении, мм

- средний модуль $m_m=m_eR_m/R_e$;
- средние делительные диаметры $d_{m1(2)}=m_m z_{1(2)}$.

Рассчитанные параметры и размеры колес (рис. 4.2.2).

** Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 1.1), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

*** По технологическому процессу нарезания колес с прямыми зубьями стандартизация m_{te} не обязательна.

2. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

Выполнение п. 2 нецелесообразно (см. п. 1.2).

3. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

Выполнение п. 3 нецелесообразно (см. п. 1.2).

4. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

4.1. Уточненный крутящий момент на шестерне, Н·м

$T_{1y}=T_1u/u_д$.

4.2. Окружные силы, Н

$F_{t1}=2\cdot10^3\,T_{1y}/d_{m1}$; $F_{t2}=2\cdot10^3\,T_2/d_{m2}$.

4.3. Радиальные силы, Н

$F_{r1}=F_{t1}\,\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\cos\delta_1$; $F_{r2}=F_{t2}\,\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\sin\delta_1$.

4.4. Осевые силы, Н

$F_{a1}=F_{t1}\,\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\sin\delta_1$; $F_{a2}=F_{t2}\,\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\cos\delta_1$.

($\alpha=20°$).

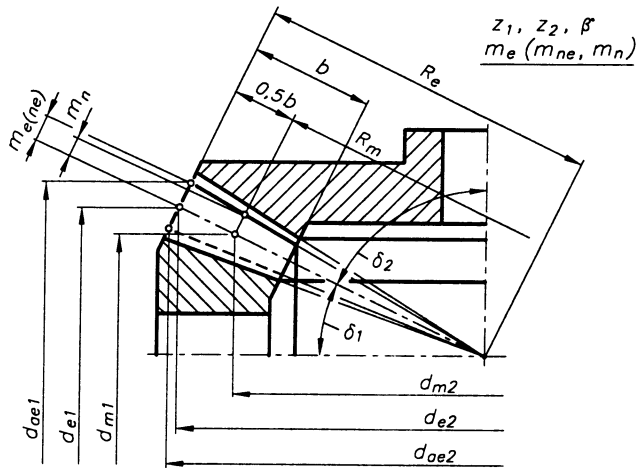


Рис. 4.2.2. Основные размеры и параметры конических передач, полученные в результате прочностного расчета

4.2.7. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ [12, 17, 18, 21, 39, 42, 47]

Табл. 4.2.2. Значения модулей зубчатых колес m_n (1...25 мм) ГОСТ 9563-60

Ряд	Модули m_n, мм
1	··· 1,0 1,25 1,5 2,0 2,5 3 4 5 6 8 10 12 16 20 25···
2	··· 1,125 1,375 1,75 2,25 2,75 3,5 4,5 5,5 7 9 11 14 18 22 ···

Примечание: Допускается применение модулей 3,25; 3,75 и 4,25 для автомобильной промышленности и модуля 6,5 - для тракторной.

Табл. 4.2.3. Значения межосевых расстояний a_w ГОСТ 2185-66

Ряд	Межосевое расстояние a_w, мм
1	40 50 63 80 100 125 160 200 250 315 400 500 630 800 1000 ...
2	71 90 112 140 180 224 280 355 450 560 710 900 ...

Табл. 4.2.4. Значения передаточных чисел u ГОСТ 2185-66, ГОСТ 12289-76

u	Ряд		
	1	1,00 1,25 1,6 2,00 2,5 3,15 4,0 5,0 6,3 8,0	
	2	1,12 1,40 1,8 2,24 2,8 3,55 4,5 5,6 7,1 9,0	
u	Ряд		
	1	10,0 12,5 16 20,0 25 31,5 40 50 63 80 100 ...	
	2	11,2 14,0 18 22,4 28 35,5 45 56 71 90 ...	

Примечания: 1. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.
2. Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более, чем на 2,5% при $u \leq 4,5$ и на 4% при $u > 4,5$.
3. Ряд номинальных передаточных чисел используется при проектировании редукторов серийного или массового производства.

Табл. 4.2.5. Рекомендуемые значения коэффициента ширины шестерни относительно ее диаметра $\psi_{bd}=b/d_1$ [12]

Расположение колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$HB_{1(2)} \leq 350$	$HB_{1(2)} > 350$
Симметричное	0,8...1,4	0,4...0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,25

Примечания: 1. Большие значения - для постоянных и близких к ним нагрузок, для жестких конструкций валов и опор.
2. Для шевронных передач, где b - сумма полушевронов, ψ_{bd} можно увеличить в 1,3...1,4 раза.

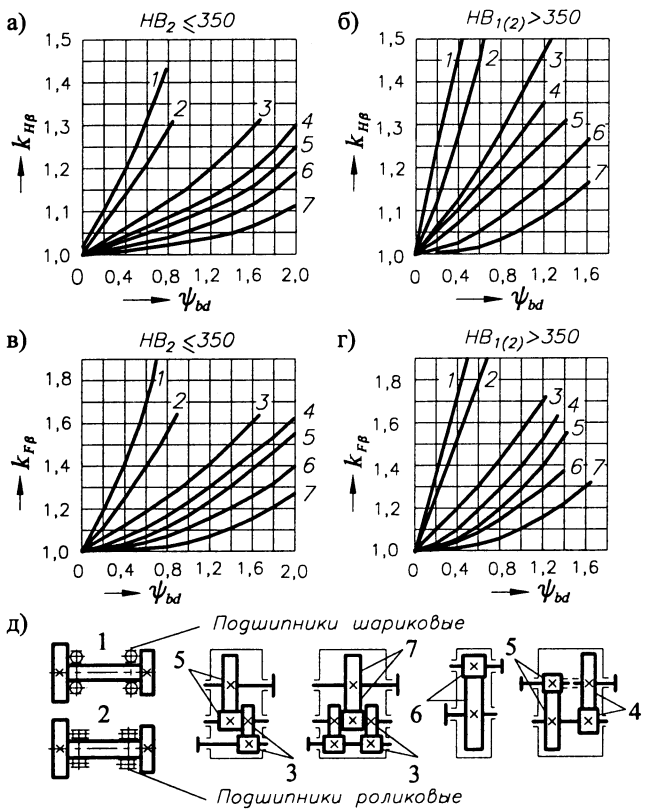


Рис. 4.2.3. Графики для определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки по ширине венца:
а) и б) при расчете контактной прочности зубьев $k_{H\beta}$;
в) и г) при расчете зубьев на изгиб $k_{F\beta}$ (для схем редукторов 1...7); д) схемы редукторов [12]

Примечания: 1. а - $HB_2 \leq 350$; б - $HRC_{э2} > 45$.
2. Данные в числителе - для прямозубых колес; данные в знаменателе - для косозубых колес.
3. Для конических колес значения k_{Hv} и k_{Fv} добираются с понижением точности на одну ступень.

Табл. 4.2.6. Рекомендуемые значения межосевых расстояний редукторов a_w, мм ГОСТ 2185-66

Для двухступенчатых несоосных редукторов	
Вх. ст.	40 50 63 80 100 125 (140) 160 (180) 200 (225)
Вых. ст.	63 80 100 125 160 200 (225) 250 (280) 315 (355)
Вх. ст.	250 (280) 315 (355) 400 (450) 500 (560) 630 ...
Вых. ст.	400 (450) 500 (560) 630 (710) 800 (900) 1000 ···
Для трехступенчатых несоосных редукторов	
Вх. ст.	40 50 63 80 100 125 (140) 160
Пр. ст.	63 80 100 125 160 200 (225) 250
Вых. ст.	100 125 160 200 250 200 (355) 400
Вх. ст.	(180) 200 (225) 250 (280) 315 (355) 400 ...
Пр. ст.	(280) 315 (355) 400 (450) 500 (560) 630 ···
Вых. ст.	(450) 500 (560) 630 (710) 800 (900) 1000 ···

Вх. ст. - входная ступень, Пр. ст. - промежуточная ступень, Вых. ст. - выходная ступень.

Табл. 4.2.7. Значения коэффициентов k_{Hv} и k_{Fv}, учитывающих внутренние динамические нагрузки зацепления

Степень точности	Твердость зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость колес v, м/с				
			1	3	5	8	10
6	а	k_{Hv}	1,03/1,01	1,09/1,03	1,16/1,06	1,25/1,09	1,32/1,13
		k_{Fv}	1,06/1,03	1,18/1,09	1,32/1,13	1,50/1,20	1,64/1,26
	б	k_{Hv}	1,02/1,01	1,06/1,03	1,10/1,04	1,16/1,06	1,20/1,08
		k_{Fv}	1,02/1,01	1,06/1,03	1,10/1,04	1,16/1,06	1,20/1,08
7	а	k_{Hv}	1,04/1,02	1,12/1,06	1,20/1,08	1,32/1,13	1,40/1,16
		k_{Fv}	1,08/1,03	1,24/1,09	1,40/1,16	1,64/1,25	1,80/1,32
	б	k_{Hv}	1,02/1,01	1,06/1,03	1,12/1,05	1,19/1,08	1,25/1,10
		k_{Fv}	1,02/1,01	1,06/1,03	1,12/1,05	1,19/1,08	1,25/1,10
8	а	k_{Hv}	1,05/1,02	1,15/1,06	1,24/1,10	1,38/1,15	1,48/1,19
		k_{Fv}	1,10/1,04	1,30/1,12	1,48/1,19	1,77/1,30	1,96/1,38
	б	k_{Hv}	1,03/1,01	1,09/1,03	1,15/1,06	1,24/1,09	1,30/1,12
		k_{Fv}	1,03/1,01	1,09/1,03	1,15/1,06	1,24/1,09	1,30/1,12
9	а	k_{Hv}	1,06/1,02	1,12/1,06	1,28/1,11	1,45/1,18	1,56/1,22
		k_{Fv}	1,11/1,04	1,33/1,12	1,56/1,22	1,90/1,36	2,25/1,45
	б	k_{Hv}	1,03/1,01	1,09/1,03	1,17/1,07	1,28/1,11	1,35/1,14
		k_{Fv}	1,03/1,01	1,09/1,03	1,17/1,07	1,28/1,11	1,35/1,14

Табл. 4.2.8. Рекомендуемый ряд значений коэффициента ширины шестерни относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = b/a_w$ для редукторов ГОСТ 2185-66

0,100	0,125	0,160	0,200	0,250	0,315	0,40	0,50	0,63	0,80	1,00	1,25

Примечание: Численные значения ширины зубчатых колес округляются до ближайшего числа из ряда $Ra20$ по ГОСТ 6636-69.

Табл. 4.2.9. Значения коэффициента внешней динамической нагрузки k_A ГОСТ 21354-87

	Режим нагружения двигателя	Режим нагружения ведомой машины			
		1	2	3	4
1	Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
2	С малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
3	Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,00 и выше
4	Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	2,25 и выше

Характерные режимы нагружения двигателей:

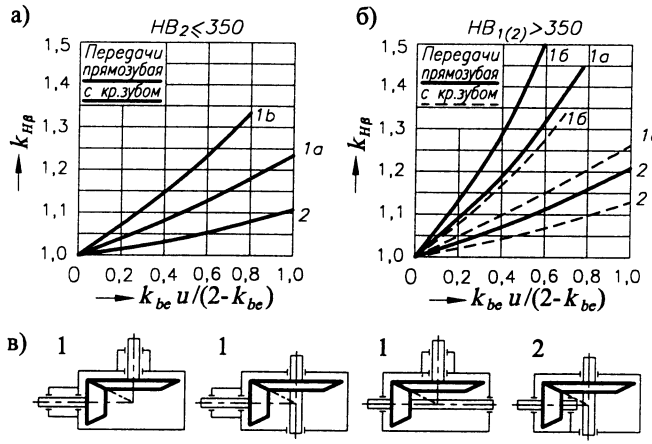
1. равномерный - электродвигатели;
2. с малой неравномерностью - гидравлические двигатели;
3. со средней неравномерностью - многоцилиндровые ДВС;
4. со значительной неравномерностью - одноцилиндровые ДВС.

Характерные режимы нагружения ведомых машин:

1. равномерный - равномерно работающие ленточные, пластинчатые конвейеры, легкие подъемники, вентиляторы и т.д.;
2. с малой неравномерностью - неравномерно работающие ленточные и пластинчатые транспортеры, шестеренчатые и ротационные насосы, главные приводы станков, тяжелые подъемники, крановые механизмы, промышленные и рудничные вентиляторы, поршневые многоцилиндровые насосы, станы холодной прокатки и т.д.;
3. со средней неравномерностью - мешалки для резины и пластмасс, легкие шаровые мельницы, деревообрабатывающие станки, одноцилиндровые поршневые насосы и т.д.;
4. со значительной неравномерностью - экскаваторы, черпалки, тяжелые шаровые мельницы, дробилки, буровые машины, брикетировочные прессы, станы горячей прокатки и т.д.

Табл. 4.2.10. Рекомендуемые значения общих передаточных чисел редукторов u_o ГОСТ 2185-66

Для двухступенчатых редукторов											
u_o	Ряд 1	6,3		8,0		10,0		12,5		16	
	Ряд 2		7,1		9,0		11,2		14		18
u_o	Ряд 1	20,0		25		31,5		40		50	63
	Ряд 2		22,4		28		35,5		45		56
Для трехступенчатых редукторов											
u_o	Ряд 1	31,5		40		50		63		80	100
	Ряд 2		35,5		45		56		71		90
u_o	Ряд 1		125	160		200		250		315	400
	Ряд 2	112		140		180		224		280	355



1а - опоры на роликовых подшипниках,
1б - опоры на шариковых подшипниках

Рис. 4.2.4. а), б) графики для определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки по ширине венца при расчете контактной прочности зубьев $k_{H\beta}$ для схем конических редукторов 1, 2; в) схемы редукторов [12]

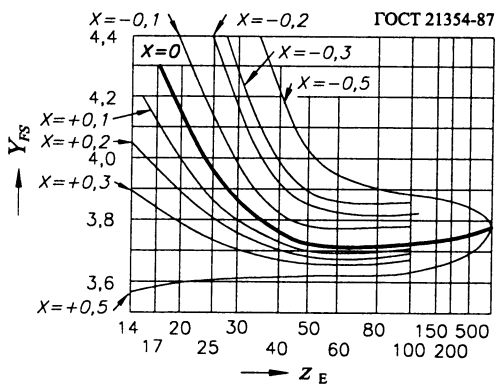


Рис. 4.2.5. Графики для определения коэффициента Y_{FS}, учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений

1. Цилиндрические передачи:
   1.1. $\beta = 0°$; $z_{E1(2)} = z_{1(2)}$;
   1.2. $\beta > 0°$; $z_{E1(2)} = z_{1(2)}/\cos^3\beta$.
2. Конические передачи:
   2.1. $\beta = 0°$; $z_{E1(2)} = z_{1(2)}/\cos\delta_{1(2)}$;
   2.2. $\beta > 0°$; $z_{E1(2)} = z_{1(2)}/(\cos^3\beta \cdot \cos\delta_{1(2)})$.

Табл. 4.2.11. Значения коэффициентов $k_{H\alpha}$ и $k_{F\alpha}$, учитывающих неравномерность нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев [12]

Окружная скорость колес v, м/с	Степень точности	$k_{H\alpha}$	$k_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Св. 5 до 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30
Св. 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Табл. 4.2.12. Числа зубьев шестерни и колеса, а также u_{min} конической передачи ГОСТ 19624-74

Число зубьев шестерни z_1	Наименьшее число зубьев колеса z_2	Наименьшее u
12	30	2,5
13	26	2,0
14	20	1,4
15	19	1,3
16	18	1,1
17	17	1,0

Табл. 4.2.13. Значения коэффициентов ϑ_H и ϑ_F, учитывающих изменение прочности конической передачи с непрямым зубом по сравнению с прочностью цилиндрической передачи [12]

	$HB_1 \leqslant 350$ $HB_2 \leqslant 350$	$HRC_1 \geqslant 45$ $HB_2 \leqslant 350$	$HRC_1 \geqslant 45$ $HRC_2 \geqslant 45$
ϑ_H	$1,22 + 0,21\,u$	$1,13 + 0,13\,u$	$0,81 + 0,15\,u$
ϑ_F	$0,94 + 0,08\,u$	$0,85 + 0,04\,u$	$0,65 + 0,11\,u$

Табл. 4.2.14. Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач [12]

Степень точности не ниже	Окр. скорость v, м/с $\beta = 0°$	$\beta > 0°$	Характеристика передачи
6 (высокоточная)	до 15	до 25	Высокоскор.передачи кинематич.механизмы
7 (точная)	до 10	до 17	Повышенные скорости, повышенные нагрузки
8 (средней точности)	до 6	до 10	Общего применения
9 (пониженной точн.)	до 2	до 3,5	Тихоходные передачи

4.2.8. РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ [12, 21, 36, 42, 46]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
P_1, P_2, кВт; T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u.
Схема, реверсивность и нагрузочный режим передачи.

1. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Червяки изготовляют из стали.

Из таблицы 4.2.16 выбирают материал венца червячного колеса ($\sigma_в$, $\sigma_т$, МПа) при предварительно оцениваемой скорости скольжения $\upsilon_s \approx 4{,}5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}$, м/с.

1.1. Допускаемые контактные напряжения, МПа:

	HB червяка $\leqslant 350$;	*HRC*$_э$ червяка $\geqslant 45$:
группа I	$[\sigma_H] = 0{,}75 Z_N\, c_\upsilon \sigma_в$;	$[\sigma_H] = 0{,}90 Z_N\, c_\upsilon \sigma_в$;
группа II	$[\sigma_H] = 250 - 25\,\upsilon_s$;	$[\sigma_H] = 300 - 25\,\upsilon_s$;
группа III	$[\sigma_H] = 175 - 35\,\upsilon_s$;	$[\sigma_H] = 200 - 35\,\upsilon_s$,

где c_υ - коэффициент, учитывающий износ материала колеса (табл. 4.2.15);

Z_N - коэффициент долговечности

$Z_N = \sqrt[8]{N_{H\lim}/N_{HE}}$. При $N_{H\lim} \leqslant N_{HE}$ $Z_N = 1$.

Здесь $N_{H\lim} = 10^7$ - базовое число циклов;

N_{HE} - эквивалентное число циклов (4.1 п. 2.2).

При расположении червяка вне масляной ванны значения $[\sigma_H]$ следует уменьшить на 15%.

1.2. Допускаемые изгибные напряжения, МПа:

Передача	нереверсивная	реверсивная
группа I, II	$[\sigma_F] = (0{,}08\sigma_B + 0{,}25\sigma_T) Y_N$;	$[\sigma_F] = 0{,}12\sigma_B Y_N$;
группа III	$[\sigma_F] = 0{,}12\sigma_H Y_N$;	$[\sigma_F] = 0{,}06\sigma_H Y_N$,

где Y_N - коэффициент долговечности

$Y_N = \sqrt[9]{N_{F\lim}/N_{FE}}$. При $N_{F\lim} \leqslant N_{FE}$ $Y_N = 1$.

Здесь $N_{F\lim} = 10^6$ - базовое число циклов;

N_{FE} - эквивалентное число циклов (4.1 п. 4.2).

2. РАСЧЕТ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. При числе заходов червяка $z_1 = 1; 2; 4$ определяют число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 u$, откуда выбирается z_2. z_2 – целое число; $z_{2\min} = 28$.

2.2. Расчетное межосевое расстояние, мм

$$a'_w = \left(\frac{z_2}{q'} + 1\right) \sqrt[3]{\left[\frac{170}{[\sigma_H]\, z_2/q'}\right]^2 T_2\, k_H \cdot 10^3},$$

где $k_H = 1{,}1$ - коэффициент динамической нагрузки.

Предварительно принимают коэффициент диаметра червяка $q' = 10$.

2.3. Расчетный осевой модуль, мм $m' = 2a'_w/(q' + z_2)$.

По табл. 4.2.17 принимают стандартный модуль m, мм, наиболее близкий к расчетному m'.

По табл. 4.2.18 выбирают значение коэффициента q таким, чтобы $a_w = 0{,}5(q + z_2)m$, мм было максимально близким к расчетному a'_w.

2.4. Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left[\frac{(z_2/q)+1}{a_w}\right]^3 T_2\, K_H \cdot 10^3} \leqslant [\sigma_H].$$

2.5. Проверяют предварительно принятую скорость скольжения, м/с $\upsilon_s = \pi d_1 n_1/(60 \cdot 10^3 \cos\gamma)$,

где $d_1 = q\,m$, мм; $\gamma = \mathrm{arctg}\,(z_1/q)$, град.

Для материалов, где $[\sigma_H] = f(\upsilon_s)$, при полученной υ_s должно быть выполнено условие $\sigma_H \leqslant [\sigma_H]$, МПа.

2.6. При требовании иметь стандартное межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.19), используют коррегирование червячного колеса.

Коэффициент смещения колеса

$x_2 = a_w/m - 0{,}5\,(q + z_2)$; $[|x_2| \leqslant 0{,}7;\ |x_{2\max}| \leqslant 1{,}0]$.

Для червяков *ZA, ZJ, ZN, ZK* (рис. 10.4.1) рекомендуется $x_2 = -0{,}5$; для червяков *ZT* $x_2 = +1{,}0$.

2.7. Размеры червяка, мм червячного колеса, мм

$d_1 = m\,q$;	$d_2 = m\,z_2$;
$d_{w1} = m\,q$;	$d_{w2} = m(z_2 + 2x_2)$;
$d_{a1} = m\,(q + 2)$;	$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x_2)$;
$d_{f1} = m\,(q - 2{,}4)$;	$d_{f2} = m(z_2 - 2{,}4 + 2x_2)$;
b_1 (табл. 4.2.20).	d_{aM2}, b_2 (табл. 4.2.20).

3. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

3.1. Окружная сила в зацеплении, Н $F_{t2} = 2T_2 \cdot 10^3/d_{w2}$.

3.2. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм

$W_{Ft} = F_{t2} k_F / b_2$ $(k_F = 1{,}1)$.

3.3. Коэффициент, учитывающий форму зуба, $Y_F = f(z_{2E})$ (табл. 4.2.21); $(z_{2E} = z_2/\cos^3\gamma)$.

3.4. Расчетные напряжения изгиба зуба червячного колеса, МПа $\sigma_F = 0{,}7\, W_{Ft}\, Y_F/m \leqslant [\sigma_F]$.

Параметры и размеры передачи, полученные в результате ее прочностного расчета, представлены на рис. 4.2.6.

4. ЖЕСТКОСТЬ И ТЕРМООБРАБОТКА ЧЕРВЯКА

4.1. Степень точности передачи $= f(\upsilon_s)$ (табл. 4.2.23).

4.2. Твердость и термообработка червяка (табл. 4.2.23).

4.3. Прогиб червяка, мм $f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}\, L^3/(48\,EJ) \leqslant [f]$,

где F_{t1}, F_{r1} - п. 7, Н;

$L = (0{,}9...1{,}0)\,d_2$ - расстояние между опорами червяка, мм;

$E = 2 \cdot 10^5$ - модуль упругости, МПа;

$J = J_f\,\varphi$ - момент инерции сечения червяка, мм^4;

$J_f = \pi d_{f1}^4/64$ мм^4; $\varphi = 0{,}4 + 0{,}6\,(d_{a1}/d_{f1})$.

Допускаемый прогиб, мм $[f] = (0{,}005...0{,}01)\,m$.

5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

5.1. КПД передачи $\eta_{черв} = \mathrm{tg}\gamma / \mathrm{tg}(\gamma + \rho')$,

где $\rho' = \mathrm{arc\,tg}\, f'$ - угол трения, град;

$f' = f(\upsilon_s)$ (табл. 4.2.24).

5.2. Выделяющаяся тепловая мощность, кВт $Q_1 = (1 - \eta)P_1$.

5.3. Тепловая мощность, передаваемая в окружающую среду, кВт $Q_2 = k_t(T_p - T_o)S$,

где $T_o = 20°C$ - температура окружающей среды;

$T_p = (60...70)°C$ - внутренняя температура редуктора (масла);

S - поверхность охлаждения. Для одноступенчатых редукторов $S = 20a_w^2/10^6$ м^2. Для 2-х и более ступенчатых редукторов S оценивается из их компоновки без учета площади дна редуктора (размеры $B_{нар}$, $L_{нар}$ и H - рис. 5.6.1);

$k_t = (0{,}008...0{,}011)$ кВт/(м^2·град) - при слабой циркуляции;

$k_t = (0{,}014...0{,}017)$ - при хорошей циркуляции воздуха.

5.4. Если $Q_1 = Q_2$, то температура редуктора $T = T_p = 70°C$.

Если $Q_1 \leqslant Q_2$, то температура $T = T_o + Q_1/(k_t\,S) < 70°C$.

Если $Q_1 \geqslant Q_2$, то $T > 70°C$, и следует применить искусственное охлаждение редуктора, чтобы увеличить Q_2:

а) корпус выполнить ребристым, увеличивая S;

б) редуктор выполнить с вмонтированным вентилятором. При этом учитывается только $0{,}5\,S$ ребер. $k_t = (0{,}020...0{,}028)$ кВт/(м^2·град);

в) редуктор выполнить с проточным охлаждением $k_t = (0{,}090...0{,}200)$ кВт/(м^2·град);

г) редуктор выполнить с циркуляционной системой смазки.

6. СМАЗЫВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ

Вязкость масла и способ смазывания передачи (табл. (табл. 4.2.25 и рекомендации 13.13).

7. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ, Н

Уточненная мощность и момент на входном валу передачи $P_{1у} = P_2/\eta_{черв}$, кВт; $T_{1у} = 9550\,P_{1у}/n_1$, Н·м.

	червячное колесо	червяк *
Окружные	$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_2/d_{w2}$;	$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_{1у}/d_{w1}$;
Радиальные	$F_{r2} = F_{t2}\,\mathrm{tg}\,\alpha$;	$F_{r1} = F_{t1}\,\mathrm{tg}\,\alpha/\mathrm{tg}\,\gamma$;
Осевые	$F_{a2} = F_{t2}\,\mathrm{tg}\,\gamma$.	$F_{a1} = F_{t1}/\mathrm{tg}\,\gamma$.

$(\alpha = 20°)$

Табл. 4.2.15. Значения коэфициента c_v [36]

v_s, м/с	1	2	3	4	5	6	7	8
c_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Табл. 4.2.16. Материалы и допускаемые напряжения колеса [36]

Материал Группа	Марка	Способ отливки	σ_B, МПа σ_H (для СЧ)	σ_T, МПа	v_s, м/с
Бронзы оловянистые I	БрО10Н1Ф1 БрО10Ф1 БрО5Ц5С5	Ц К/З К/З	285 275/230 200/145	165 200/140 90/80	> 5
Бронзы безоловянистые и латуни II	БрФ10Ж4Н4 БрФ10Ж3Мц1,5 БрФ9Ж3Л ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц/К К/З Ц/К/З Ц/К/З	700/650 550/450 530/500/425 500/450/400	460/430 360/300 245/230/195 330/295/260	2...5
Чугуны серые III	СЧ18 СЧ15	З З	355 315	- -	< 2

Примечание. Условное обозначение способа литья: *к* - литье в кокиль; *з* - литье в землю; *ц* - центробежное литье.

Табл. 4.2.17. Значения модулей червяка в осевом сечении m, мм

ГОСТ 19672-74, ГОСТ 2144-93

m	1-й ряд	..., 1,0 1,25 1,6 2,0 2,5 3,15 4,0 5,0 6,3 8,0 10 12,5 16 20 25
	2-й ряд	..., 1,5 3,0 3,5 6,0 7,0 12,0
	3-й ряд	..., 1,125 1,375 1,75 2,25 2,75 4,5 9,0 11 14 18 22

Табл. 4.2.18. Значения коэффициентов диаметра червяка q

ГОСТ 19672-74, ГОСТ 2144-93

q	1-й ряд	6,3 8,0 10 12,5 16 20 25
	2-й ряд	7,1 9,0 11,2 14 18 22,4

Примечание. Допускается применение q = 7,5 и 12,0.

Табл. 4.2.19. Значения межосевых расстояний a_w, мм ГОСТ 2144-93

a_w	1-й ряд	40 50 63 80 100 125 160 200 250 315 400 500
	2-й ряд	45 56 71 90 112 140 180 224 280 355 450

Табл. 4.2.20. Длина нарезной части червяка b_1, ширина венца b_2, и наибольший диаметр червячного колеса $d_{aм2}$, мм

ГОСТ 19650-74

Коэффициент смещения x	Число заходов червяка z_1		
	$z_1 = 1$	$z_1 = 2$	$z_1 = 4$
+ 1,0	$b_1 \geqslant (12 + 0{,}10\, z_2)\, m$		$b_1 \geqslant (13{,}0 + 0{,}10\, z_2)\, m$
+ 0,5	$b_1 \geqslant (11 + 0{,}10\, z_2)\, m$		$b_1 \geqslant (12{,}5 + 0{,}10\, z_2)\, m$
0	$b_1 \geqslant (11 + 0{,}06\, z_2)\, m$		$b_1 \geqslant (12{,}5 + 0{,}09\, z_2)\, m$
− 0,5	$b_1 \geqslant (8 + 0{,}06\, z_2)\, m$		$b_1 \geqslant (9{,}5 + 0{,}09\, z_2)\, m$
− 1,0	$b_1 \geqslant (10{,}5 + z_1)\, m$		$b_1 \geqslant (10{,}5 + z_1)\, m$
$d_{aм2}$	$\leqslant d_{a2} + 2m$	$\leqslant d_{a2} + 1{,}5m$	$\leqslant d_{a2} + m$
b_2	$\leqslant 0{,}75\, d_{a1}$		$\leqslant 0{,}67\, d_{a1}$

Примечание. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков длину b_1 следует увеличить: на 25 мм - при m < 10 мм, на 35...40 мм - при m =10...16 мм, на 50 мм - при m > 16 мм.

Табл. 4.2.21. Значения коэффициета Y_F, учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений в зубе червячного колеса

z_{2E}	26	28	30	32	35	37	40
Y_F	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55
z_{2E}	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Табл. 4.2.22. Значения номинальных передаточных чисел u

ГОСТ 2144-93

u	1-й ряд	5,0 6,3 8,0 10 12,5 16,0 20,0 25,0
	2-й ряд	5,6 7,1 9,0 11,2 14,0 18,0 22,4
u	1-й ряд	31,5 40,0 50,0 63,0 80,0 100
	2-й ряд	28,0 35,5 45,0 56,0 71,0 90,0

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

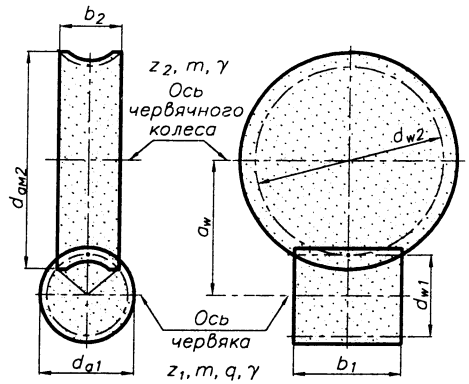


Рис. 4.2.6. Основные параметры червячной цилиндрической передачи, полученные в результате прочностного расчета

Табл. 4.2.23. Рекомендации по выбору степени точности червячных передач

Степень точности	v_s, м/с	Обработка, термообработка и обкатка	Применение
7	10	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой	Передачи с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам
8	5	Допускается червяк с $HB \leqslant 350$, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой. Рекомендуется обкатка под нагрузкой	Передачи среднескоростные, со средними требованиями по шуму, габаритам и точности
9	2	Червяк с $HB \leqslant 350$ не шлифован. Колесо нарезается любым способом	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие, ручные с пониженными требованиями

Табл. 4.2.24. Зависимость коэффициента трения f от скорости скольжения v_s, м/с (червяк стальной, колесо из оловянистой бронзы)

v_s, м/с	0,1	0,25	0,5	1,0	1,5
f'	0,08...0,09	0,065...0,075	0,055...0,065	0,045...0,055	0,04...0,05

v_s, м/с	2	2,5	3	4	7	10
f'	0,035...0,045	0,03...0,04	0,028...0,035	0,023...0,03	0,018...0,026	0,016...0,024

Табл. 4.2.25. Рекомендуемые значения вязкости масла в град. Энглера ($E°$)

v_s, м/с	< 1	< 2,5	< 5	5...10	10...15	15...25	> 25
E°_{50} (E°_{100})	60 (7)	36 (4,5)	24 (3)	16 (2)	11	8	6
Способ смазки	Погружение в ванну					Струйная или в ванне	Под давлением

5. КОМПОНОВКА РЕДУКТОРОВ [16, 21, 42]

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Компоновка редуктора выполняется после завершения прочностных расчетов зубчатых передач на ММ-бумаге карандашом в масштабе 1:1 (1:2).

Компоновка редуктора выполняется для:

- размещения внутри редуктора зубчатых колес всех ступеней так, чтобы получить минимальные внутренние размеры редуктора ($B_{вн}$ и $L_{вн}$);
- определения расстояния между опорами валов L и длин консольных участков;
- определения точек приложения сил, нагружающих валы;
- проверки, не накладываются ли валы (зубчатые колеса) одной ступени редуктора на валы (зубчатые колеса) другой ступени.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1.1. Размеры зубчатых цилиндрических, конических и червячных передач (4.2.1, 4.2.2, рис. 4.2.1; 4.2.4, 4.2.5, рис. 4.2.2; 4.2.8, рис. 4.2.6).

1.2. Диаметры валов $d_{вал}$ после их предварительного определения (табл. 1.2.4).

2. ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

2.1. $L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1,6...1,8) d_{вал}$ – длина и диаметр ступиц.

2.2. Выбираются из каталога подшипников качения или из 8.10.3... 8.10.11 (без расчета) габаритные размеры [D, B (T)] соответствующих подшипников качения средней серии с внутренним диаметром $d = d_{вал}$ (рис. 5.1.1).

3. РАЗМЕРЫ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОМПОНОВКИ

3.1. δ – толщина стенки редуктора (табл. 12.2.3).

Для редукторов минимальная толщина стенки $\delta_{min} = 8,0$ мм.

3.1.1 – Для редукторов цилиндрических:

одноступенчатых – $\delta = (0,025\, a_{w\,цил\,I} + 1)$ мм;

двухступенчатых – $\delta = (0,025\, a_{w\,цил\,II} + 3)$ мм.

3.1.2 – Для конических редукторов:

одноступенчатых – $\delta = (0,05\, R_e + 1)$ мм;

коническо-цилиндрических – $\delta = (0,025\, a_{w\,цил} + 3)$ мм.

3.1.3 – Для редукторов червячных:

одноступенчатых – $\delta = (0,04\, a_{w\,черв} + 2)$ мм;

червячно-цилиндрических – $\delta = (0,04\, a_{w\,черв} + 3)$ мм, $\delta = (0,025\, a_{w\,цил} + 3)$ мм.

(бо́льшая величина)

3.2. Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора:

до боковой поверхности вращающейся части – $c = (1,0...1,2)\,\delta$ мм;

до боковой поверхности подшипника качения – $c_1 = (3...5)$ мм.

3.3. Расстояние в осевом направлении между вращающимися частями, смонтированными на:

на одном валу – $c_2 = (0...5)$ мм;

на разных валах – $c_3 = (0,5...1,0)\,\delta$ мм.

3.4. Радиальный зазор между зубчатым колесом одной ступени и валом другой ступени (min) – $c_4 = (1,2...1,5)\,\delta$ мм.

3.5. Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев:

– до внутренней поверхности стенки редуктора $c_5 = 1,2\,\delta$ мм;

– до внутренней нижней поверхности стенки корпуса (величину c_6 определяет также объем масляной ванны 12.3...12.5, 13.13) $c_6 = (5...10)\,m$ мм.

3.6. Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных наружных частей редуктора – $c_7 = (5...8)$ мм.

3.7. Ширина фланцев S, соединяемых болтом диаметром $d_{болт} = 1,5\,\delta$, $k = f(d_{болт})$ (табл. 5.1.1) – $S = k + \delta + 6$ мм.

3.8. Толщина фланца боковой крышки (рис. 12.1.2, табл. 12.1.1) – $h_1 = f(D)$ мм.

3.9. Высота головки болта – $h = 0,8\, h_1$ мм.

3.10. Толщина фланца втулки – $h_2 = h_1$ мм.

3.11. Толщина стакана (табл. 12.11.1) – $h_3 = f(D)$ мм.

3.12. Длина цилиндрической части крышки (выбирается конструктивно) – $h_{4\,min} = 5$ мм.

3.13. Расстояние между боковыми поверхностями подшипников, монтируемых парами – $h_5 = (0...5)$ мм.

3.14. Другие неуказанные параметры корпуса редуктора–(12.1, 12.3...12.5).

После определения ориентировочных размеров следует выполнить компоновку редуктора в соответствии с 5.2...5.7.

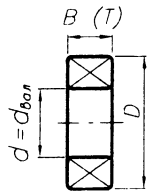


Рис. 5.1.1. Габаритные размеры подшипника качения

Табл. 5.1.1. Зависимость $k = f(d_{болт})$

$d_{болт}$	k
мм	
M8	24
M10	28
M12	33
M16	40
M20	48
M24	55

5.2. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Результатом компоновки являются величины L, L_1, L_2, L_3, определяемые замером их на ММ-бумаге.

При использовании врезных подшипниковых крышек длина консольного участка вала уменьшается на $(h+h_1)$.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры цилиндрической передачи (4.2.1, 4.2.2, рис. 4.2.1), мм:
- межосевое расстояние a_w;
- диаметры колес $d_{w\,1(2)}$, $d_{a\,1(2)}$;
- ширины колес b_1, b_2.

Диаметры валов $d_{вал\,1(2)}$, мм (табл. 1.2.4).

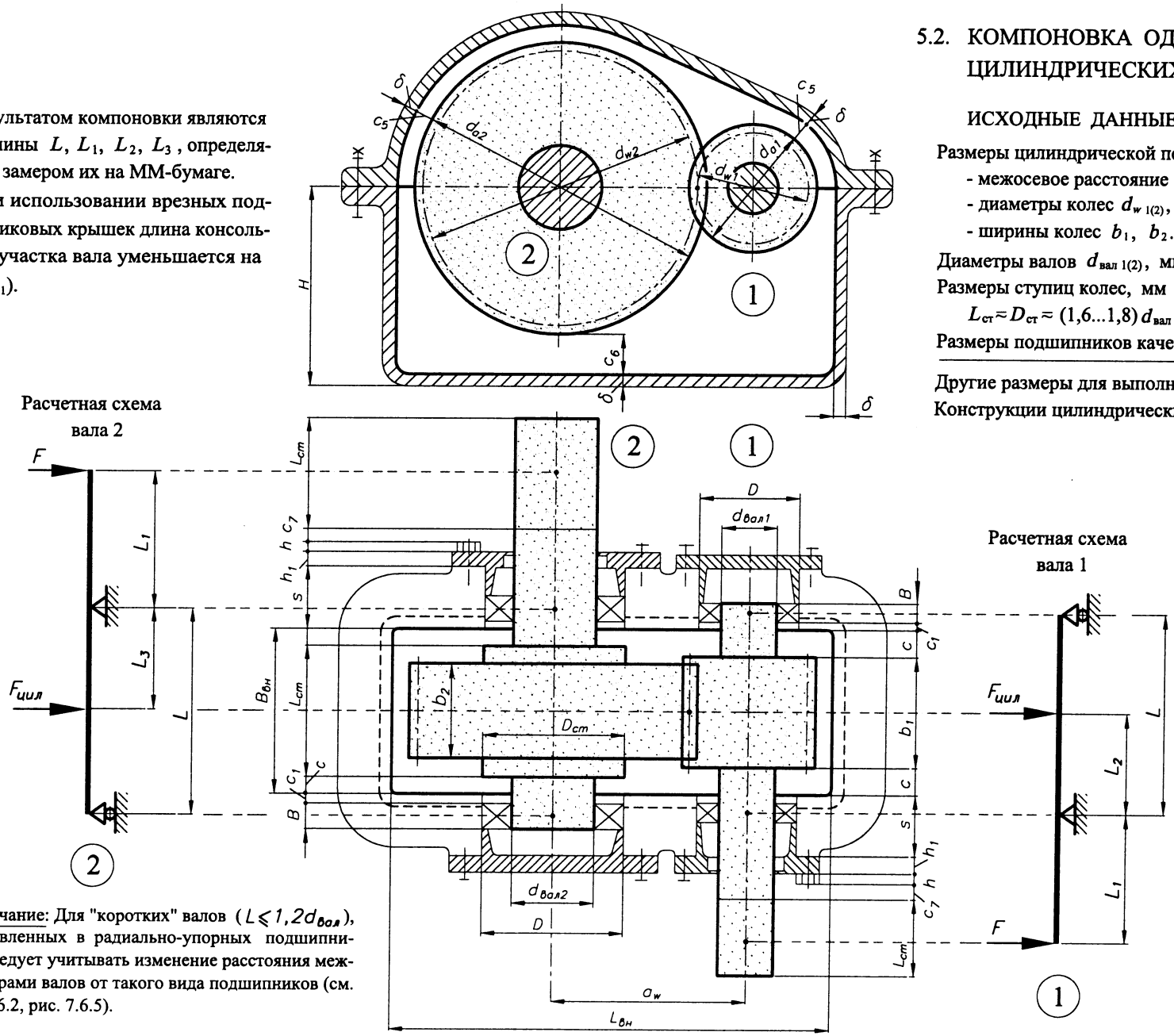
Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1{,}6...1{,}8)\,d_{вал}$.

Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3)

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (11.2.2).



$F_{цил}$ – силы, нагружающие вал от зацепления колес цилиндрической передачи.

F – силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

Примечание: Для "коротких" валов ($L \leqslant 1{,}2 d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояния между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).

Рис. 5.2.1

5.3. КОМПОНОВКА ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры цилиндрических передач I и II ступеней (4.2.1, 4.2.2, рис. 4.2.1), мм:

- межосевые расстояния $a_{w\,1(II)}$;
- диаметры колес $d_{w1(2)\ I(II)}$, $d_{a\,1(2)\,I(II)}$;
- ширины колес $b_{1(2)\ I(II)}$.

Диаметры валов $d_{вал\,1,2,3}$, мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1{,}6...1{,}8)\,d_{вал}$.

Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

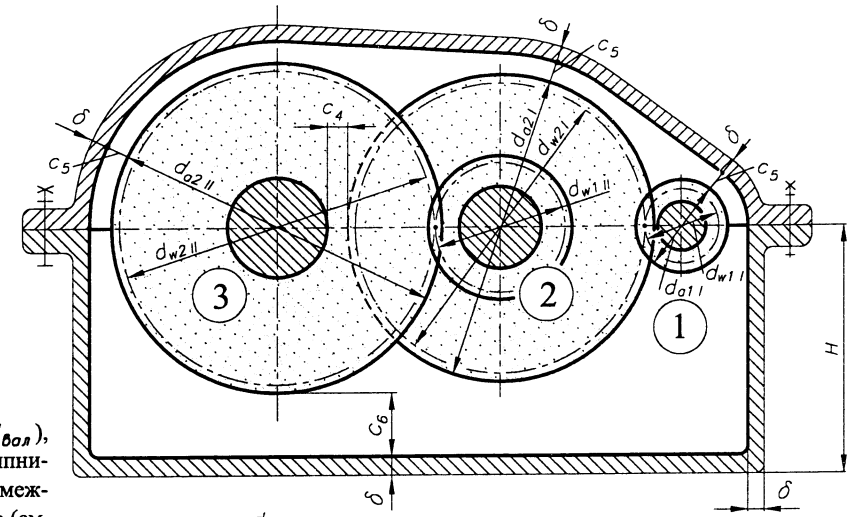
Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3).

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (11.2.2).

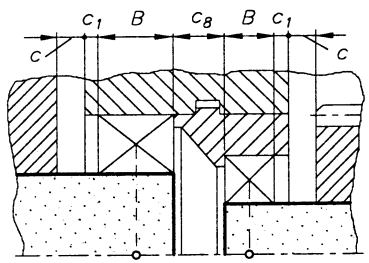
Результатом компоновки являются величины L, L_1, L_2, L_3, определяемые замером их на ММ-бумаге.

При использовании врезных подшипниковых крышек длина консольного участка вала уменьшается на $(h+h_1)$.

Примечание: Для "коротких" валов ($L \leqslant 1{,}2 d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояния между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).

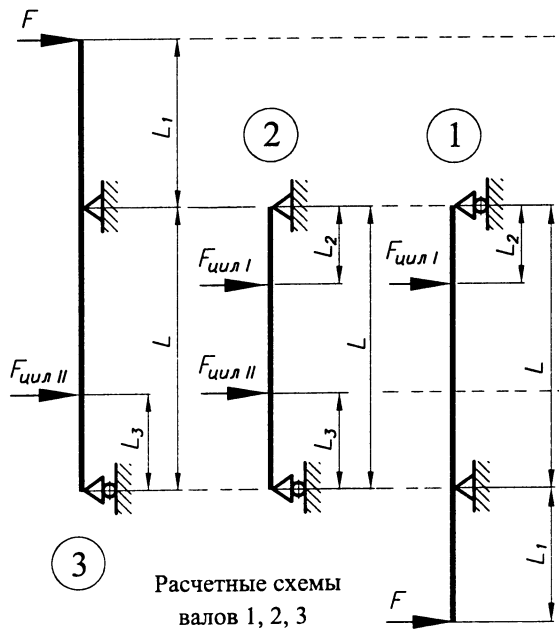


КОМПОНОВКА внутреннего подшипникового узла соосных редукторов



$c_в = (0{,}7...1{,}0)\,\delta$

Рис. 5.3.2



Расчетные схемы валов 1, 2, 3

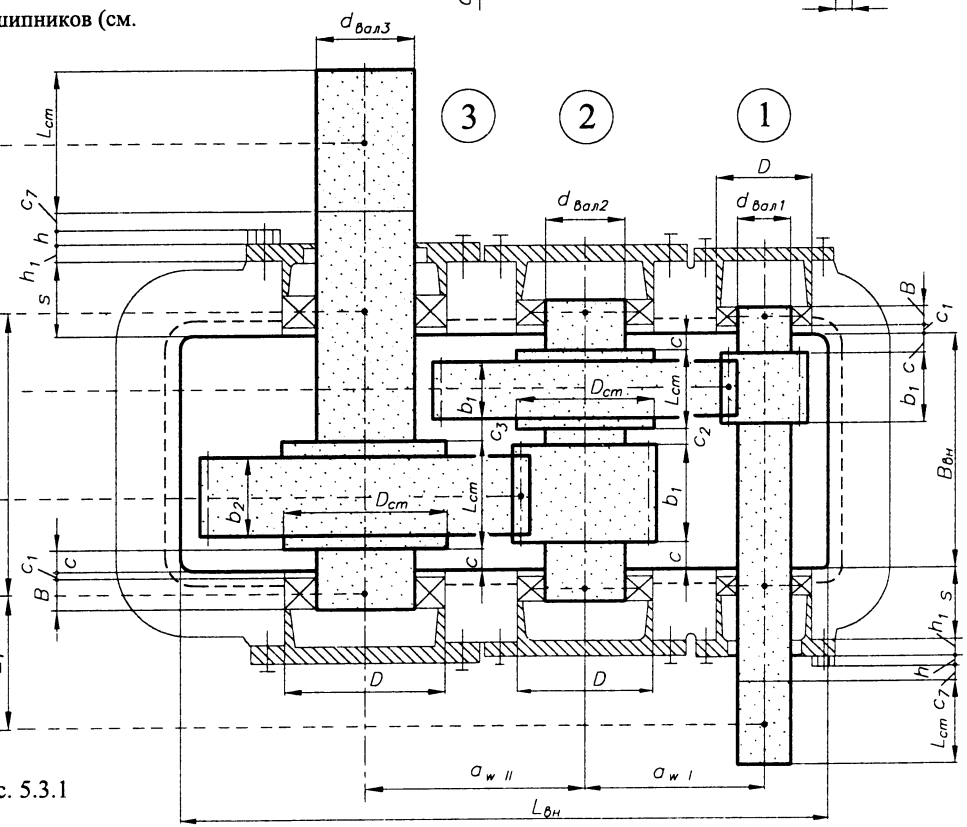


Рис. 5.3.1

$F_{цил\ I}$ – силы, нагружающие вал от зацепления колес цилиндрической передачи первой ступени.

$F_{цил\ II}$ – силы, нагружающие вал от зацепления колес цилиндрической передачи второй ступени.

F – силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

5.4. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры конической передачи (4.2.4, 4.2.5, рис. 4.2.2), мм:

- диаметры колес $d_{e1(2)}$, $d_{ae1(2)}$;
- внешнее конусное расстояние R_e;
- ширина колес b.

Диаметры валов $d_{вал\,1(2)}$, мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1{,}6...1{,}8)\,d_{вал}$.

Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3).

Конструкции конических зубчатых колес (11.3.4).

Выполнение компановки следует начинать с нанесения диаметров d_{e1} и d_{e2}.

Результатом компоновки являются величины L, L_1, L_2, L_3, определяемые замером их на ММ-бумаге.

$F_{кон}$ – силы, нагружающие вал от зацепления колес конической передачи.

F – силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

Примечание: Для "коротких" валов ($L \leqslant 1{,}2 d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояния между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).

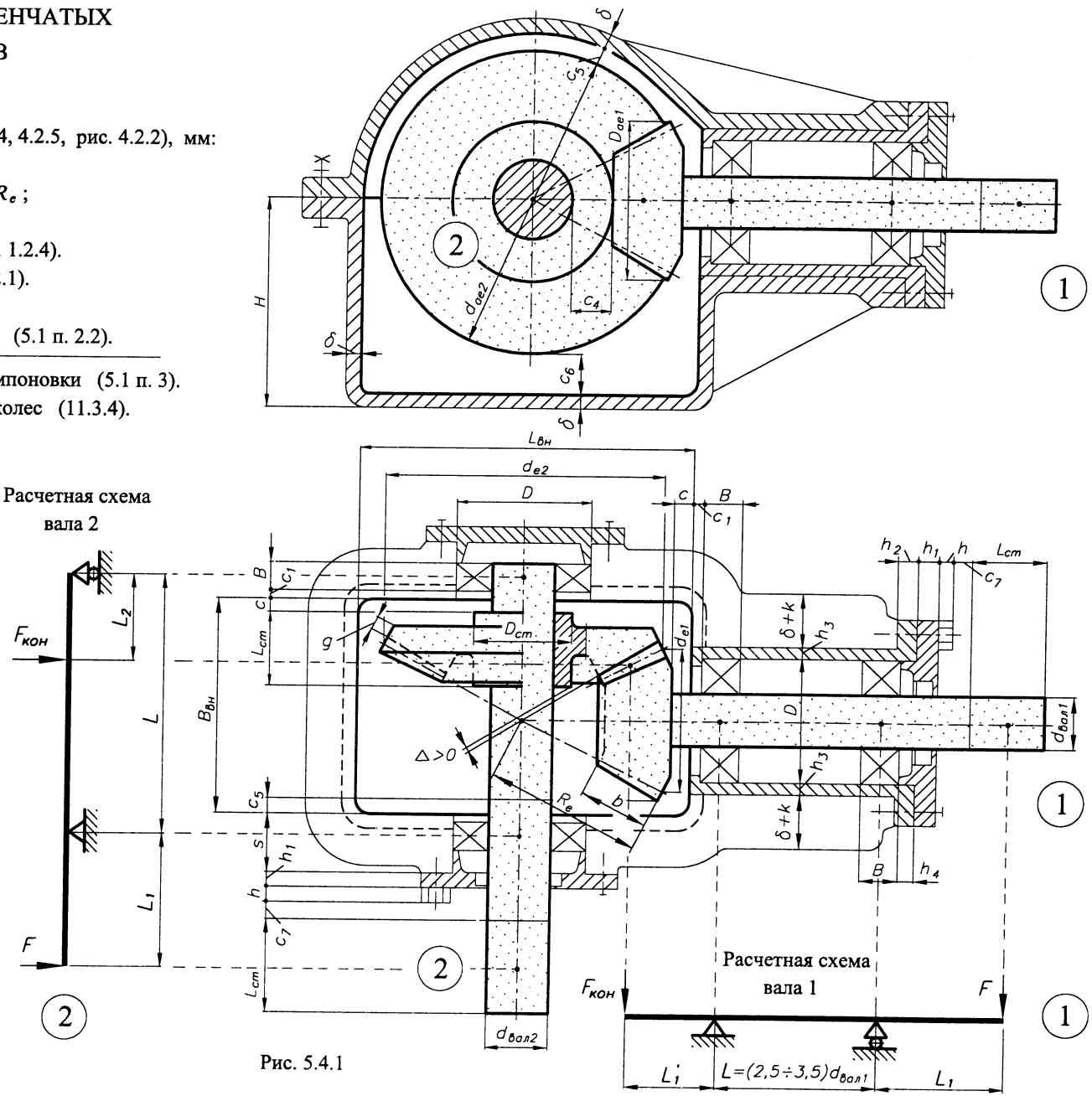


Рис. 5.4.1

5.5. КОМПОНОВКА КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры конической передачи (4.2.4, 4.2.5, рис. 4.2.2), мм:
- диаметры колес $d_{e1(2)}$, $d_{ae1(2)}$;
- ширина колес b;
- внешнее конусное расстояние R_e.

Размеры цилиндрической передачи (4.2.1, 4.2.2, рис. 4.2.1), мм:
- межосевое расстояние a_w;
- диаметры колес $d_{w1(2)}$, $d_{a1(2)}$;
- ширины колес b_1, b_2.

Диаметры валов $d_{вал\,1,2,3}$, мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1{,}6...1{,}8)\,d_{вал}$.

Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3).

Конструкции конических зубчатых колес (11.3.4).

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (11.2.2).

Выполнение компановки следует начинать с нанесения диаметров d_{e1} и d_{e2}.

Результатом компоновки являются величины L, L_1, L_2, L_3, определяемые их замером на ММ-бумаге.

$F_{кон}$ – силы, нагружающие вал от зацепления колес конической передачи.

$F_{цил}$ – силы, нагружающие вал от зацепления колес цилиндрической передачи.

F – силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

Расчетные схемы валов 2, 3

Расчетная схема вала 1

Примечание: Для "коротких" валов ($L \leqslant 1{,}2 d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояние между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).

Рис. 5.5.1

5.6. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры червячной передачи (4.2.8, рис. 4.2.6), мм:
- межосевое расстояние a_w;
- диаметры червяка и червячного колеса $d_{w\,1(2)}$, d_{a1}, $d_{aм2}$;
- длина червяка и ширина червячного колеса b_1, b_2.

Диаметры валов $d_{вал\,1(2)}$, мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1{,}6...1{,}8)\,d_{вал}$.

Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3)

Конструкции червяков и червячных колес (11.4.3).

Результатом компоновки являются величины L, L_1, L_2, L_3, определяемые их замером на ММ-бумаге.

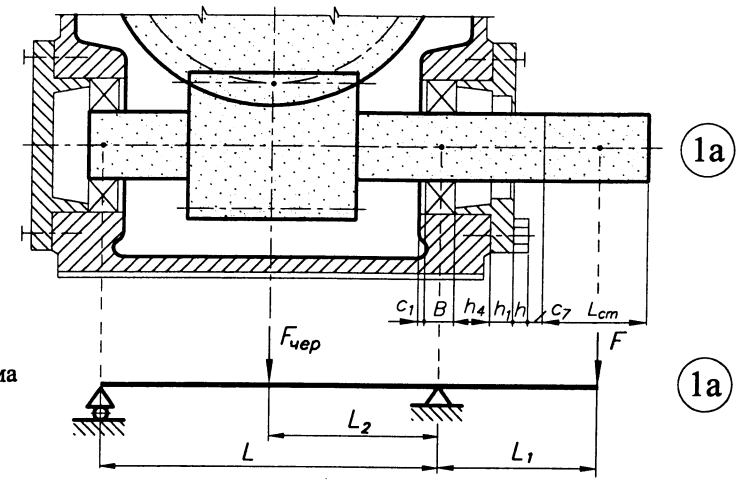
$F_{чер}$ – силы, нагружающие вал от зацепления колес червячной передачи.

F – силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

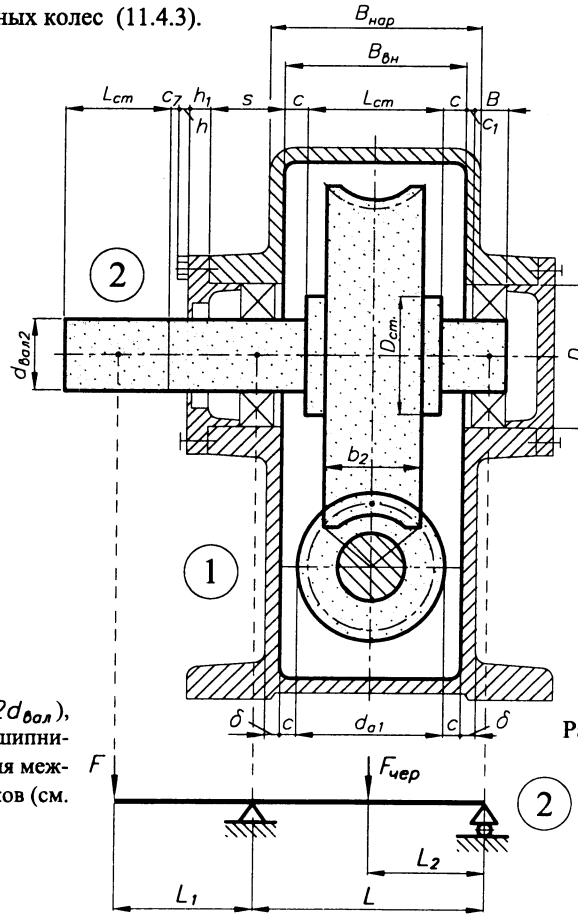
Примечание: Для "коротких" валов ($L \leqslant 1{,}2 d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояния между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).

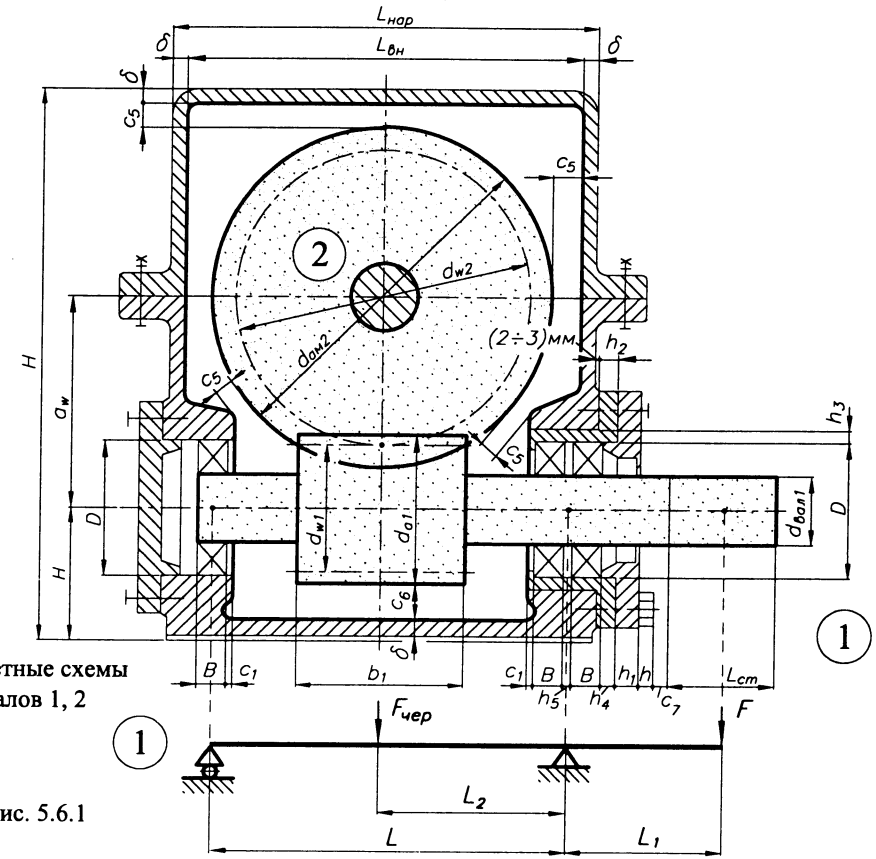
ВАРИАНТ ВЫПОЛНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ЧЕРВЯКА

Рис. 5.6.2



Расчетная схема вала 1а





Расчетные схемы валов 1, 2

Рис. 5.6.1

5.7. КОМПОНОВКА ЧЕРВЯЧНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры червячной передачи (4.2.8, рис. 4.2.6), мм:
- межосевое расстояние a_w;
- диаметры червяка и червячного колеса $d_{w1(2)ч}$, d_{a1}, $d_{aм2}$;
- длина червяка и ширина червячного колеса b_1, b_2.

Размеры цилиндрической передачи (4.2.1, 4.2.2, рис. 4.2.1), мм:
- межосевое расстояние a_w;
- диаметры колес $d_{w1(2)ц}$, $d_{a1(2)}$;
- ширины колес b_1, b_2.

Диаметры валов $d_{вал1(2)}$, мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1{,}6...1{,}8)\, d_{вал}$.

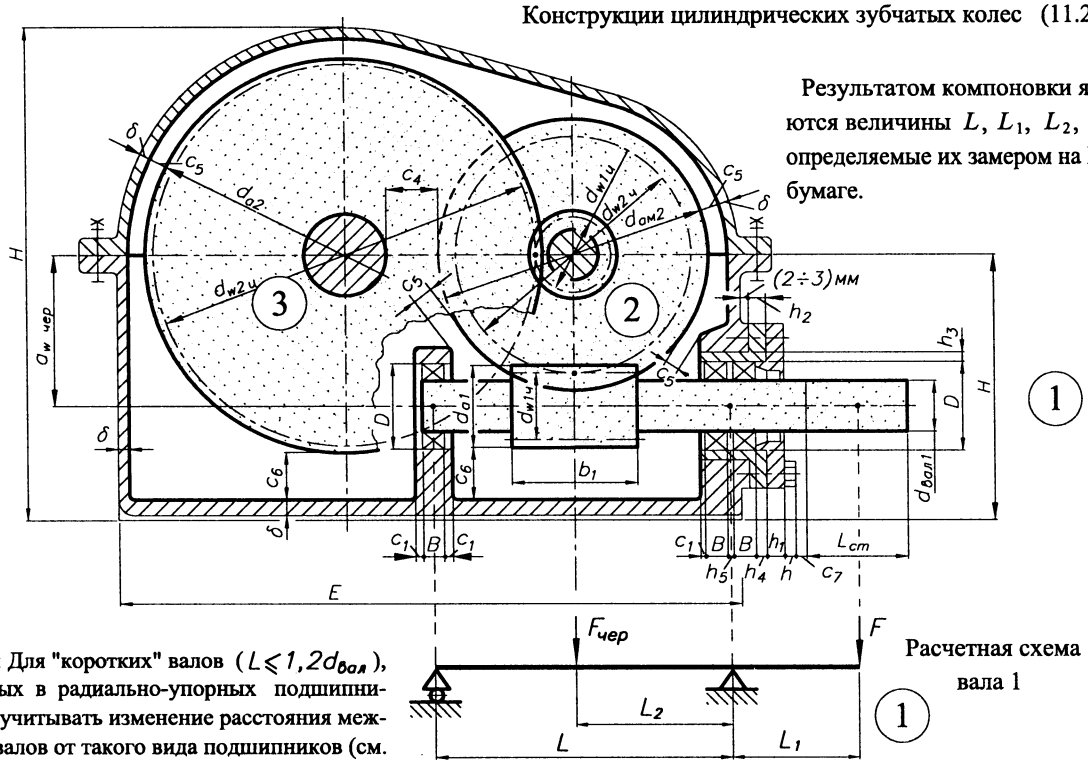
Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3)

Конструкции червяков и червячных колес (11.4.3).

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (11.2.2).

Результатом компоновки являются величины L, L_1, L_2, L_3, определяемые их замером на ММ-бумаге.



Примечание: Для "коротких" валов ($L \leqslant 1{,}2 d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояния между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).

Расчетная схема вала 1

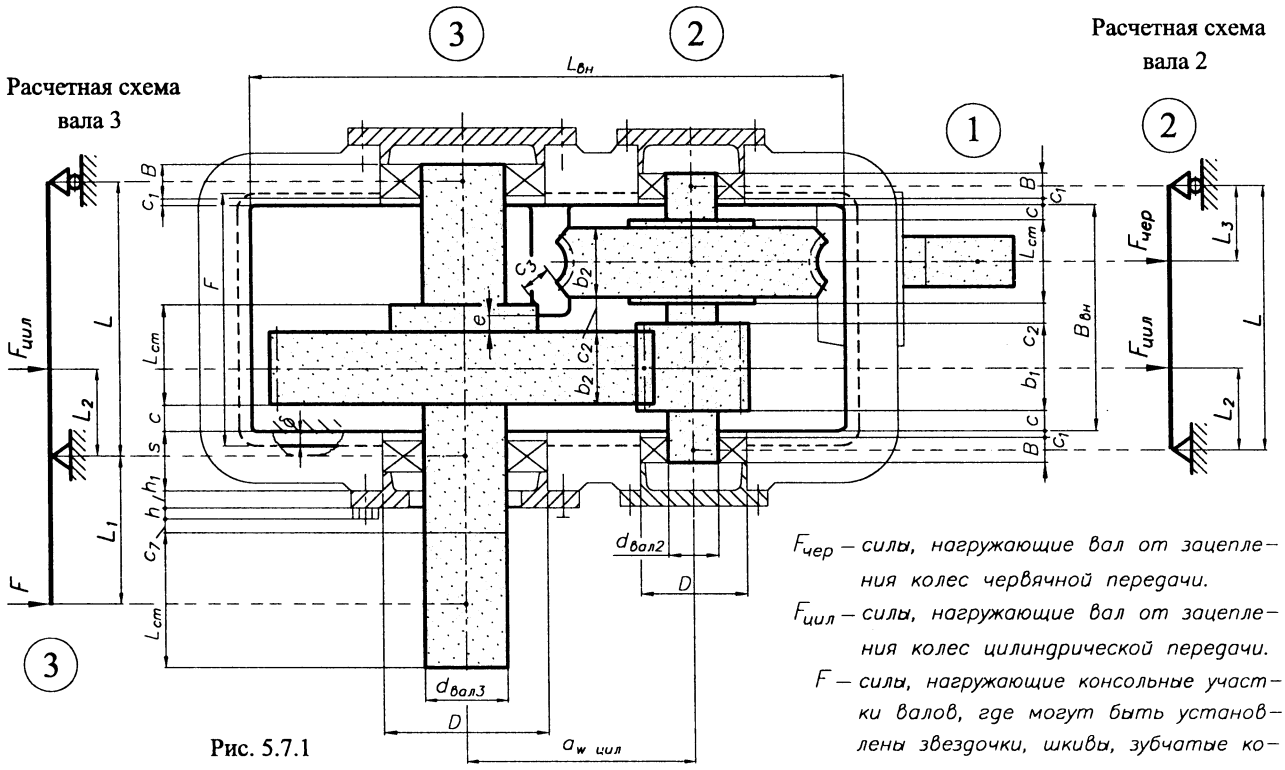


Рис. 5.7.1

$F_{чер}$ – силы, нагружающие вал от зацепления колес червячной передачи.

$F_{цил}$ – силы, нагружающие вал от зацепления колес цилиндрической передачи.

F – силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

6. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ [21, 42]

6.1. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

1. Силы, действующие в зацеплении передач:
   - закрытых (4.2.1 п. 6);
   - открытых (4.2.3 п. 4).
2. Пункт приложения сил - полюс зацепления $П$.
3. Направления сил:
   3.1. Окружная сила F_t - под углом 90° к межосевой линии в направлении:
   - обратном направлению вращения - для ведущего колеса (шестерни), (вал 1) - сила F_{t1} (рис. 6.1.2б);
   - по направлению вращения - для ведомого колеса (вал 2) - сила F_{t2} (рис. 6.1.2а).
   3.2. Радиальная сила F_r - по межосевой линии (по радиусу) от полюса зацепления $П$ к оси вала:
   - для шестерни - сила F_{r1} от $П$ к O_1 (рис. 6.1.2б);
   - для колеса - сила F_{r2} от $П$ к O_2 (рис. 6.1.2а).
   3.3. Осевая сила F_a - вдоль оси вала.
   Для определения направления осевой силы F_a должно быть известно направление линии зуба шестерни (левое или правое) и колеса (правое или левое) (рис. 6.1.3). Стороны зубчатых колес, где определено направление линии зуба, выделены на рис. 6.1.1 утолщенной линией.

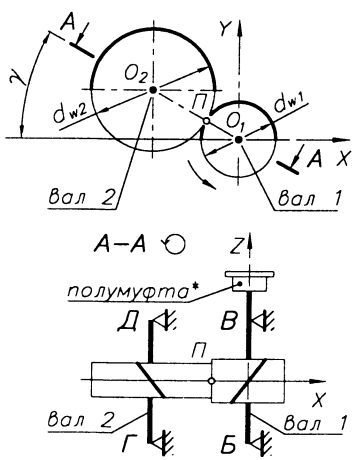


Рис. 6.1.1. Схема цилиндрической передачи

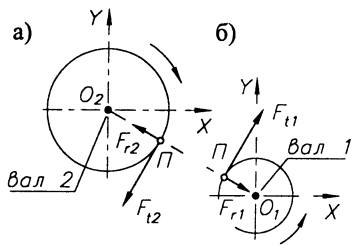


Рис. 6.1.2. Схемы сил F_t и F_r, нагружающих валы: а) зубчатого колеса; б) шестерни

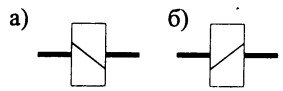


Рис. 6.1.3. Направление линии зуба: а) правое; б) левое

3.3.1. Условно перемещают зубчатое колесо - рис. 6.1.4б (шестерню - рис. 6.1.4.а) в положение, где полюс зацепления $П$ будет находиться со стороны, определяющей направлении линии зуба (в положение $П_1$).

3.3.2. Прикладывают в условном полюсе зацепления $П_1$ окружную силу F_t в соответствии с п. 3.1.

3.3.3. Осевая сила F_a будет одной из составляющих силы F_n', направленной под углом 90° к линии зуба в условном полюсе зацепления $П'$. Второй составляющей силы F_n' будет окружная сила F_t , направленная в соответствии с п. 3.1.

3.3.4. Определенную по направлению осевую силу F_a переносят в действительный полюс зацепления $П$.

На основании вышеизложенного, составляют расчетные схемы валов 1 и 2, нагруженных силами F_t, F_r и F_a в плоскостях XOZ и YOZ (рис. 6.1.5). На рис. 6.1.6 представлены расчетные схемы валов при $\gamma = 0°$.

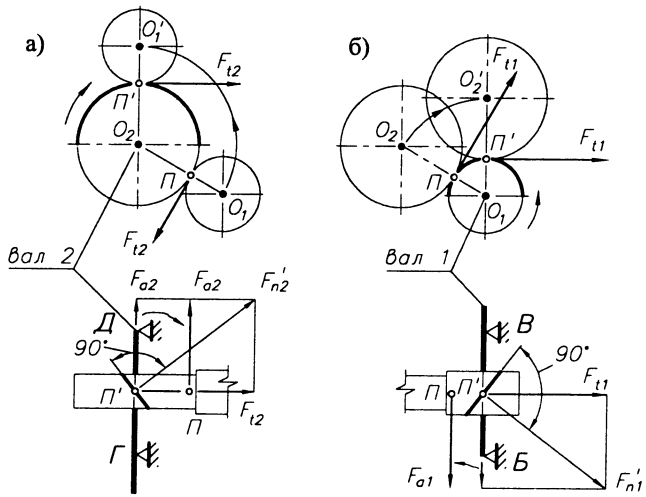


Рис. 6.1.4. К определению направления осевой силы F_a: а) для зубчатого колеса; б) для шестерни

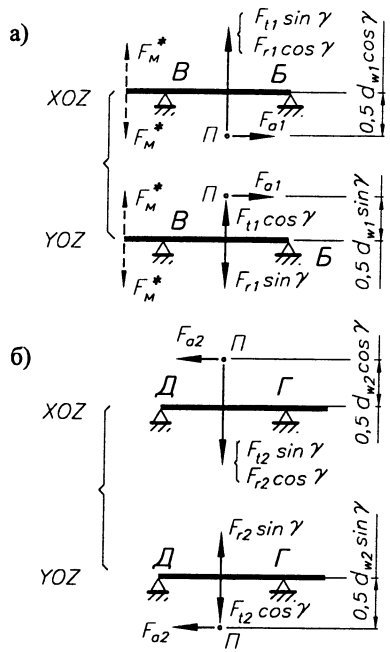


Рис. 6.1.5. Расчетные схемы: а) вала 1; б) вала 2

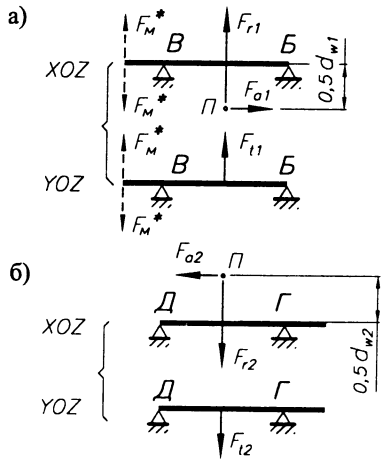


Рис. 6.1.6. Расчетные схемы (при $\gamma = 0°$): а) вала 1; б) вала 2

* Силы, нагружающие вал от муфт $F_м$ (6.5).

6.2. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

1. Силы, действующие в зацеплении прямозубых конических передач (4.2.4 п. 5, 4.2.6 п. 4).
   Силы, действующие в зацеплении конических передач с непрямыми зубьями (4.2.5 п. 5)
2. Пункт приложения сил - полюс зацепления $П$.
3. Направления сил:
   3.1. Окружная сила F_t - под углом 90° к радиусу в полюсе зацепления в направлении:
   - обратном направлению вращения - для ведущего колеса (шестерни), (вал 1) - сила F_{t1} (рис. 6.2.2а);
   - по направлению вращения - для ведомого колеса (вал 2) - сила F_{t2} (рис. 6.2.2б).
   3.2. Радиальная сила F_r - по радиусу от полюса зацепления $П$ к к оси вала:
   - для шестерни - сила F_{r1} от $П$ к O_1 (рис. 6.2.2а),
   - для колеса - сила F_{r2} от $П$ к O_2 (рис. 6.2.2б).
   3.3. Осевая сила F_a - вдоль оси вала в направлении противоположном размещению сопряженного зубчатого колеса.

На основании вышеизложенного, составляют расчетные схемы валов 1 и 2, нагруженных силами F_t, F_r и F_a в плоскоскостях XOZ и YOZ (рис. 6.2.3).

(Для конических колес с круговым зубом направление сил F_r и F_a меняется на противоположное, если величины этих сил в результате расчета (4.2.5 п. 5.3 и 5.4) имеют отрицательное значение).

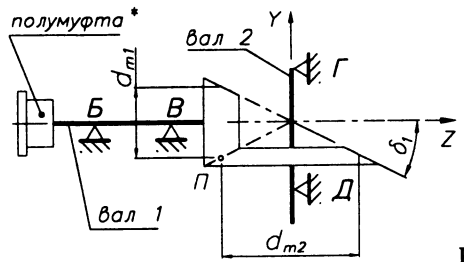


Рис. 6.2.1. Схема конической передачи

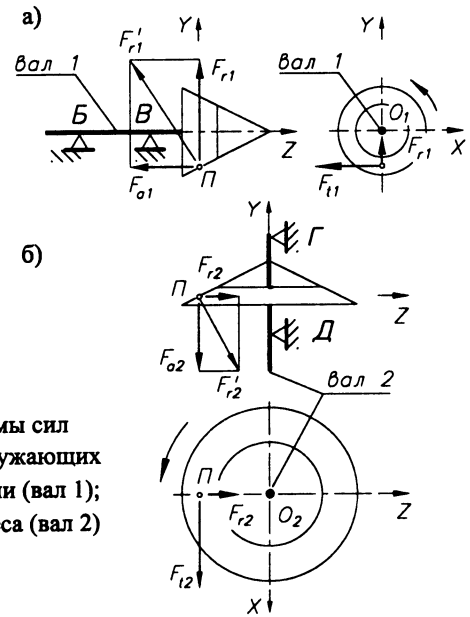


Рис. 6.2.2. Схемы сил F_t, F_r и F_a, нагружающих валы: а) шестерни (вал 1); б) зубчатого колеса (вал 2)

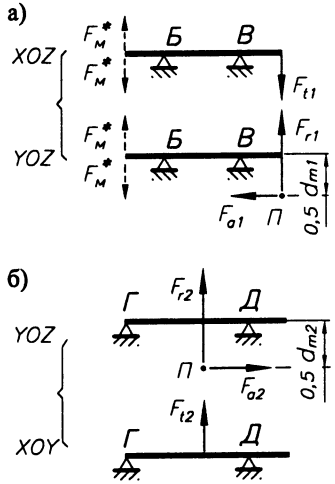


Рис. 6.2.3. Расчетные схемы: а) вала 1; б) вала 2

* Силы, нагружающие вал от муфт $F_м$ (6.5).

6.3. СИЛА, НАГРУЖАЮЩАЯ ВАЛЫ РЕМЕННЫХ И ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Сила, нагружающая валы:
   - от ременной передачи (2.1 п. 14; 2.2 п. 13; 2.3 п. 15; 2.4 п. 14);
   - от цепной передачи (3.3 п.16; 3.4 п.14) (без учета веса колес и цепи).
2. Пункт приложения силы F - ось вала в плоскости установки колеса ременной или цепной передачи (плоскость A - A рис. 6.3.1).
3. Направление силы - к оси сопряженного колеса (с определенной неточностью).

На основании вышеизложенного, составляют расчетные схемы валов 1 и 2 ременной (цепной) передачи, которые нагружены составляющими силы F в плоскостях XOZ и YOZ (рис. 6.3.2).

На рис. 6.3.3 представлены расчетные схемы валов при $\gamma = 0°$.

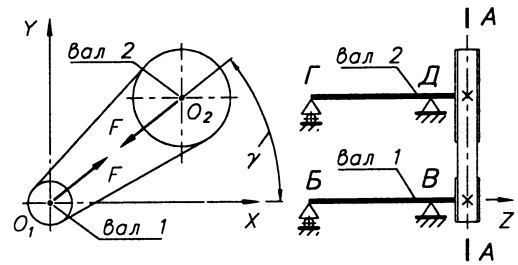


Рис. 6.3.1. Схема ременной (цепной) передачи

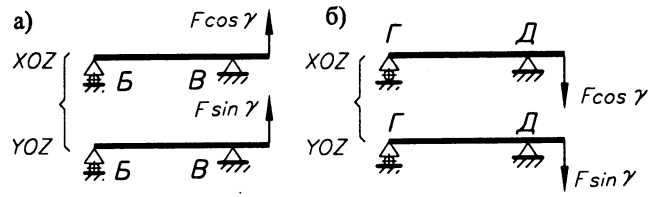


Рис. 6.3.2. Расчетные схемы: а) вала 1; б) вала 2

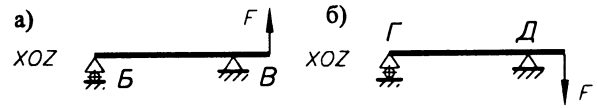


Рис. 6.3.3. Расчетные схемы (при $\gamma = 0°$): а) вала 1; б) вала 2

6.4. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Силы, действующие в зацеплении передач (4.2.8 п. 7).
2. Пункт приложения сил - полюс зацепления $П$.
3. Перед определением направления сил, возникающих в зацеплении передач и нагружающих валы, должны быть известны:
   - направление линии витка червяка (левое или правое) (рис. 6.4.2).
   - направления вращения валов червяка (вал 1) и червячного колеса (вал 2) (рис. 6.4.1).

   Направления сил:

   3.1. Окружная сила F_t - под углом 90° к радиусу в полюсе зацепления в направлении:
   - обратном направлению вращения - для ведущего элемента червяка), (вал 1) - сила F_{t1} (рис. 6.4.3б);
   - по направлению вращения - для ведомого элемента (червячного колеса), (вал 2) - сила F_{t2} (рис. 6.4.3а).

   3.2. Радиальная сила F_r - по радиусу от полюса зацепления $П$ к оси вала:
   - для червяка - сила F_{r1} от $П$ к O_1 (рис. 6.4.3б);
   - для червячного колеса - сила F_{r2} от $П$ к O_2 (рис. 6.4.3а).

   3.3. Осевая сила F_a - вдоль оси вала в направлении:
   - для червяка - сила F_{a1} - от полюса зацепления $П$ в направлении противоположном силе F_{t2} (рис. 6.4.3б);
   - для червячного колеса - сила F_{a2} - от полюса зацепления в направлении противоположном силе F_{t1} (рис. 6.4.3а).

   Возможно также использование рекомендаций (6.1 п. 3.3).

На основании вышеизложенного, составляют расчетные схемы валов 1 и 2, нагруженных силами F_t, F_r и F_a в плоскостях XOZ и YOZ (рис. 6.4.4).

6.5. СИЛА, НАГРУЖАЮЩАЯ ВАЛЫ ОТ МУФТ [12, 21, 42]

Сила, нагружающая валы механических передач от муфт (без учета их веса), Н - для жестких муфт $F_м = (0{,}20...0{,}30)\,F_{tм}$;
- для подвижных муфт $F_м = (0{,}15...0{,}20)\,F_{tм}$,

где $F_{tм}$ - окружная сила, передаваемая элементами, которые соединяют полумуфты. $F_{tм} = 2T/d_э$, где $d_э$ - диаметр расположения в муфте элементов, передающих крутящий момент (14).

Сила $F_м$ есть силой вращающейся. Поэтому нагружает валы как в плоскости XOZ, так и в плоскости YOZ, имея как положительное, так и отрицательное направление в принятой системе координат.

Плоскость приложения и направление силы $F_м$ следует выбрать так, чтобы нагрузка на вал ($M_и$) либо реакция в опоре была наибольшей.

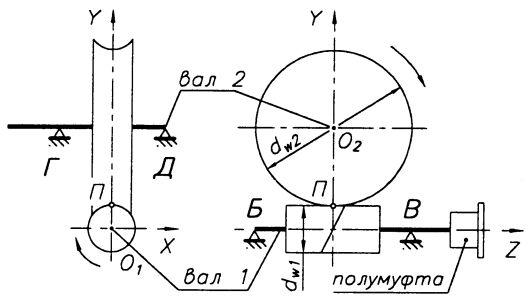


Рис. 6.4.1. Схема червячной передачи

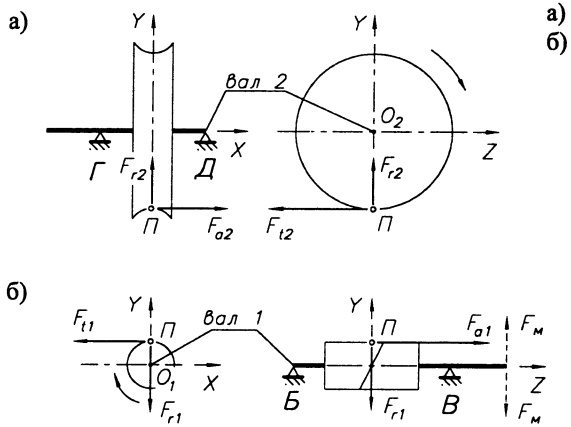


Рис. 6.4.3. Схемы сил F_t, F_r и F_a, нагружающих валы:
а) червячного колеса (вал 2); б) червяка (вал 1)

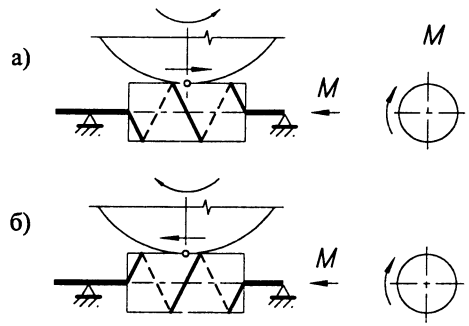


Рис. 6.4.2. Виды червяков в зависимости от направления линии их витков:
а) червяк с правым направлением линии витков;
б) червяк с левым направлением линии витков

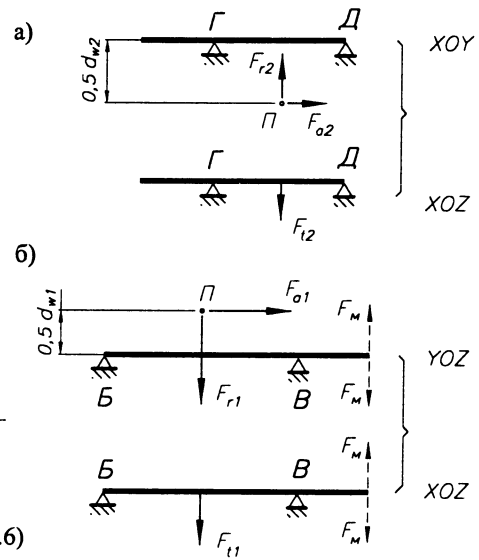


Рис. 6.4.4. Расчетные схемы:
а) вала 2; б) вала 1

Для определения $F_м$ необходимо:
1. Выбрать тип муфты (14.1; 14.2; 14.3);
2. Выбрать типо-размер муфты = f (T) (табл. 14.1.1...14.1.3; 14.2.1...14.2.3; 14.3.1...14.3.6) и определить значение диаметра расположения элементов ($d_э$), передающих крутящий момент;
3. Вычислить окружную силу, передаваемую элементами, соединяющими полумуфты, Н $F_{tм} = 2T\,10^3/d_э$. Дальнейший расчет - 6.5.

7. ВАЛЫ

7.1. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ [13, 16, 21, 42]

(на примере вала 4 привода рис. 1.2.1)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема вала привода			(рис. 7.1.1);
Расстояние между опорами вала	L	мм	(5.5);
Длина консольного участка вала	L_1	мм	
Координаты пункта приложения сил	L_2	мм	
Размеры зубчатых колес	d_{w2}	мм	(4.2.1);
Силы в зацеплении колес	F_{t2}, F_{r2}, F_{a2},	Н	(4.2.1 п. 6);
Внешняя нагрузка на вал	$F_{вых}$, γ,	Н, град	(рис. 1.2.1);
Крутящий момент на валу	$T=T_4$,	Н·м	(табл. 1.2.4);
Реверсивность передачи;			
Материал вала (назначает конструктор)			(7.3 п.1).

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА

1. Определяют пункты приложения, направления и величины сил, нагружающих вал в плоскости XOZ (рис. 7.1.2а).
2. Определяют пункты приложения, направления и величины сил, нагружающих вал в плоскости YOZ (рис. 7.1.2в).
3. Вычисляют реакции $R_{бx}$ и $R_{вx}$, Н в опорах $Б$ и $В$ вала в плоскости XOZ (рис. 7.1.2а).
4. Вычисляют реакции $R_{бy}$ и $R_{вy}$, Н в опорах $Б$ и $В$ вала в плоскости YOZ (рис. 7.1.2в).
5. Определяют полные поперечные реакции $R_б$ и $R_в$ в опорах вала $Б$ и $В$ $R_б=\sqrt{R_{бx}^2+R_{бy}^2}$, $R_в=\sqrt{R_{вx}^2+R_{вy}^2}$, N.
6. Определяют изгибающие моменты в характерных точках вала с построением эпюры изгибающих моментов $M_{иx}$ Н·м, в плоскости XOZ (рис. 7.1.2б).
7. Определяют изгибающие моменты в характерных точках вала с построением эпюры изгибающих моментов $M_{иy}$ Н·м, в плоскости YOZ (рис. 7.1.2г).
8. Вычисляют суммарные изгибающие моменты $M_{из}$ в характерных участках вала $M_и=\sqrt{M_{иx}^2+M_{иy}^2}$, Н·м с построением эпюры изгибающих моментов $M_и$ (рис. 7.1.2д).
9. Представляют эпюру крутящих моментов T, Н·м, передаваемых валом (рис. 7.1.2е).
10. Вычисляют эквивалентные изгибающие моменты $M_{экв}$, Н·м в характерных точках вала $M_{экв}=\sqrt{M_и^2+(\alpha T)^2}$, с представлением их эпюры (рис. 7.1.2ж),
    где $\alpha=\sigma_{-1и}/2\sigma_{0и}\approx\sqrt{3}/2$ - в случае реверсивной передачи;
    $\alpha=\sigma_{-1и}/4\sigma_{0и}\approx\sqrt{3}/4$ - в случае нереверсивной передачи.
    Здесь $\sigma_{-1и}$, $\sigma_{0и}$ (табл. 17.2.1).
11. Определяют расчетные диаметры вала в характерных пунктах $d_{расч}=\sqrt[3]{10^3 M_{экв}/(0{,}1[\sigma_и])}$, мм и представляют полученные результаты на рисунке (рис. 7.1.2з).
    Здесь $[\sigma_и]=\sigma_{-1и}/s_{зап}$ ($s_{зап}=3...4$).

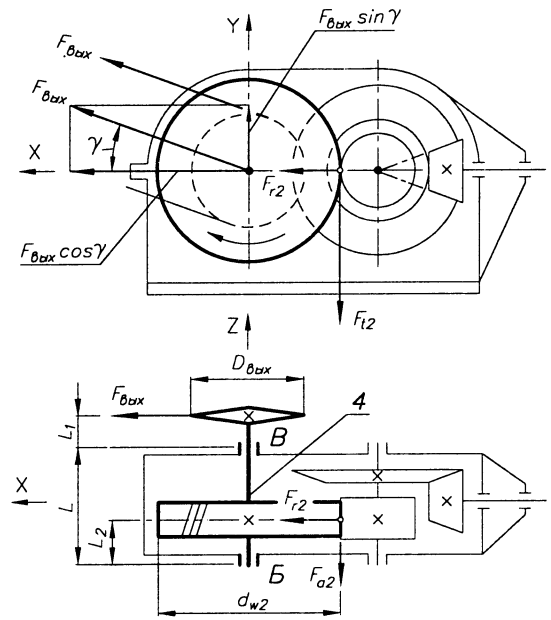


Рис. 7.1.1. Схема вала 4 привода (рис. 1.2.1)

1. Вычисление реакций в подпорах $Б$ и $В$ вала в плоскостях XOZ и YOZ (п. 3, 4) рекомендуется выполнять из уравнений $\Sigma M_{Б(В)}=0$. Уравнения $\Sigma F_{X(Y)}=0$ будут служить проверкой правильности вычисления реакций.
2. На схемах сил (рис. 7.1.2а,в), нагружающих вал, направление реакций в опорах должно соответствовать положительному их значению.
3. Вычисление диаметров вала $d_{расч}$ рекомендуется выполнять для ряда его сечений (через 10...15 мм длины вала).
4. Расчетные схемы вала и эпюры моментов, нагружающих вал, рекомендуется представлять в одинаковом масштабе, размещая их на одном листе (рис. 7.1.2) вместе с принятой конструкцией вала (7.2).

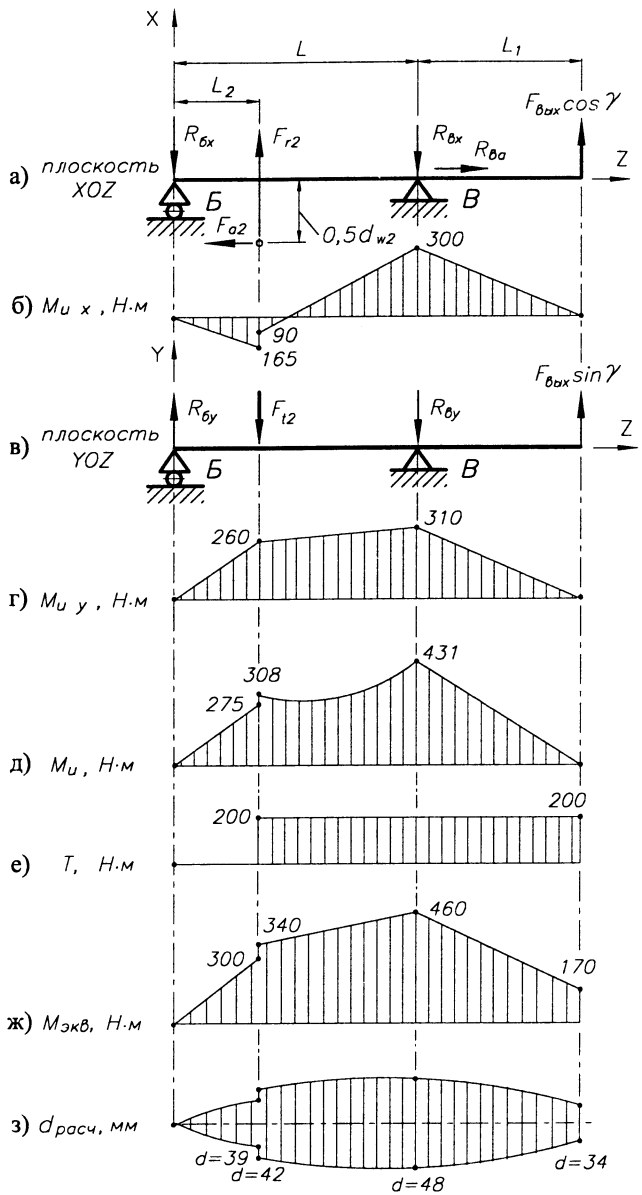


Рис. 7.1.2. Результаты проектного расчета вала

7.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ И ФОРМЫ ВАЛА [21, 42]

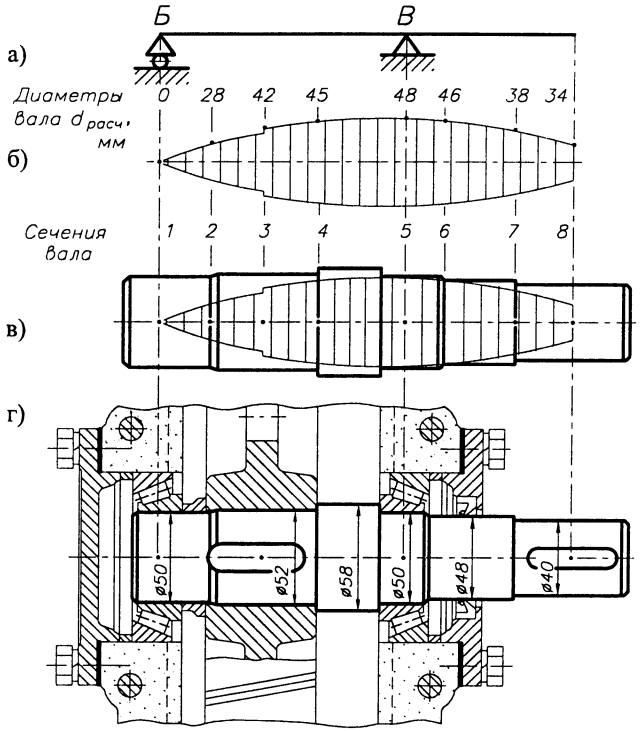


Рис. 7.2.1. Конструктивное оформление вала (вариант 1)

Определение основных размеров и формы вала производится в процессе обрисования линий расчетных сечений вала $d_{расч}$ линиями действительных сечений d при условии $d \geq d_{расч}$ и при выполнении конструктивных, технологических и монтажных требований, предъявляемых к его конструкции.

Для схемы вала (рис. 7.2.1а, 7.2.2а) линия расчетных сечений, где приведенные изгибные напряжения $\sigma_{пр}$ равны допускаемым $[\sigma_{из}]$, представлена на рис. 7.2.1б, 7.2.2б.

Конструктивное оформление вала может быть выполнено в двух вариантах:

1. Подшипники в опорах Б и В (сечения 1 и 5) выполняются одинаковыми (рис. 7.2.1в) (вариант 1, рекомендуемый).

2. Подшипники в опорах Б и В (сечения 1 и 5) выполняются различными (рис. 7.2.2в) (вариант 2).

Конструкция вала с окружающими и установленными на нем деталями представлена на рис. 7.2.1г и 7.2.2г.

ВАРИАНТ 1 (рис. 7.2.1)

1.1. Диаметр вала в подшипниках опор *Б* и *В* (сечения 1, 5) должен:
- быть большим или равным диаметрам в сечениях 1, 2, 5 $d_{1\,расч} = 0$ мм, $d_{2\,расч} = 28$ мм, $d_{5\,расч} = 48$ мм;
- заканчиваться на цифру 0 или 5 (внутренние диаметры подшипников качения заканчиваются на 0 или 5 мм).

Принимается $d_1 = d_5 = 50$ мм.

1.2. Диаметр вала под ступицу (сечения 3, 4) должен быть:
- большим или равным диаметру $d_{4\,расч} = 45$ мм;
- большим, чем принятые диаметры $d_1 = d_5 = 50$ мм, чтобы при монтаже колеса на вал не повредить поверхность под подшипник. Принимается $d_3 = 52$ мм.

1.3. С одной стороны ступицы (желательно со стороны консольного участка вала) между ступицей и подшипником вал выполняют диаметром $d = 58$ мм, что следует из высоты заплечика под подшипник (размер H или d_a - рис. 8.9.1б).

1.4. С другой стороны ступицы (между ступицей и подшипником) устанавливают втулку с внутренним диаметром $d_1 = 50$ мм.

Такое конструктивное решение позволит с левой стороны вала установить до заплечика ($d = 58$ мм) ступицу ($d = 52$ мм), втулку ($d = 50$ мм) и внутреннее кольцо подшипника ($d = 50$ мм).

1.5. Все диаметры консольного участка вала должны быть меньшими, чем $d_5 = 50$ мм.

1.6. Диаметр вала под уплотнение (сечения 6, 7) должен:
- быть большим, чем $d_{6\,расч} = 46$ мм;
- быть меньшим или равным $d_5 = 50$ мм;
- соответствовать ряду внутренних диаметров уплотнений (табл. 9.1.1). Принимается $d_6 = 48$ мм.

1.7. Диаметр консольного участка вала d_8 должен:
- быть большим или равным расчетному диаметру в в сечениях 7 и 8 ($d_{7\,расч} = 38$ мм, $d_{8\,расч} = 34$ мм);
- соответствовать ряду диаметров выходных концов валов (7.4.2). Принимается $d_8 = 40$ мм.

ВАРИАНТ 2 (рис. 7.2.2)

2.1. Диаметр вала в подшипнике опоры *В* (сечение 5) должен:
- быть большим или равным диаметру $d_{5\,расч} = 48$ мм;
- заканчиваться на цифру 0 или 5 (см. п. 1.1).

Принимается $d_5 = 50$ мм.

2.2. Диаметр вала в подшипнике опоры *Б* (сечения 1, 2) должен:
- быть большим или равным диаметру $d_{2\,расч} = 28$ мм;

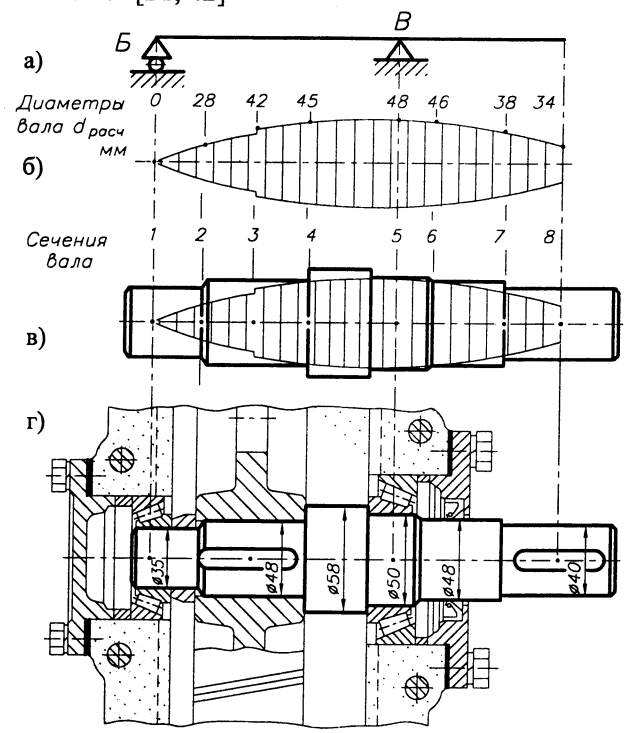


Рис. 7.2.2. Конструктивное оформление вала (вариант 2)

- заканчиваться на цифру 0 или 5 (см. п. 1.1).

Можно принять $d_1 = 30$ мм. Принимается $d_1 = 35$ мм.

2.3. Диаметр вала под ступицу (сечения 3, 4) должен быть:
- большим или равным диаметрам $d_{3\,расч} = 42$ мм и $d_{4\,расч} = 45$ мм;
- большим, чем принятый диаметр $d_1 = 35$ мм.

Принимается $d_4 = 48$ мм.

2.4. С правой стороны ступицы (между ступицей и подшипником) вал выполняют диаметром $d = 58$ мм (п. 1.3).

2.5. С левой стороны ступицы (между ступицей и подшипником) устанавливают втулку с внутренним диаметром $d = 35$ мм.

Такое конструктивное решение позволит с левой стороны вала установить до заплечика ($d = 58$ мм) ступицу ($d = 48$ мм), втулку ($d = 35$ мм) и внутреннее кольцо подшипника ($d = 35$ мм).

2.6. Конструктивное решение консольного участка вала (п. 1.5, 1.6, 1.7).

7.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ [4, 16, 21, 42]

Конструирование валов производится в процессе выполнения сборочного чертежа редуктора.

Принятое конструктивное оформление вала (7.2), окружающие и установленные на нем части редуктора (рис. 7.3.1а), технологические, монтажные и эксплуатационные требования к валу определяют:

1. необходимые допуски и посадки (п. 2);
2. требования к шероховатости поверхностей (п. 3);
3. допуски формы и расположения его поверхностей (п. 4).

Некоторые конструкционные решения при проектировании валов, рекомендации, типовые узлы, обозначения и т.д. приведены в п. 7.4.

1. МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ИХ ТЕРМООБРАБОТКА

Прямые валы и оси для средних нагрузок изготавливаются без термообработки из углеродистых сталей 25, 30, 35, Ст3, Ст4, Ст5. В некоторых случаях применяется сталь 40, 45 или 40Х с термообработкой (улучшение).

Тяжелонагруженные валы и оси изготавливаются из легированных сталей 40ХН, 40ХНМА, 30ХГС и др. с последующей термообработкой.

При повышенных требованиях к твердости рабочих поверхностей, например, цапф, шлицев применяются цементированные стали 20Х, 12ХН3А или азотированные стали типа 38МЮА.

Для вал-шестерен материал вала определяется материалом шестерни.

Участок вала в месте установки уплотнений рекомендуется термообработать на глубину h 0,3...0,4 мм, 45...48 HRC (обозначение термообработки на чертежах (рис.9.1.3)).

Механические характеристики материалов (17.2).

2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (рис. 7.3.1б и 7.3.2)

2.1. Подшипников качения (8.8.1).

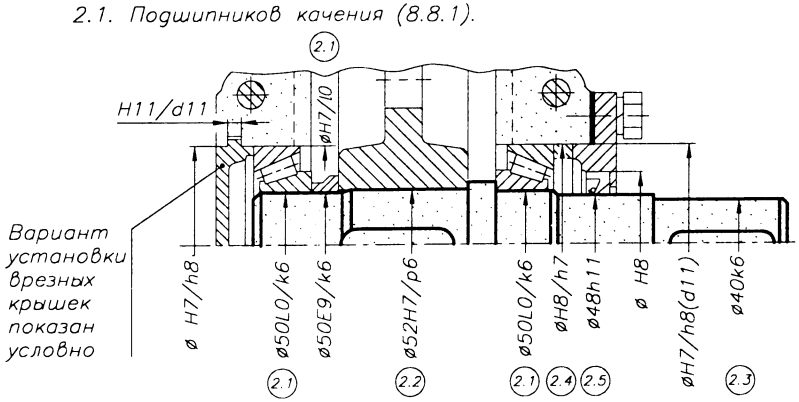


Рис. 7.3.2. Посадки, связанные с установкой валов

Рис. 7.3.1. Конструирование валов:
а) вал с окружающими и установленными на нем частями редуктора;
б) рабочий чертеж вала

2.2. Зубчатых колес

2.2.1. Для обычных соединений: H7/p6 (d<120), H7/r6, H7/s6 (d≥100).

2.2.2. Для соединений при ударных нагрузках: H7/r6 (d<120), H7/s6 (d≥100).

2.2.3. Для соединений при частом демонтаже: H7/k6; H7/m6; h7/n6.

2.3. Муфт

2.3.1. Для обычных соединений: H7/k6; H7/m6; H7/n6.

2.3.2. Для соединений при ударных нагрузках: H7/p6; H7/r6.

2.4. Распорных втулок H7/h6; H8/h7.

2.5. Отклонения вала в месте установки уплотнений – h10 (9.1.1 п. 2).

2.6. Посадки соединений "вал–ступица" (10.1, 10.2).

2.7. Рекомендуемые посадки, связанные с установкой валов, – рис. 7.3.2.

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 7.3.1б и 7.3.3)

3.1. Поверхности установки подшипников (8.8.2).

3.2. Поверхности установки ступиц колес зубчатых передач:

–для d≤80 – Ra1,6; –для d>80 – Ra3,2.

3.3. Поверхности установки ступиц колес незубчатых передач, муфт и тд.

–для d≤80 – Ra3,2; –для d>80 – Ra3,2.

3.4. Торцевые поверхности уступов (заплечиков) вала для установки подшипников качения, ступиц колес, муфт и тд. – на класс ниже шероховатости поверхностей установки этих деталей в соответствии с п. 3.1, 3.2, 3.3.

3.5. Поверхности вала, взаимодействующие:

–с манжетами резиновыми Ra0,1...0,2;

–с войлочными уплотнениями:

для V≤4 м/с – Ra1,6 ; для V≤6 м/с – Ra0,8.

3.6. Поверхности вала в местах соединений "вал–ступица" (10.1, 10.2).

3.7. Другие необозначенные поверхности Ra6,3...12,5. Их представление на чертеже (рис. 7.3.4).

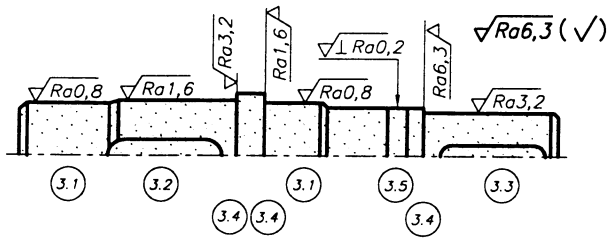


Рис. 7.3.3. Шероховатость поверхностей вала

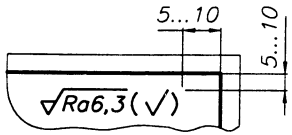


Рис. 7.3.4. Представление шероховатости необозначенных на чертеже поверхностей

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 7.3.1б и 7.3.5)

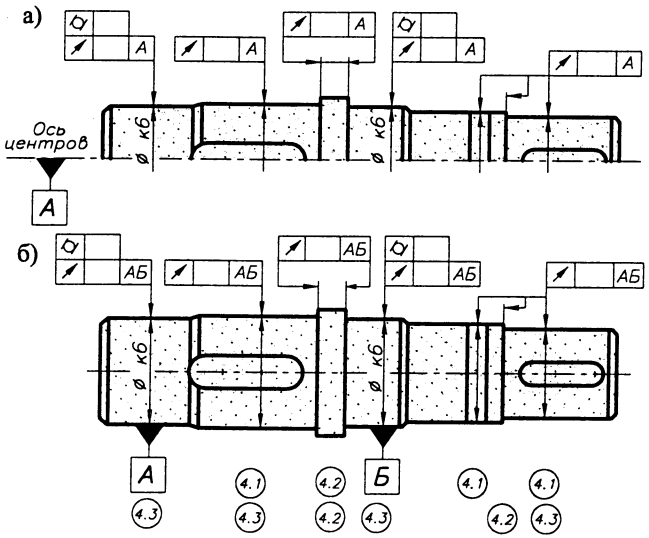


Рис. 7.3.5. Обозначение допусков формы и расположения поверхностей вала, когда:
а) базой является ось центровых отверстий;
б) базой является ось вала

4.1. Допуск радиального биения ↗ :

– поверхностей установки подшипников качения (когда допуск относится к оси вала) – 0,5 допуска круглости (п. 4.3);

–поверхностей установки ступиц различного вида колес, муфт и т.д. (табл. 7.3.1);

–поверхностей установки уплотнений–0,05 мм.

4.2. Допуск осевого биения ↗ уступов (заплечиков) вала для установки:
подшипников качения (табл. 8.8.10);
колес зубчатых передач (табл. 7.3.2);
колес незубчатых передач, муфт и т.д. (табл. 7.3.3).

4.3. Допуск круглости ○ и профиля продольного сечения ⌯ (или цилиндричности ⌭):
подшипников качения (табл. 8.8.9);
других деталей, устанавливаемых на валу–не более 0,5 ITn диаметра вала в месте установки этих деталей. Значения ITn (табл.17.3.3).

4.4. Допуски параллельности ∥ и симметричности ⌯ элементов соединений "вал–ступица" относительно оси вала (10.1, 10.2).

Табл. 7.3.1. Допуски радиального биения поверхностей вала

Окружная скорость v, м/с деталей, установленных на валу	$v \leq 2$	$2 < v \leq 6$	$6 < v \leq 10$	$v > 10$
Допуск радиального биения поверхности установки по отношению к ITn вала	2,0 ITn	1,4 ITn	1,0 ITn	0,7 ITn

Табл. 7.3.2. Допуски осевого биения уступов (заплечиков) вала для установки колес зубчатых передач

	Степень точности зубчатых колес	$d_{вал}$, мм ≤55	≤80	>80
Допуск осевого биения * уступов (заплечиков) вала, мкм	6, 7	20	30	40
	8, 9	30	40	50

Табл. 7.3.3. Допуски осевого биения уступов (заплечиков) вала для установки колес незубчатых передач, муфт

Окружная скорость v, м/с деталей, устанавливаемых на валу	≤5	≤8	≤12	≤18	≤25
Допуск осевого биения * уступов (заплечиков) вала, мкм	60	50	40	30	20

* Данные для длины ступицы $L_{ст} \leq d_{вал}$.
Для $L_{ст} > d_{вал}$ допуск увеличивается в 1,5 раза.

7.4. НЕКОТОРЫЕ РЕШЕНИЯ И ТИПОВЫЕ УЗЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ ВАЛОВ

7.4.1. ОСЕВОЕ КРЕПЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ НА ВАЛАХ [2, 8, 9, 14, 18, 19, 21, 42]

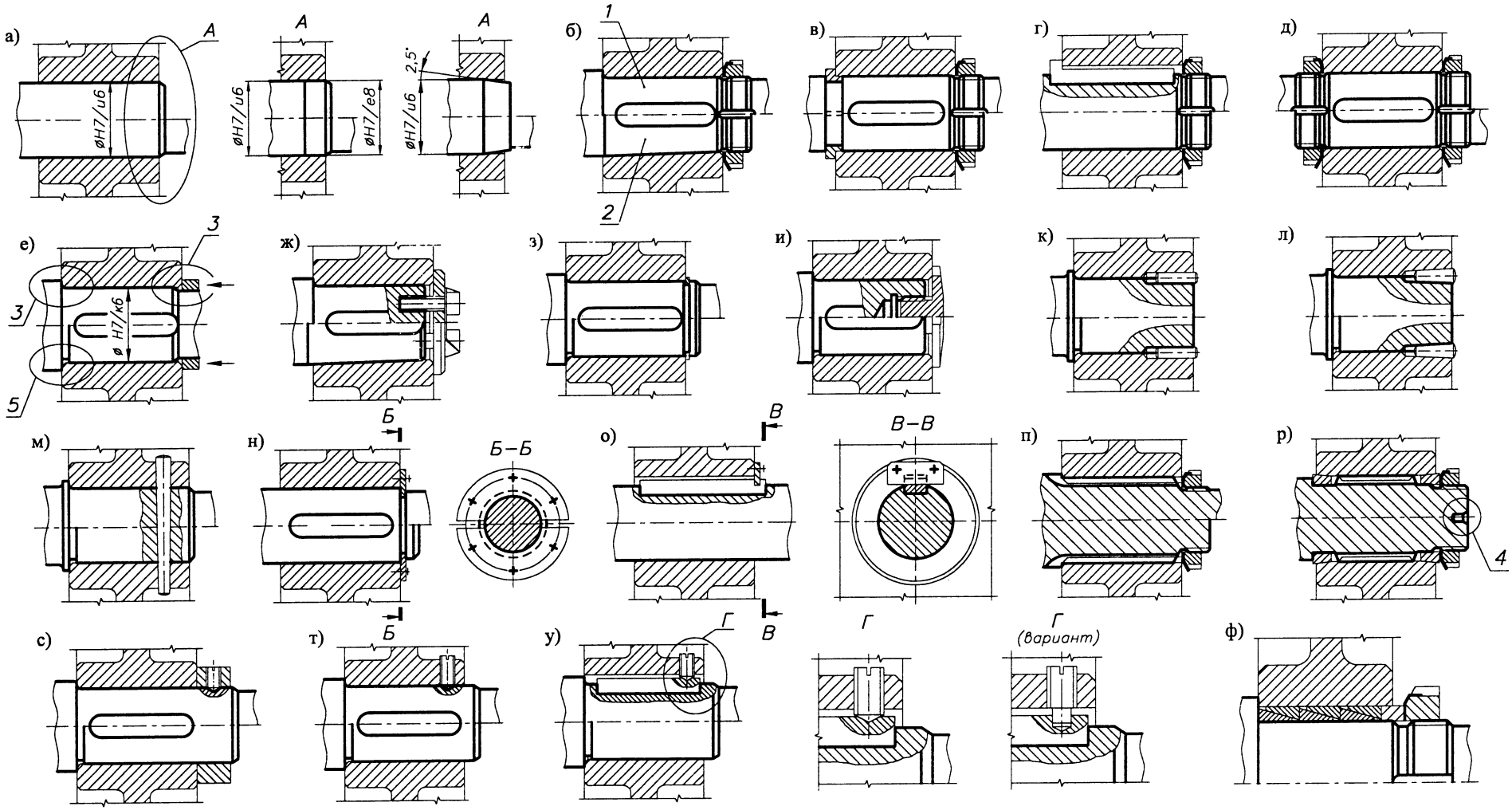


Рис. 7.4.1. Осевое крепление деталей на валах с использованием:
а) посадок с натягом; б) круглой шлицевой гайки; в) закладной разрезной втулки и круглой шлицевой гайки; г) шпонки с головкой и круглой шлицевой гайки; д) двух круглых шлицевых гаек; е) распорной втулки; ж) торцевой шайбы; з) пружинного кольца; и) специальной шайбы для внутренней резьбы в валу; к) цилиндрических штифтов с осевой установкой; л) конических штифтов с осевой установкой; м) конического штифта с радиальной установкой; н) разрезного кольца, входящего в паз вала и крепящегося к ступице; о) планки, входящей в паз шпонки и крепящейся к ступице; п) шлицевого соединения и круглой шлицевой гайки; р) шлицевого соединения, центрируемого на конических втулках, и круглой шлицевой гайки; с) установочного кольца с винтами; т) установочного винта, ввинчиваемого в ступицу; у) установочного винта, ввинчиваемого в ступицу и входящего в шпонку; ф) конических пружинных колец; 1- концы валов цилиндрические (7.4.2); 2 - концы валов конические (7.4.2); 3 - радиусы закруглений, фаски и высоты заплечиков (7.4.3); 4 - отверстия центровые (7.4.5); 5 - канавки для выхода шлифовального круга (7.4.6)

7.4.2. КОНЦЫ ВАЛОВ

1. КОНЦЫ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

Табл. 7.4.1. Концы валов цилиндрические, мм ГОСТ 12080-66

d 1-й ряд	d 2-й ряд	Поле допуска	L Исполнение 1	L Исполнение 2	R	c	L_1	L_2	d_1
... 14		j6 (k6)	30	25	1,0	0,6	30	18	M8x1
16			40	28			40	28	M10x1,25
18	19								
20			50	36	1,6	1,0	50	36	M12x1,25
22	24								
25			60	42			60	42	M16x1,5
28									
	30		80	58	2,5	1,6	80	58	M20x1,5
32	35	k6							
36									
	38								M24x2
40	42		110	82			110	82	
45	48								M30x2
50	(52)					2,0			M36x3
	53	m6							
55									
60	63		140	105			140	105	M42x3
	65								
70	75								M48x3
80			170	130	3,0	2,5	170	130	M56x4
	85								
90	95								
100	105		210	165					
110	120								
125									
...									

Исполнения валов: 1 - длинные, 2 - короткие.
При выборе диаметров концов валов следует 1-й ряд предпочитать 2-му ряду.
Допускается исполнение концов валов с двумя шпоночными пазами, расположенными под углом 120°.

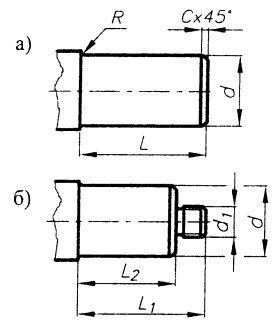


Рис. 7.4.2. Концы валов:
а) цилиндрические;
б) цилиндрические с резьбовым концом

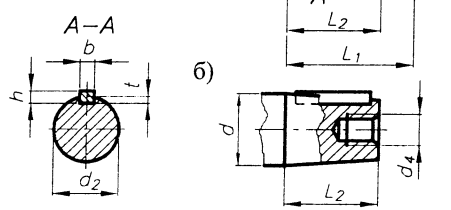


Рис. 7.4.3. Конические концы валов:
а) с наружной резьбой; б) с внутренней резьбой

2. КОНЦЫ ВАЛОВ КОНИЧЕСКИЕ С КОНУСНОСТЬЮ 1:10

Табл. 7.4.2. Концы валов конические, мм ГОСТ 12081-72

d 1-й ряд	d 2-й ряд	L_1 Исполнение 1	L_1 Исполнение 2	L_2 Исполнение 1	L_2 Исполнение 2	d_2 Исполнение 1	d_2 Исполнение 2	b	h	t	d_3	d_4
... 14		30	-	18	-	13,1	-	3	3	1,8	M8x1	M4
16		40	28	28	16	14,6	15,2				M10x1,25	
18						16,6	17,2	4	4	2,5		M5
	19					17,6	18,2					
20		50	36	36	22	18,2	18,9				M12x1,25	M6
22						20,2	20,9					
	24					22,2	22,9	5	5	3,0		
25		60	42	42	24	22,9	23,8				M16x1,5	M8
28						25,9	26,8					
	30	80	58	58	36	27,1	28,2				M20x1,5	M10
32						29,1	30,2	6	6	3,5		
	35					32,1	33,2					
36						33,1	34,2					M12
	38					35,1	36,2				M24x2	
40		110	82	82	54	35,9	37,3	10	8	5,0		
	42					37,9	39,3					
45						40,9	42,3	12			M30x2	M16
	48					43,9	45,3					
50						45,9	47,3				M36x3	
	55					50,9	52,3	14	9	5,5		M20
56						51,9	53,3					
	60	140	105	105	70	54,7	56,5	16	10	6,0	M42x3	
63						57,7	59,5					
	65					59,7	61,5					
	70					64,7	66,5	18	11	7,0	M48x3	M24
71						65,7	67,5					
	75					69,7	71,5					
80		170	130	130	90	73,5	75,5	20	12	7,5	M56x4	M30
	85					78,5	80,5					
90						83,5	85,5	22	14	9,0	M64x4	
	95					88,5	90,5					M36
100		210	165	165	120	91,7	94,0	25			M72x4	
110						101,7	104				M80x4	M42
	120					111,7	114	28	16	10	M90x4	
125						116,7	119					M48
...												

Рекомендуется применять призматические шпонки высокие ГОСТ 10748-79.

3. ЗНАЧЕНИЯ ДИАМЕТРОВ d ВАЛОВ И ДОПУСКАЕМЫХ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ T

Табл. 7.4.3. Значения диаметров валов и допускаемых крутящих моментов ГОСТ 24266-80

Валы тихоходные								Валы быстроходные							
d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м
18	31,5	(30)	180	55	1000	(100)	5600	14	22,4	25	125	38	400	55	1400
(20)	45	35	250	(60)	1400	110	8000	16	31,5	28	180	40	500	60	1600
22	63	(40)	355	70	2000	125	11200	18	45	30	200	42	560	65	2240
(25)	90	45	500	(80)	2800	...		20	63	32	250	45	710	70	2800
28	125	50	710	90	4000			22	90	35	355	50	1000	...	

Значения диаметров, указанных в скобках, применять не рекомендуется.
Значения допускаемых крутящих моментов определены для длительной работы редукторов в непрерывном режиме с постоянной или переменной по значению нагрузкой (не более номинальной) и с передачей двукратных пусковых моментов.

7.4.3. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ВАЛА В МЕСТАХ УСТАНОВКИ СТУПИЦ [2, 21, 24, 34, 42]

1. РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЙ И ФАСКИ

ГОСТ 10948-64

Табл. 7.4.4. Значения радиусов закругления и фасок, мм

1-й ряд	...	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	4,0	...
2-й ряд	...	0,5	0,8	1,2	2,0	3,2	5,0	...

При выборе размеров радиусов и фасок 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

2. ДИАМЕТРЫ ВАЛОВ И РАЗМЕРЫ ФАСОК

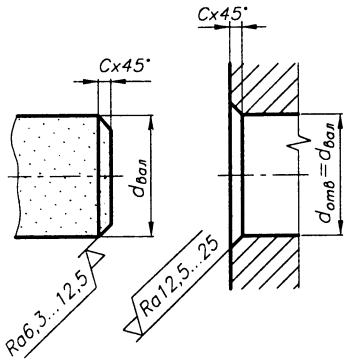
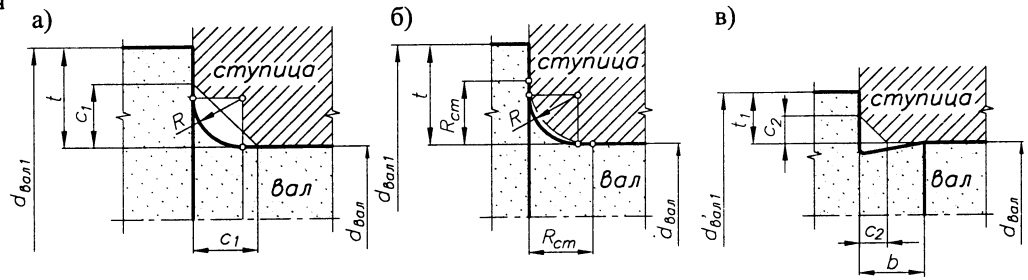


Рис. 7.4.4. Размеры фасок

Табл. 7.4.5. Рекомендуемые размеры фасок $c = f(d_{вал})$

$d_{вал}$	c
мм	
...	...
10...20	0,6
20...30	1,0
30...50	1,6
50...75	2,0
75...100	2,5
...	...

3. ФАСКИ, РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЙ (ГАЛТЕЛИ) И ВЫСОТЫ ЗАПЛЕЧИКОВ (УСТУПОВ) ВАЛА И ВТУЛКИ

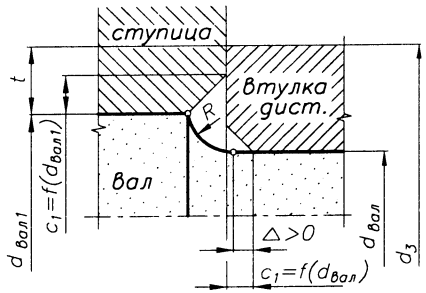


c_1, R – табл. 7.4.6.
$t \approx (1,5...1,7)c_1$;
$d_{вал1} = d_{вал} + 2t$

$R_{ст}$ – табл. 7.4.6.
$t \approx (1,5...1,7)R_{ст}$;
$d_{вал1} = d_{вал} + 2t$

$b = f(d_{вал})$ – табл. 7.4.7;
$c_2 = (0,3...0,4)c_1$; $t \approx (3...4)c_2$;
$d_{вал1} = d_{вал} + 2t$

Рис. 7.4.5. Установка ступицы к заплечику (уступу) вала



$d_{вал}$ и $d_{вал1}$ следуют из конструкции вала; $t \approx (1,5...1,7)c_1$; $d_3 \geq d_{вал2} + 2t$;

Рис. 7.4.6. Установка ступицы к дистанционной втулке

Табл. 7.4.6. Рекомендуемые зависимости R, $R_{ст}$, $c_1 = f(d_{вал})$

$d_{вал}$		⩽20	⩽30	⩽50	⩽70	⩽100	⩽150
$R\ ^{0}_{-0,3}$	мм	1,0	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0
$c_1, R_{ст}\ ^{+0,3}_{0}$		1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0

Все радиусы закруглений (галтели) на переходных участках вала желательно выполнить одинаковыми.

Табл. 7.4.7. Размеры подточек, мм

$d_{вал}$	b	d_1	D_2	R_1	R_2
10...50	3	$d_{вал}$ - 0,5	D+0,5	1,0	0,5
> 50...100	4	$d_{вал}$ - 1,0	D+1,0	1,6	0,5
> 100	5	$d_{вал}$ - 1,5	D+1,5	2,0	1,0

4. ПОДТОЧКИ

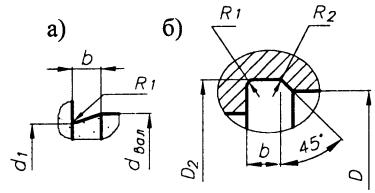


Рис. 7.4.7. Размеры подточек:
а) для вала;
б) для корпуса

7.4.4. РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ДИАМЕТРЫ ОТВЕРСТИЙ И ИХ РАЗМЕЩЕНИЕ В СЕЧЕНИИ ВАЛА [21, 42]

Табл. 7.4.8. Размеры одиночных отверстий в сечении вала

$d_{вал}$	d_1	d_2	l_{min}	l_1	l_2	l_3
мм						
12, 14, 16	M4	4,3	14	10	3,2	2,5
18, 19	M5	5,3	17	12,5	4,0	2,8
20, 22, 24	M6	6,4	21	16	5,0	3,1
25, 28	M8	8,4	25	19	6,0	3,6
30, 32, 35, 36	M10	10,5	30	22	7,5	4,7
38, 40, 42	M12	13	37,5	28	9,5	6
45, 48, 53	M16	17	45	36	12	7
55, 56, 60, 63, 65	M20	21	53	42	15	9
70, 71	M24	25	63	50	18	13
80, 85, 90	M30	31	75	60	22	16
95, 100, 105	M36	37	90	71	25	16

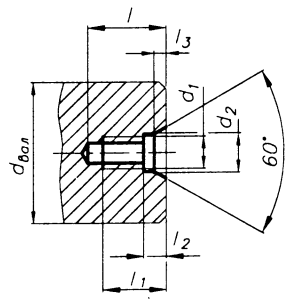


Рис. 7.4.8. Размеры одиночного отверстия в сечении вала

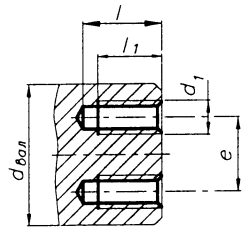


Рис. 7.4.9. Размещение двух отверстий в сечении вала

Табл. 7.4.9. Размеры размещения двух отверстий в сечении вала

$d_{вал}$	d_1	l_{min}	l_1	e
мм				
35, 36, 38, 40, 42	M8	14	10	20
45				20
48, 50, 53				25
55, 56, 60	M12	21	16	30
63, 65, 70				36
71, 75, 80				40
85, 90				45
95, 100	M16	25	19	50

7.4.5. ОТВЕРСТИЯ ЦЕНТРОВЫЕ ГОСТ 14034-74

1. ЦЕНТРОВЫЕ ОТВЕРСТИЯ С УГЛОМ КОНУСА 60°

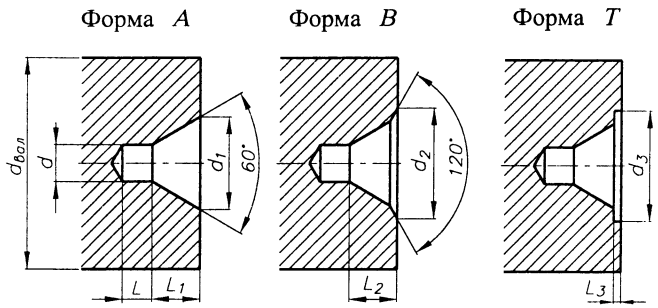


Рис. 7.4.10. Центровые отверстия с углом конуса 60° (табл. 7.4.10)

2. ЦЕНТРОВЫЕ ОТВЕРСТИЯ С УГЛОМ КОНУСА 75°

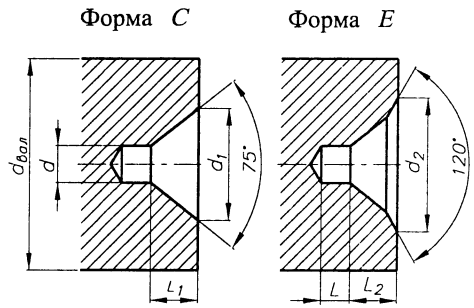


Рис. 7.4.11. Центровые отверстия с углом конуса 75° (табл. 7.4.10)

3. ЦЕНТРОВЫЕ ОТВЕРСТИЯ С МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБОЙ

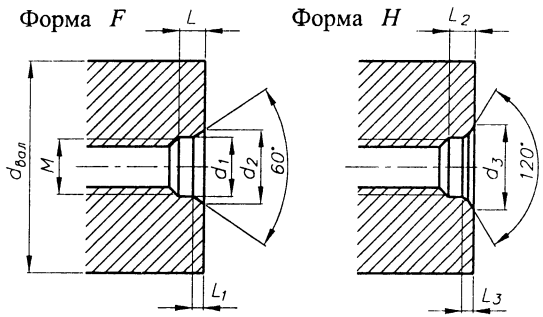


Рис. 7.4.12. Центровые отверстия с метрической резьбой (табл. 7.4.11)

Табл. 7.4.10. Размеры центровых отверстий форм *A*, *B*, *T*, *C* и *E*, мм

$d_{вал}$	d	d_1	d_2	d_3	L_{min}	L_1	L_2	L_3
	Формы *A*, *B* и *T*							
...								
14	2,5	5,3	8,0	9,0	3,1	2,42	3,20	0,8
20	3,15	6,7	10,0	12	3,9	3,07	4,03	0,9
30	4,0	8,5	12,5	16	5,0	3,90	5,06	1,2
40	(5,0)	10,6	16,0	20	6,3	4,85	6,41	1,6
60	6,3	13,2	18,0	25	8,0	5,98	7,36	1,8
80	(8,0)	17,0	22,4	32	10,1	7,79	9,35	2,0
100	10	21,2	28,0	36	12,8	9,70	11,7	2,5
120	12	25,4	33,0		14,6	11,6	13,8	
...								
	Формы *C* и *E*							
120	8,0	23,3	30,2		10	10	12,0	
180	12	36,6	45,4		15	16	18,5	
...								

Табл. 7.4.11. Размеры центровых отверстий форм *F* и *H*, мм

$d_{вал}$ *F*	$d_{вал}$ *H*	M	d_1	d_2	d_3	L_{max}	L_1	L_2	L_3
...	...								
16	25	M6	6,4	10,0	13,3	5,5	3,0	6,5	4,0
20	32	M8	8,4	12,5	16,0	7,0	3,5	8,0	4,5
25	40	M10	11	15,6	19,8	9,0	4,0	10,2	5,2
32	50	M12	13	18,0	22,0	10,0	4,3	11,2	5,5
40	63	M16	17	22,8	28,7	11,0	5,0	12,5	6,5
63	80	M20	21	28,0	33,0	12,5	6,0	14,0	7,5
100		M24	25	36,0	43,0	14,0	9,5	16,0	11,5
160		M30	31	44,8	51,8	18,0	12	20,0	14,0
...									

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ центрового отверстия формы *A* диаметром $d = 4$ мм: *Отв.центр. А4 ГОСТ 14034-74*
- центрового отверстия формы *F* с диаметром d = М3: *Отв.центр. F М3 ГОСТ 14034-74*

4. ЦЕНТРОВОЕ ОТВЕРСТИЕ С ДУГООБРАЗНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ

Форма *R*

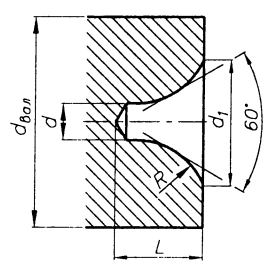


Рис. 7.4.13. Центровое отверстие с дугообразной образующей

Табл. 7.4.12. Размеры центровых отверстий формы *R*, мм

$d_{вал}$	d	d_1	L_{min}	R_{min}	R_{max}
...					
14	2,5	5,3	5,5	6,3	8,0
20	3,15	6,7	7,0	8,0	10,0
30	4,0	8,5	8,9	10,0	12,5
40	(5,0)	10,6	11,2	12,5	16,0
60	6,3	13,2	14,0	16,0	20,0
80	(8,0)	17,0	17,9	20,0	25,0
100	10	21,2	22,5	25,0	31,5

5. ПРИМЕНЕНИЕ ФОРМ ЦЕНТРОВЫХ ОТВЕРСТИЙ

Табл. 7.4.13. Применение форм центровых отверстий

A	а) В случаях, когда после обработки необходимость в центровых отверстиях отпадает. б) В случаях, когда сохранность центровых отверстий в процессе их эксплуатации гарантируется соответствующей термообработкой.	*T*	Для оправок и калибров-пробок.
B	В случаях, когда центровые отверстия являются базой для многократного использования, а также в случаях, когда центровые отверстия сохраняются в готовых изделиях.	*C*	Для крупных валов (назначение аналогично с формой *A*).
		E	Для крупных валов (назначение аналогично с формой *B*).
		R	В случаях, когда требуется повышенная точность обработки.
		F, H	Для монтажных работ, транспортирования, хранения и термообработки деталей в вертикальном положении.

6. ИЗОБРАЖЕНИЕ ЦЕНТРОВЫХ ОТВЕРСТИЙ НА ЧЕРТЕЖАХ

Если в окончательно изготовленном изделии должны быть центровые отверстия, то их изображают условно знаком < с указанием обозначения по ГОСТ 14034-74 на полке линии-выноски. При наличии двух одинаковых отверстий изображают одно из них (рис. 7.4.14а). Если центровые отверстия в готовом изделии недопустимы, то при этом указывают знак K (рис. 7.4.14б).

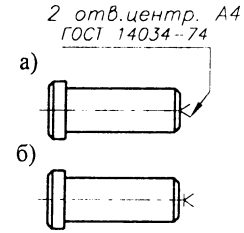


Рис. 7.4.14

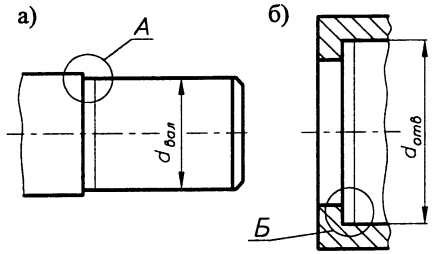


Рис. 7.4.15. Шлифуемые поверхности:
а) вала (наружное шлифование);
б) отверстия (внутреннее шлифование)

7.4.6. КАНАВКИ ДЛЯ ВЫХОДА ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА ГОСТ 8820-69

1. ШЛИФОВАНИЕ ПО ЦИЛИНДРУ

а) Наружное шлифование – *А*

б) Внутреннее шлифование – *Б*

Исполнение 1

Исполнение 2

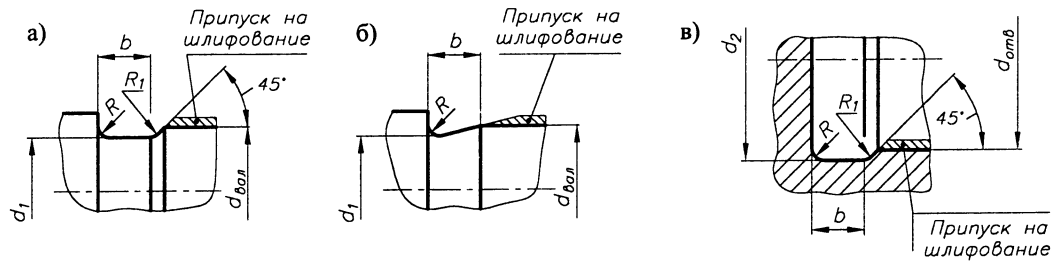


Рис. 7.4.16. Канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании по цилиндру

2. ШЛИФОВАНИЕ ПО ТОРЦУ

а) Наружное шлифование –*А*

б) Внутреннее шлифование –*Б*

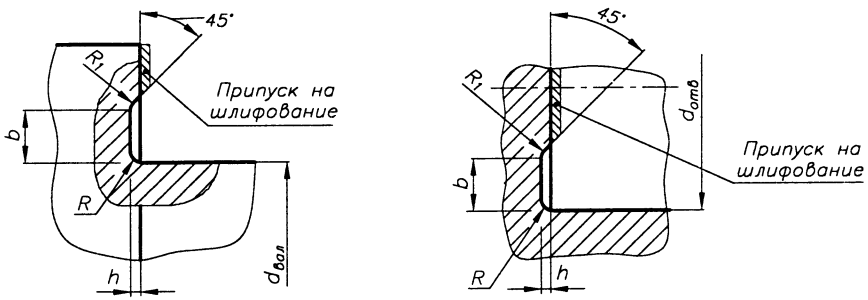


Рис. 7.4.17. Канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании по торцу

Табл. 7.4.14. Размеры канавок исполнений 1, 2 и 3, мм

$d_{вал}$, $d_{отв}$	b для исп. 1, 2	b для исп. 3	d_1	d_2	h	R	R_1
10...50	3,0	1,5	$d_{вал}$ - 0,5	$d_{отв}$ + 0,5	0,3	1,0	0,5
50...100	5,0	2,25	$d_{вал}$ - 1,0	$d_{отв}$ + 1,0	0,5	1,6	
> 100	8,0	2,8				2,0	1,0
	10	5,0				3,0	

Табл. 7.4.15. Размеры канавок исполнения 4, мм

$d_{вал}$, $d_{отв}$	b	d_1	h	b_1	c	R_2
10...50	2,2	$d_{вал}$ - 0,4	0,2	1,0	1,5	0,4
50...100	4,3	$d_{вал}$ - 0,6	0,3	1,5	3,3	0,6
> 100	6,4	$d_{вал}$ - 0,8	0,4	2,3	5,0	1,0

При шлифовании на одной детали нескольких различных диаметров рекомендуется применять канавки одного размера.

3. ШЛИФОВАНИЕ ПО ЦИЛИНДРУ И ТОРЦУ

а) Наружное шлифование –*А*

б) Внутреннее шлифование–*Б*

Исполнение 1

Исполнение 2

Исполнение 3

Исполнение 4

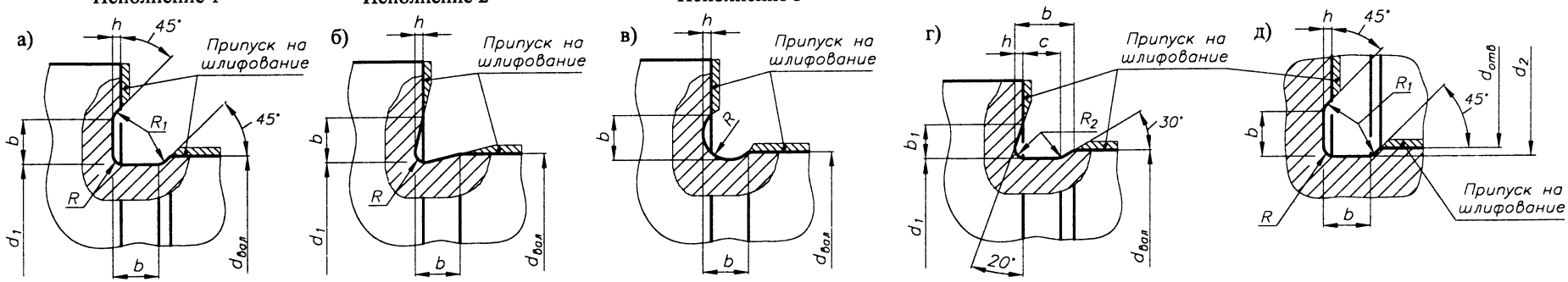


Рис. 7.4.18. Канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании по цилиндру и торцу

7.4.7. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В МЕСТАХ ИЗМЕНЕНИЯ ДИАМЕТРА ВАЛА [2, 9, 21, 24, 42]

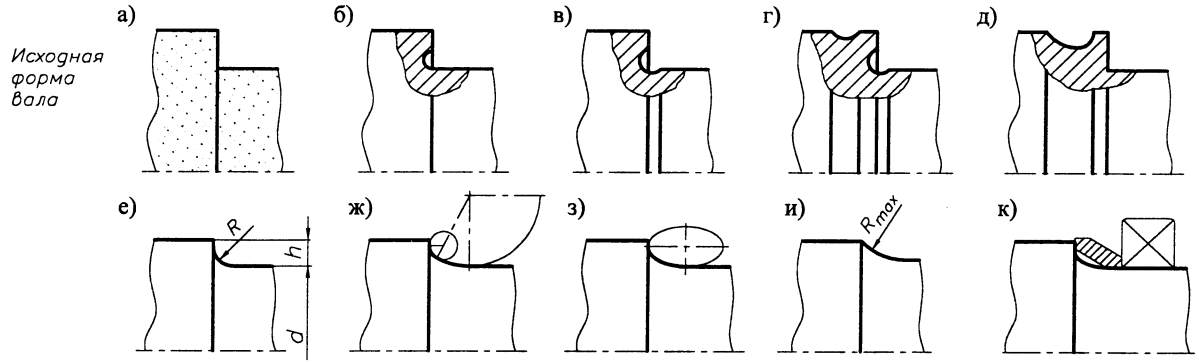


Рис. 7.4.19. Примеры конструктивных решений по уменьшению коэффициента концентрации напряжений в схеме а) вала за счет выполнения:
б), в) заглублений в месте перехода; г), д) разгрузочных канавок; е), ж), з), и) закруглений в месте перехода; к) переходной втулки с возможностью закругления вала

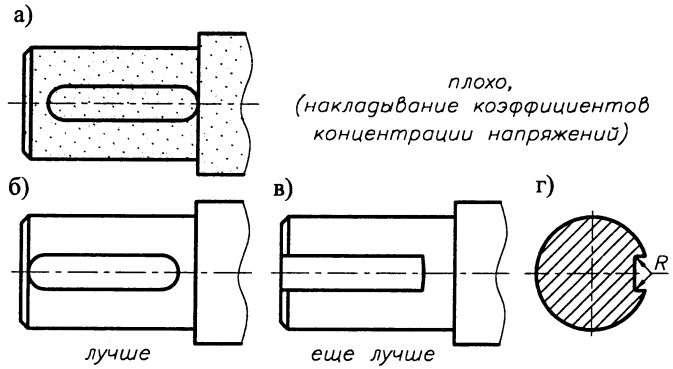


Рис. 7.4.20. Примеры конструктивных решений по уменьшению коэффициента концентрации напряжений от шпоночного паза

7.4.8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ ВЫСОТЫ УСТУПОВ (ЗАПЛЕЧИКОВ) ВАЛА ИЛИ ПОЛНОЙ ИХ ЛИКВИДАЦИИ [21, 24, 42]

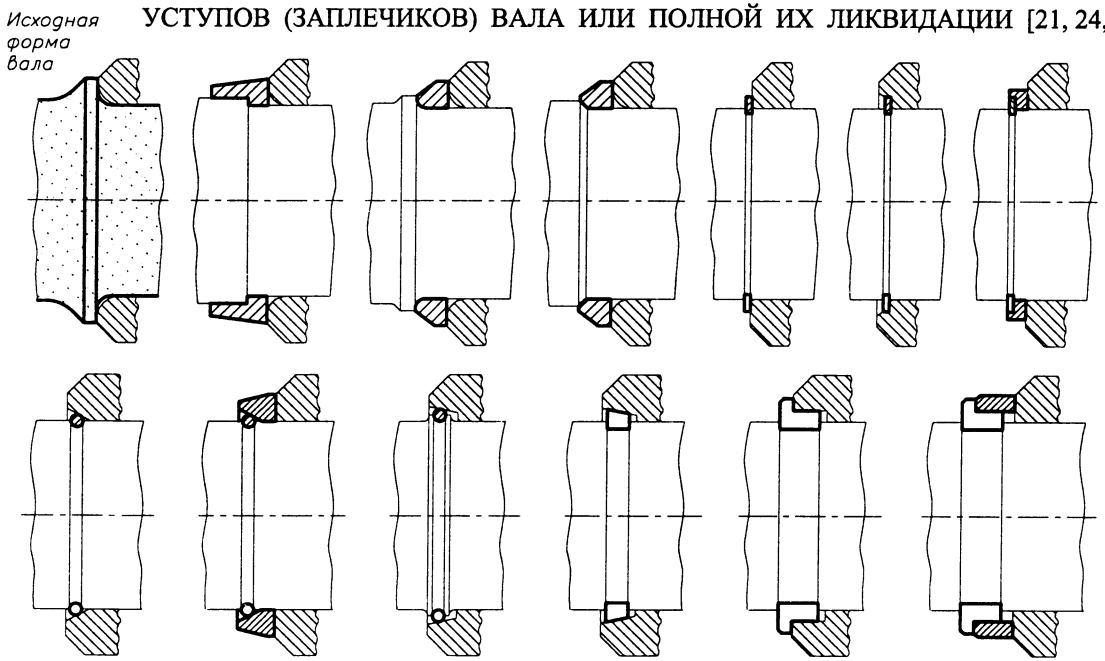


Рис. 7.4.21. Примеры конструктивных решений по уменьшению высоты уступов (заплечиков) вала

7.4.9. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ ОТ ПРЕССОВЫХ ПОСАДОК [9, 21, 42]

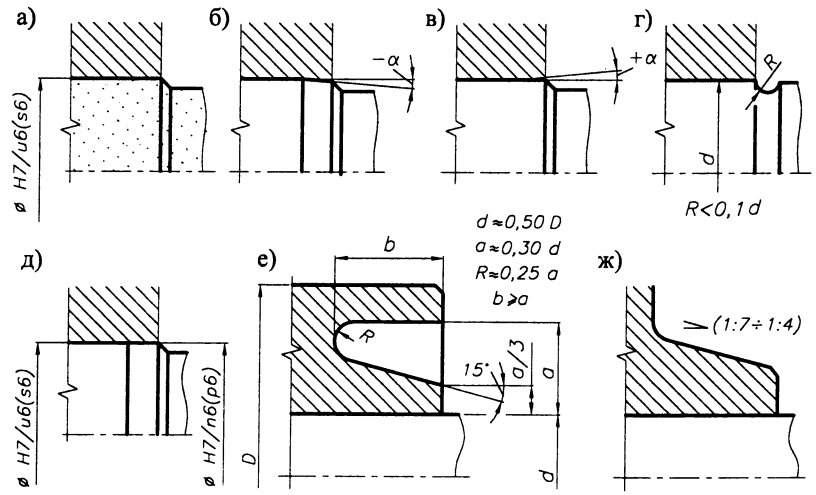


Рис. 7.4.22. Примеры конструктивных решений по уменьшению коэффициента концентрации напряжений от прессовых посадок

7.5. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ВАЛОВ

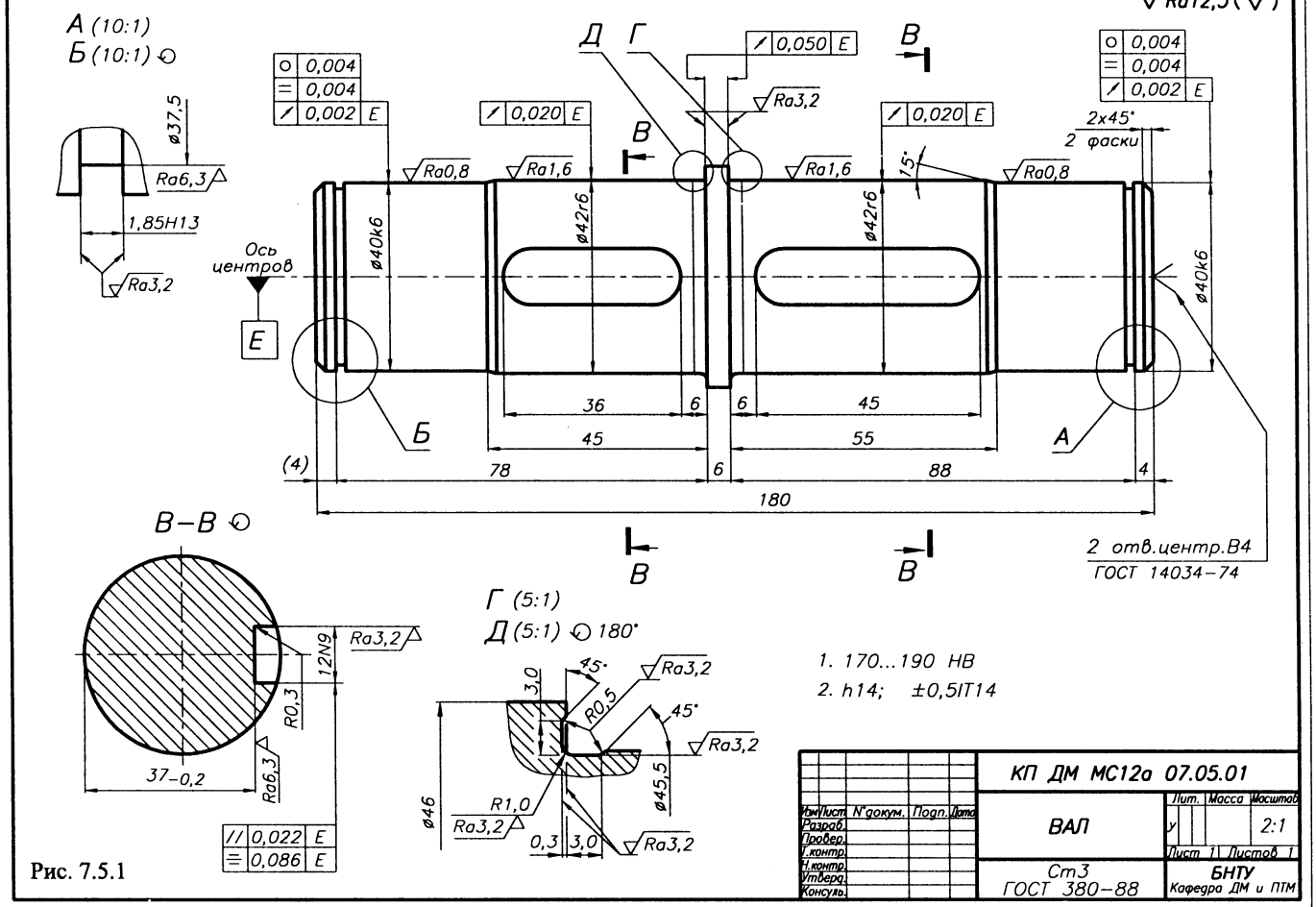


Рис. 7.5.1

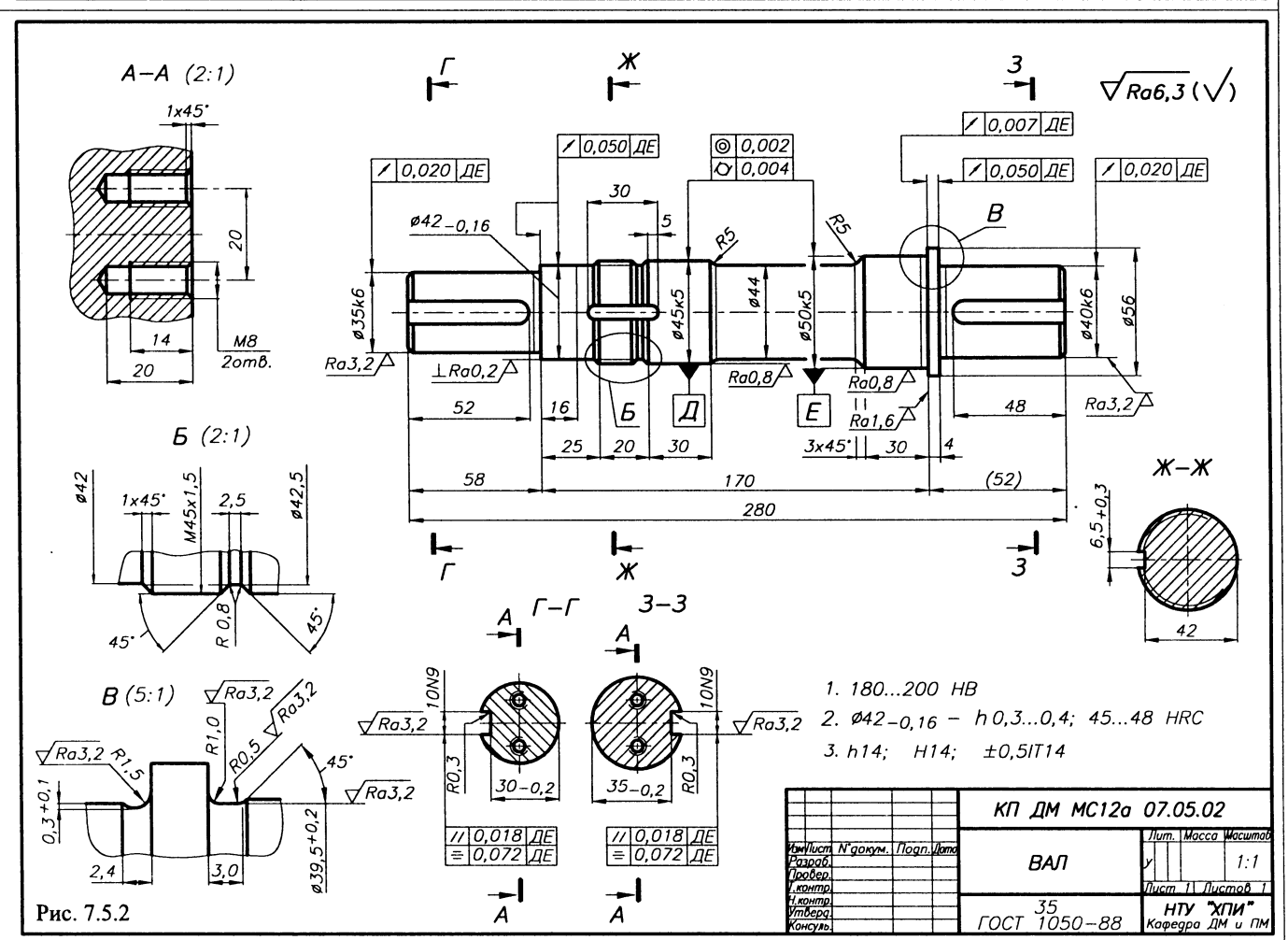


Рис. 7.5.2

7.6. ПРОВЕРКА ВАЛА НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ [29]

Проверка вала на усталостную прочность выполняется после разработки рабочего чертежа проверяемого вала.

Перед началом расчета должно быть:

а) уточнено расстояние между опорами вала с учетом:
- действительного расстояния между опорами (замером на сборочном чертеже редуктора);
- изменения этого расстояния на величину $2(a-0{,}5B)$ (рис. 7.6.2 и 7.6.5), учитывающую схему установки радиально-упорных подшипников;

б) уточнено расположение пунктов приложения сил, нагружающих вал (замером на сборочном чертеже редуктора);

в) произведено уточнение реакций в подшипниках;

г) произведено уточнение изгибающих моментов $M_и$ в характерных сечениях вала с представлением эпюры изгибающих моментов.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Конструкция вала (со всеми размерами, посадками, шероховатостями поверхностей, размерами переходных участков и т.д.) (рис. 7.6.1).
2. Материал и термообработка вала (HB, $\sigma_т$, $\sigma_в$).
3. Значения изгибающих $M_и$ и крутящих T моментов в сечениях вала.
4. Реверсивность передачи (параметр заданный).

Проверка вала на усталостную прочность состоит в определении запасов прочности в опасных сечениях проверяемого вала.

1. Анализируя линию сечений вала, где приведенные напряжения равны допускаемым, а также принятые размеры вала (рис. 7.6.1), можно сделать вывод, что потенциально слабыми сечениями вала являются сечения, обозначенные цифрами 1, 2, 3.

Выбранные сечения имеют параметры:

сечение 1 $d_{вал1}$, $M_{и1}$, T_1;
сечение 2 $d_{вал2}$, $M_{и2}$, T_2;
сечение 3 $d_{вал3}$, $M_{и3}$, T_3.

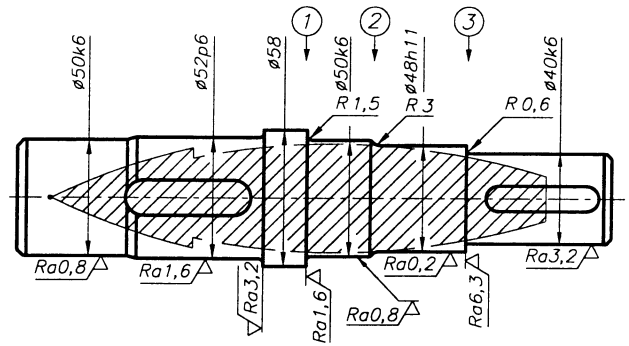


Рис. 7.6.1. Параметры вала, необходимые для его проверки на усталостную прочность

2. Для каждого выбранного сечения вала, следуя из его конструкции (рис. 7.6.1), выбирается тип концентратора напряжений и по табл. 7.6.3 для этого типа концентратора выбираются значения коэффициентов концентрации напряжений по изгибу (k_σ) и по кручению (k_τ):

сечение 1 - $k_{\sigma1}$, $k_{\tau1}$; сечение 2 - $k_{\sigma2}$, $k_{\tau2}$;
сечение 3 - $k_{\sigma3}$, $k_{\tau3}$.

3. Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям $s_\sigma = \sigma_{-1}/(\sigma_a\, k_{\sigma д})$,

где σ_{-1} - предел выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов при симметричном цикле нагружения, МПа (табл. 17.2.1);

σ_a - амплитуда цикла изменения напряжений изгиба, МПа, $\sigma_a = \sigma_и = M_и \cdot 10^3/w$;

где $M_и$ - изгибающий момент в рассматриваемом сечении вала, Н·м;

w - момент сопротивления изгибу с учетом ослабления вала, мм^3 (табл. 7.6.3);

$k_{\sigma д}$ - коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе

$$k_{\sigma д} = \left(\frac{k_\sigma}{k_d} + \frac{1}{k_F} - 1\right)\frac{1}{k_v},$$

где k_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (рис. 7.6.3), $k_d = f(d_{вал}$, материал вала);

k_F - коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности (рис. 7.6.4);

k_v - коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 7.6.2).

4. Коэффициент запаса по касательным напряжениям:

для реверсивной передачи

$$s_\tau = \tau_{-1}/(\tau_a\, k_{\tau д});$$

для нереверсивной передачи

$$s_\tau = \tau_{-1}/(\tau_a\, k_{\tau д} + \psi_\tau \tau_m),$$

где τ_{-1} - предел выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов при симметричном цикле кручения, МПа (табл. 17.2.1);

τ_a - амплитуда цикла напряжений кручения;

τ_m - постоянная составляющая напряжений кручения.

При реверсивной передаче

$\tau_a = \tau = T \cdot 10^3/w_р$, МПа; $\tau_m = 0$.

При нереверсивной передаче

$\tau_a = \tau_m = \tau/2 = T \cdot 10^3/2w_р$, МПа,

где T - крутящий момент на валу, Н·м;

$w_р$ - момент сопротивления кручению с учетом ослабления вала, мм^3 (табл. 7.6.3);

$k_{\tau д}$ - коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при кручении

$$k_{\tau д} = \left(\frac{k_\tau}{k_d} + \frac{1}{k_F} - 1\right)\frac{1}{k_v},$$

где k_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (рис. 7.6.3) $k_d = f(d_{вал}$, материал вала);

k_F - коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности при кручении (рис. 7.6.4);

k_v - коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 7.6.2);

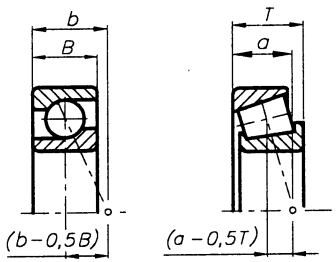
ψ_τ - коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла изменения пряжений (табл. 7.6.1).

5. Общий запас сопротивления усталости

$$s = s_\sigma s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geqslant s_{min}; \qquad s_{min} = 1{,}5.$$

При невыполнении условия п. 5 следует:
- изменить конструкцию вала так, чтобы увеличился меньший из коэффициентов s_σ или s_τ;
- выбрать материал вала с более высокими механическими характеристиками;
- увеличить диаметр вала.

При $s \geqslant 3$ следует уменьшить диаметр вала.



Размеры a, b, B, T (8.10.4, 8.10.7)

Рис. 7.6.2. Схемы для определения величин $(b-0{,}5B)$ и $(a-0{,}5T)$

Табл. 7.6.1. Значения ψ_T

Углеродистые стали:	
- с малым содержанием углерода	$\psi_T = 0$
- со средним содержанием углерода	$\psi_T = 0{,}05$
Легированные стали	$\psi_T = 0{,}10$

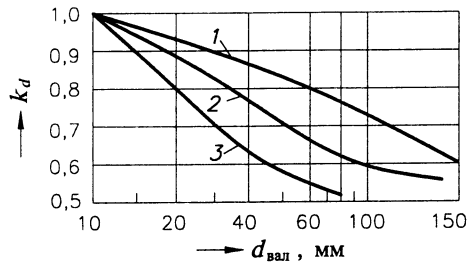


Рис. 7.6.3. Графики для определения k_d:
1 - углеродистая сталь без концентрации напряжений;
2 - легированная сталь без концентрации напряжений и углеродистая сталь при концентрации напряжений $k_\sigma < 2...3$;
3 - легированная сталь с концентрацией напряжений

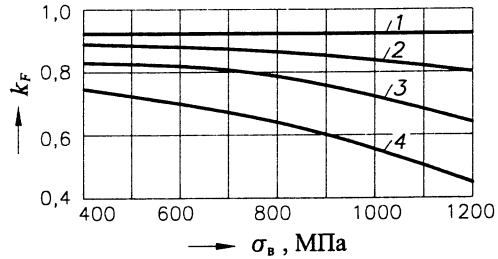


Рис. 7.6.4. Графики для определения k_F:
1 - шлифование тонкое (R_a - 0,32; 0,16);
2 - обточка чистовая (R_a - 2,5; 1,25; 0,63);
3 - обдирка (R_z = 20; 40; 80);
4 - необработанные поверхности с окалиной

Табл. 7.6.2. Значения k_v

Вид упрочнения поверхности вала	$\sigma_в$, МПа сердцевины	При концентрации напряжений	
		$k_\sigma \leqslant 1{,}5$	$k_T = 1{,}8...2{,}0$
Закалка ТВЧ	600...800	1.6...1,7	2,4...2,6
Накатка роликом	-	1,3...1,5	1,6...2,0
Дробеструйный наклеп	600...1500	1,5...1,6	1,7...2,1

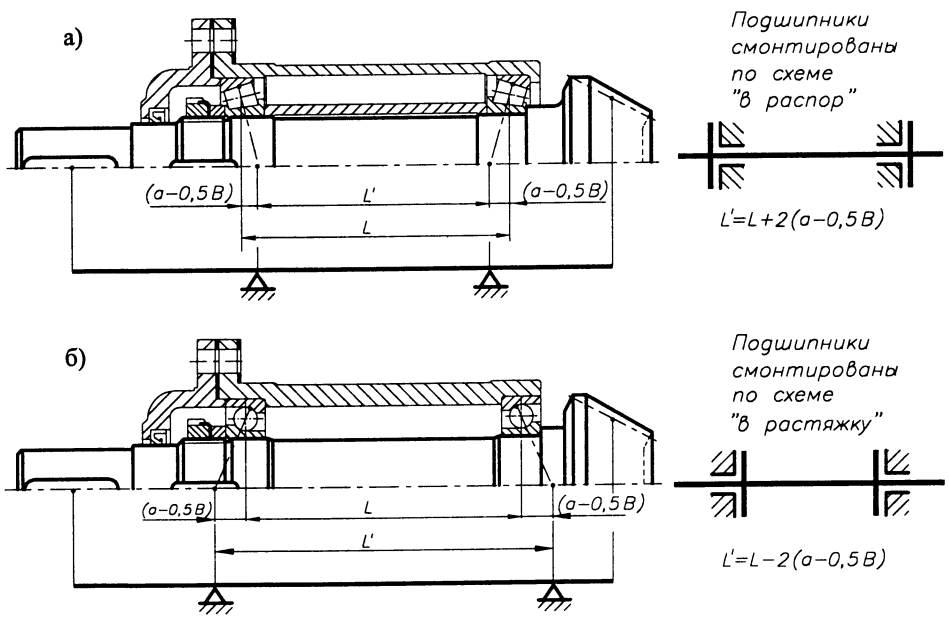


Рис. 7.6.5. Уточненное расстояние между опорами L' в случае применения радиально-упорных подшипников, установленных:
а) "в распор"; б) "в растяжку" (на примере вала конической шестерни)

Табл. 7.6.3. Значения k_σ, k_T, w, w_p

	k_σ		k_T		Эскиз	Момент сопротивления, мм³	
	$\sigma_в$, МПа						
	≤700	≥1000	≤700	≥1000		w	w_p
Галтель D/d = 1,25...2 при r/d 0,02	2,50	3,50	1,80	2,10		$\pi d^3/32$	$\pi d^3/16$
0,06	1,85	2,00	1,40	1,53			
0,10	1,60	1,64	1,25	1,35			
Поперечное отверстие при d_1/d 0,05...0,025	1,90	2,00	1,75	2,00		$\frac{\pi d^3}{32}(1{,}1-1{,}54\frac{d_1}{d})$	$\frac{\pi d^3}{16}(1-\frac{d_1}{d})$
Выточка ($t = r$) при r/d = 0,02	1,90	2,35	1,40	1,70		$\pi d^3/32$	$\pi d^3/16$
0,06	1,80	2,00	1,35	1,65			
0,10	1,70	1,85	1,25	1,50			
Шпоночный паз	1,75	2,00	1,50	1,90		$\frac{\pi d^3}{32}-\frac{bt(b-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16}-\frac{bt(b-t)^2}{2d}$
Шлицы прямобочные	1,60	1,75	2,45	2,80		$\xi\pi d^3/32$	$\xi\pi d^3/16$
						Для шлицев легкой серии ξ=1,125; средней ξ=1,205; тяжелой ξ=1,265	
Шлицы эвольвентные и вал-шестерни	1,60	1,75	1,50	1,60		$\pi d^3/32$	$\pi d^3/16$
						d - делительный диаметр шлицев	
Витки червяка	2,30	2,50	1,70	1,90		$\pi d_f^3/32$	$\pi d_f^3/16$
						d_f - диаметр впадин червяка	
Резьба	1,80	2,40	1,20	1,50		$\pi d_3^3/32$	$\pi d_3^3/16$
						d_3 - внутренний диаметр резьбы	

Если в расчетном сечении вала несколько концентраторов напряжений, то в расчет принимается тот, для которого больше k_σ/k_d или k_T/k_d.

8. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

8.1. ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ, ИХ ХАРАКТЕРИСТИКА И ПРИМЕНЕНИЕ [5, 15]

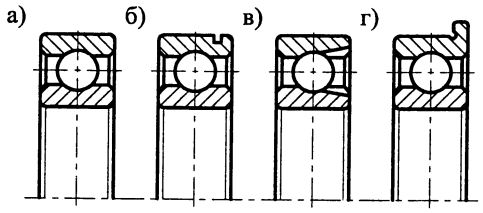


Рис. 8.1.1

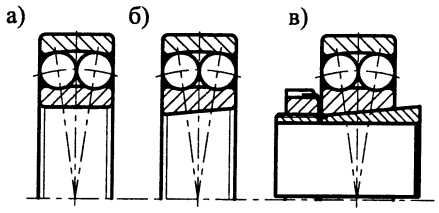


Рис. 8.1.2

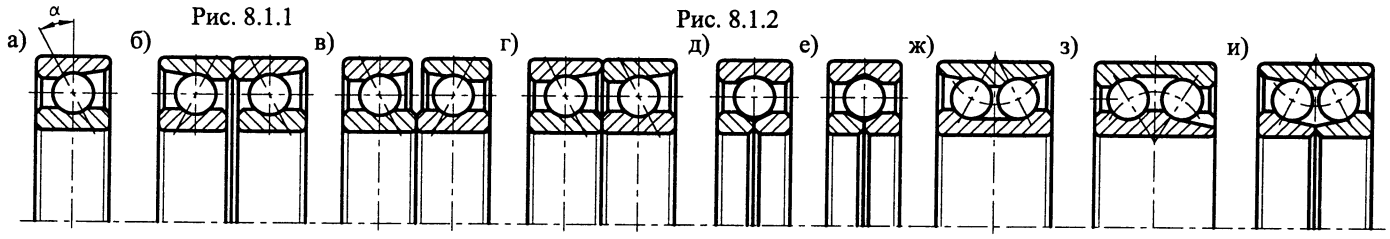


Рис. 8.1.3

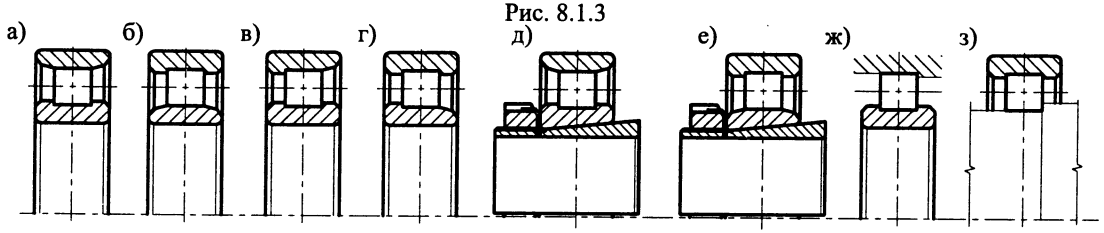


Рис. 8.1.4

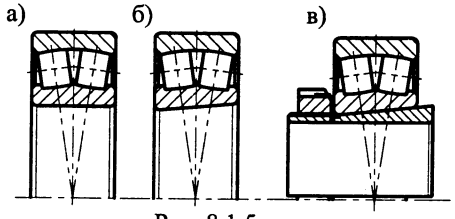


Рис. 8.1.5

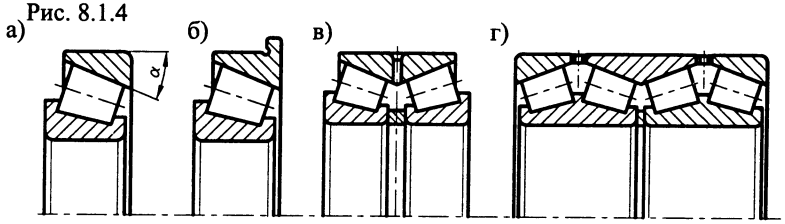


Рис. 8.1.6

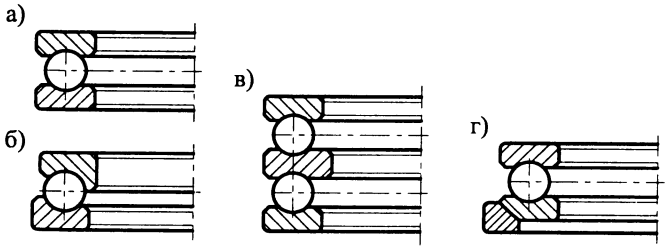


Рис. 8.1.7

Рис. 8.1.1. Шарикоподшипники радиальные (несамоустанавливающиеся):
а) однорядный; б) однорядный со стопорной канавкой на наружном кольце; в) однорядный с канавкой для ввода шариков; г) однорядный с упорным буртом на наружном кольце

Рис. 8.1.2. Шарикоподшипники радиальные самоустанавливающиеся:
а) двухрядный сферический; б) двухрядный сферический с конусным отверстием (конус 1:12); в) двухрядный сферический с конусным отверстием (конус 1:12) на закрепительной втулке

Рис. 8.1.3. Шарикоподшипники радиально-упорные:
а) однорядный неразъемный с углом контакта α = 12°, 15°, 26°, 36°, 40°; б) и в) сдвоенный с обращенными друг к другу торцами наружных (внутренних) колец; г) сдвоенный; узкий торец наружного кольца одного подшипника обращен к широкому торцу другого; д) и е) однорядный с двойным внутренним кольцом и трех-(четырех)-точечным контактом шарика; ж) и з) двухрядный с цельными кольцами; и) двухрядный с двумя внутренними кольцами

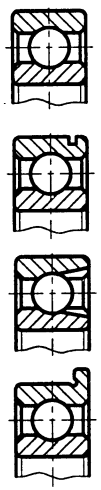
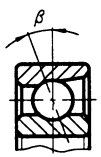
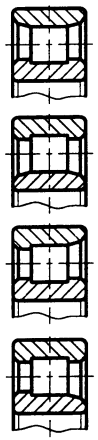
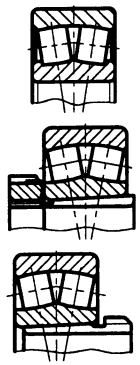
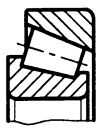
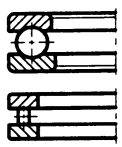
Рис. 8.1.4. Роликоподшипники радиальные:
а) и б) с безбортовым наружным (внутренним) кольцом; в) и г) с однобортовым наружным (внутренним) кольцом; д) и е) с безбортовым наружным (внутренним) кольцом и конусным отверстием (конус 1:12) на закрепительной втулке; ж) и з) без наружного (внутреннего) кольца

Рис. 8.1.5. Роликоподшипники радиальные (самоустанавливающиеся):
а) двухрядный сферический; б) двухрядный сферический с конусным отверстием (конус 1:12); в) двухрядный сферический с конусным отверстием (конус 1:12) на закрепительной втулке

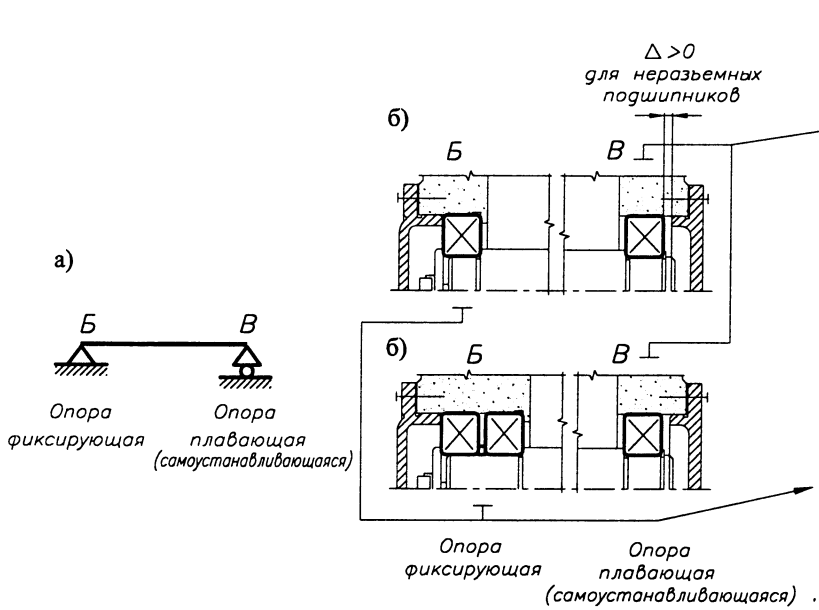
Рис. 8.1.6. Роликоподшипники радиально-упорные:
а) однорядный конический с углом контакта α = 10°...30°; б)однорядный конический с упорным бортом на на наружном кольце; в) двухрядный конический с двумя внутренними кольцами; г) четырехрядный конический с двумя внутренними и тремя наружными кольцами

Рис. 8.1.7. Подшипники упорные:
а) шарикоподшипник упорный радиальный; б) шарикоподшипник упорный радиальный с высоким бортом; в) шарикоподшипник упорный двойной; г) шарикоподшипник упорный одинарный с подкладным сферическим кольцом

Табл. 8.1.1. Характеристика и область применения подшипников

	№ ГОСТа	Допустимая радиальная нагрузка	Допустимая осевая нагрузка (в долях от неиспользованной радиальной нагрузки)	Характеристика, область применения
1	2	3	4	5
 Рис. 8.1.8	ГОСТ 8338-75	1,0	До 0,7 в обе стороны	Предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать одновременно с радиальной осевую нагрузку. Угол перекоса внутреннего кольца (вал) по отношению к наружному (корпус) 0,25°...0,5°. Рекомендуются для жестких двухопорных валов, прогиб которых не нарушает нормальной работы подшипника; для валов с малым расстоянием между опорами (отношение расстояния между опорами к диаметру вала меньше 10).
	ГОСТ 2893-45	1,4	Для осевых нагрузок не рекомендуется	Применяются в узлах с повышенной радиальной нагрузкой. Применение при осевых нагрузках не рекомендуется.
	ГОСТ 2893-45	1,0	До 0,7 в обе стороны	Применяются при необходимости уменьшения продольных габаритов подшипникового узла.
	ГОСТ 2893-45	1,0	До 0,7 в обе стороны	Применяются при потребности сокращения ширины опоры и упрощения его конструкции (нет потребности в заплечиках корпуса). Подшипники изготавливаются неразъемными.
Рис. 8.1.9	ГОСТ 28428-90	1,0	До 0,2 в обе стороны	Предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать одновременно с радиальной осевую нагрузку. Способность подшипников к самоустанавливанию позволяет им работать при углах перекоса внутреннего кольца (вал) относительно наружного кольца (корпус) до 2°...3°. Рекомендуются для валов, подверженных значительным прогибам; для узлов, где не обеспечена строгая соосность посадочных мест под подшипники (при смонтированных отдельно друг от друга корпусах), при расточке отверстий в корпусах не за один проход. Подшипники с конусным отверстием и на закрепительной втулке применяются для установки на гладких валах без заплечиков, при пониженных требованиях к точности вращения.
 Рис. 8.1.10	ГОСТ 831-75	1,4	До 1,0 в одну сторону	Предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых (в одном направлении) нагрузок. Могут воспринимать чисто осевую нагрузку. Способны работать при повышенном числе оборотов. Подшипники с углом контакта $\beta = 12°$ применяются в узлах с преобладающей радиальной нагрузкой, с углом контакта $\beta = 26°$ - с преобладающей осевой нагрузкой. Сдвоенные подшипники применяются в узлах с большими осевыми нагрузками при больших числах оборотов. Выполняются разъемным и неразъемным. Однорядные подшипники используются в ступицах передних колес автомобилей, в редукторах; сдвоенные - в шпинделях высокоскоростных станков, в червячных редукторах. Рекомендуются для жестких двухопорных валов с незначительным расстоянием между опорами, для узлов, требующих регулирования зазора в подшипниках при их эксплуатации и работающих при повышенных числах оборотов.
1	2	3	4	5
 Рис. 8.1.11	ГОСТ 8328-75	1,7	Не воспринимает	Предназначены для восприятия значительных радиальных нагрузок. В узлах, где действуют осевые нагрузки, применяются только при условии восприятия этих нагрузок подшипником другого типа. Обладают большей грузоподъемностью, чем шариковый радиальный однорядный при равных габаритных размерах. Типы 2000 и 32000 подшипников не ограничивают перемещение вала (корпуса). Типы 12000, 42000 и 52000 - ограничивают перемещение только в одном направлении. Типы 92000 и 62000 - ограничивают перемещение в обоих направлениях в пределах осевой игры подшипника. Перекос внутреннего кольца подшипника (вал) по отношению к наружному (корпус) для всех разновидностей подшипников недопустим. Подшипники с конусным отверстием применяются для установки на валах с конической посадочной шейкой или на гладких валах при помощи конических втулок. Допускают частичную регулировку радиального зазора путем затяжки втулки или самого подшипника на конической шейке вала. Подшипники без внутреннего (наружного) кольца применяются при ограниченных размерах в радиальном направлении. Рекомендуются для жестких (коротких) двухопорных валов. Применяется в шпинделях металлорежущих станков, в барабанах лебедок, опорах редукторов с шевронными колесами.
 Рис. 8.1.12	ГОСТ 24696-81 ГОСТ 5721-75	0,9	До 0,3 в одну сторону	Предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок. Обладают значительно большей грузоподъемностью, чем шариковые двухрядные сферические при равных с ними габаритах. Могут воспринимать одновременно с радиальной и осевую нагрузку в ту или другую сторону. Способность подшипников к самоустанавливанию позволяет им работать при перекосах внутреннего кольца (вал) относительно наружного кольца (корпус) до 2°...3°. Рекомендуется применять на валах, подверженных значительным прогибам; в узлах, где не обеспечивается соосность посадочных мест при смонтированных отдельно корпусах подшипников, при расточке в корпусах отверстий не за один проход. Применяются, когда грузоподъемность подшипников других типов недостаточна. Подшипники с коническим отверстием и на закрепительной втулке применяются для установки на валах без заплечиков, при пониженных требованиях к точности вращения, в узлах, требующих частого монтажа и демонтажа. Применяются в редукторах большой мощности, буксах железнодорожных вагонов, узлах металлургического оборудования.
 Рис. 8.1.13	ТУ 37.006.162-89	1,9	До 0,7 в одну сторону	Предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых (в одном направлении) нагрузок. Допускают раздельный монтаж колец, а также осевую регулировку как при установке, так и в процессе эксплуатации.Рекомендуется применять на жестких двухопорных валах. Обычно устанавливается по одному подшипнику в каждой из опор с обратным их расположением. Применяются в редукторах, коробках перемены передач, колесах и задних мостах автомобилей и тракторов, в шпинделях станков.
 Рис. 8.1.14	ГОСТ 7872-89	Не воспринимает	1,0 в одну сторону	Предназначены для восприятия только осевых нагрузок. Удовлетворительно работают при сравнительно низких оборотах. Для восприятия нагрузки в обоих направлениях служат двойные упорные подшипники.
	ГОСТ 23526-79	Не воспринимает	1,6 в одну сторону	

8.2. ОПОРЫ ВАЛОВ И ТИПЫ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПОДШИПНИКОВ [21, 42]



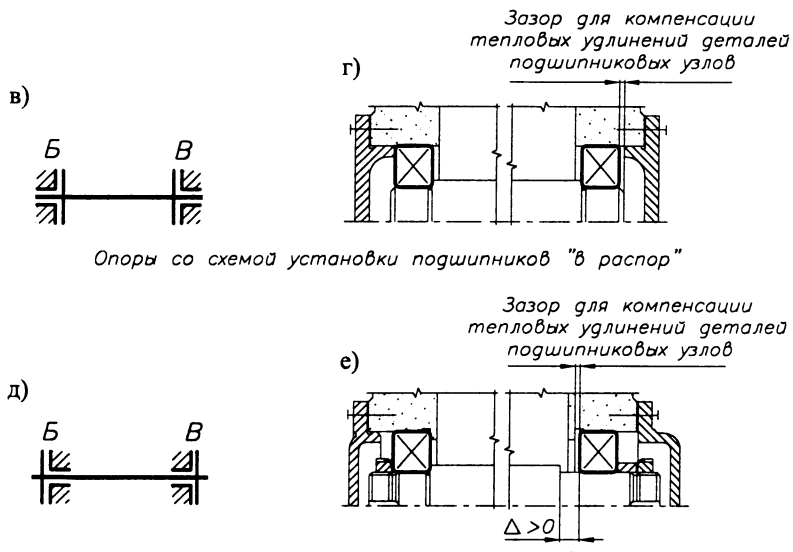


Рис. 8.2.1. Схемы осевого фиксирования валов

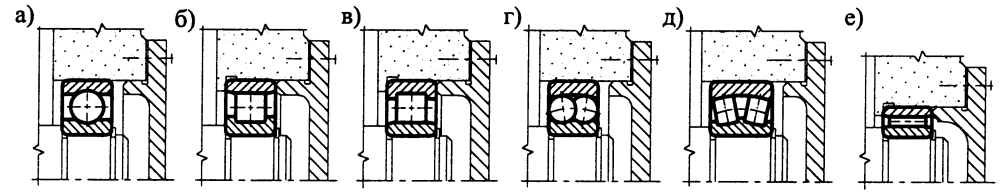


Рис. 8.2.2. Типы подшипников качения, используемых для плавающих (самоустанавливающихся в осевом направлении) опор (опора *В*)

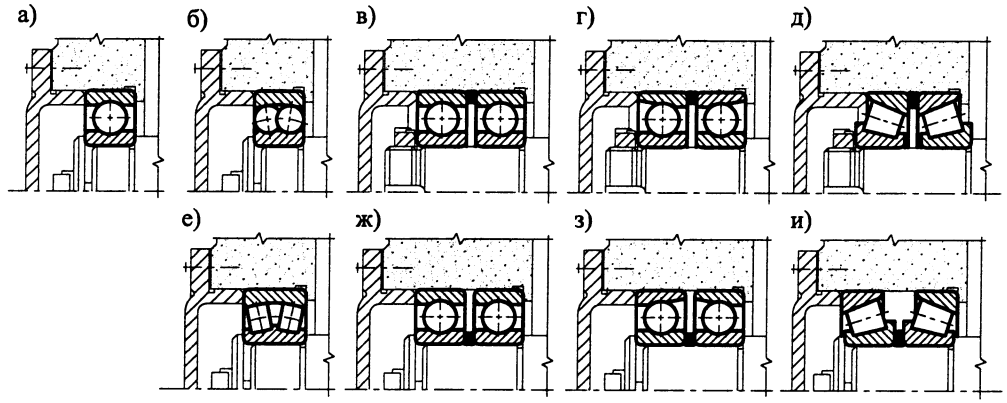
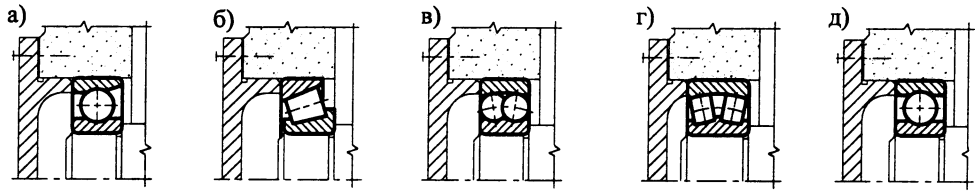
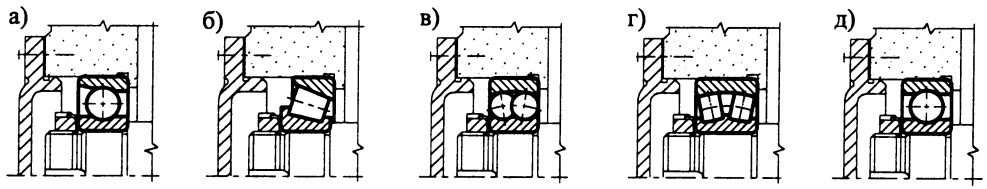


Рис. 8.2.3. Типы подшипников качения, используемых для фиксирующих опор (опора *Б*)



Опора В имеет обратное опоре Б расположение подшипника

Рис. 8.2.4. Типы подшипников качения, используемых для опор со схемой установки "в распор"



Опора В имеет обратное опоре Б расположение подшипника

Рис. 8.2.5. Типы подшипников качения, используемых для опор со схемой установки "в растяжку"

8.3. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ РЕДУКТОРОВ [9, 22, 34, 42]

8.3.1. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ КОНИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЕН

1. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ "В РАСПОР" (вал между подшипниками сжат)

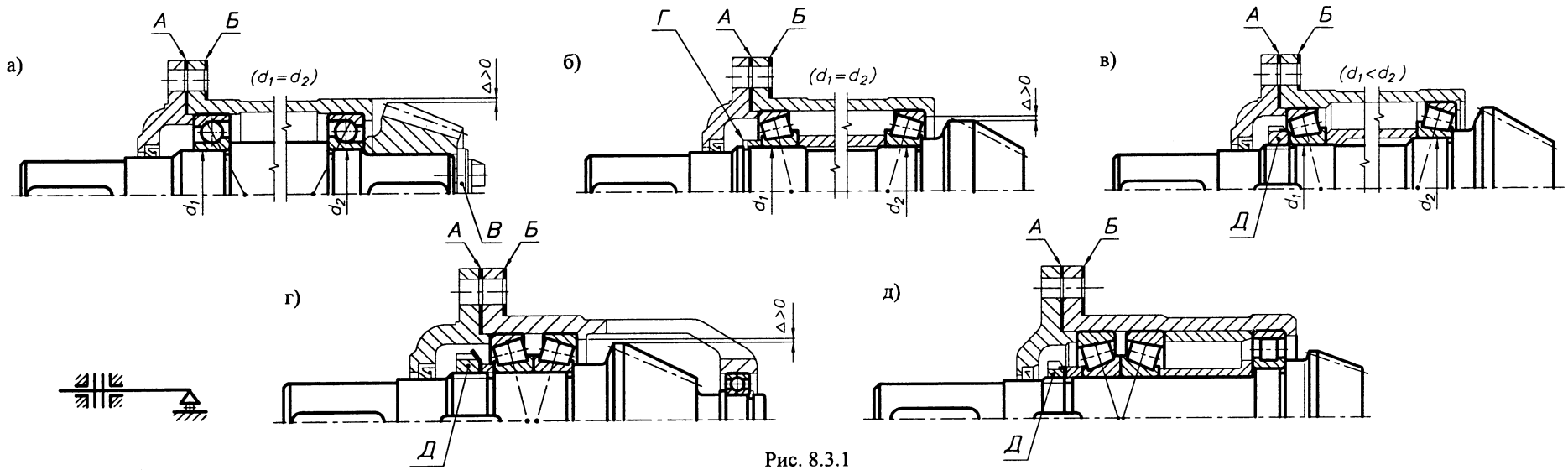
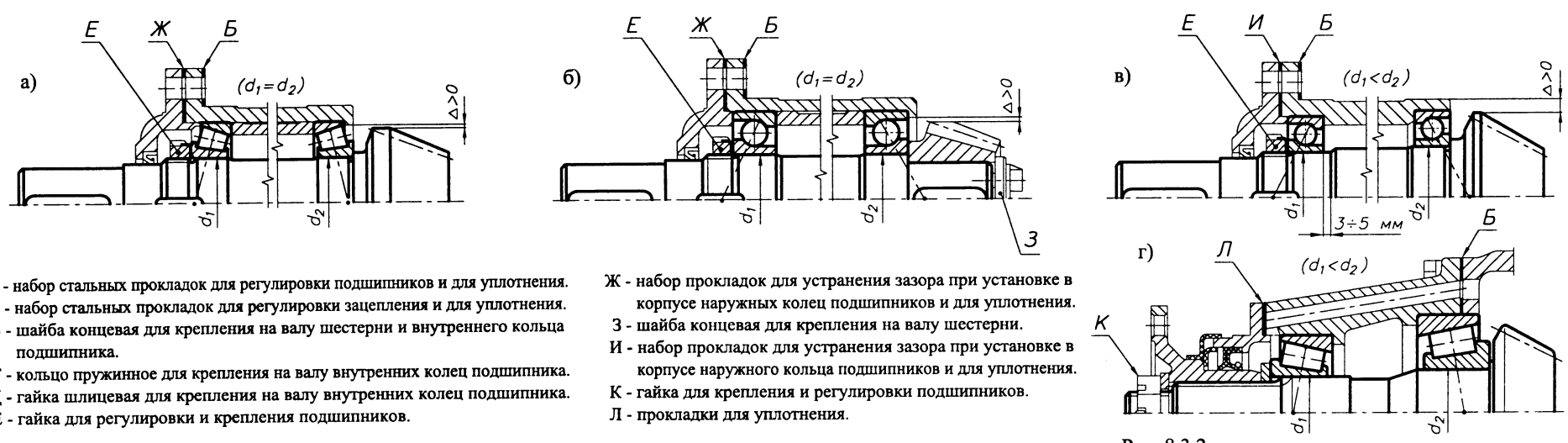


Рис. 8.3.1

2. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ "В РАСТЯЖКУ" (вал между подшипниками растянут)



А - набор стальных прокладок для регулировки подшипников и для уплотнения.
Б - набор стальных прокладок для регулировки зацепления и для уплотнения.
В - шайба концевая для крепления на валу шестерни и внутреннего кольца подшипника.
Г - кольцо пружинное для крепления на валу внутренних колец подшипника.
Д - гайка шлицевая для крепления на валу внутренних колец подшипника.
Е - гайка для регулировки и крепления подшипников.
Ж - набор прокладок для устранения зазора при установке в корпусе наружных колец подшипников и для уплотнения.
З - шайба концевая для крепления на валу шестерни.
И - набор прокладок для устранения зазора при установке в корпусе наружного кольца подшипников и для уплотнения.
К - гайка для крепления и регулировки подшипников.
Л - прокладки для уплотнения.

Рис. 8.3.2

8.3.2. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОСОЗУБЫХ, КОНИЧЕСКИХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

1. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ "В РАСПОР" (вал между подшипниками сжат)

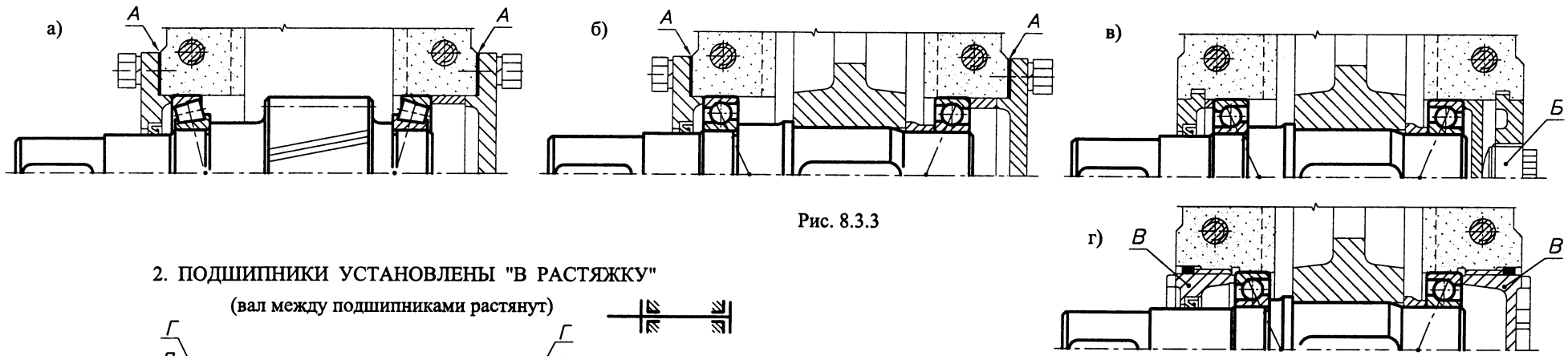


Рис. 8.3.3

2. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ "В РАСТЯЖКУ"

(вал между подшипниками растянут)

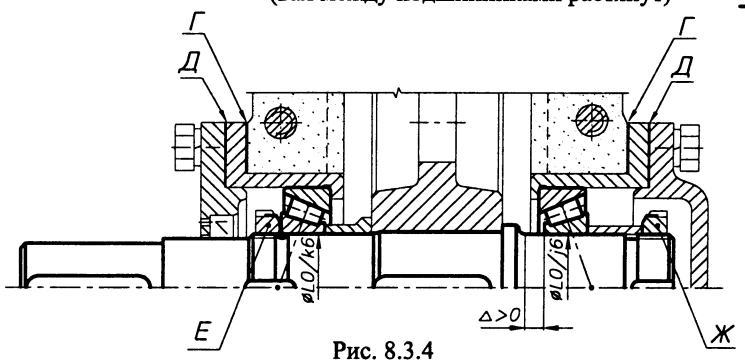


Рис. 8.3.4

А - набор стальных прокладок для регулировки подшипников, зацепления и для уплотнения.
Б - винт для регулировки подшипников.
В - крышки-гайки для регулировки подшипников и зацепления (для червячных колес).
Г - прокладки для регулировки зацепления и для уплотнения.
Д - прокладки для уплотнения.
Е - гайка для осевой фиксации на валу ступицы колеса и подшипника (со стороны консольного участка вала).
Ж - гайка для регулировки подшипников.
З - прокладки для устранения зазора при установке в корпусе наружного кольца подшипника и для уплотнения.
И - кольцо пружинное для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.
К - кольцо пружинное для крепления в корпусе наружного кольца подшипника.
Л - концевая шайба для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.
М - дистанционная втулка для фиксации на валу внутреннего кольца подшипника.

8.3.3. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ И ШЕВРОННЫХ КОЛЕС

(левая опора выполнена фиксированной в осевом направлении, правая - плавающей (самоустанавливающейся))

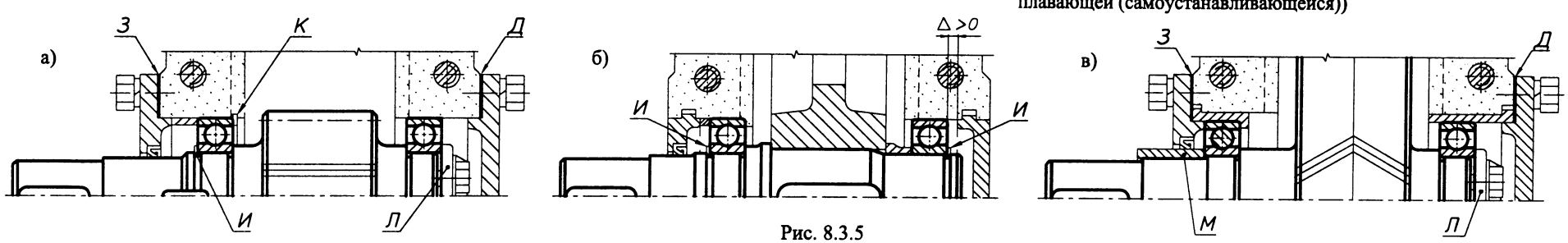


Рис. 8.3.5

8.3.4. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ШЕВРОННЫХ ВАЛ-ШЕСТЕРЕН (обе опоры выполнены самоустанавливающимися)

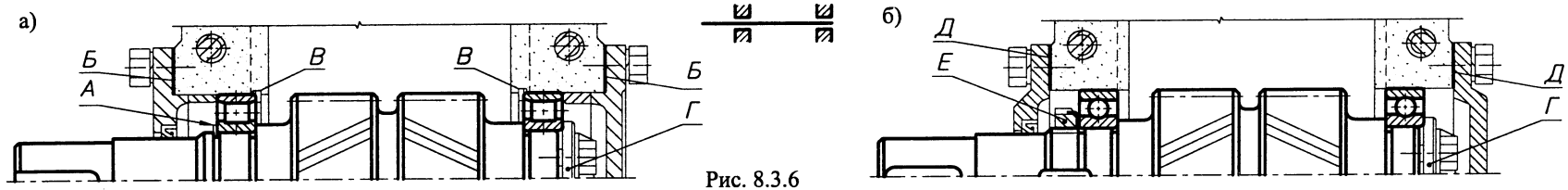


Рис. 8.3.6

8.3.5. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ЧЕРВЯКОВ

1. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ "В РАСПОР"

(вал между подшипниками сжат)

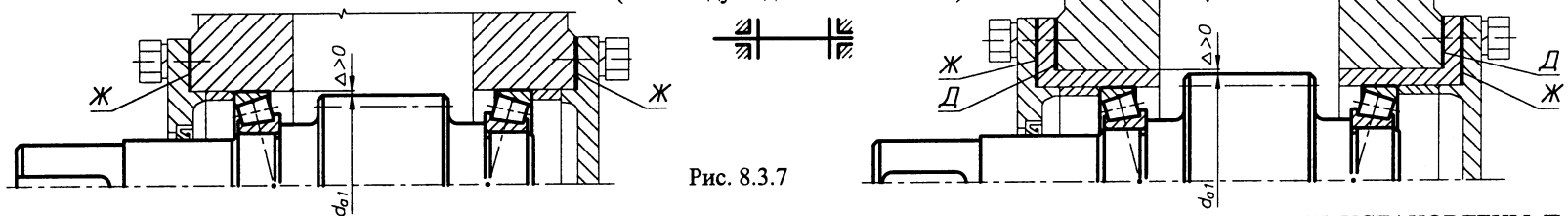


Рис. 8.3.7

2. СО СТОРОНЫ КОНСОЛЬНОГО УЧАСТКА ВАЛА ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ ПАРАМИ

а). "В РАСПОР" б) "В РАСТЯЖКУ"

(внутренняя опора выполнена плавающей)

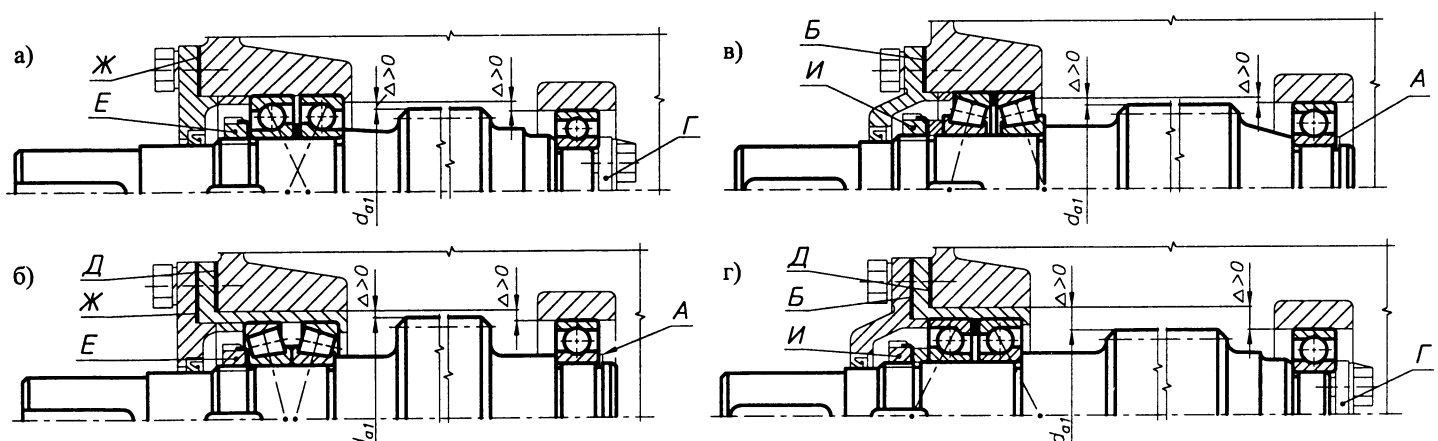


Рис. 8.3.8

А - кольцо пружинное для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.
Б - набор прокладок для устранения зазора при установке в корпусе наружных колец подшипников и для уплотнения.
В - кольцо пружинное для крепления в корпусе наружного кольца подшипника.
Г - шайба концевая для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.
Д - прокладки для уплотнения.
Е - гайка шлицевая для крепления на валу внутренних колец (кольца) подшипника.
Ж - набор стальных прокладок для регулировки подшипников и для уплотнения.
И - гайка шлицевая для регулировки подшипников.

3. ОДИН ИЗ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ВЫПОЛНЕН С УПОРНЫМ ПОДШИПНИКОМ

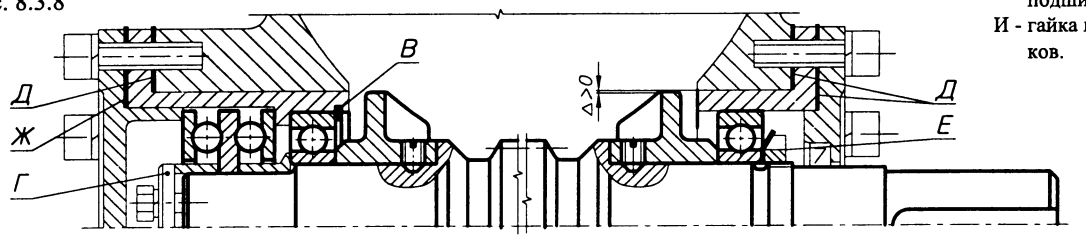


Рис. 8.3.9

8.4. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ПРИВОДНЫХ ВАЛОВ [21, 42]

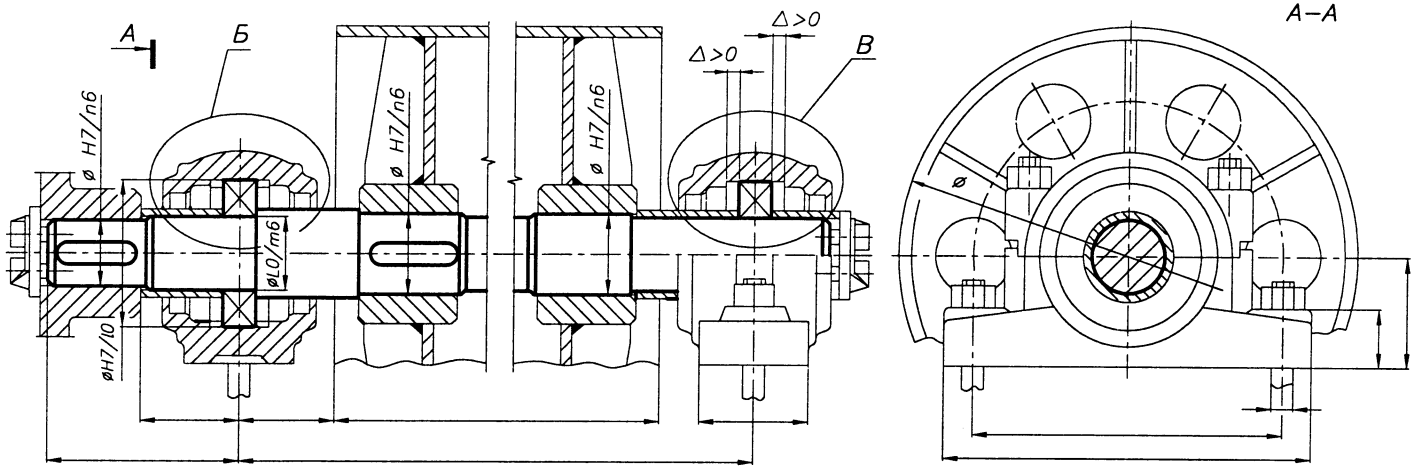


Рис. 8.4.1. Подшипниковые узлы приводного вала барабана

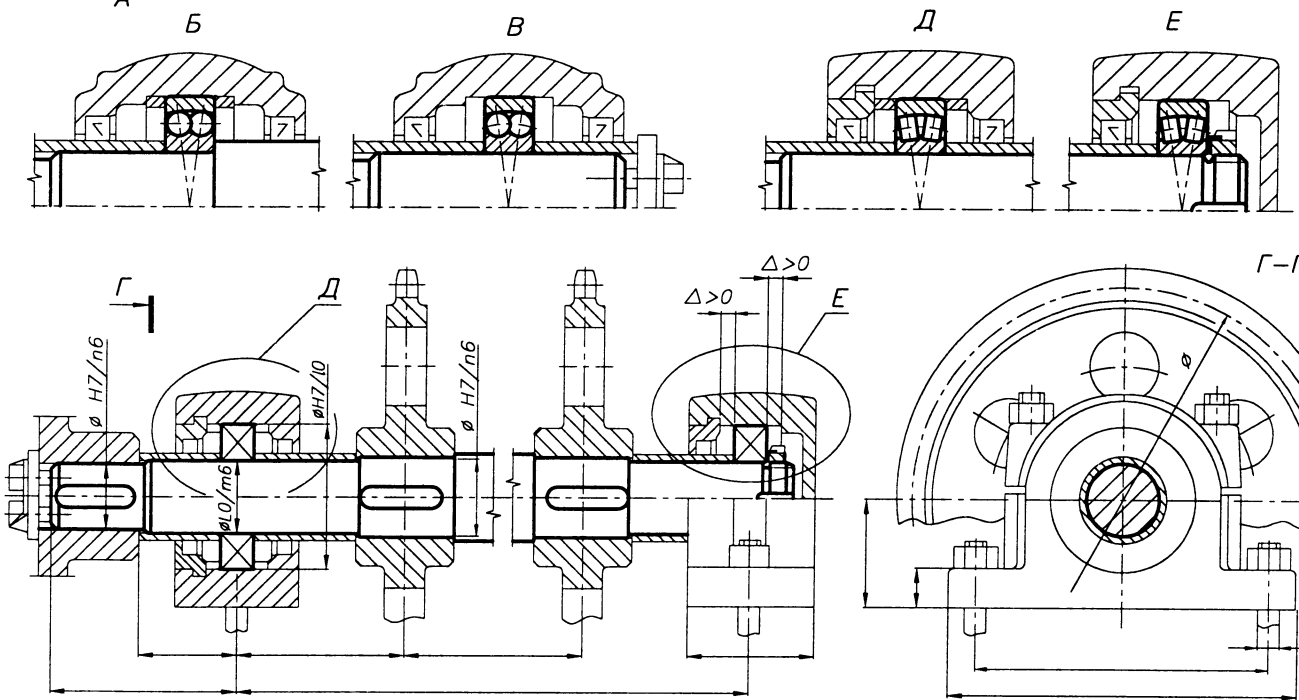


Рис. 8.4.2. Подшипниковые узлы приводного вала звездочек

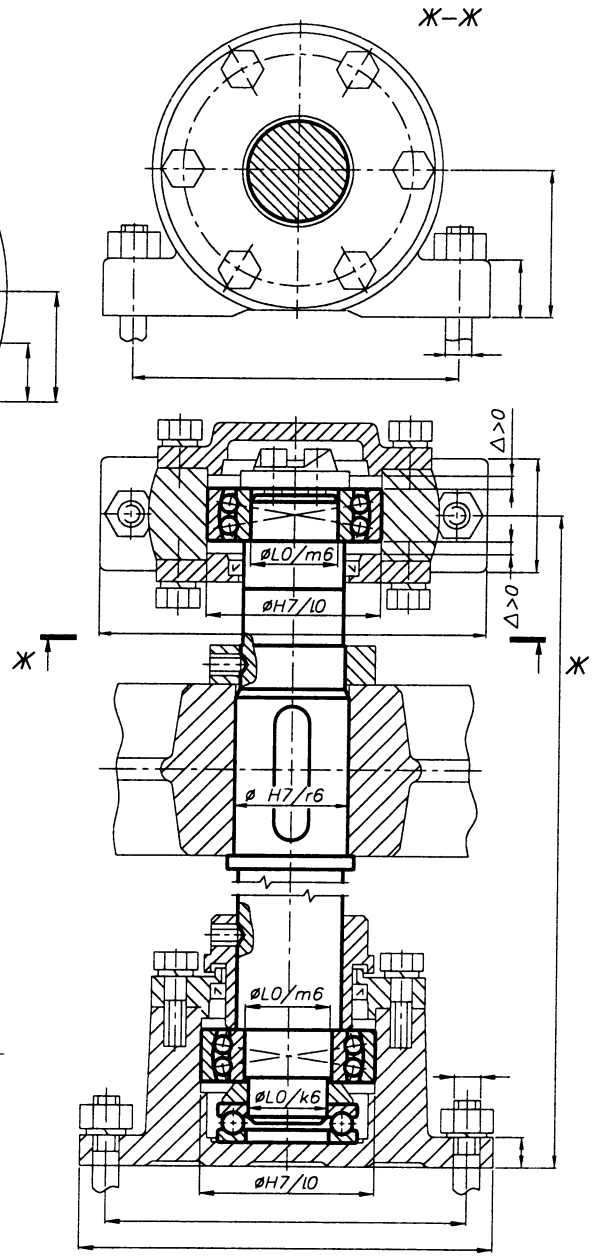


Рис. 8.4.3. Подшипниковые узлы вертикального приводного вала

8.5. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ [15, 21, 42]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Радиальные нагрузки $F_{rБ}$ и $F_{rВ}$, Н в опорах *Б* и *В* вала, где $F_{rБ}=R_Б$, $F_{rВ}=R_В$. Здесь $R_Б$ и $R_В$ - реакции в опорах *Б* и *В* вала, Н (7.1 п. 5).
2. Суммарная осевая нагрузка F_a, Н, действующая на вал. Для вала (6.2) $F_a=F_{a2}$.
3. Рекомендуемый внутренний диаметр подшипника d, мм, из конструктивного оформления вала (7.2).
4. Частота вращения вала n, мин$^{-1}$ (табл. 1.2.4).
5. Продолжительность работы передачи (подшипника) L_h, час (4.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ или 4.1 п. 2.2).
6. Циклограмма нагружения передачи (подшипника) (4.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, рис. 4.1.4).
7. Динамика изменения внешней нагрузки, $k_Б$.
8. Температура подшипникового узла, k_T.

Оценивая п.п. 1 и 2 ИСХОДНЫХ ДАННЫХ, выбирают тип используемых подшипников (8.1, 8.2), а также схему их установки (8.3, 8.4).

1. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ФИКСИРУЮЩЕЙ ОПОРЫ (рис. 8.2.1а, опора *Б*) на примере подшипника шарикового радиального однорядного.

1.1. Для выбранного подшипника с внутренним диаметром d (D, B, C, C_o – из каталога подшипников или 8.10) определяют:

- соотношение F_a/C_o, по величине которого из табл. 8.5.2 выбирают значение параметра e;
- соотношение $F_a/(VF_{rБ})$.

Если $F_a/(VF_{rБ}) \leqslant e$, то $X=1{,}00$; $Y=0$;
если $F_a/(VF_{rБ}) > e$, то $X=0{,}56$; $Y=$(табл. 8.5.2),
где V - коэффициент вращения:

$V=1{,}0$ - при вращении внутреннего кольца по по отношению к направлению нагрузки;

$V=1{,}2$ - при неподвижном внутреннем кольце по отношению к направлению нагрузки;

X, Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузки.

1.2. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н

$$P_r=[XVF_{rБ}+YF_a]\,k_Б\,k_T,$$

где $k_Б$ - коэффициент безопасности, учитывающий характер внешней нагрузки (табл. 8.5.3);

k_T - коэффициент, учитывающий влияние температуры подшипникового узла (табл. 8.5.4).

1.3. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка с учетом изменения внешней нагрузки привода, Н

$$P_{rср}=P_r\,k,$$

где $k=[\Sigma(T_k/T_1)^3\cdot(t_k/L_h)]^{(1/p)}$ (k = I, II, III, ...) – коэффициент, учитывающий данные циклограммы изменения внешней нагрузки привода.

Значения T_k/T_1 и t_k/L_h (4.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ);

$p=3{,}00$ – для шарикоподшипников;

$p=3{,}33$ – для роликоподшипников.

1.4. Расчетная динамическая радиальная грузоподъемность, Н $C_{расч}=P_{rср}\sqrt[p]{60\,n\,L_h/10^6}$.

Пригодность ранее выбранного подшипника следует из условия $C \geqslant C_{расч}$, Н.

Если $C>(2{,}5...3{,}0)\,C_{расч}$, следует:

- при принятом диаметре вала выбрать более легкую серию подшипника с меньшим значением C;
- выбрать материал вала с более высокими механическими характеристиками, что уменьшит диаметр вала, внутренний диаметр подшипника и, следовательно, C;
- выбрать для зубчатой передачи материалы с большей твердостью.

2. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ПЛАВАЮЩЕЙ ОПОРЫ (рис. 8.2.1а, опора *В*) на примере подшипника шарикового радиального однорядного.

Для выбранного подшипника с внутренним диаметром d (D, B, C, C_o – из каталога подшипников либо 8.10) определяют эквивалентную динамическую радиальную нагрузку, Н

$$P_r=[XVF_{rВ}]\,k_T\,k_Б.$$

Дальнейший расчет (п. 1.3, 1.4).

3. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ для схем рис. 8.2.1в, д (подшипники роликовые конические или шариковые радиально-упорные).

Для выбранного подшипника с внутренним диаметром d (D, B, C, C_o, e – из каталога подшипников либо 8.10) определяют:

3.1. Осевые составляющие от радиальных нагрузок в опорах *Б* и *В*, Н для подшипников:

$F_{ос\,б(в)}=e\,F_{r\,б(в)}$ - шариковых радиально-упорных;

$F_{ос\,б(в)}=0{,}83\,e\,F_{r\,б(в)}$ - роликовых конических.

Направление осевых составляющих $F_{ос\,б}$ и $F_{ос\,в}$ представлено на рис. 8.5.1.

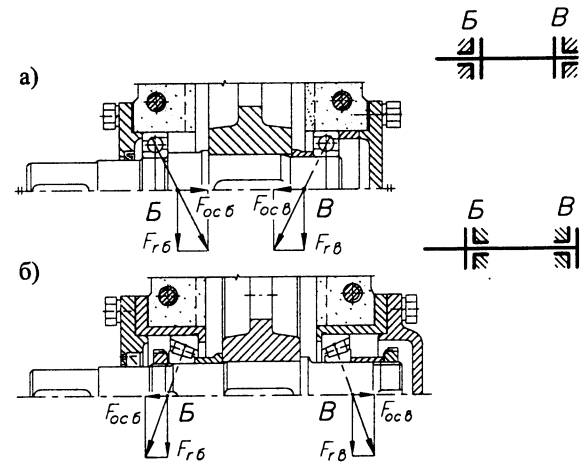


Рис. 8.5.1. Направления осевых составляющих $F_{ос\,б}$ и $F_{ос\,в}$ от радиальных реакций в опорах *Б* и *В* для схем установки подшипников:
а) - в распор; б) - растяжку

3.2. Определяют величину и направление результирующей осевой силы, Н $\Sigma\bar{F}_{ос}=\bar{F}_{ос\,б}+\bar{F}_{ос\,в}+\bar{F}_a$.

3.2.1. Если $\Sigma \bar{F}_{oc}$ направлена от опоры *Б* к опоре *В*, то она воспринимается (табл. 8.5.1):

- **для схемы "в распор"** (рис. 8.5.1а) подшипником *В*, осевая нагрузка которого, Н

$$\bar{F}_{aв} = \bar{F}_{oc\,б} + \bar{F}_a .$$

В этом случае осевая нагрузка для подшипника *Б*, Н

$$\bar{F}_{aб} = \bar{F}_{oc\,б};$$

- **для схемы "в растяжку"** (рис. 8.5.1г) подшипником *Б*, осевая нагрузка которого, Н

$$\bar{F}_{aб} = \bar{F}_{oc\,в} + \bar{F}_a .$$

В этом случае осевая нагрузка для подшипника *В*, Н

$$\bar{F}_{aв} = \bar{F}_{oc\,в} .$$

3.2.2. Если $\Sigma \bar{F}_{oc}$ направлена от опоры *В* к опоре *Б*, то она воспринимается:

- **для схемы "в распор"** (рис. 8.5.1в) подшипником *Б*, осевая нагрузка которого, Н

$$\bar{F}_{aб} = \bar{F}_{oc\,в} + \bar{F}_a .$$

В этом случае осевая нагрузка для подшипника *В*, Н

$$\bar{F}_{aв} = \bar{F}_в ;$$

- **для схемы "в растяжку"** (рис. 8.5.1б) подшипником *В*, осевая нагрузка которого, Н

$$\bar{F}_{aв} = \bar{F}_{oc\,б} + \bar{F}_a .$$

В этом случае осевая нагрузка для подшипника *Б*, Н

$$\bar{F}_{aб} = \bar{F}_{oc\,б} .$$

3.3. Для каждой опоры определяют соотношение

$$F_{aб}/(VF_{rб}) \text{ и } F_{aв}/(VF_{rв}).$$

Если $F_{aб(в)}/(VF_{rб(в)}) \leqslant e$, то $X = 1{,}00$; $Y = 0$;
если $F_{aб(в)}/(VF_{rб(в)}) > e$, то $X =$ $Y =$ (табл. 8.5.2 или табл. 8.10.4 и 8.10.7)

3.4. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н

$$P_{rб} = [XVF_{rб} + YF_{aб}]\,k_T k_Б ;$$

$$P_{rв} = [XVF_{rв} + YF_{aв}]\,k_T k_Б .$$

При требовании одинаковых подшипников для обеих опор дальнейший расчет проводят для большей из величин $P_{rб}$ или $P_{rв}$ (P_r).

3.5. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка с учетом изменения внешней нагрузки привода, Н

$$P_{r\,ср} = P_r\,k \qquad (k \text{ - п. 1.3}).$$

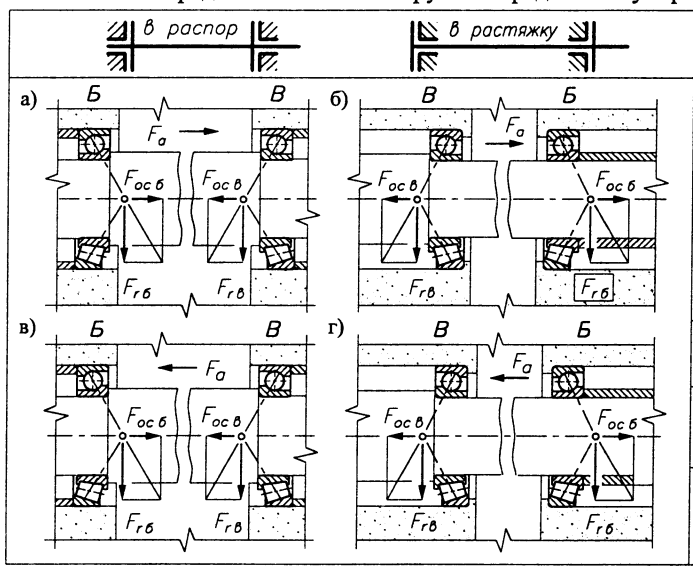
3.6. Расчетная долговечность работы подшипника, час

$$L_{h\,расч} = 10^6 (C/P_{r\,ср})^p/(60\,n).$$

Пригодность ранее выбранного подшипника следует из условия $L_{h\,расч} \geqslant L_h$, час.

Если $L_{h\,расч} >> L_h$, следует (п. 1.4).

Табл. 8.5.1. Определение осевых нагрузок на радиально-упорные подшипники



Величины сил	Осевая нагрузка для подшипника *Б*	Осевая нагрузка для подшипника *В*
$F_{oc\,б} > F_{oc\,в}$, $F_a \geqslant 0$	$F_{aб} = F_{oc\,б}$	$F_{aв} = F_{oc\,б} + F_a$
$F_{oc\,б} < F_{oc\,в}$, $F_a \geqslant (F_{oc\,в} - F_{oc\,б})$		
$F_{oc\,б} < F_{oc\,в}$, $F_a \leqslant (F_{oc\,в} - F_{oc\,б})$	$F_{aб} = F_{oc\,в} - F_a$	$F_{aв} = F_{oc\,в}$
$F_{oc\,б} < F_{oc\,в}$, $F_a \geqslant 0$	$F_{aб} = F_{oc\,в} + F_a$	$F_{aв} = F_{oc\,в}$
$F_{oc\,б} > F_{oc\,в}$, $F_a \geqslant (F_{oc\,б} - F_{oc\,в})$		
$F_{oc\,б} > F_{oc\,в}$, $F_a \leqslant (F_{oc\,б} - F_{oc\,в})$	$F_{aб} = F_{oc\,б}$	$F_{aв} = F_{oc\,б} - F_a$

Табл. 8.5.2. Значения коэффициентов *X* и *Y* для радиальных и радиально-упорных подшипников

Вид подшипника		$\frac{F_a}{C_o}$	e	Подшипник однорядный				Подшипник двухрядный			
				$F_a/(V \cdot F_r) \leqslant e$		$F_a/(V \cdot F_r) > e$		$F_a/(V \cdot F_r) \leqslant e$		$F_a/(V \cdot F_r) > e$	
				X	*Y*	*X*	*Y*	*X*	*Y*	*X*	*Y*
Шариковый радиальный		0,014	0,19	1	0	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30
		0,028	0,22				1,99				1,99
		0,056	0,26				1,71				1,71
		0,084	0,28				1,55				1,55
		0,110	0,30				1,45				1,45
		0,170	0,34				1,31				1,31
		0,280	0,38				1,15				1,15
		0,420	0,42				1,04				1,04
		0,560	0,44				1,00				1,00
Шариковый радиально-упорный	$\alpha = 12°$	0,014	0,30	1	0	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94
		0,029	0,34				1,62		1,84		2,63
		0,057	0,37				1,46		1,69		2,37
		0,086	0,41				1,34		1,52		2,18
		0,110	0,45				1,22		1,39		1,98
		0,170	0,48				1,13		1,30		1,84
		0,290	0,52				1,04		1,20		1,69
		0,430	0,54				1,01		1,16		1,64
		0,570	0,54				1,00		1,16		1,62
	$\alpha = 15°$	0,015	0,38	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39
		0,029	0,40				1,40		1,57		2,28
		0,058	0,43				1,30		1,46		2,11
		0,087	0,46				1,23		1,38		2,00
		0,120	0,47				1,19		1,34		1,93
		0,170	0,50				1,12		1,26		1,82
		0,290	0,55				1,02		1,14		1,66
		0,440	0,56				1,00		1,12		1,63
		0,580	0,56				1,00		1,12		1,63
	$\alpha = 26°$		0,68	1	0	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41
	$\alpha = 36°$		0,95			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07
	$\alpha = 40°$		1,14			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93
Шариковый сферическ.двухрядн.			1,5 tg α	1	0	0,40	0,40 ctg α	1	0,42 ctg α	0,65	0,65 ctg α
Роликовый конический однорядн.			1,5 tg α	1	0	0,40	0,40 ctg α	1	0,45 ctg α	0,67	0,67 ctg α
Роликовый сферическ.двухрядн.			1,5 tg α	1	0,45 ctg α	0,67	0,67 ctg α				

Табл. 8.5.3. Значения коэффициента $k_Б$

Характер внешней нагрузки	$k_Б$
Спокойная нагрузка без толчков	1,0
Нагрузка с легкими толчками, кратковременные перегрузки до 125%	1,0...1,2
Нагрузка с умеренными толчками, кратковременные перегрузки до 150%	1,2...1,8
Нагрузка со значительными толчками, кратковременные перегрузки до 200%	1,8...2,5
Нагрузка с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300%	2,5...3,5

Табл. 8.5.4. Значения коэффициента k_T

Temperatura, °*C*	k_T
$\leqslant 150$	1,00
$\leqslant 200$	1,25
$\leqslant 250$	1,40
$\leqslant 300$	0,60

8.6. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ [9, 21]

8.6.1. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ НА ВАЛАХ ПОДШИПНИКОВ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ПОСАДОЧНЫМ ОТВЕРСТИЕМ

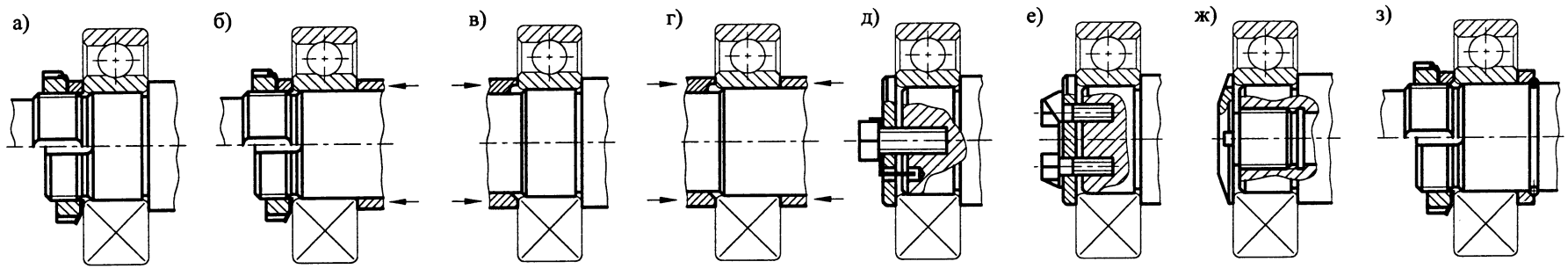


Рис. 8.6.1. Установка подшипника на валу, обеспечивающая силовую его затяжку в осевом направлении

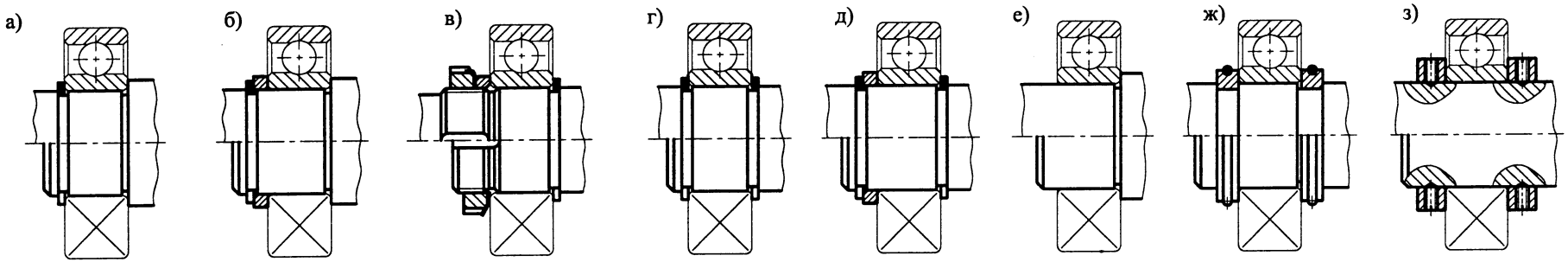


Рис. 8.6.2. Установка подшипника на валу, не обеспечивающая силовую его затяжку в осевом направлении и требующая применения посадок с увеличенныи натягом

8.6.2. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ НА ВАЛАХ ПОДШИПНИКОВ С КОНИЧЕСКИМ ПОСАДОЧНЫМ ОТВЕРСТИЕМ

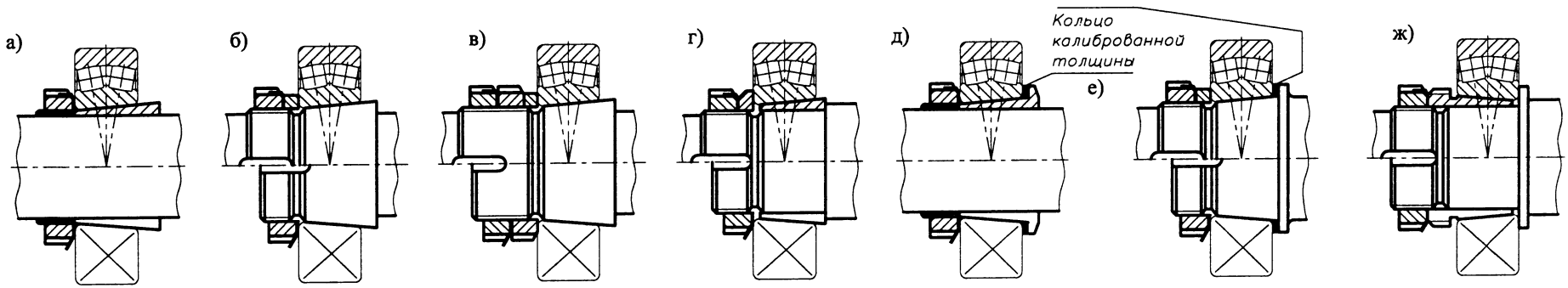


Рис. 8.6.3

8.6.3. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ В КОРПУСАХ

1. В плавающих (самоустанавливающихся) опорах подшипниковых узлов наружные кольца неразъемных подшипников (рис. 8.2.2а, г, д) в корпусе не крепятся, а устанавливаются с возможностью осевого перемещения. Подшипник крепится на валу внутренним кольцом одним из способов (8.6.1, 8.6.2). Относительно внутреннего кольца устанавливается наружное кольцо (рис. 8.6.4).
2. В плавающих (самоустанавливающихся) опорах подшипниковых узлов наружные кольца разъемных подшипников (рис. 8.2.2б, в) крепятся в корпусе одним из способов, представленным на рис. 8.6.5.
3. Аналогично крепятся в корпусе наружные кольца неразъемных подшипников в фиксирующих опорах (рис. 8.6.6).
4. Радиально-упорные шарико(ролико)подшипники устанавливаются в корпусах в зависимости от схемы их монтажа - "в распор" или "в растяжку". Возможные способы установки представлены на рис. 8.6.7.

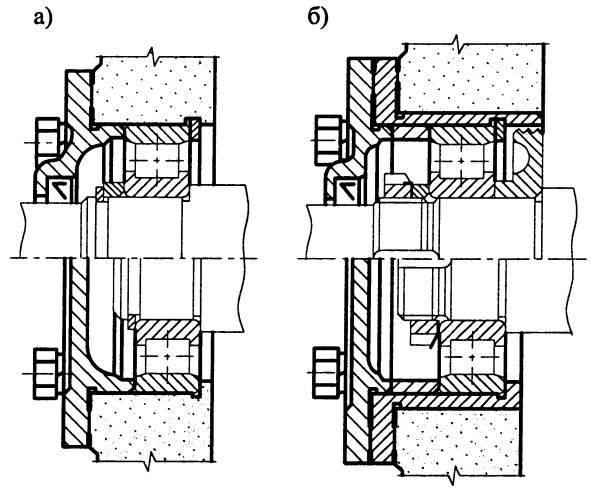


Рис. 8.6.5. Установка наружного кольца разъемного подшипника в корпусе плавающей (самоустанавливающейся) опоры

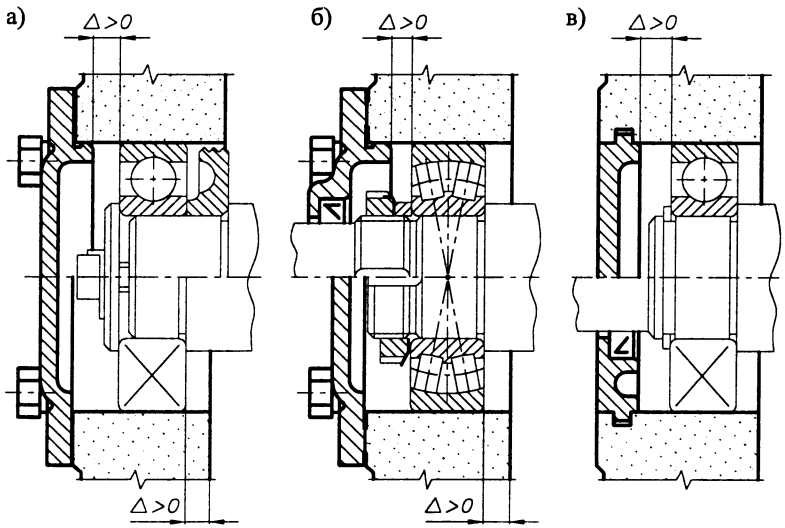


Рис. 8.6.4. Установка наружного кольца неразъемного подшипника в корпусе плавающей (самоустанавливающейся) опоры

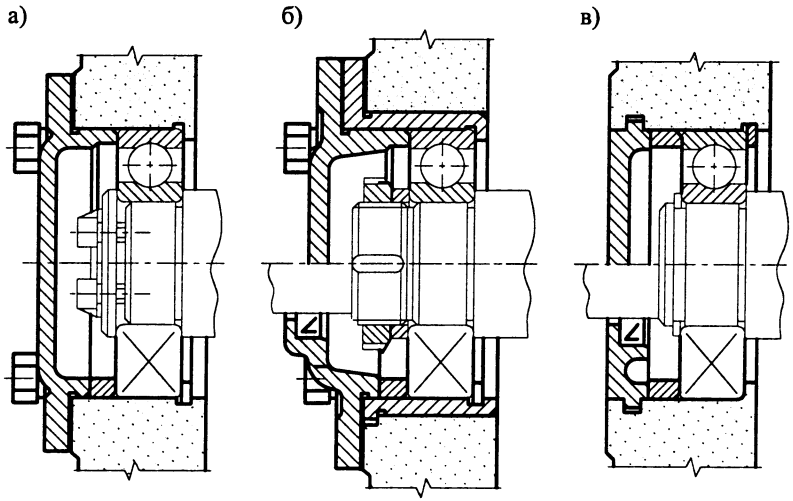


Рис. 8.6.6. Установка наружного кольца неразъемного подшипника в корпусе фиксирующей опоры

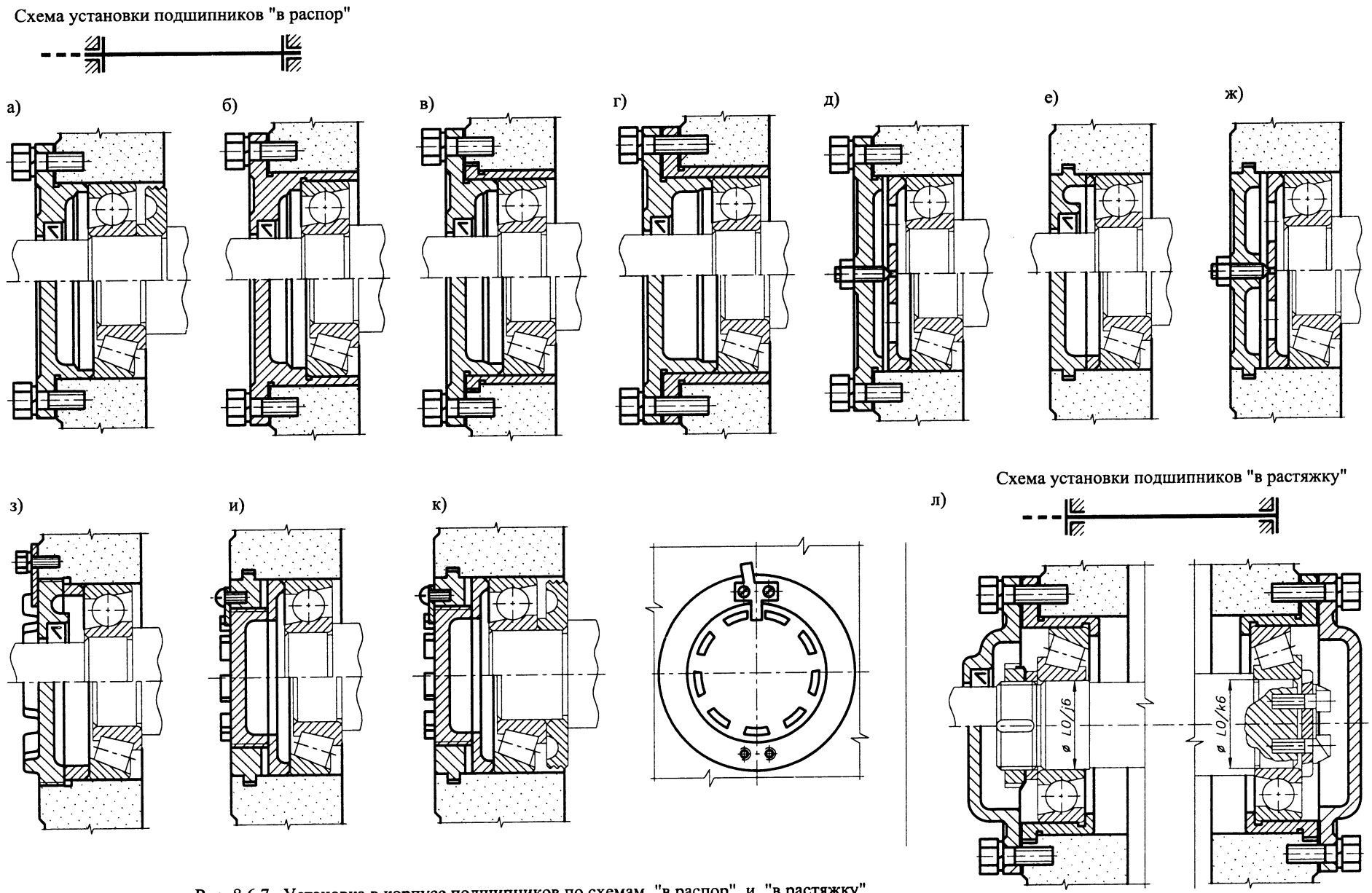


Рис. 8.6.7. Установка в корпусе подшипников по схемам "в распор" и "в растяжку"

8.7. ЭЛЕМЕНТЫ КРЕПЛЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ

8.7.1. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ НАРУЖНЫЕ ЭКСЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13942-86

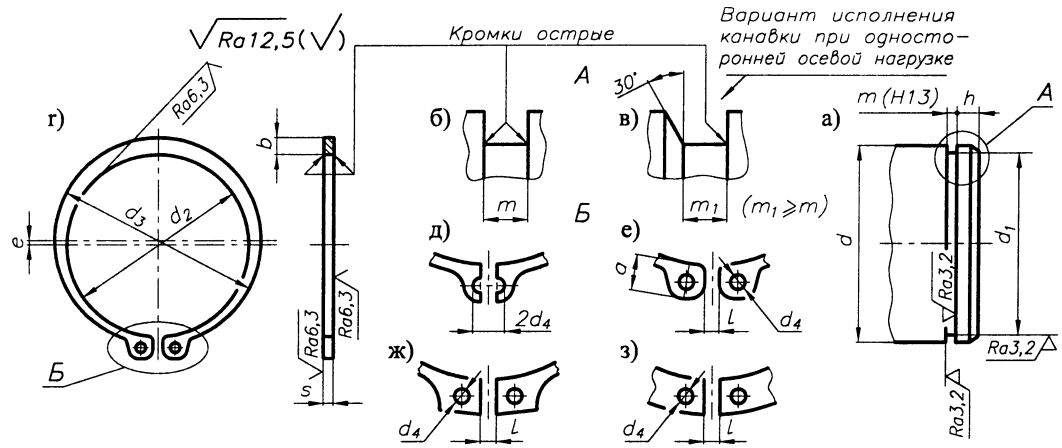


Рис. 8.7.1. Конструкция колец а) и канавок б)...г) для них. Варианты исполнения колец д) для $d \leqslant 9$ мм; е), ж) для $d \geqslant 10...165$ мм; з) для $d \geqslant 170$ мм

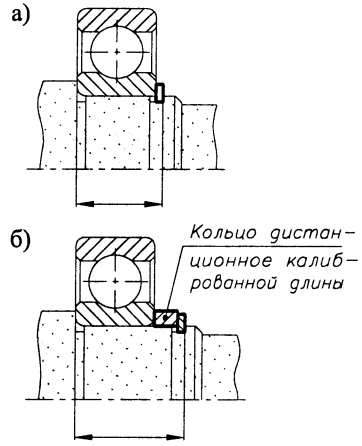


Рис. 8.7.2. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием пружинного кольца (вариант б) - предпочтительный)

Пружинные упорные плоские наружные эксцентрические кольца классов точности *A*, *B* и *C* предназначены для закрепления от осевого смещения подшипников качения и других деталей на валах от 4 до 200 мм.

Материал колец - пружинная сталь (65Г, 60С2 и др.) по ГОСТ 14959-79

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ пружинного упорного плоского наружного эксцентрического кольца класса точности *B* с диаметром вала 30 мм из стали 65Г:

Кольцо В30 ГОСТ13942-86

То же из стали 60С2:

Кольцо В30.60С2 ГОСТ13942-86

Табл. 8.7.1. Размеры наружных колец и канавок для них, мм

F_a - осевая сила

Диам. вала d	Кольцо d_2	d_3	d_4	s	b	a	l	e	Канавка d_1	m	h	F_a, кН
...												
10	9,2	11,8	1,5	1,0	1,8	3,3	2,0	0,5	9,5 $^{0}_{-0,09}$	1,2	0,75	1,96
11	10,2	12,8			1,8	3,3			10,5		1,1	2,77
12	11,0	13,6			1,8	3,3			11,3			3,39
13	11,9	14,7			2,0	3,4			12,2			3,96
14	12,9	15,9	1,7		2,1	3,5	3,0	0,6	13,2 $^{0}_{-0,11}$		1,2	4,27
15	13,8	17,0			2,2	3,6			14,1		1,4	5,13
16	14,7	17,9			2,2	3,7			15,0			6,08
17	15,7	19,1			2,3	3,8			16,0		1,5	6,47
18	16,5	19,9			2,4	3,9		0,7	16,8			8,15
19	17,5	21,1			2,5	3,9			17,8		1,8	8,66
20	18,2	21,8			2,6	4,0		0,8	18,6	1,4	2,1	10,6
22	20,2	24,2			2,8	4,2			20,6			11,7
23	21,1	25,3			2,9	4,3			21,5			12,7
24	22.1	26,3	2,0	1,2	3,0	4,4		0,9	22,5 $^{0}_{-0,21}$			13,7
25	23,1	27,3			3,0	4,4			23,5		2,3	14,2
26	24,0	28,2			3,1	4,5			24,5			14,9
28	25,8	30,2			3,2	4,7		1,0	26,5			16,0
29	26,8	31,6			3,4	4,8			27,5			16,7
30	27,8	32,8			3,5	5,0			28,5			17,1
32	29,5	34,5			3,6	5,2			30,2			22,0
34	31,4	36,8			3,8	5,4		1,1	32,0		2,7	22,3
35	32,2	37,6			3,9	5,6			33,0 $^{0}_{-0,25}$			26,7
36	33,0	38,6	2,5	1,7	4,0	5,6	5,0	1,2	34,0			27,4
37	34,0	39,8			4,1	5,7			35,0	1,9	3,0	28,2
38	35,0	40,6			4,2	5,8		1,4	36,0			29,0

Диам. вала d	Кольцо d_2	d_3	d_4	s	b	a	l	e	Канавка d_1	m	h	F_a, кН
40	36,5	42,5	2,5	1,7	4,4	6,0	5,0	1,4	37,5	1,9	3,8	39,0
42	38,5	44,7			4,5	6,5			39,5			40,0
45	41,5	48,1			4,7	6,7			42,5 $^{0}_{-0,25}$			42,9
46	42,5	49,3			4,8	6,8			43,5			43,9
48	44,5	51,7			5,0	6,9			45,5			45,7
50	45,8	53,0			5,1	6,9	5,0		47,0			57,0
52	47,8	55,2			5,2	7,0			49,0			59,4
54	49,8	57,4			5,3	7,0		1,5	51,0			61,7
55	50,8	58,6		2,0	5,4	7,2			52,0			62,9
56	51,8	59,6			5,5	7,3			53,0	2,2		64,0
58	53,8	61,6			5,6	7,3			55,0			66,4
60	55,8	64,0			5,8	7,4			57,0			68,8
62	57,8	66,4			6,0	7,5			59,0 $^{0}_{-0,30}$		4,5	71,1
65	60,8	70,0			6,3	7,8		1,7	62,0			74,7
68	63,6	73,2			6,5	8,0			65,0			78,2
70	65,6	75,4			6,6	8,1			67,0			80,6
72	67,6	77,8			6,8	8,2			69,0			82,9
75	70,6	80,6	3,0	2,5	7,0	8,4	6,0		72,0	2,8		86,4
78	73,5	84,1			7,3	8,6			75,0			90,0
80	75,0	85,8			7,4	8,6			76,5			107
82	77,0	88,2			7,6	8,7			78,5			109
85	79,5	91,1			7,8	8,7		2,0	81,5		5,3	114
88	82,5	94,5			8,0	8,8			84,5 $^{0}_{-0,35}$			118
90	84,5	96,5	3,0	2,5	8,2	8,8			86,5	3,4		121
92	86,5	98,7			8,3	8,8			88,5			124

Диам. вала d	Кольцо d_2	d_3	d_4	s	b	a	l	e	Канавка d_1	m	h	F_a, кН
95	89,5	102,3	3,5	3,0	8,6	9,4	6,0	2,2	91,5 $^{0}_{-0,35}$	3,4	5,3	128
98	92,5	105,9			8,9	9,5			94,5			132
100	94,5	108,1			9,0	9,6			96,5			135
102	95,0	108,2			9,1	9,7			97,0			195
105	98,0	111,6			9,3	9,9			100			204
108	101,0	114,8			9,4	10,0			103 $^{0}_{-0,54}$			207
110	103,0	117,2			9,6	10,1		2,5	105			211
112	105,0	119,4			9,7	10,2			107			215
115	108,0	122,6			9,8	10,6			110			221
120	113,0	128,4			10,2	11,0			115			223
125	118,0	133,2			10,4	11,4			120		6,0	240
130	122,5	138,3			10,7	11,6			125			250
135	127,5	143,9			11,0	11,8	8,0	2,8	130			260
140	132,5	149,3			11,2	12,0			135			270
145	137,5	154,9			11,5	12,2			140			280
150	142,5	160,5	4,0		11,8	13,0			145 $^{0}_{-0,63}$			289
155	147,5	165,3			12,0	13,0			150			299
160	152,5	170,7			12,2	13,3			155			308
165	157,0	175,8			12,5	13,5			160			318
170	162,0	181,6			12,9	–			165			328
175	167,0	186,6			12,9	–		3,1	170		7,5	338
180	172,0	192,8			13,5	–			175			347
185	177,0	197,8			13,5	–			180			358
190	182,0	203,8			14,0	–			185 $^{0}_{-0,72}$			368
200	192,0	213,8			14,0	–			195			387

8.7.2. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ ВНУТРЕННИЕ ЭКСЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13943-86

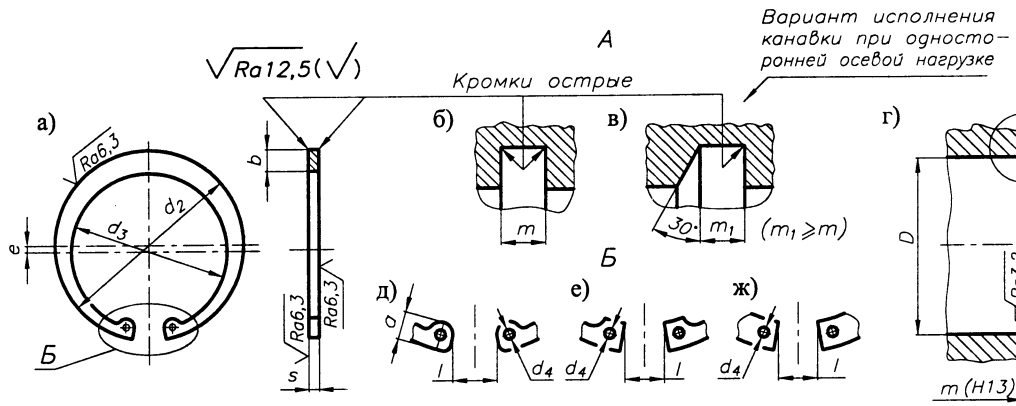


Рис. 8.7.3. Конструкция колец а) и канавок б), в) для них. Вариант исполнения колец д) для $d \leqslant 165$ мм; е) для $d \geqslant 40...165$ мм; ж) для $d \geqslant 170$ мм

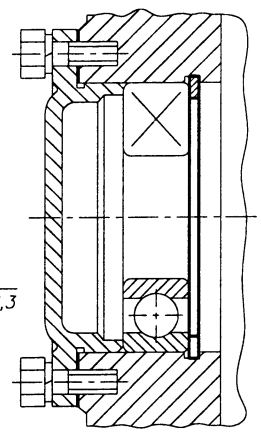


Рис. 8.7.4. Закрепление наружного кольца подшипника качения в корпусе с использованием пружинного кольца

Пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические кольца классов точности *А*, *В* и *С* предназначены для закрепления от осевого смещения подшипников качения и других деталей в отверстиях от 8 до 320 мм.

Материал колец - пружинная сталь (65Г, 60С2 и др.) по ГОСТ 14959-79

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ пружинного упорного плоского внутреннего эксцентрического кольца класса точности *В* с диаметром 30 мм из стали 65Г:

Кольцо В30 ГОСТ13943-86

То же из стали 60С2:

Кольцо В30.60С2 ГОСТ13943-86

Табл. 8.7.2. Размеры внутренних колец и канавок для них, мм

F_a - осевая сила

Диам. отв. D	Кольцо d_2	d_3	d_4	s	b	a	l	e	Канавка D_1	m	h	F_a, кН
...												
20	21,8	18,4	2,0	1,0	2,3	4,2	6,0	0,6	21,4	1,2	2,1	11,0
21	22,8	19,2			2,4	4,2			22,4			11,8
22	23,8 +0,42	20,2			2,5	4,2			23,4			12,7
23	24,9 −0,21	21,3			2,5	4,2		0,7	24,5 +0,21			13,7
24	25,9	22,1			2,6	4,4	7,0		25,5 0			14,5
25	26,9	23,1			2,7	4,5			26,5			14,7
26	28,0	24,0			2,8	4,7		0,8	27,5		2,3	15,5
28	30,2	26,0		1,2	2,9	4,8			29,5			17,2
29	31,2	27,2			2,9	4,8	8,0		30,5			17,6
30	32,2	28,0			3,0	4,8			31,5	1,4		18,0
32	34,5	29,9			3,2	5,4	9,0	0,9	33,8		2,7	23,5
34	36,5	31,7			3,3	5,4			35,8			27,5
35	37,8 +0,50	32,8			3,4	5,4			37,0			28,2
36	38,8 −0,25	33,8			3,5	5,4	10		38,0 +0,25		3,0	29,0
37	39,8	34,6			3,6	5,5			39,0 0			29,8
38	40.8	35,4			3,7	5,5		1,0	40,0			31,6
40	43,5	37,7			3,9	5,8	12		42,5			40,4
42	45,5 +0,78	39,3	2,5	1,7	4,1	5,9			44,5			43,0
45	48,5 −0,39	42,1			4,2	6,2			47,5			45,2
46	49,5	43,1			4,3	6,3			48,5			46,0
47	50,6	44,0			4,4	6,4	14		49,5	1,9	3,8	47,2
48	51,6 +0,92	44,8			4,5	6,4		1,1	50,5 +0,30			48,2
50	54,2 −0,46	47,2			4,6	6,5			53,0 0		4,5	60,7

Диам. отв. D	Кольцо d_2	d_3	d_4	s	b	a	l	e	Канавка D_1	m	h	F_a, кН
50	54,2	47,2			4,6	6,5	14	1,1	53,0	1,9	3,8	60,7
52	56,2	49,4			4,7	6,7			55,0			62,9
54	58,2	51,2	2,5	1,7	4,8	6,7			57,0			64,7
55	59,2	51,8			5,0	6,8			58,0			66,4
56	60,2	52,6			5,1	6,8			59,0 +0,30			67,5
58	62,2	54,4			5,2	6,9	16	1,3	61,0			69,6
60	64,2 +0,92	56,0			5,4	7,3			63,0			72,5
62	66,2 −0,46	57,8			5,5	7,3			65,0		4,5	74,7
65	69,2	60,2			5,8	7,6			68,0			78,2
68	72,5	62,9			6,1	7,8			71,0			81,7
70	74,5	65,1			6,2	7,8			73,0			84,2
72	76,5	66,7	3,0		6,4	7,8			75,0			86,4
75	79,5	69,3			6,6	7,8	18	1,5	78,0			90,0
78	82,5	72,5			6,8	8,5			81,0			93,5
80	85,5	74,5			7,0	8,5			83,5			112
82	87,5	76,5			7,0	8,5			85,5			115
85	90,5	79,1			7,2	8,6			88,5			119
88	93,5 +1,08	81,7			7,4	8,6			91,5 +0,35	2,2	5,3	123
90	95,5 −0,54	83,9			7,6	8,6			93,5 0			126
92	97,5	83,5	3,5	2,0	7,8	8,7	20	1,8	95,5			129
95	100,5	87,9			8,1	8,8			98,5			133
98	103,5	90,5			8,3	9,0			101,5			137
100	105,5	92,3			8,4	9,0			103,5			139

Диам. отв. D	Кольцо d_2	d_3	d_4	s	b	a	l	e	Канавка D_1	m	h	F_a, кН
102	108,0	94,6	3,5	2,5	8,5	9,2	22	1,8	106,0	2,8	6,0	163
105	111,0 +1,08	97,2			8,7	9,2			109,0			168
108	114,0 −0,54	99,8			8,9	9,5			112,0 +0,54 0			173
110	116,0	102,2			9,0	10,4			114,0			176
112	118,0	104,0			9,1	10,5		2,1	116,0			179
115	121,5	107,1			9,3	10,5			119,0			183
120	126,5	11,3			9,7	11,0			124,0			191
125	131,5	116,3			10,0	11,0			129,0			197
130	136,5	120,9			10,2	11,0			134,0			207
135	141,5	125,3	4,0		10,5	11,2	24	2,4	139,0			214
140	146,5 +1,26	129,9			10,7	11,2			144,0			222
145	151,5 −0,63	134,5			10,9	11,4			149,0			230
150	157,5	140,5			11,2	12,0			155,0			298
155	162,5	145,1			11,4	12,0		2,7	160,0 +0,63			309
160	167,5	149,7			11,6	13,0			165,0 0			319
165	172,5	152,5			11,8	13,0	28	2,8	170,0			328
170	177,5	156,7			12,2	-			175,0			338
175	182,5	161,3			12,7	-			180,0	3,4	7,5	348
180	188,0	165,8	5,0	3,0	13,2	-			185,0			358
185	193,0 +1,44	169,8			13,7	-			190,0			368
190	198,0 −0,72	174,6			13,8	-			195,0			377
195	203,0	179,6			13,8	-	30	3,1	200,0 +0,72 0			385
200	208,0	184,2			14,0	-			205,0			394
...												

8.7.3. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ НАРУЖНЫЕ КОНЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13940-86

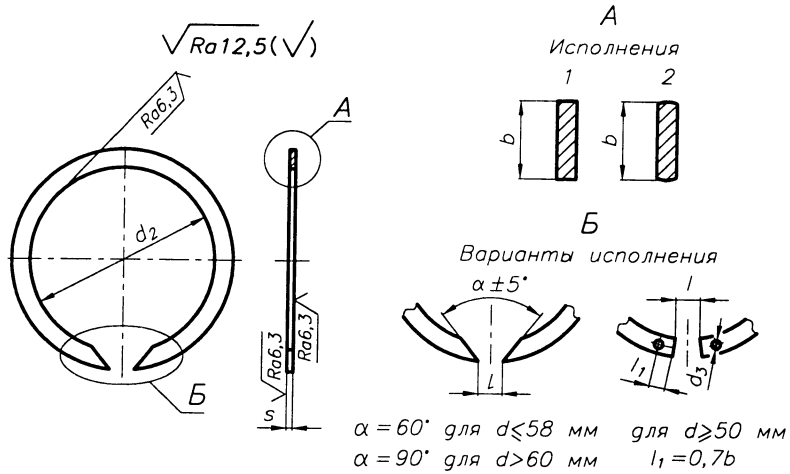


Рис. 8.7.5. Конструкция колец и канавок для них

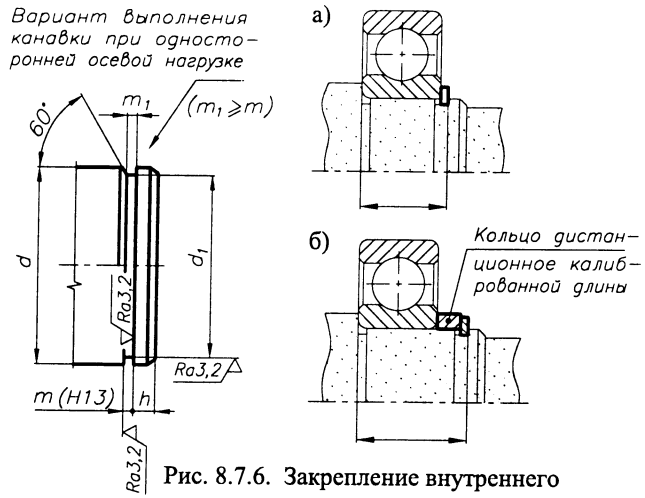


Рис. 8.7.6. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием пружинного кольца (вариант б) - предпочтительный)

Пружинные упорные плоские наружные концентрические кольца классов точности *A*, *B* и *C* предназначены для закрепления от осевого смещения подшипников качения и других деталей на валах от 4 до 200 мм.

Материал колец - пружинная сталь (65Г, 60С2 и др.) по ГОСТ 14959-79

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ пружинного упорного плоского наружного концентрического кольца класса точности *B* с диаметром вала 30 мм из стали 65Г:

Кольцо B30 ГОСТ13940-86

То же из стали 60С2:

Кольцо B30.60С2 ГОСТ13940-86

Табл. 8.7.3. Размеры наружных колец и канавок для них, мм

F_a - осевая сила

Диам. вала d	Кольцо d_2	d_3	s	b	l	Канавка d_1	m	h	F_a, кН
...									
10	9,2 +0,15 -0,30	–	1,0	1,7	2,0	9,5 0 -0,09	1,2	0,75	1,96
12	11,0				3,0	11,3		1,1	3,39
13	11,9			2,0		12,2		1,2	3,96
14	12,9				4,0	13,2 0 -0,11			4,27
15	13,8 +0,18 -0,36					14,1		1,4	5,13
16	14,7					15,0		1,5	6,08
17	15,7			2,3		16,0			6,47
18	16,5					16,8		1,8	8,15
19	17,5					17,8			8,66
20	18,2					18,6		2,1	10,6
22	20,2					20,6			11,7
23	21,1		1,2	3,2	5,0	21,5	1,4	2,3	12,7
24	22.1					22,5 0 -0,21			13,7
25	23,1 +0,21 -0,42					23,5			14,2
26	24,0					24,5			14,9
28	25,8					26,5			16,0
29	26,8			4,0	6,0	27,5			16,7
30	27,8					28,5			17,2
32	29,5					30,2		2,7	22,0
34	31,4					32,2			22,3
35	32,2 +0,25 -0,50					33,0 0 -0,25			26,7
36	33,0					34,0			27,4
37	34,0		1,7	5,0	8,0	35,0	1,9	3,0	28,2
38	35,0					36,0			29,0

Диам. вала d	Кольцо d_2	d_3	s	b	l	Канавка d_1	m	h	F_a, кН
40	36,5	–	1,7	5,0	8,0	37,5			39,0
42	38,5					39,5			40,0
45	41,5					42,5 0 -0,25	1,9	3,8	42,9
46	42,5 +0,39 -0,78					43,5			43,9
48	44,5					45,5			45,7
50	45,8					47,0			57,0
52	47,8					49,0			59,4
54	49,8					51,0			61,7
55	50,8					52,0			62,9
56	51,8	2,0	2,0	6,0		53,0	2,2		64,0
58	53,8					55,0			66,4
60	55,8					57,0			68,8
62	57,8					59,0 0 -0,30		4,5	71,1
65	60,8					62,0			74,7
68	63,6 +0,39 -0,78					65,0			78,2
70	65,6			7,0		67,0			80,6
72	67,6					69,0			82,9
75	70,6	2,5	2,5		10	72,0	2,8		86,4
78	73,5					75,0			90,0
80	75,0			8,0		76,5			107
82	77,0					78,5		5,3	109
85	79,5					81,5			114
88	82,5					84,5 0 -0,35			118
90	84,5 +0,54 -1,08	3,0	3,0	8,5		86,5			121
92	86,5					88,5	3,4		124

Диам. вала d	Кольцо d_2	d_3	s	b	l	Канавка d_1	m	h	F_a, кН
95	89,5	3,0	3,0	8,5	12	91,5 0 -0,35	3,4	5,3	128
98	92,5					94,5			132
100	94,5 +0,54 -1,08					96,5			135
102	95,0					97,0			195
105	98,0					100			204
108	101,0			9,5		103 0 -0,54			207
110	103,0					105			211
112	105,0					107			215
115	108,0					110			221
120	113,0					115			223
125	118,0					120		7,5	240
130	122,5					125			250
135	127,5					130			260
140	132,5					135			270
145	137,5 +0,63 -1,20	3,5		10,5		140			280
150	142,5					145 0 -0,63			289
155	147,5					150			299
160	152,5					155			308
165	157,0					160			318
170	162,0					165			328
175	167,0				14	170			338
180	172,0					175			347
185	177,0					180			358
190	182,0 +0,72 -1,44					185 0 -0,72			368
200	192,0					195			387

8.7.4. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ ВНУТРЕННИЕ КОНЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13941-86

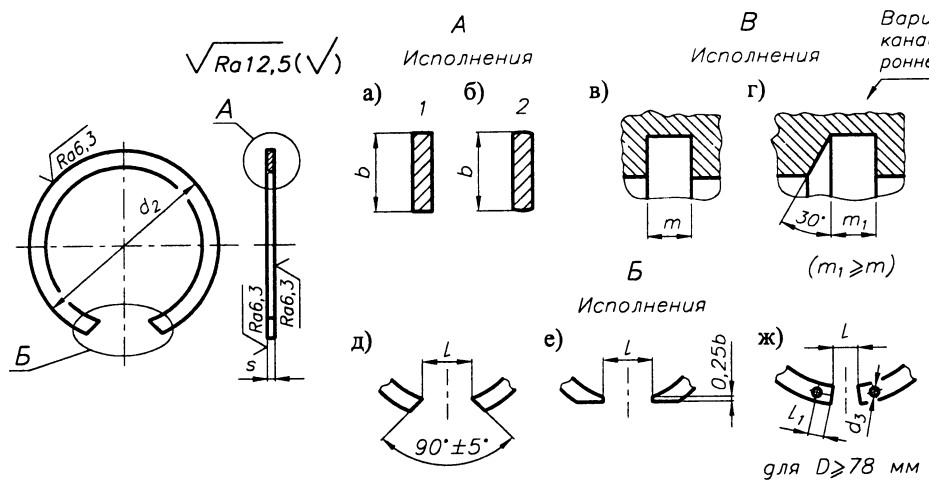


Рис. 8.7.7. Конструкция колец и канавок для них

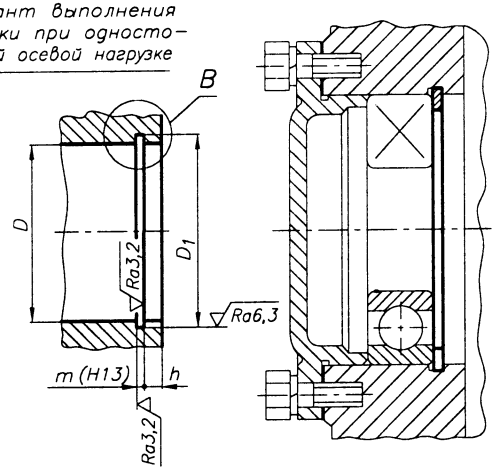


Рис. 8.7.8. Закрепление наружного кольца подшипника качения в корпусе с использованием пружинного кольца

Пружинные упорные плоские внутренние концентрические кольца классов точности *А*, *В* и *С* предназначены для закрепления от осевого смещения подшипников качения и других деталей в отверстиях от 8 до 320 мм.

Материал колец - пружинная сталь (65Г, 60С2 и др.) по ГОСТ 14959-79

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ пружинного упорного плоского внутреннего концентрического кольца класса точности *В* с диаметром 30 мм из стали 65Г:

Кольцо В30 *ГОСТ13941-86*

То же из стали 60С2:

Кольцо В30.60С2 *ГОСТ13941-86*

F_a - осевая сила

Табл. 8.7.4. Размеры внутренних колец и канавок для них, мм

Диам. отв. D	Кольцо d_2	d_3	s	b	l	Канавка D_1	m	h	F_a, кН
...									
20	21,8	–	1,0	2,0	6,0	21,4	1,2	2,1	11,0
21	22,8					22,4			11,8
22	23,8 +0,42					23,4			12,7
23	24,9 −0,21					24,5 +0,21			13,7
24	25,9				7,0	25,5 0			14,5
25	26,9					26,5			14,7
26	28,0					27,5		2,3	15,5
28	30,2		1,2	2,5		29,5			17,2
29	31,2				8,0	30,5			17,6
30	32,2					31,5	1,4		18,0
32	34,5				9,0	33,8		2,7	23,5
34	36,5					35,7			27,5
35	37,8 +0,50					37,0			28,2
36	38,8 −0,25			3,2	10	38,0 +0,25		3,0	29,0
37	39,8					39,0 0			29,8
38	40.8					40,0			31,6
40	43,5				12	42,5			40,4
42	45,5 +0,78					44,5			43,0
45	48,5 −0,39					47,5			45,2
46	49,5					48,5			46,0
47	50,6		1,7	4,0	14	49,5	1,9	3,8	47,2
48	51,6 +0,92					50,5 +0,30			48,2
50	54,2 −0,46					53,0 0		4,5	60,7

Диам. отв. D	Кольцо d_2	d_3	s	b	l	Канавка D_1	m	h	F_a, кН
50	54,2	–	1,7	4,0	14	53,0	1,9	3,8	60,7
52	56,2					55,0			62,9
54	58,2					57,0			64,7
55	59,2					58,0			66,4
56	60,2					59,0 +0,30			67,5
58	62,2			5,0	16	61,0 0			69,6
60	64,2 +0,92					63,0			72,5
62	66,2 −0,46					65,0		4,5	74,7
65	69,2					68,0			78,2
68	72,5					71,0			81,7
70	74,5					73,0			84,2
72	76,5					75,0			86,4
75	79,5				18	78,0			90,0
78	82,5					81,0			93,5
80	85,5					83,5			112
82	87,5					85,5			115
85	90,5					88,5			119
88	93,5 +1,08					91,5 +0,35	2,2	5,3	123
90	95,5 −0,54					93,5 0			126
92	97,5	2,0	2,0	6,0	20	95,5			129
95	100,5					98,5			133
98	103,5					101,5			137
100	105,5					103,5			139

Диам. отв. D	Кольцо d_2	d_3	s	b	l	Канавка D_1	m	h	F_a, кН
102	108,0	2,5	2,5	7,0	22	106,0	2,8	6,0	163
105	111,0 +1,08					109,0			168
108	114,0 −0,54					112,0 +0,54 0			173
110	116,0					114,0			176
112	118,0					116,0			179
115	121,5					119,0			183
120	126,5					124,0			191
125	131,5					129,0			197
130	136,5			8,0	24	134,0			207
135	141,5					139,0			214
140	146,5					144,0			222
145	151,5 +1,26 −0,63					149,0			230
150	157,5					155,0			298
155	162,5			8,5		160,0 +0,63			309
160	167,5					165,0 0			319
165	172,5				28	170,0			328
170	177,5					175,0			338
175	182,5					180,0	3,4	7,5	348
180	188,0	3,0	3,0	9,5		185,0			358
190	198,0 +1,44 −0,72					195,0 +0,72 0			377
200	208,0				30	205,0			394
...									

8.7.5. ШАЙБЫ КОНЦЕВЫЕ

1. ШАЙБЫ КОНЦЕВЫЕ С КРЕПЛЕНИЕМ ДВУМЯ БОЛТАМИ

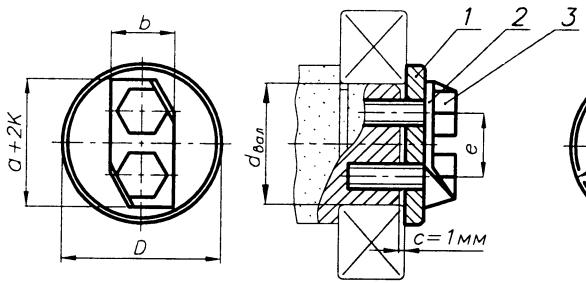


Рис. 8.7.9. Закрепление подшипника на валу с использованием концевой шайбы:
1 - шайба концевая; *2* - шайба стопорная; *3* - болт

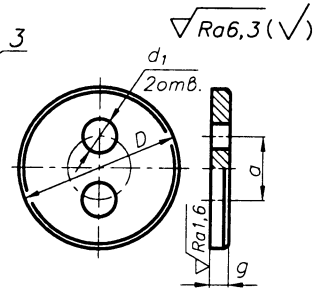


Рис. 8.7.10. Шайба концевая

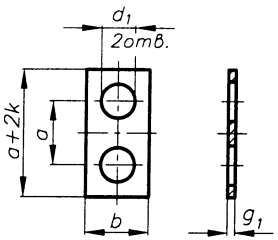


Рис. 8.7.11. Шайба стопорная

Табл. 8.7.5. Основные размеры концевых шайб с креплением двумя болтами

$d_{вал}$	D	a	g	g_1	b	k	d_1	Болт
мм								ГОСТ 7798-70
40	50	25	6	0,5	14	10	7	M8x22
45	55	25	8					
50	60	25						
55	65	25			20	13	12	M10x20
60	70	25						
65	75	30						
70	80	30						
75	85	30	10	1,0	26	16	14	M12x25
80	90	40						
85	100	40						
90	105	40						
95	110	50						
100	115	50	12					
105	120	50						
110	130	50						
...								

2. ШАЙБЫ КОНЦЕВЫЕ С КРЕПЛЕНИЕМ ОДНИМ БОЛТОМ (ВИНТОМ) ГОСТ 14734-69

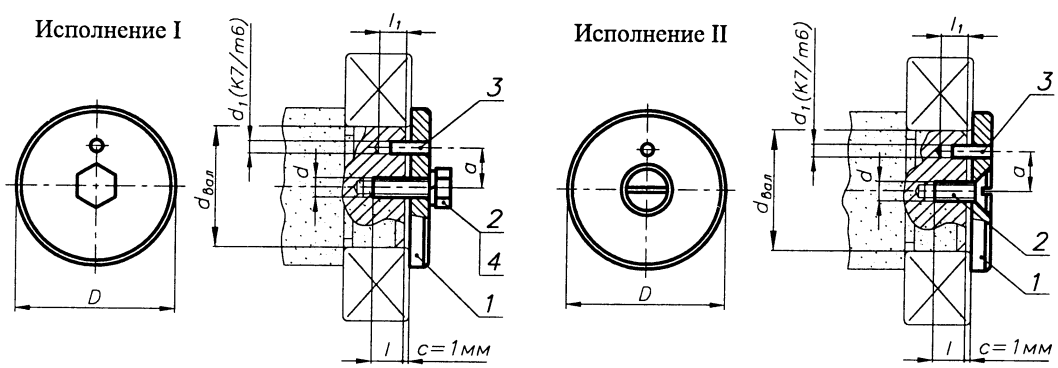


Рис. 8.7.12. Закрепление подшипника на валу с использованием концевой шайбы:
1 - шайба концевая; *2* - болт (винт); *3* - штифт; *4* - шайба пружинная

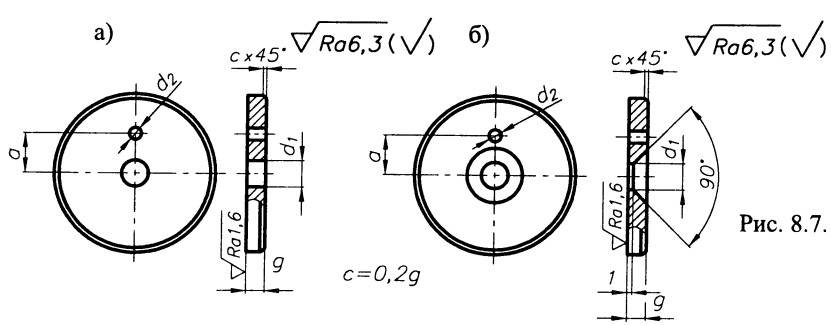


Рис. 8.7.13. Шайба концевая:
а) - исполнение I;
б) - исполнение II

Табл. 8.7.6. Основные размеры концевых шайб с креплением одним болтом (винтом)

Обозначение шайб	Исполнение	$d_{вал}$	D	g	a ±0,2	d_1	d_2	l	l_1	Болт	Штифт цилиндр.
		мм									
7019-0621	1	20÷24	28	4	7,5	5,5	3,5	16	10	M5x12-5.6-B	3m6x10
7019-0622		24÷28	32	5	9,0	6,6	4,5	18	12	M6x16-5.6-B	4m6x12
7019-0623	2										
7019-6024	1	28÷32	36		10						
7019-6025	2										
7019-6026	1	32÷36	40								
7019-6027	2										
7019-6028	1	36÷40	45		12						
7019-6029	2										
7019-6030	1	40÷45	50		16						
7019-6031	2										
7019-6032	1	45÷50	56								
7019-6033	2										
7019-6034	1	50÷55	63	6	20	9,0	5,5	22	16	M8x20-5.6-B	5m6x16
7019-6035	2										
7019-6036	1	55÷60	67								
7019-6037	2										
7019-6038	1	60÷65	71		25						
7019-6039	2										
7019-6040	1	65÷70	75								
7019-6041	2										
7019-6042	1	70÷75	85		28						
7019-6043	2										
7019-6044	1	75÷80	90							ГОСТ 7798-70	ГОСТ 3128-70

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ концевой шайбы исполнения I, размером D = 28 мм:

Шайба 7019-0621 ГОСТ 14734-69

8.7.6. ГАЙКИ КРУГЛЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ ГОСТ 11871-88

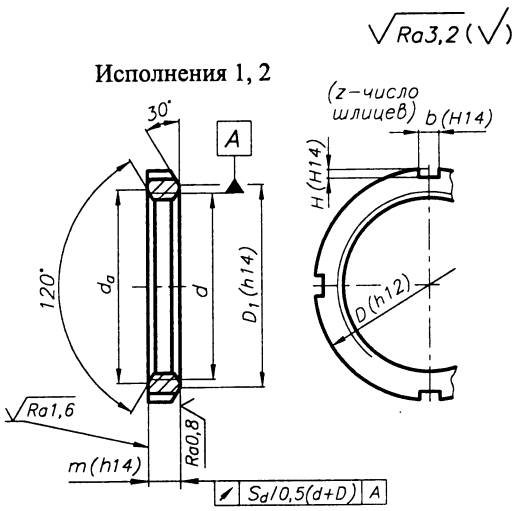


Рис. 8.7.14. Конструкция и размеры гаек

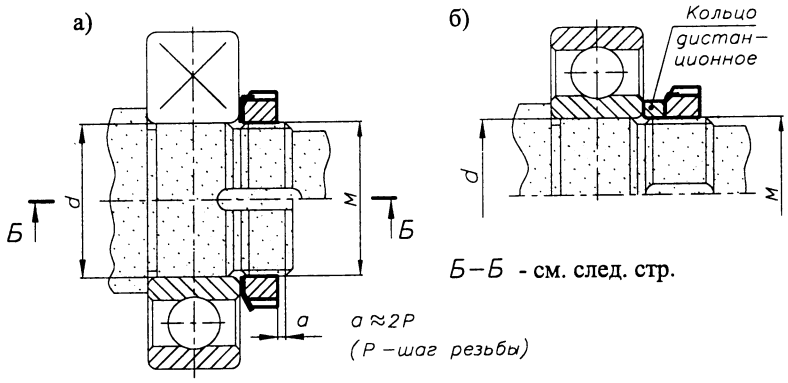


Рис. 8.7.15. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу: а) обычное - с использованием круглой шлицевой гайки и стопорной многолапчатой шайбы; б) рекомендуемое - с применением дополнительного дистанционного кольца

8.7.7. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ МНОГОЛАПЧАТЫЕ ГОСТ 11872-89

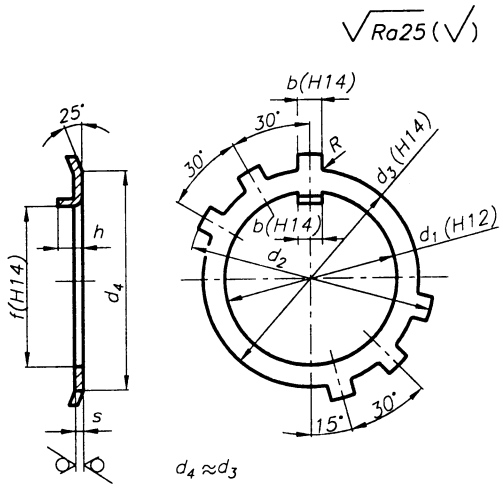


Рис. 8.7.16. Конструкция и размеры шайб

Гайки круглые шлицевые изготавливаются из материалов с условным обозначением марок - 02, 04, 05, 06, 11, 21,23 и 32 по ГОСТ 18123-82 (табл. 7.7.10).
Шайбы стопорные многолапчатые - из материалов с условным обозначением марок - 01, 02.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ гайки круглой шлицевой исполнения 1, с диаметром резьбы 64 мм, с полем допуска резьбы 6Н, из стали 35: *Гайка М64х2–6Н.05 ГОСТ 11871–88*
- то же, исполнения 2, из стали 45: *Гайка 2 М64х2–6Н.06 ГОСТ 11871–88*
- шайбы стопорной многолапчатой для круглой шлицевой гайки с диаметром резьбы 64 мм, из материала группы 01: *Шайба 64.01 ГОСТ 11872–89*

Табл. 8.7.7. Размеры гаек, мм

M	Шаг резьбы, P	D Исполнение 1	D Исполнение 2	m Исполнение 1	m Исполнение 2	D_1	d_a	b	h	z	L_R
...											
18	1,5	32	30	8	6	24	19	6	2,0	4	
20		34	32			26	21				
22		38	36	10	7	29	23		2,5		
24		42	38			31	25				
27		45	42			35	29				
30		48	45			38	32				
33		52	48	10	8	40	35	8	3,0		
36		55	50			42	38				
39		60	56			48	41				
42		65	60			52	44				
45		70	63			55	47			6	
48		75	67	12	8	58	50		3,5		

Табл. 8.7.8. Размеры шайб, мм

Гайка M	d_1	d_2	d_3	b	f	h max	R max	s
...								
18	18,5	34	24	4,8	15	6	0,5	1,0
20	20,5	37	27		17			
22	22,5	40	30		19			
24	24,5	44	33		21			
27	27,5	47	36		24	8		
30	30,5	50	39		27			
33	33,5	54	42	5,8	30			1,6
36	36,5	58	45		33			
39	39,5	62	48		36			
42	42,5	67	52		39			
45	45,5	72	56		42			
48	48,5	77	60	7,8	45		0,8	

Продолжение табл. 8.7.7

M	Шаг резьбы, P	D Исполнение 1	D Исполнение 2	m Исполнение 1	m Исполнение 2	D_1	d_a	b	h	z	L_R
52	1,5	80	70	12	8	61	54	10	3,5	6	
56		85	75			65	58		4,0		
60		90	80			70	62				
64		95	85			75	66				
68		100	90	15	8	80	70				
72		105	95	15	10	85	75				
76	2,0	110	95			85	79				
80		115	100			90	83				
85		120	108			98	88				
90		125	112	18	10	102	93	12			
95		130	118			108	98				
100		135	125			115	103				
...											

Продолжение табл. 8.7.8

Гайка M	d_1	d_2	d_3	b	f	h max	R max	s
52	52,5	82	65	7,8	49	10	0,8	1,6
56	57,0	87	70		53			
60	61,0	92	75		57			
64	65,0	97	80		61			
68	69,0	102	85	9,5	65			
72	73,0	107	90		69	13		
76	77,0	112	95		73			
80	81,0	117	100		76			
85	86,0	122	105		81			
90	91,0	127	110	11,5	86		1,0	2,0
95	96,0	132	115		91			
100	101	137	120		96			
...								

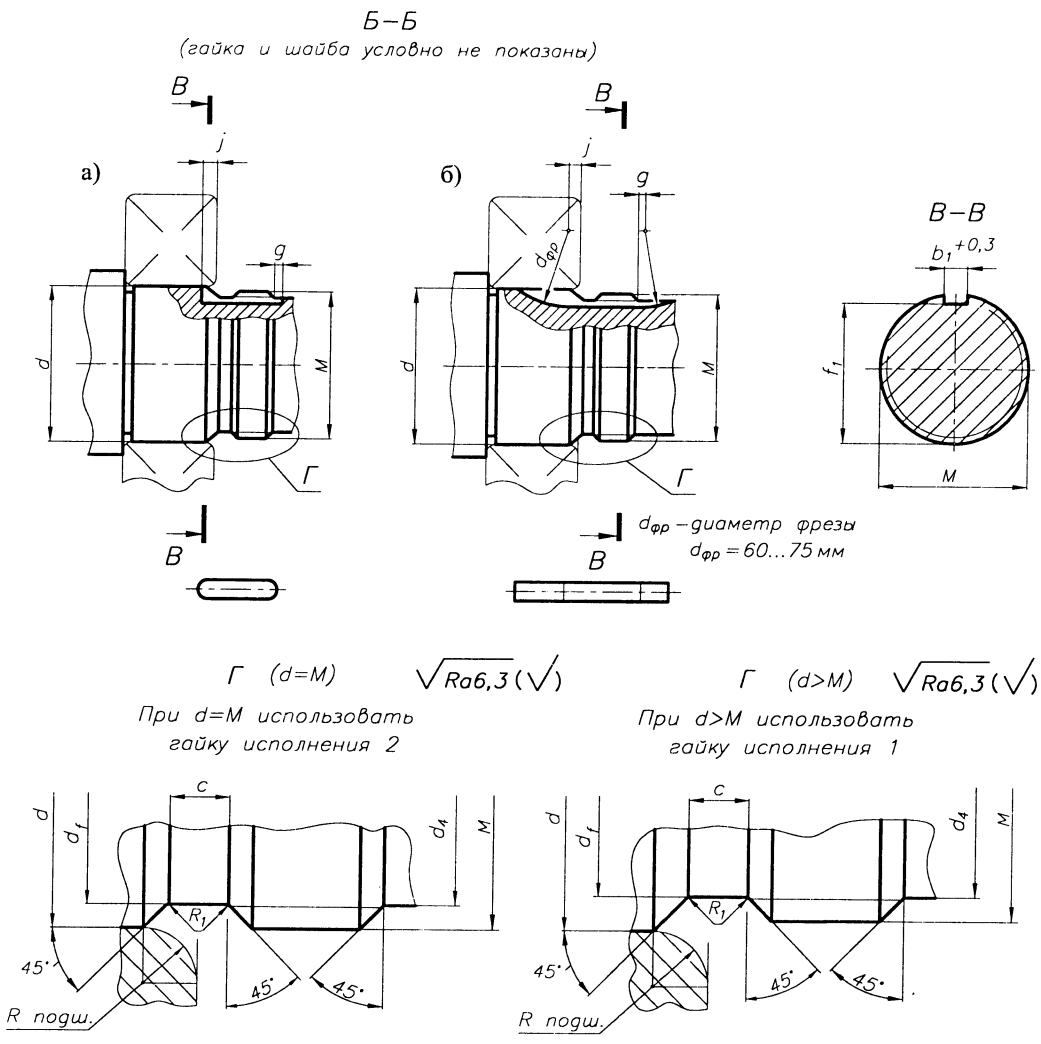


Рис. 8.7.17. Размеры вала в месте установки гайки и шайбы. Паз на валу под лепесток шайбы нарезается фрезой: а) пальцевой; б) дисковой

Табл. 8.7.9. Размеры вала в месте установки круглой шлицевой гайки и стопорной многолапчатой шайбы, мм

d	M	$d_f(h13)$, d_{4max}	c	R_1	f_1	b_1	j_{min}	g_{min}
...								
20	M18x1,5	15,7	2,5	0,8	15	5,3	6	1,5
	M20x1,5	17,7			17	5,3	6	1,5
25	M24x1,5	21,7			21	5,3	6	1,5
30	M27x1,5	24,7			24	5,3	8	1,5
	M30x1,5	27,7			27	5,3	8	1,5
35	M33x1,5	30,7			30	6,3	8	1,5
40	M39x1,5	36,7			36	6,3	8	1,5
45	M42x1,5	39,7			39	6,3	8	1,5
	M45x1,5	42,7			42	6,3	8	1,5
50	M48x1,5	45,7			45	8,3	8	1,5
55	M52x1,5	49,7			49	8,3	9	1,5
60	M60x2	57	3,4	1,0	57	8,3	9	1,5
65	M64x2	61			61	8,3	9	1,5
70	M68x2	65			65	10	9	1,5
75	M72x2	69			69	10	12	1,5
80	M80x2	77			76	10	12	1,5
85	M85x2	82			81	10	12	1,5
90	M90x2	87			86	12	12	1,5
95	M95x2	92			91	12	12	1,5
100	M100x2	97			96	12	12	1,5
...								

Табл. 8.7.10. Марки материалов круглых шлицевых гаек и стопорных многолапчатых шайб, а также их условное обозначение

ГОСТ 11871-88, ГОСТ 11872-88, ГОСТ 18123-82

Материал			Твердость НВ	Условное обозначение
вид	марка	стандарт		
Углеродистые стали	08, 08кп 10, 10кп	ГОСТ 1050-74		01
	Ст 3 , Ст3сп Ст 3 кп	ГОСТ 380-88	90	02
	15 20 35 45	ГОСТ 1050-74	 110 140 170	03 04 05 06
Легированные стали	35Х, 40Х 30ХГСА	ГОСТ 4543-71	197 217	11
Коррозионно-стойкие стали	12Х18Н9Т 12Х18Н10Т	ГОСТ 5632-72		21
	14Х17Н2			23
Латуни	Л63	ГОСТ 15527-70		32

8.7.8. ВТУЛКИ ЗАКРЕПИТЕЛЬНЫЕ ГОСТ 24208-80

8.7.9. ВТУЛКИ СТЯЖНЫЕ ГОСТ 13014-80

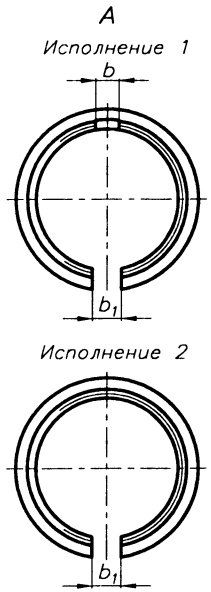
Втулки закрепительные и стяжные предназначены для крепления подшипников качения с коническим отверстием конусностью 1:12 на цилиндрических шейках валов.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ втулки закрепительной серии диаметров 2, серии ширин 0 для подшипника с диаметром d = 70 мм:

Втулка закрепительная Н 214 ГОСТ 24208-80

- втулки стяжной серии диаметров 2, серии ширин 0 для подшипника с диаметром d = 70 мм:

Втулка стяжная АН 214 ГОСТ 13014-80



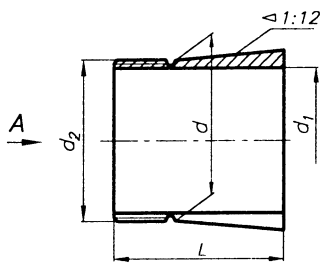


Рис. 8.7.18. Конструкция и размеры закрепительных втулок

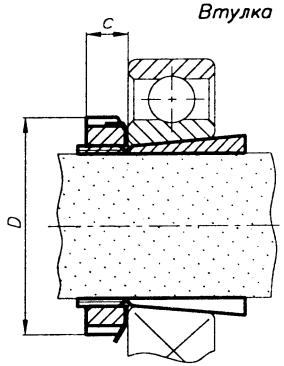


Рис. 8.7.19. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием закрепительной втулки

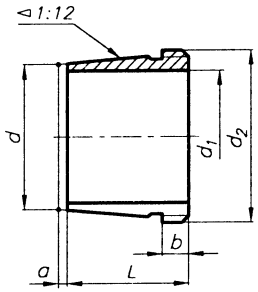


Рис. 8.7.20. Конструкция и размеры стяжных втулок

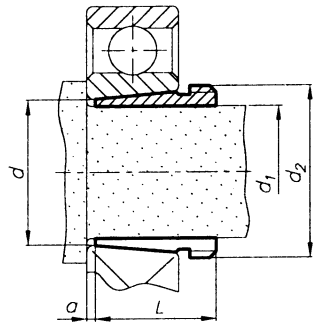


Рис. 8.7.21. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием стяжной втулки

Табл. 8.7.11. Размеры закрепительных втулок, мм и обозначение комплектущих изделий

I		II		III		Общие размеры							Компл.изделия	
Обознач. гайки	L	Обознач. гайки	L	Обознач. гайки	L	d	d_1	d_2	b	b_1	c	D	Гайки	Шайбы
Н 204	24	Н 304	28	Н 2304	31	20	17	М20х1	4	8	7	32	КМ 4	МВ 4
Н 205	26	Н 305	29	Н 2305	35	25	20	М25х1,5	5	8	8	38	КМ 5	МВ 5
Н 206	27	Н 306	31	Н 2306	38	30	25	М30х1,5	5	8	8	45	КМ 6	МВ 6
Н 207	29	Н 307	35	Н 2307	43	35	30	М35х1,5	6	8	9	52	КМ 7	МВ 7
Н 208	31	Н 308	36	Н 2308	46	40	35	М40х1,5	6	10	10	58	КМ 8	МВ 8
Н 209	33	Н 309	39	Н 2309	50	45	40	М45х1,5	6	10	11	65	КМ 9	МВ 9
Н 210	35	Н 310	42	Н 2310	55	50	45	М50х1,5	6	10	12	70	КМ 10	МВ 10
Н 211	37	Н 311	45	Н 2311	59	55	50	М55х2	8	10	12	75	КМ 11	МВ 11
Н 212	38	Н 312	47	Н 2312	62	60	55	М60х2	8	10	13	80	КМ 12	МВ 12
Н 213	40	Н 313	50	Н 2313	65	65	60	М65х2	8	10	14	85	КМ 13	МВ 13
Н 214	41	Н 314	52	Н 2314	68	70	60	М70х2	8	12	14	92	КМ 14	МВ 14
Н 215	43	Н 315	55	Н 2315	73	75	65	М75х2	8	12	15	98	КМ 15	МВ 15
Н 216	46	Н 316	59	Н 2316	78	80	70	М80х2	10	12	17	105	КМ 16	МВ 16
Н 217	50	Н 317	63	Н 2317	82	85	75	М85х2	10	12	18	110	КМ 17	МВ 17
Н 218	52	Н 318	65	Н 2318	86	90	80	М90х2	10	14	18	120	КМ 18	МВ 18
Н 220	58	Н 320	71	Н 2320	97	100	90	М100х2	12	14	20	130	КМ 20	МВ 20
Н 222	63	Н 322	77	Н 2322	105	110	100	М110х2	12	16	21	145	КМ 22	МВ 22
					...									

I - Втулки для подшипников серии диаметров 2, серии ширин 0.
II - Втулки для подшипников серии диаметров 3, серии ширин 0.
III - Втулки для подшипников серии диаметров 3(6), серии ширин 0.

Табл. 8.7.12. Размеры стяжных втулок, мм

I					II					III					Общ.размеры	
Обознач. гайки	L	a	b	d_2	Обознач. гайки	L	a	b	d_2	Обознач. гайки	L	a	b	d_2	d	d_1
–					–					–						
–					–					–						
–					–					–						
–					–					–						
АН 208	25,0	2,0	6	М45х1,5	АН 308	29	3	6	М45х1,5	АН 2308	40	3	7	М45х1,5	40	35
АН 209	26,0	3,0	6	М50х1,5	АН 309	31	3	6	М50х1,5	АН 2309	44	3	7	М50х1,5	45	40
АН 210	28,0	3,0	7	М55х2	АН 310Х	35	3	7	М55х2	АН 2310Х	50	3	9	М55х2	50	45
АН 211	29,0	3,0	7	М60х2	АН 311Х	37	3	7	М60х2	АН 2311Х	54	3	10	М60х2	55	50
АН 212	32,0	3,0	8	М65х2	АН 312Х	40	3	8	М65х2	АН 2312Х	58	3	11	М65х2	60	55
АН 213	32,5	3,5	8	М70х2	АН 313	42	3	8	М70х2	АН 2313	61	3	12	М70х2	65	60
АН 214	33,5	3,5	8	М75х2	АН 314	43	4	8	М75х2	АН 2314Х	64	4	12	М75х2	70	60
АН 215	34,5	3,5	8	М80х2	АН 315	45	4	8	М80х2	АН 2315Х	68	4	12	М80х2	75	65
АН 216	35,5	3,5	8	М85х2	АН 316	48	4	8	М85х2	АН 2316Х	71	4	12	М85х2	80	70
АН 217	38,5	3,5	9	М90х2	АН 317Х	52	4	9	М90х2	АН 2317Х	74	4	13	М90х2	85	75
АН 218	40,0	4,0	9	М100х2	АН 318Х	53	4	9	М100х2	АН 2318Х	79	4	14	М100х2	90	80
АН 220	45,0	4,0	10	М110х2	АН 320Х	59	4	10	М110х2	АН 2320Х	90	4	16	М110х2	100	90
АН 222	50,0	4,0	11	М120х2	АН 322Х	63	4	12	М120х2	АН 2322Х	98	4	16	М125х2	110	100
...					...					...						

I - Втулки для подшипников серии диаметров 2, серии ширин 0.
II - Втулки для подшипников серии диаметров 2(5), серии ширин 0.
III - Втулки для подшипников серии диаметров 3(6), серии ширин 0.

8.7.10. ГАЙКИ ДЛЯ ЗАКРЕПИТЕЛЬНЫХ И СТЯЖНЫХ ВТУЛОК С МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБОЙ ГОСТ 8530-90

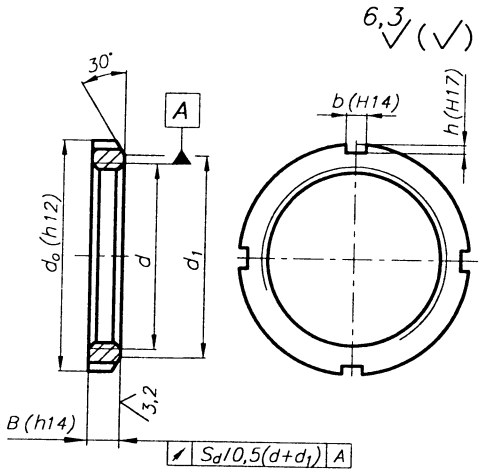


Рис. 8.7.22. Конструкция и размеры гаек

8.7.11. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ ГОСТ 8530-90

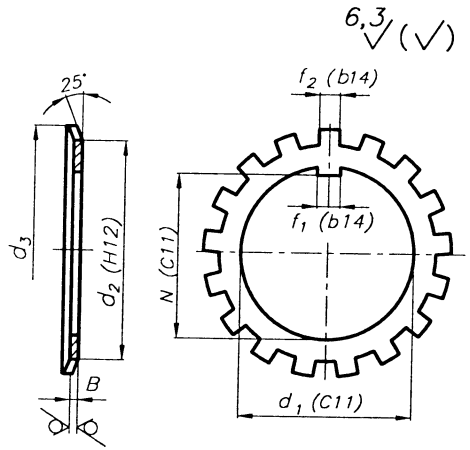


Рис. 8.7.23. Конструкция и размеры шайб

8.7.12. СКОБЫ СТОПОРНЫЕ ГОСТ 8530-90

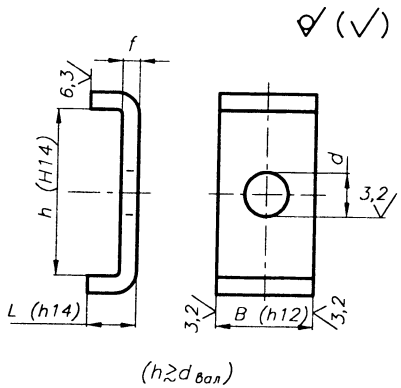


Рис. 8.7.24. Конструкция и размеры стопорных скоб

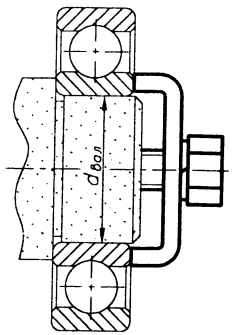


Рис. 8.7.25. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием стопорной скобы

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ гайки для закрепительных и стяжных втулок с метрической резьбой M50x1,5:

Гайка КМ 10 ГОСТ 8530-90

- шайбы стопорной МВ 10: *Шайба МВ 10 ГОСТ 8530-90*
- скобы типоразмера MS 3044: *Скоба MS 3044 ГОСТ 8530-90*

Табл. 8.7.13. Размеры гаек, мм

Обознач. гайки	d	d_o	d_1	B	b	h	S_d
КМ 0	M10x0,75	18	13,5	4	3	2,0	0,04
КМ 1	M12x1	22	17	4	3	2,0	0,04
КМ 2	M15x1	25	21	5	4	2,0	0,04
КМ 3	M17x1	28	24	5	4	2,0	0,04
КМ 4	M20x1	32	26	6	4	2,0	0,04
КМ 5	M25x1,5	38	32	7	5	2,0	0,04
КМ 6	M30x1,5	45	38	7	5	2,0	0,04
КМ 7	M35x1,5	52	44	8	5	2,0	0,04
КМ 8	M40x1,5	58	50	9	6	2,5	0,04
КМ 9	M45x1,5	65	56	10	6	2,5	0,04
КМ 10	M50x1,5	70	61	11	6	2,5	0,04
КМ 11	M55x2	75	67	11	7	3,0	0,05
КМ 12	M60x2	80	73	11	7	3,0	0,05
КМ 13	M65x2	85	79	12	7	3,0	0,05
КМ 14	M70x2	92	85	12	8	3,5	0,05
КМ 15	M75x2	98	90	13	8	3,5	0,05
КМ 16	M80x2	105	95	15	8	3,5	0,05
КМ 17	M85x2	110	102	16	8	3,5	0,05
КМ 18	M90x2	120	108	16	10	4,0	0,05
КМ 20	M100x2	130	120	18	10	4,0	0,05
...							

Табл. 8.7.14. Размеры шайб, мм

Обознач. шайбы	d_1	d_2	d_3	f_1	f_2	B	N	Число зубьев
МВ 0	10	13,5	21	3	3	1,00	8,5	9
МВ 1	12	17	25	3	3	1,00	10,5	9
МВ 2	15	21	28	4	4	1,00	13,5	11
МВ 3	17	24	32	4	4	1,00	15,5	11
МВ 4	20	26	36	4	4	1,00	18,5	11
МВ 5	25	32	42	5	5	1,25	23,0	13
МВ 6	30	38	49	5	5	1,25	27,5	13
МВ 7	35	44	57	6	5	1,25	32,5	13
МВ 8	40	50	62	6	6	1,25	37,5	13
МВ 9	45	56	69	6	6	1,25	42,5	13
МВ 10	50	61	74	6	6	1,25	47,5	13
МВ 11	55	67	81	8	7	1,50	52,5	17
МВ 12	60	73	86	8	7	1,50	57,5	17
МВ 13	65	79	92	8	7	1,50	62,5	17
МВ 14	70	85	98	8	8	1,50	66,5	17
МВ 15	75	90	104	8	8	1,50	71,5	17
МВ 16	80	95	112	10	8	1,80	76,5	17
МВ 17	85	102	119	10	8	1,80	81,5	17
МВ 18	90	108	126	10	10	1,80	86,5	17
МВ 19	95	113	133	10	10	1,80	91,5	17
МВ 20	100	120	142	12	10	1,80	96,5	17
...								

Табл. 8.7.15. Размеры стопорных скоб, мм

Обознач. скобы	B	h	L	d	f	Обознач. скобы	B	h	L	d	f
MS 3044	20	13,5	12	7	4	MS 3092	32	28	15	14	5
MS 3048	20	17,5	12	9	4	MS 3176	32	40	15	14	5
MS 3052	20	17,5	12	9	4	MS 3180	32	45	15	18	5
MS 3144	20	22,5	12	9	4	MS 3184	32	45	15	18	5
MS 3148	20	22,5	12	9	4	MS 3096	36	28	15	14	5
MS 3056	24	17,5	12	9	4	MS 30/500	36	28	15	14	5
MS 3060	24	20,5	12	9	4	MS 3188	36	43	15	18	5
MS 3064	24	21,0	15	9	5	MS 3192	36	43	15	18	5
MS 3068	24	21,0	15	9	5	MS 3196	36	53	15	18	5
MS 3152	24	25,5	12	11	4	MS 30/530	40	34	21	18	7
MS 3156	24	25,5	12	11	4	MS 30/600	40	34	21	18	7
MS 3160	24	30,5	12	11	4	MS 30/560	40	29	21	18	7
MS 3164	24	31,0	15	11	5	MS 31/500	40	45	15	18	5
MS 3072	28	20,0	15	9	5	MS 31/530	40	50	21	22	7
MS 3076	28	24,0	15	11	5	MS 30/630	45	34	21	18	7
MS 3080	28	24,0	15	11	5	MS 30/670	45	39	21	18	7
MS 3168	28	38,0	15	14	5	MS 31/560	45	55	21	22	7
MS 3172	28	38,0	15	14	5	MS 31/600	45	55	21	22	7
MS 3084	32	24,0	15	11	5	MS 31/700	50	39	21	18	7
MS 3088	32	28,0	15	14	5						

8.8. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ, ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОСАДОЧНЫХ МЕСТ ПОДШИПНИКОВ

8.8.1. ВЫБОР ПОСАДОК

1. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

Из существующих 0, 6, 5, 4, 2 классов точности подшипников (ГОСТ 520-89) в общем машиностроении используются подшипники 0, 6, (5) классов точности.

Устанавливаются следующие обозначения полей допусков на посадочные диаметры колец подшипников по классам точности 0, 6, 5:

а) для наружного диаметра - *l0, l6, l5;*

б) для диаметра отверстия - *L0, L6, L5.*

На валы подшипники качения монтируются в системе отверстия. Допуск на основной размер кольца установлен отрицательным относительно нулевой линии, а верхнее отклонение всегда равно нулю (рис. 8.8.1, табл. 8.8.2).

В отверстие корпуса подшипники монтируются в системе основного вала (рис. 8.8.1).

Система посадок, используемая для монтажа подшипников на вал и в корпус, представлена на рис. 8.8.1.

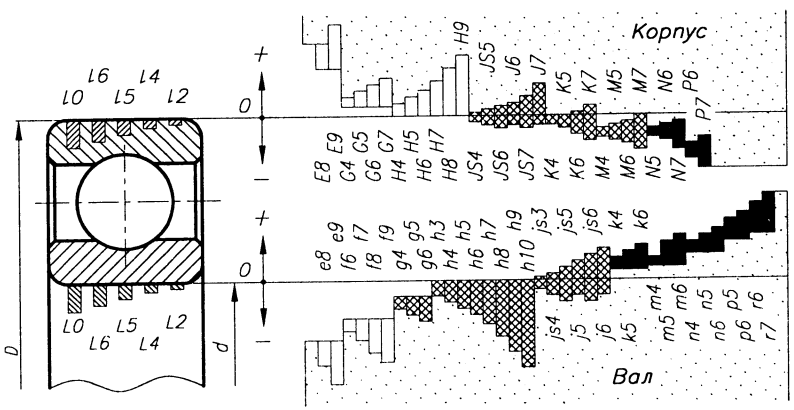


Рис. 8.8.1. Посадки подшипников качения:
□ - с зазором, ▩ - переходные, ■ - с натягом

Из представленного ряда посадок используют рекомендуемые (табл. 8.8.1).

Табл. 8.8.1. Рекомендуемые посадки подшипников 0 и 6 классов точности ГОСТ 3325-85

Посадки для основных отклонений																
вала										отверстия корпуса						
L0/f6	L0/g6	L0/h6	L0/js6	L0/j6	L0/k6	L0/m6	L0/n6	L0/p6	L0/r6	G7/l0	H7/l0	Js7/l0	J7/l0	K7/l0	M7/l0	N7/l0	P7/l0
		L0/h7							L0/r7	E8/l0	H8/l0						
L6/f6	L6/g6	L6/h6	L6/js6	L6/j6	L6/k6	L6/m6	L6/n6	L6/p6	L6/r6	G7/l6	H7/l6	Js7/l6	J7/l6	K7/l6	M7/l6	N7/l6	P7/l6
L6/f7		L6/h7							L6/r7	E8/l0	H8/l0						

Примечание. Выделены посадки для основных типов соединений.

2. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК В МЕСТАХ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ посадок подшипников качения:

- подшипник класса точности 0 на вал диаметром 50 мм с полем допуска *j6* по ГОСТ 25347-82 (рис. 8.8.2а,б):

$\varnothing 50 L0/j6$ или $\varnothing 50 L0-j6$ или $\varnothing 50 \frac{L0}{j6}$;

- то же в отверстие корпуса диаметром 90 мм, с полем допуска *H7* по ГОСТ 25347-82 (рис. 8.8.2в,г):

$\varnothing 90 H7/l0$ или $\varnothing 90 H7-l0$ или $\varnothing 90 \frac{H7}{l0}$.

Допускается на сборочных чертежах подшипниковых узлов указывать размер, поле допуска или предельное отклонение на диаметр, сопряженный с подшипником (рис. 8.8.2б,г). Обозначение посадок на валу и в отверстии корпуса под подшипник (рис. 8.8.3а, б).

Отклонения диаметра отверстия и наружного диаметра подшипника класса точности 0 представлены в табл. 8.8.2. Предельные отклонения валов и отверстий для некоторых полей допусков представлены в 17.3.

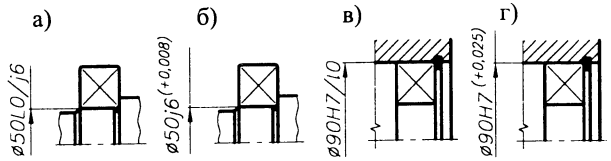


Рис. 8.8.2. Обозначение посадок подшипников на сборочных чертежах:
а), б) - на валу; в), г) - в корпусе

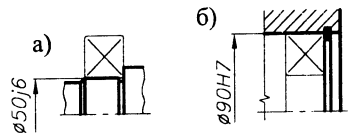


Рис. 8.8.3. Обозначение посадок мест под подшипники:
а) на валу; б) в отверстии корпуса

Табл. 8.8.2. Предельные отклонения колец подшипника

Интервалы номинальных диаметров, мм	Св.18 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до120	Св.120 до150	Св.150 до180	Св.180 до250
Отклонения диаметра отверстия, мкм	0 -10	0 -12	0 -15	0 -20	0 -25	0 -25	0 -30
Отклонения наружного диаметра подшипника, мкм	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15	0 -18	0 -25	0 -30

3. ВЫБОР ПОСАДОК

Посадки вращающихся колец подшипников, для исключения их проворачивания по посадочной поверхности вала (отверстия корпуса), необходимо выполнять с гарантированным натягом.

Посадки невращающихся колец подшипника необходимо выполнять с гарантированным зазором для обеспечения регулировки осевого натяга подшипников, а также для компенсации температурных удлинений валов и корпусов.

При выборе посадок следует учитывать:

- вращается или не вращается кольцо подшипника относительно действующей на него радиальной нагрузки, что определяет вид нагружения кольца (местное, цир-

куляционное, колебательное) (табл. 8.8.3);
- режим работы подшипника (табл. 8.8.4).

Табл. 8.8.3. Виды нагружения колец подшипников

ГОСТ 3325-85

Условия работы		Виды нагружения	
Характеристика нагрузок	Вращающееся кольцо	внутреннего кольца	наружного кольца
Постоянная по направлению	Внутреннее	Циркуляционное	Местное
	Наружное	Местное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся, меньшая постоянной по значению	Внутреннее	Циркуляционное	Колебательное
	Наружное	Колебательное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся, большая постоянной по значению	Внутреннее	Местное	Циркуляционное
	Наружное	Циркуляционное	Местное
Постоянная по направлению	Внутреннее и наружное кольцо. В одном или противоположном направлениях	Циркуляционное	Циркуляционное
Вращающаяся с внутренним кольцом		Местное	Циркуляционное
Вращающаяся с наружным кольцом		Циркуляционное	Местное

Табл. 8.8.4. Режим работы подшипников качения

ГОСТ 3325-85

Режим работы подшипника	Отношение нагрузки к динамической грузоподъемности
Легкий	$P/C \leqslant 0{,}07$
Нормальный	$0{,}07 < P/C \leqslant 0{,}15$
Тяжелый	$0{,}15 < P/C$
Особые условия	–

Посадки колец шариковых и роликовых радиальных подшипников на вал и в отверстие корпуса в зависимости от вида нагружения представлены в табл. 8.8.6.

Посадки колец радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников на вал и в отверстие корпуса представлены в табл. 8.8.7.

4. РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ

Рекомендуемые посадки и примеры их выбора - табл. 8.8.5. Выбор посадок колец подшипников в зависимости от вида нагружения, режима работы, диаметра, типа подшипника производится с учетом табл. 8.8.6 и 8.8.7.

Табл. 8.8.5. Рекомендуемые посадки шариковых и роликовых подшипников

ГОСТ 3325-85

Посадки на вал								
Условия, определяющие выбор посадки		Подшипники с отверстиями диаметров, мм					Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемые посадки
Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы	радиальные		радиально-упорные				
		шариковые	роликовые	шариковые	роликовые			
Местное (вал не вращается)	Легкий или нормальный $P \leqslant 0{,}07\,C$	Подшипники всех диаметров					Ролики ленточных транспортеров, конвейеров,подвесных дорог, опоры волновых передач	L0/g6; L6/g6
	Нормальный или тяжелый $0{,}07C < P \leqslant 0{,}15C$	Подшипники всех диаметров					Передние и задние колеса автомобилей и тракторов, колеса вагонеток, валки мелкосортных прокатных станов	L0/g6; L6/g6 L0/f6; L6/f6 L0/h6; L6/h6
							Блоки грузоподъемных машин, ролики рольгангов, валки станов для прокатки труб, крюковые обоймицы кранов	L0/h6; L6/h6
Циркуляционное (вал вращается)	Легкий или нормальный $P \leqslant 0{,}07\,C$	До 50					Гидромоторы, малогабаритные электромашины, приборы. Внутришлифовальные шпиндели, электрошпиндели, турбохолодильники	L5/js5; L4/js5 L2/js4; L5/h5 L4/h5; L2/h4 L2/js3; L2/h3
	Легкий или нормальный $0{,}07C < P \leqslant 0{,}15C$	До 40	До 40	До 100	До 40		Сельскохозяйственные машины, центрифуги, турбокомпрессоры, газотурбинные двигатели, центробежные насосы, вентиляторы, электромоторы, редукторы, коробки скоростей станков, коробки передач автомобилей и тракторов	L0/k6; L6/k6 L5/js5; L4/js5 L2/js4; L0/js6 L0/js6
		До 100	До 100	Св.100	До 100			L5/k5; L4/k4 L2/k4; L0/k6 L6/k6; L0/js6 L6/js6
	Нормальный или тяжелый $0{,}07C < P \leqslant 0{,}15C$	До 100	До 40	До 100	До 100		Электродвигатели мощностью до 100 кВт, кривошипно-шатунные механизмы, шпиндели металлорежущих станков, крупные редукторы. Редукторы вспомогательного оборудования прокатных станов	L5/k5; L4/k5 L2/k4; L0/k6 L6/k6; L0/js6 L6/js6
		Св.100	До 100	Св.100	До 180			L5/m5; L4/m5 L2/m4; L0/m6 L6/m6
	Тяжелая и ударная нагрузка	–	Св.50 до 140	–	–		Железнодорожные и трамвайные буксы, коленчатые валы двигателей, электродвигатели мощностью свыше 100 кВт, ходовые колеса мостовых кранов, дробильные и дорожные машины, экскаваторы, дробилки, вибраторы, грохоты, инерционные транспортеры	L0/m6; L6/m6 L0/n6; L6/n6
		–	Св.140 до 200	–	–			L0/p6; L6/p6
		Подшипники на закрепительно-стяжных втулках всех диаметров					Железнодорожные и трамвайные буксы, буксы тяжелонагруженных металлургических транспортных устройств. Узлы сельхозмашин	Поля допусков вала h8, h9
	Нормальный	Подшипники на закрепительных втулках всех диаметров					Трансмиссионные валы и узлы, сельскохозяйственные машины	Поля допусков вала h9, h10
Посадки упорных подшипников								
Нагрузки осевые		Подшипники всех диаметров					Узлы с одинарными или двойными упорными подшипниками	L0/js6; L6/js6
Колебательное нагружение	Нагрузка осевая и радиальная	До 200					Узлы на упорных подшипниках со сферическими роликами	L0/k6; L6/k6 L0/m6; L6/m6

Продолжение табл. 8.8.5 на след. стр.

Продолжение табл. 8.8.5

ГОСТ 3325-85

Посадки в корпус			
Вид нагружения наружного кольца	Режим работы	Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемые посадки
Циркуляционное (вращается корпус)	Тяжелый при тонкостенных корпусах $P > 0{,}15C$	Колеса автомобилей, тракторов, башенных кранов, ведущие барабаны гусеничных машин	P7/l0; P7/l6 P6/l5
	Нормальный $0{,}07C < P \leq 0{,}15C$	Ролики ленточных транспортеров, барабаны комбайнов, валки станов для прокатки труб	Js7/l0; Js7/l6 K7/l0; K7/l6
	Нормальный или тяжелый $0{,}07C < P \leq 0{,}15C$	Передние колеса автомобилей и тягачей, коленчатые валы, ходовые колеса мостовых и козловых кранов, опорно-поворотные устройства кранов, опоры и блоки крюковых обоймиц и полиспастов	N7/l0; N7/l0 M7/l0; M7/l0
Местное (вращается вал)	Нормальный или тяжелый (для точных узлов) $0{,}07C < P \leq 0{,}15C$	Шпиндели тяжелых металлорежущих станков	M6/l0; M6/l4 K6/l5; K6/l4
	Нормальный $0{,}07C < P \leq 0{,}15C$	Электродвигатели, центробежные насосы, вентиляторы, центрифуги, шпиндели быстроходных металлорежущих станков, узлы с радиально-упорными шариковыми подшипниками	Js6/l5; Js6/l4 Js7/l0; Js7/l6
	Нормальный или тяжелый $0{,}07C < P \leq 0{,}15C$	Коробки передач, задние мосты автомобилей и тракторов. Подшипниковые узлы на конических роликовых подшипниках	M6/l0; M6/l6 K7/l0; K7/l6 Js7/l0; Js7/l6
	Нормальный или тяжелый $P > 0{,}15C$	Узлы общего машиностроения, редукторы, сельскохозяйственные машины	H7/l0; H7/l6 J7/l0; J7/l6
	Легкий или нормальный $0{,}07C < P$	Быстроходные электродвигатели, оборудование бытовой техники	H7/l0; H7/l6 Js7/l0; Js7/l6
Местное или колебательное (вращается вал)	Нормальный или тяжелый $0{,}07C < P \leq 0{,}15C$	Шпиндели шлифовальных станков, коленчатые валы двигателей	K6/l5; K6/l4 Js6/l5; Js6/l4
	Легкий или нормальный $0{,}07C < P \leq 0{,}15C$	Трансмиссионные валы, молотилки, машины бумажной промышленности	Js7/l0; Js7/l6 H7/l0; H7/l6
	Нормальный $0{,}07C < P \leq 0{,}15C$	Все узлы с упорными подшипниками	H8/l0; H8/l6
	Тяжелый $P > 0{,}15C$	Узлы с шариковыми упорными подшипниками	H8/l0; H8/l6 H9/l0; H9/l6
		Узлы с упорными подшипниками на конических роликах	G7/l0; G7/l6 G6/l5; G6/l4
Местное (вращается вал)	Тяжелый или нормальный $0{,}07C < P \leq 0{,}15C$	Узлы со сферическими упорными роликовыми подшипниками для: общего применения	Js7/l0; Js7/l6
Циркуляционное (вращается корпус)	Тяжелый $P > 0{,}15C$	тяжелых металлорежущих станков (карусельные)	K7/l0; K7/l6
		вертикальных валов турбин	M7/l0; M7/l6

8.8.2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОСАДОЧНЫХ МЕСТ

Параметры шероховатости *Ra* посадочных поверхностей под подшипники на валах и в корпусах из стали и чугуна не должны превышать значений, указанных в табл. 8.8.8.

Табл. 8.8.8. Шероховатость поверхностей посадочных мест подшипников

ГОСТ 3325-85

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Параметр шероховатости *Ra*, мкм, для диаметров подшипников	
		до 80 мм	св. 80 до 500 мм
Валов	0 6 и 5	Ra1,6 Ra0,8	Ra3,2 Ra1,6
Отверстий корпусов (сталь/чугун)	0 6 и 5	Ra1,6 / 3,2 Ra0,8 / 1,6	Ra3,2 / 6,3 Ra1,6 / 3,2

Табл. 8.8.6. Посадки колец шариковых и роликовых радиальных подшипников в зависимости от вида нагружения

ГОСТ 3325-85

Вид нагружения	Посадки колец	
	внутреннего на вал	наружного в корпус
Местное	L0/js6 L0/h6 L0/g6 L0/f6 L6/js6 L6/h6 L6/g6 L6/f6	Js7/l0 H7/l0 H8/l0 G7/l0 Js7/l6 H7/l6 H9/l6 G7/l6
Циркуляционное	L0/n6 L0/m6 L0/k6 L0/js6 L6/n6 L6/m6 L6/k6 L6/js6	P7/l0 N7/l0 M7/l0 K7/l0 P7/l6 N7/l6 M7/l6 K7/l6
Колебательное	L6/js0 L6/js6	Js7/js0 Js7/js6

Табл. 8.8.7. Посадки радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников при осевой регулировке

ГОСТ 3325-85

Вид нагружения и способ регулировки	Посадки колец	
	внутреннего на вал	наружного в корпус
Циркуляционное нагружение колец подшипников при отсутствии регулировки	L0/n6 L0/m6 L0/k6 L0/js6 L6/n6 L6/m6 L6/k6 L6/js6	P7/l0 N7/l0 M7/l0 K7/l0 Js7/l0 P7/l6 N7/l6 M7/l6 K7/l6 Js7/l6
Циркуляционное нагружение регулируемых колец	L0/js6 L6/js6	Js7/l0 Js7/l6
Нерегулируемые и регулируемые местно нагруженные кольца, не перемещающиеся относительно посадочной поверхности	L0/js6 L0/h6 L6/js6 L6/h6	M7/l0 K7/l0 H7/l0 M7/l6 K7/l6 H7/l6
Местно нагруженные регулируемые кольца	L0/h6 L0/g6 L0/f6 L6/h6 L6/g6 L6/f6	H7/l0 H7/l6

Продолжение табл. 8.8.8

Опорных торцов заплечиков валов и корпусов	0 6 и 5	Ra3,2 Ra1,6	Ra3,2 Ra3,2

Примечание: Параметр шероховатости посадочных поверхностей валов для подшипников на закрепительных или стяжных втулках не должен превышать *Ra* = 3,2 мкм.

8.8.3. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОСАДОЧНЫХ И ОПОРНЫХ ТОРЦЕВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗАПЛЕЧИКОВ ВАЛОВ И ОТВЕРСТИЙ КОРПУСОВ

Для посадочных мест подшипников в соответствии с ГОСТ 3325-85 устанавливаются следующие допуски формы поверхностей:

- допуск круглости ⌾ посадочных мест;
- допуск профиля продольного сечения ⌯;
- (⌾ + ⌯ = ⌭ - допуск цилиндричности).

Указанные допуски не должны превышать значений, представленных в табл. 8.8.9.

Допуски торцевого биения опорных торцевых поверхностей заплечиков валов и отверстий корпусов представлены в табл. 8.8.10.

Табл. 8.8.9. Допуски формы посадочных поверхностей для подшипников 0 и 6 класса точности

ГОСТ 3325-85

Интервалы диаметров d и D, мм	Допуски формы посадочных поверхностей, мкм			
	Валов (осей)		Отверстий корпусов	
	Допуск круглости ⌾	Допуск профиля продольного сечения ⌯	Допуск круглости ⌾	Допуск профиля продольного сечения ⌯
...				
Св.18 до 30	3,5	3,5	5,0	5,0
Св.30 до 50	4,0	4,0	6,0	6,0
Св.50 до 80	5,0	5,0	7,5	7,5
Св.80 до 120	6,0	6,0	9,0	9,0
Св.120 до 180	6,0	6,0	10,0	10,0
Св.180 до 250	7,0	7,0	11,5	11,5
...				

Табл. 8.8.10. Допуски осевого биения

ГОСТ 3325-85

Интервалы диаметров d и D, мм	Допуски осевого биения заплечиков, мкм			
	валов (осей)		отверстий корпусов	
	для классов точности подшипников			
	0	6	0	6
...				
Св.18 до 30	21	13	33	21
Св.30 до 50	25	16	39	25
Св.50 до 80	30	19	46	30
Св.80 до 120	35	22	54	35
Св.120 до 180	40	25	63	40
Св.180 до 250	46	29	72	46
...				

Обозначение на чертежах допусков формы и расположения посадочных и опорных торцевых поверхностей заплечиков валов и отверстий представлено на рис. 8.8.4.

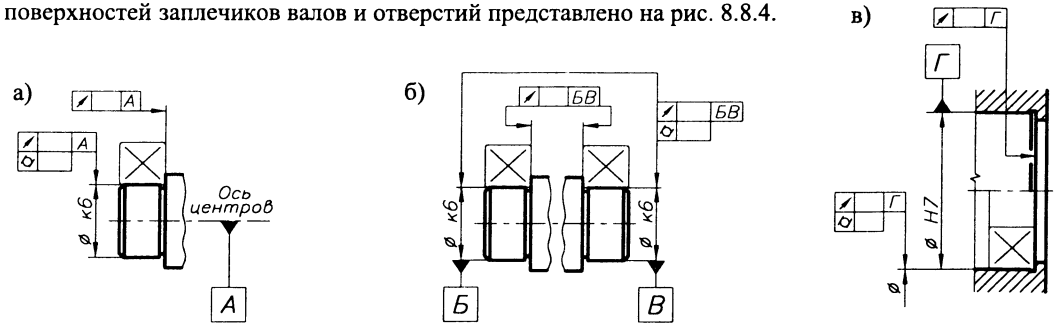


Рис. 8.8.4. Обозначение на чертежах допусков формы и расположения поверхностей установки подшипников: а), б) для вала, если базой является ось; в) для отверстия корпуса, если базой является ось

8.9. УСТАНОВКА, МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ

8.9.1. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

1. ЗАПЛЕЧИКИ ДЛЯ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ

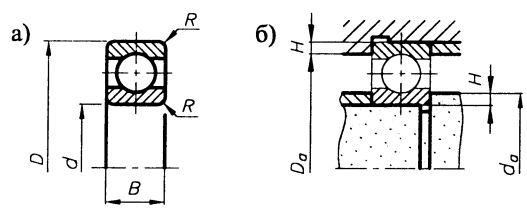


Рис. 8.9.1. Размеры подшипников для их установки:
а) габаритные размеры;
б) установочные размеры (размеры заплечиков)

Размеры заплечиков приведены в ГОСТ 20226-82, в табл. 8.10.2...8.10.10 или в каталогах подшипников.

2. РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЙ ПОДШИПНИКА, РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЙ И РАЗМЕРЫ ПОДТОЧЕК ВАЛА И КОРПУСА

Радиусы закруглений и размеры подточек для вала (рис. 8.9.2а,б) и корпуса (рис. 8.9.2в,г) в местах установки подшипников выбираются в зависимости от радиуса закругления подшипника R (рис.8.9.1а) и приведены в табл. 8.9.1.

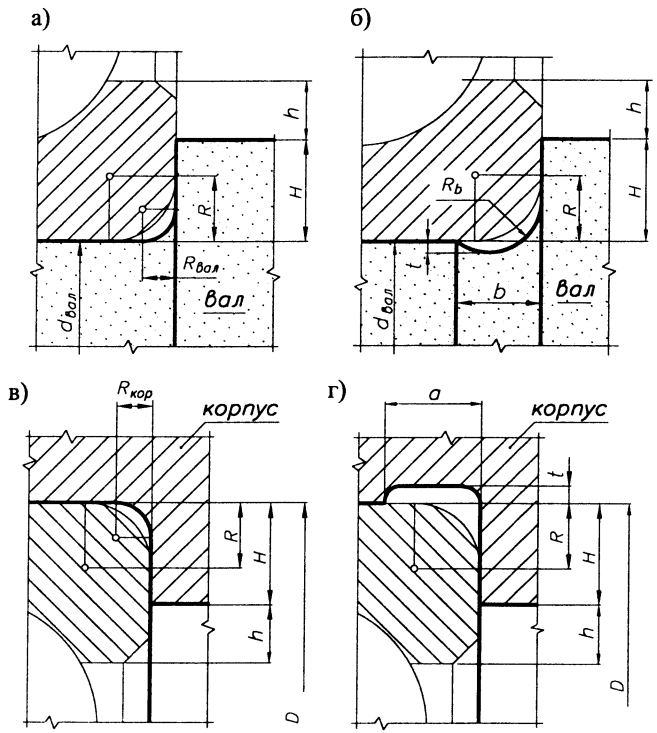


Рис. 8.9.2. Радиусы закруглений и размеры подточек:
а), б) для вала; в), г) для корпуса

Табл. 8.9.1. Величины радиусов закругления и размеры подточек валов и корпусов, мм

Радиус закругления подшипника R	Радиус закругления вала (корпуса) $R_{вал}$, $R_{кор}$	Размеры подточек a	b	R_b	t
0,5	0,3	1,0	–	–	–
1,0	0,6	2,0	–	–	–
1,5	1,0	2,5	2,0	1,3	0,2
2,0	1,0	3,0	2,4	1,5	0,3
2,5	1,5	4,0	3,2	2,0	0,4
3,0	2,0	4,5	4,0	2,5	0,5
3,5	2,0	5,0	4,0	2,5	0,5
4,0	2,5	6,0	4,7	3,0	0,5
5,0	3,0	8,0	5,9	4,0	0,5

8.9.2. МОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

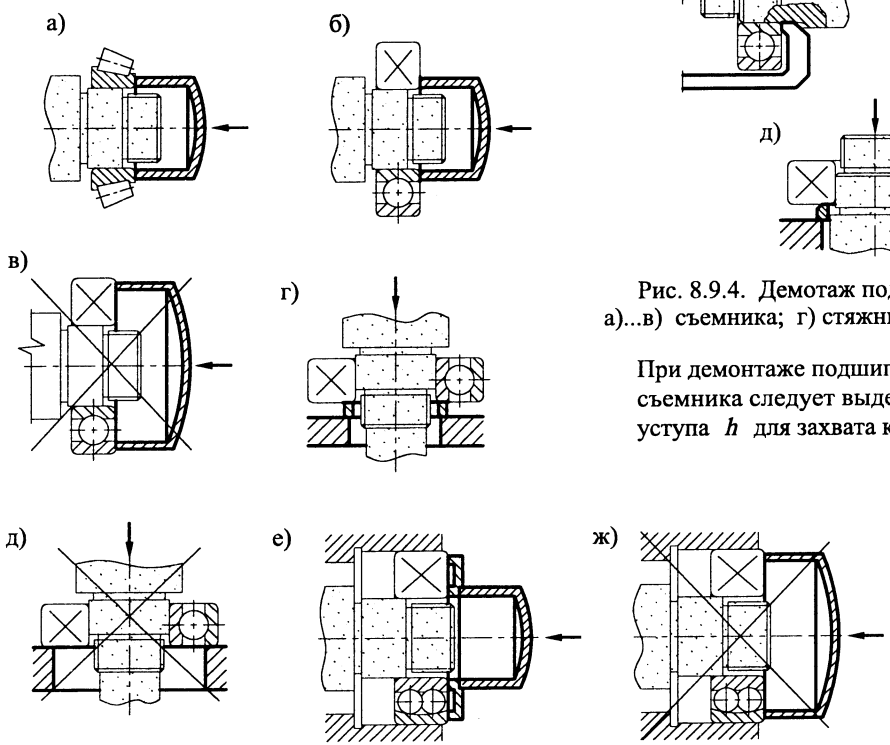


Рис. 8.9.3. Монтаж подшипников:
а)...д) на вал; е),ж) в корпус и на вал

8.9.3. ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

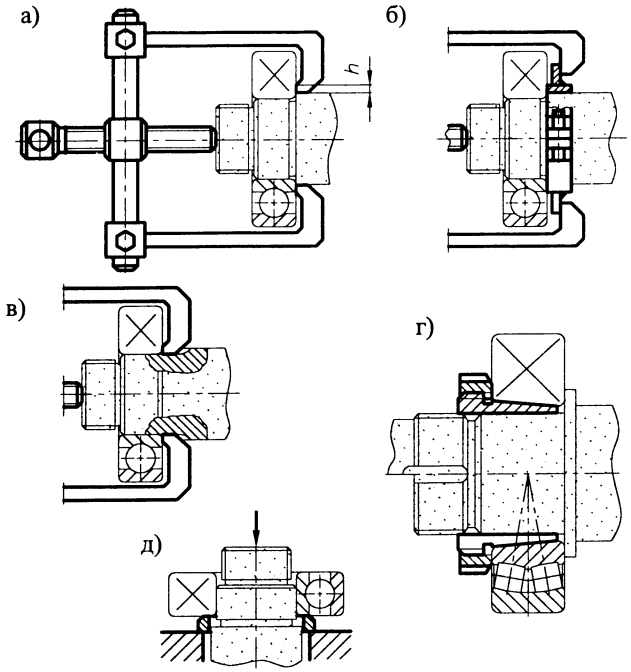


Рис. 8.9.4. Демотаж подшипников с использованием:
а)...в) съемника; г) стяжных втулок; д) при помощи пресса

При демонтаже подшипника качения с использованием съемника следует выдерживать минимальную высоту уступа h для захвата кольца подшипника.

Табл. 8.9.2. Min высота уступа h, необходимая для захвата лапами съемника кольца демонтируемого подшипника

$d_{вал}$ св.	до	$h \geqslant$
мм		
–	15	1,0
15	50	2,0
50	100	2,5
100	–	3,0

Размер h (рис. 8.9.2а...г).

8.9.4. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО ОБЛЕГЧЕНИЮ ДЕМОНТАЖА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

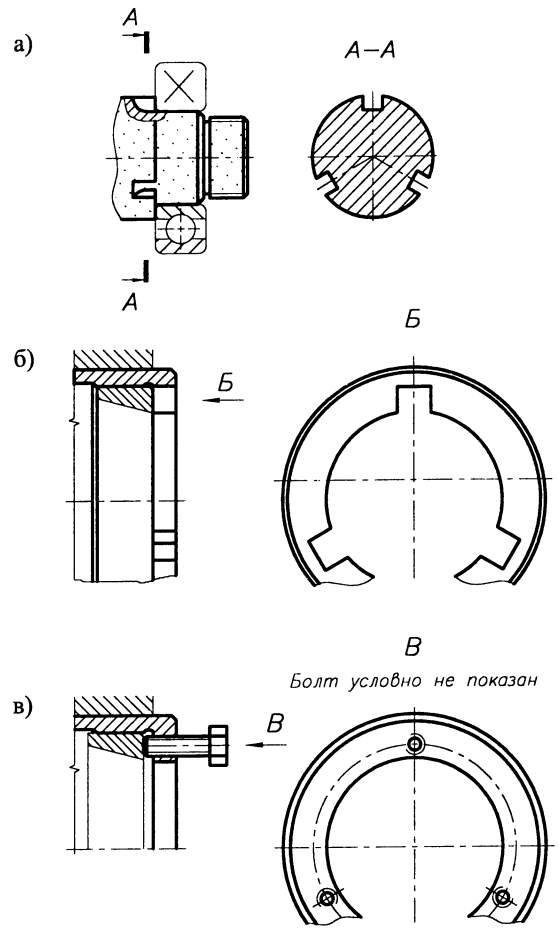


Рис. 8.9.5. Конструктивные решения по облегчению демонтажа подшипников качения:
а), б) выфрезерованные пазы на валу (в корпусе) для возможности захвата лапами съемника боковой поверхности кольца подшипника;
в) отверстия с нарезанной резьбой во втулке (корпусе) подшипника для возможности его выжимания из посадочной поверхности.

8.9.5. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ ВЫСОТЫ ЗАПЛЕЧИКОВ

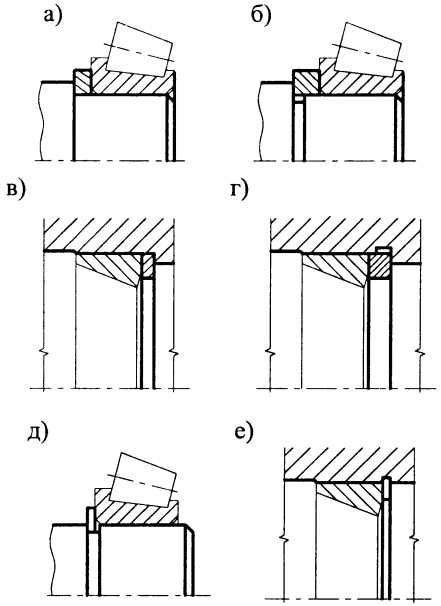


Рис. 8.9.6. Конструктивные решения по уменьшению высоты заплечиков валов (корпусов) в месте установки подшипника:
а), б) использование дополнительных колец на валу;
в), г) использование дополнительных колец в корпусе;
д) использование пружинных колец на валу;
е) использование пружинных колес в корпусе

8.10. ТАБЛИЦЫ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

8.10.1. ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ [5, 15]

Основное условное обозначение подшипников состоит из 7 знаков (при нулевых значениях соответствующих признаков оно сокращается до трех знаков). Дополнительные обозначения, расположенные слева от основного, отделяются знаком тире; дополнительные обозначения справа - начинаются с прописной буквы. Порядковые номера знаков в основном и дополнительном обозначениях определяются по следующей схеме:

Дополнительное обозначение	Основное обозначение	Дополнительное обозначение
...0 0 0 0 -	0 0 0 0 0 0 0	А Б В Г ...
4 3 2 1	7 6 5 4 3 2 1	

ОСНОВНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ

Первые два знака (на схеме 2 и 1) обозначают диаметр отверстия подшипника. Диаметры отверстий, кратные 5, обозначают частным от деления значения диаметра на 5 (кроме диаметров подшипников до 10 мм, а также диаметров 12, 15, 17, 22, 28, 32, 500 мм и более).

Знаки 3 и 7 определяют серию подшипника, т.е. один из установленных стандартами нормальных рядов подшипников, отличающихся по наружному диаметру (3) и ширине (7), при одинаковых конструкциях и внутренних диаметрах (табл. 8.10.1).

Знак 4 определяет тип подшипника, т.е. совокупность признаков, определяющих его основные свойства.

Знаки 5 и 6 определяют конструктивные особенности подшипников.

Типы подшипников (4-й знак):

0 - шариковый радиальный;
1 - шариковый радиальный двухрядный сферический;
2 - роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
3 - роликовый радиальный двухрядный сферический;
4 - роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;
5 - роликовый радиальный с витыми роликами;
6 - шариковый радиально-упорный;
7 - роликовый радиально-упорный (конический);
8 - шариковый упорный или упорно-радиальный;
9 - роликовый упорный или упорно-радиальный.

ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ (перед основным):

6 - первая цифра слева от обозначения подшипника, отделенная знаком "тире", обозначает класс точности подшипника (например, 6-208 обозначает подшипник 208 класса точности 6). Установлены классы точности подшипников (в порядке повышения точности) 0, 6, 5, 4, 2. Класс точности 0 в обозначении не указывается.

76 - вторая цифра справа налево в дополнительном обозначении определяет группу (ряд) радиального зазора (например, подшипник 76-208 класса точности 6 имеет 7 группу (ряд) зазора).

1М76 - цифра с буквой М перед группой радиального зазора обозначает ряд момента трения в подшипнике (например, 1М76-208 определяет момент трения по первому ряду).

ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ (после основного):

А - сепаратор повышенной грузоподъемности;
Г - сепаратор выполнен из черных металлов (Г, Г1, Г2,...);
Д - сепаратор выполнен из алюминиевого сплава (Д, Д1, Д2,...);
Е - сепаратор выполнен из пластического материала (Е, Е1, Е2,...);
К - конструктивные изменения (К, К1, К2,...);
Л- сепаратор выполнен из латуни (чаще не проставляется);
Н - кольцевая проточка с отверстиями для смазки на наружном кольце роликового радиального сферического двухрядного подшипника;
С1 - обозначение видов смазочных материалов для подшипников закрытого типа (С, С1, С2,...);
Т - подшипники для работы при повышенных температурах;
У - специальные требования по более жестким требованиям к некоторым параметрам (шероховатости, точности и т.д.) (У, У1, У2,...);
Ш - ограничение величины уровня вибрации. С возрастанием цифрового индекса уровень вибрации уменьшается (Ш, Ш1, Ш2,...);
Ю - все детали подшипника или их часть выполнены из нержавеющей стали (Ю, Ю1, Ю2,...).

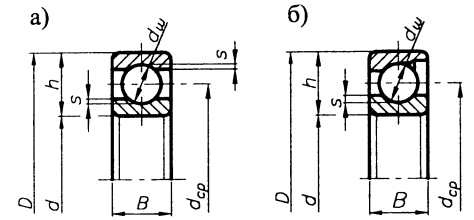
Табл. 8.10.1. Обозначение серий подшипников

Серия	Сверхлегкая												Особо легкая								Особо легкая				Легкая				Средняя				Тяжелая	
Характеристика по диаметру	8				9								1								7				2, 5				3, 6				4	
Характеристика по ширине	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая					Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая					Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Широкая
3-я цифра справа	8	8	8	8	8	9	9	9	9	9	9	9	1	1	1	1	1	1	1	1	7	7	7	7	2	2	5	2	3	3	6	3	4	4
7-я цифра справа	7	1	2	3	4	7	1	2	3	4	5	6	7	0	2	3	4	5	6		7	1	2	3	0	1	0	3	0	1	0	3	0	2

8.10.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ [5, 9, 24]

Основные внутренние размеры стандартных подшипников отвечают следующим геометрическим соотношениям:

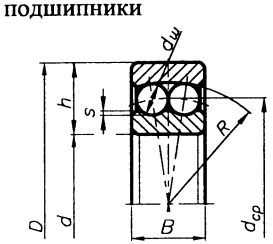
1. Шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники



$h=0,5(D-d)$ $d_ш=(0,55\div0,63)h$
$d_{ср}=0,5(D+d)$ $s=0,15d_ш$ $B=(0,8\div1,0)h$

Рис. 8.10.1. Геометрические соотношения в шариковых подшипниках:
а) радиальных, б) радиально-упорных

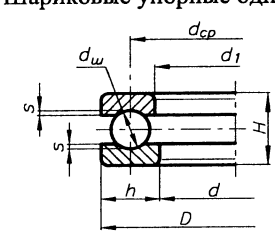
2. Шариковые двухрядные самоустанавливающиеся подшипники



$h=0,5(D-d)$
$d_{ср}=0,5(D+d)$
$d_ш=(0,45\div0,50)h$
$s=0,15d_ш$
$B=(0,85\div1,0)h$

Рис. 8.10.2. Геометрические соотношения в шариковых двухрядных самоустанавливающихся подшипниках

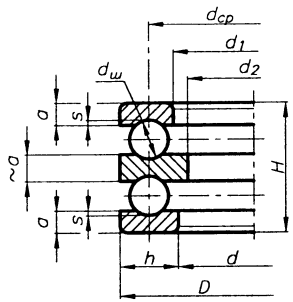
3. Шариковые упорные однорядные подшипники



$h=0,5(D-d)$
$d_{ср}=0,5(D+d)$
$d_ш=(0,70\div0,80)h$
$s=0,10d_ш$
$d_1=d+(0,2\div0,5)$

Рис. 8.10.3. Геометрические соотношения в шариковых упорных однорядных подшипниках

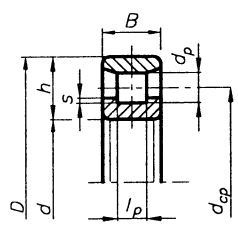
4. Шариковые упорные двухрядные подшипники



$h=0,5(D-d)$
$d_{ср}=0,5(D+d)$
$d_ш=(0,70\div0,80)h$
$s=0,10d_ш$
$d_1=d+(0,2\div0,5)$мм
$d_2=(0,83\div0,85)d$

Рис. 8.10.4. Геометрические соотношения в шариковых упорных двухрядных подшипниках

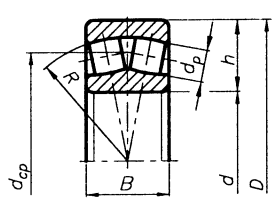
5. Роликовые радиальные подшипники



$h=0,5(D-d)$
$d_{ср}=0,5(D+d)$
$d_p=l_p=0,5h$
$s=(0,10\div0,12)d_p$
$B=(0,85\div1,25)h$
(меньшие значения B – для легких серий)

Рис. 8.10.5. Геометрические соотношения в роликовых радиальных подшипниках

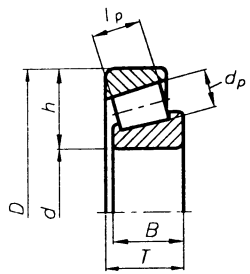
6. Роликовые двухрядные самоустанавливающиеся подшипники



$h=0,5(D-d)$
$d_{ср}=0,5(D+d)$
$d_p=l_p=0,5h$
$B=(1,15\div1,25)h$

Рис. 8.10.6. Геометрические соотношения в роликовых двухрядных самоустанавливающихся подшипниках

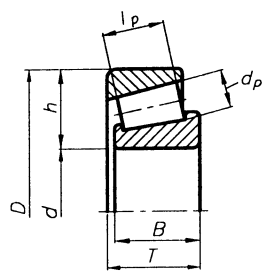
7. Конические роликовые подшипники (легкая и средняя серия)



$h=0,5(D-d)$
$d_p=(0,5\div0,53)h$
$l_p=(1,2\div1,25)d_p$

Рис. 8.10.7. Геометрические соотношения в конических роликовых подшипниках

8. Конические роликовые подшипники (широкая серия)



$h=0,5(D-d)$
$d_p=(0,5\div0,53)h$
$l_p=(1,7\div1,9)d_p$

Рис. 8.10.8. Геометрические соотношения в конических роликовых подшипниках

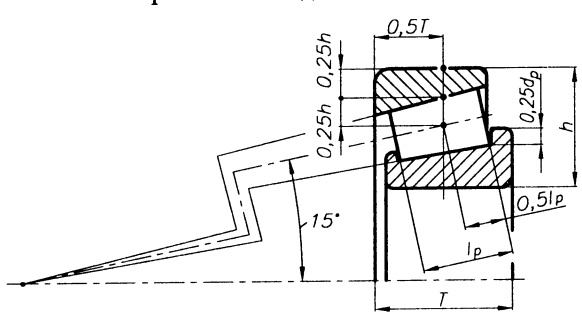


Рис. 8.10.9. Построение сечения конического подшипника

Табл. 8.10.2. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C_o	d_a min	D_a max	a
					кН				
...									
20	32	7	0,5	1000804	2,70	1,50	23	28	2
	37	9	0,5	1000904	6,55	3,04	23	34	2
	42	8	0,5	7000104	7,02	3,40	26	36	2
	42	12	1,0	104	9,36	4,50	24	38	2
	47	14	1,5	204	12,7	6,20	26	42	2
	52	15	2,0	304	15,9	7,80	27	45	2
	72	19	2,0	404	30,7	16,6	27	63	2
25	37	7	0,5	1000805	3,12	1,98	27	35	2
	42	9	0,5	1000905	7,32	3,68	28	39	2
	47	8	0,5	7000105	7,61	4,00	31	42	2
	47	12	1,0	105	11,2	5,60	29	43	2
	52	15	1,5	205	14,0	6,95	30	47	2
	62	17	2,0	305	22,5	11,4	33	55	2
	80	21	2,5	405	36,4	20,4	36	66	2
30	42	7	0,5	1000806	3,42	2,35	32	39	2
	47	9	0,5	1000906	7,59	3,99	33	44	2
	55	9	0,5	7000106	11,2	5,85	37	50	2
	55	13	1,5	106	13,3	6,80	35	50	2
	62	16	2,0	206	19,5	10,0	35	57	2
	72	19	2,0	306	28,1	14,6	39	65	2
	90	23	2,5	406	47,0	26,7	41	77	2
35	47	7	0,5	1000807	4,03	3,00	37	44	2
	55	10	0,5	1000907	10,4	5,65	40	50	2
	62	9	0,5	7000107	12,4	6,95	43	56	2
	62	14	1,5	107	15,9	8,50	39	57	2
	72	17	2,0	207	25,5	13,7	42	65	2
	80	21	2,5	307	33,2	18,0	42	71	2
	100	25	2,5	407	55,3	31,0	52	86	2
40	52	7	0,5	1000808	4,16	3,35	43	49	2
	62	12	1,0	1000908	12,2	6,92	46	57	2
	68	15	1,0	7000108	13,3	7,80	47	62	2
	68	15	1,5	108	16,8	9,30	46	63	2
	80	18	2,0	208	32,0	17,8	48	73	2
	90	23	2,5	308	41,0	22,4	47	81	2
	110	27	3,0	408	63,7	36,5	55	95	2
45	58	7	0,5	1000809	6,05	3,80	48	55	2
	68	12	1,0	1000909	14,3	8,13	50	64	2
	75	10	1,0	7000109	15,6	9,30	54	66	2
	75	16	1,5	109	21,2	12,2	51	70	2
	85	19	2,0	209	33,2	18,6	53	78	2
	100	25	2,5	309	52,7	30,0	52	80	2
	120	29	3,0	409	76,1	45,5	62	104	2

8.10.3. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ ГОСТ 8338-75

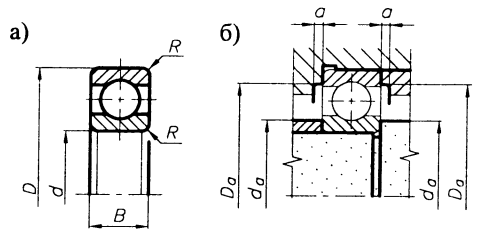


Рис. 8.10.10. Габаритные и установочные размеры шариковых радиальных однорядных подшипников

Продолжение табл. 8.10.2

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C_o	d_a min	D_a max	a
					кН				
50	65	7	0,5	1000810	6,24	4,25	54	62	2
	72	12	1,0	1000910	14,5	9,70	56	67	2
	80	10	1,0	7000110	16,3	10,0	59	72	2
	80	16	1,5	110	21,6	13,2	56	75	2
	90	20	2,0	210	35,1	19,8	58	83	2
	110	27	3,0	310	61,8	36,0	63	98	2
	130	31	3,5	410	87,1	52,0	68	114	2
55	72	9	0,5	1000811	8,32	5,60	60	67	3
	80	13	1,5	1000911	16,0	10,0	61	74	3
	72	9	0,5	7000111	17,0	11,7	65	80	3
	90	18	2,0	111	28,1	17,0	62	84	3
	100	21	2,5	211	43,6	25,0	65	91	3
	120	29	3,0	311	71,5	41,5	67	109	3
	140	33	3,5	411	100	63,0	71	122	3
60	78	10	0,5	1000812	8,71	7,35	64	74	3
	85	13	1,5	1000912	16,4	10,6	66	79	3
	95	11	1,0	7000112	18,6	12,4	70	85	3
	95	18	2,0	112	29,6	18,3	68	88	3
	110	22	2,5	212	52,0	31,0	71	101	3
	130	31	3,5	312	81,9	48,0	75	116	3
	150	35	3,5	412	108	70,0	77	131	3
65	85	10	1,0	1000813	11,7	8,30	70	81	3
	90	16	1,5	1000913	17,4	11,9	70	84	3
	100	11	1,0	7000113	19,0	13,1	75	90	3
	100	18	2,0	113	30,7	19,6	73	93	3
	120	23	2,5	213	56,0	34,0	77	111	3
	140	33	3,5	313	92,3	56,0	78	125	3
	160	37	3,5	413	119	78,0	83	141	3

Продолжение табл. 8.10.2

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C_o	d_a min	D_a max	a
					кН				
70	90	10	1,0	1000814	12,1	9,15	75	86	3
	100	16	1,6	1000914	23,7	17,3	78	94	3
	110	13	1,0	7000114	22,2	15,3	82	101	3
	110	20	2,0	114	37,7	24,5	78	103	3
	125	24	2,5	214	61,8	37,5	82	116	3
	150	30	3,5	314	104	63,0	85	136	3
	180	42	4,0	414	143	105	93	157	3
75	95	10	1,0	1000815	12,5	9,80	80	89	3
	105	16	1,5	1000915	24,3	16,8	83	98	3
	115	13	1,0	7000115	28,6	20,0	85	106	3
	115	20	2,0	115	39,7	26,0	83	108	3
	130	25	2,5	215	66,3	41,0	85	121	3
	160	37	3,5	315	112	72,5	93	144	3
	190	45	4,0	415	153	114	98	166	3
80	100	10	1,0	1000816	12,4	9,80	85	95	3
	110	16	1,5	1000916	27,5	18,9	88	103	3
	125	14	1,0	7000116	33,2	23,6	88	116	3
	125	22	2,5	116	47,7	31,5	90	118	3
	140	26	3,0	216	70,2	45,0	92	130	3
	170	39	3,5	316	124	80,0	99	155	3
	200	48	4,0	416	163	125	105	176	3
85	110	13	1,5	1000817	19,0	15,0	90	100	3
	120	18	2,0	1000917	31,9	22,2	98	112	3
	130	14	1,0	7000117	33,8	25,0	92	121	3
	130	22	2,0	117	49,4	33,5	95	122	3
	150	28	3,0	217	82,3	53,0	99	140	3
	180	41	4,0	317	133	90,0	103	163	3
	210	52	5,0	417	174	135	108	185	3
90	115	13	1,5	1000818	19,5	15,6	96	109	3
	125	18	2,0	1000918	32,9	23,5	99	117	3
	140	16	1,5	7000118	41,6	29,0	100	130	3
	140	24	2,5	118	57,2	39,0	100	130	3
	160	30	3,0	218	95,6	62,0	105	150	3
	190	43	4,0	318	143	99,0	111	172	3
	225	54	5,0	418	186	146	117	200	3
95	120	13	1,5	1000819	19,7	17,4	102	113	3
	130	18	2,0	1000919	32,9	23,5	110	122	3
	145	24	1,5	7000119	42,3	31,5	105	134	3
	145	24	2,5	119	60,5	41,5	105	135	3
	170	32	3,5	219	108	69,5	111	155	3
	200	45	4,0	319	153	110	119	180	3
100	125	13	1,5	1000820	19,9	17,0	107	120	3
	140	20	2,0	1000920	44,9	32,0	113	132	3
	150	16	1,5	7000120	44,2	32,5	110	139	3
	150	24	2,5	120	60,5	41,5	110	139	3
	180	34	3,5	220	124	79,0	117	162	3
	215	47	4,0	320	174	132	125	195	3
...									

$P_r = VF_r$ - для $F_a/(VF_r) \leqslant e$, ($X = 1{,}0$; $Y = 0$).

$P_r = 0{,}56VF_r + YF_a$ - для $F_a/(VF_r) > e$, ($X = 0{,}56$; e, Y - табл. 8.5.2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шарикового радиального подшипника особолегкой серии диаметров 1, серии ширин 0 с $d = 50$ мм, $D = 80$ мм, $B = 16$ мм: *Подшипник 110 ГОСТ 8338–75*

8.10.4. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ ГОСТ 831-75

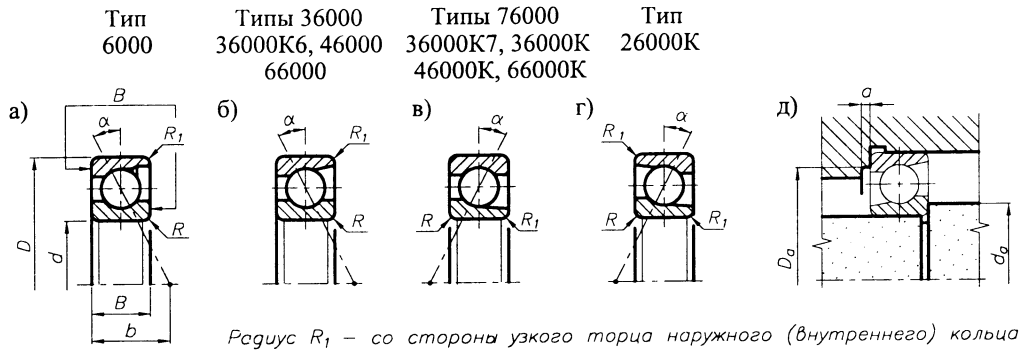


Рис. 8.10.11. Габаритные и установочные размеры шариковых радиально-упорных подшипников

Стандарт устанавливает следующие типы подшипников:

разъемные со съемным наружным кольцом: 6000 - с углом контакта $\alpha = 12°$;
разъемные со съемным внутренним кольцом: 76000 - с углом контакта $\alpha = 12°$;
неразъемные со скосом на наружном кольце: 36000 - с углом контакта $\alpha = 12°$;
36000К6 - с углом контакта $\alpha = 15°$;
46000 - с углом контакта $\alpha = 26°$;
66000 - с углом контакта $\alpha = 36°$;
неразъемные со скосом на внутреннем кольце: 36000К7 - с углом контакта $\alpha = 12°$;
36000К - с углом контакта $\alpha = 15°$;
46000К - с углом контакта $\alpha = 26°$;
66000К - с углом контакта $\alpha = 36°$;
неразъемные со скосом на наружном и внутреннем кольцах:
26000К - с углом контакта $\alpha = 40°$.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шарикового радиально-упорного подшипника типа 36000, легкой серии диаметров 2 с $d = 25$ мм, $D = 52$ мм, $B = 15$ мм:

Подшипник 36205 ГОСТ 831–75

Табл. 8.10.3. Основные размеры, мм и параметры подшипников

Отсутствующие значения C и C_o для ряда подшипников будут вводиться в стандарт по мере освоения.

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника		C кН	C_o кН	d_a max	D_a min	a
...												
20	37	9	0,5	0,3	11	1036904		6,70	4,40	23	34	2
						1036904К		2,86	1,79	23	34	2
						1046904		6,40	4,40	23	34	2
						1046904К		2,65	1,66	23	34	2
	42	12	0,5	0,3	13	36104		10,6	5,32	24	38	2
						36104К		7,80	5,20	24	38	2
						36104(К6, К7)		–	–	24	38	2
						46104(К)	6104	–	–	24	38	2
	47	14	0,5	0,3	23,5	26204К	36204К6	–	–	26	42	2
						36204		15,7	8,31	26	42	2
						36204К		11,9	7,45	26	42	2
						46204		14,8	7,64	26	42	2
						46204К		9,50	6,20	26	42	2
						66204		–	–	26	42	2
	52	15	1,5	0,8	23,5	26304К	36304(К)	–	–	27	45	2
						46304	46304К	17,8	9,00	27	45	2
						66304(К)		–	–	27	45	2
25	42	9	0,5	0,3	11	1036905		7,10	4,75	28	39	2
						1036905К		3,07	2,07	28	39	2
						1046905		6,70	4,50	28	39	2
						1046905К		2,85	1,92	28	39	2
	47	12	1,0	0,5	13	36105		11,8	6,29	29	43	2
						36105К		8,65	6,10	29	43	2
						36105(К6, К7)	46105(К)	–	–	29	43	2
	52	15	1,5	0,8	23,5	26205К	36205К6	–	–	30	47	2
						36205		16,7	9,10	30	47	2
						36205К		11,4	8,00	30	47	2
						46205		15,7	8,34	30	47	2
						46205К		10,6	7,35	30	47	2
						66205		–	–	30	47	2
	62	17	2,0	1,0	23,5	26305К	36305(К)	–	–	33	55	2
						46305	46305К	26,9	14,6	33	55	2
						66305(К)		–	–	33	55	2
	80	21	2,5	1,2	23,5	66405		–	–	36	66	2
30	47	9	0,5	0,3	11	1036906		7,65	5,50	33	44	2
30	47	9	0,5	0,3	11	1036906К		3,26	2,35	33	44	2
						1046906		7,20	5,10	33	44	2
						1046906К		3,02	2,18	33	44	2
	55	13	1,5	0,8	13	36106		15,3	8,57	35	50	2
						36106К		11,2	8,30	35	50	2
						36106К6 (К7)		–	–	35	50	2
						46106		14,5	7,88	35	50	2
						46106(К)		10,4	7,65	35	50	2
	62	16	1,5	0,8	23,5	26206К		–	–	37	57	2
						36206		22,0	12,0	37	57	2
						36206К		16,3	12,0	37	57	2
						36206К6	66206	–	–	37	57	2
						46206		21,9	12,0	37	57	2
						46206К		16,0	11,8	37	57	2
	72	19	2,0	1,0	23,5	26306К	36306(К)	–	–	39	65	2
						46306	46306К	32,6	18,3	39	65	2
						66306(К)		–	–	39	65	2
	90	23	2,5	1,2	23,5	66406		43,8	27,6	41	77	2
35	55	10	1,0	0,3	11	1036907		8,50	6,55	40	50	2
						1036907К		5,40	4,15	40	50	2
						1046907		8,00	6,20	40	50	2
						1046907К		5,00	3,85	40	50	2
	62	14	1,5	0,8	13	36107(К6, К7)		–	–	39	57	2
						36107К		12,9	9,80	39	57	2
						46107(К)		–	–	39	57	2
	72	17	2,0	1,0	23,5	26207К	36207К6	–	–	42	65	2
						36207		30,8	17,8	42	65	2
						36207К		20,0	15,3	42	65	2
						46207		29,0	16,4	42	65	2
						46207К		18,6	14,0	42	65	2
						66207		27,0	14,7	42	65	2
	80	21	2,5	1,2	23,5	26307К	36307(К)	–	–	44	71	2
						46307	46307К	42,6	24,7	44	71	2
						66307(К)		–	–	44	71	2
	100	25	2,5	1,2	23,5	66407		–	–	52	86	2
40	62	12	1,0	0,3	11	1036908		12,5	9,65	46	57	2
						1036908(К)		7,02	5,53	46	57	2
						1046908		11,8	9,00	46	57	2
						1046908(К)		6,52	5,13	46	57	2
	68	15	1,5	0,8	13	36108(К6, К7)		–	–	46	63	2
						36108К		13,7	11,0	46	63	2
						46108		18,9	11,1	46	63	2
						46108К		12,7	10,2	46	63	2
	80	18	2,0	1,0	23,5	26208К		–	–	48	73	2
						36208		38,9	23,2	48	73	2
						36208К		27,0	20,4	48	73	2
						46208		36,8	21,4	48	73	2
						46208К		25,5	19,0	48	73	2
						66208		–	–	48	73	2
	90	23	2,5	1,2	23,5	26308К		–	–	51	80	2
						36308	36308К	53,9	32,8	51	80	2
						46308	46308К	50,8	30,1	51	80	2
						66308(К)		–	–	51	80	2
	110	27	3,0	1,5	23,5	66408		72,2	42,3	55	95	2
45	68	12	1,0	0,3	11	1036909		13,4	10,8	50	65	2
						1036909К		7,40	6,18	50	65	2
						1046909		12,5	10,2	50	65	2
						1046909К		6,87	5,73	50	65	2
	75	16	1,5	0,8	13	36109(К, К6, К7)		–	–	51	70	2
						46109		22,5	13,4	51	70	2
						46109К		17,0	13,7	51	70	2
	85	19	2,0	1,0	23,5	26209К	36209К6	–	–	53	78	2
						36209		41,2	25,1	53	78	2
						36209К		32,0	25,5	53	78	2
						46209		38,7	23,1	53	78	2
						46209К		30,0	23,2	53	78	2
						66209		–	–	53	78	2
	110	25	2,5	1,2	23,5	26309К	36309(К)	–	–	56	89	2
						46309	46309К	61,4	37,0	56	89	2
						66309	66309К	60,8	36,4	56	89	2
	120	29	3,0	1,5	23,5	66409		81,6	47,3	62	104	2

Продолжение табл. 8.10.3 на след. стр.

Продолжение табл. 8.10.3

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	C кН	C_o кН	d_a max	D_a min	a
50	72	12	1,0	0,3	11	1036910	14,6	12,7	56	67	2
						1036910K	7,53	6,50	56	67	2
						1046910	13,7	12,0	56	67	2
						1046910K	6,99	6,03	56	67	2
	80	16	1,5	0,8	13	36110K	19,3	16,6	56	75	2
						36110(K6, K7)	–	–	56	75	2
						46110(K)	–	–	56	75	2
	90	20	2,0	1,0	23,5	26210K	–	–	58	83	2
						36210	43,2	27,0	58	83	2
						36210K	35,5	28,5	58	83	2
						36210K6	–	–	58	83	2
						46210	40,6	24,9	58	83	2
						46210K	32,5	26,5	58	83	2
						66210	–	–	58	83	2
	110	27	3,0	1,5	23,5	26310K 36310(K)	–	–	63	98	2
						46310 46310K	71,5	44,0	63	98	2
						66310(K)	–	–	63	98	2
	130	31	3,5	2,0	23,5	66410	98,9	60,1	68	114	2
55	80	13	1,5	0,5	11	1036911	17,0	15,0	61	74	3
						1036911K	8,30	7,32	61	74	3
						1046911	16,0	14,0	61	74	3
						1046911K	8,95	7,90	61	74	3
	90	18	2,0	1,0	13	36111K	27,0	23,2	62	84	3
						36111(K6, K7)	–	–	62	84	3
						46111	32,6	21,1	62	84	3
						46111K	25,0	21,2	62	84	3
	100	21	2,5	1,2	23,5	26211K	–	–	65	91	3
						36211	58,4	34,2	65	91	3
						36211K	41,5	34,5	65	91	3
						36211K6	–	–	65	91	3
						46211	50,3	31,5	65	91	3
						46211K	39,0	32,0	65	91	3
						66211	46,3	24,8	65	91	3
	120	29	3,0	1,5	23,5	26311K 36311(K)	–	–	67	109	3
						46311 46311K	82,8	51,6	67	109	3
						66311(K)	–	–	67	109	3
	140	33	3,5	2,0	23,5	66411	–	–	71	122	3
60	85	13	1,5	0,5	11	1036912	18,0	16,3	66	79	3
						1036912K	9,50	8,64	66	79	3
						1046912	17,0	15,3	66	79	3
						1046912K	8,80	7,33	66	79	3
	95	18	2,0	1,0	13	36112(K, K6, K7)	–	–	68	88	3
						46112	37,4	24,5	68	88	3
						46112K	25,5	22,4	68	88	3
	110	22	2,5	1,2	23,5	26212K	–	–	71	101	3
						36212	61,5	39,3	71	101	3
						36212K	50,0	42,5	71	101	3
						36212K6	–	–	71	101	3
						46212	60,8	38,8	71	101	3
						46212K	46,5	39,0	71	101	3
						66212	–	–	71	101	3
	130	31	3,5	2,0	23,5	26312K 36312(K)	–	–	75	116	3
						46312 46312K	100	65,3	75	116	3
						66312 66312K	93,7	58,8	75	116	3
	150	35	3,5	2,0	23,5	66412	125	79,5	77	131	3
65	90	13	1,5	0,5	11	1036913	18,3	17,3	70	84	3
						1036913K	9,65	9,20	70	84	3
						1046913	17,3	16,0	70	84	3
						1046913K	8,95	8,54	70	84	3
	100	18	2,0	1,0	13	36113K	28,0	25,5	73	93	3
						36113(K6, K7)	–	–	73	93	3
						46113(K)	–	–	73	93	3
65	120	23	2,5	1,2	23,5	26213K	–	–	77	111	3
						36213(K, K6)	–	–	77	111	3
						46213	69,4	45,9	77	111	3
						46213K	53,0	45,0	77	111	3
						66213	–	–	77	111	3
	140	33	3,5	2,0	23,5	26313K 36313(K)	–	–	78	125	3
						46313 46313K	113	75,0	78	125	3
						66313(K)	–	–	78	125	3
	160	37	3,5	2,0	23,5	66413	–	–	83	141	3
70	100	16	1,5	0,5	11	1036914	25,0	23,6	78	94	3
						1036914K	13,2	12,5	78	94	3
						1046914	23,6	22,0	78	94	3
						1046914K	12,2	11,6	78	94	3
	110	20	2,0	1,0	13	36114K	36,0	33,5	78	103	3
						36114(K6, K7)	–	–	78	103	3
						46114	46,1	31,7	78	103	3
						46114K	34,5	32,0	78	103	3
	125	24	2,5	1,2	23,5	26214K	–	–	82	116	3
						36214	80,2	54,8	82	116	3
						36214K	60,0	52,0	82	116	3
						36214K6	–	–	82	116	3
						46214(K) 66214	–	–	82	116	3
	150	35	3,5	2,0	23,5	26314K 36314(K)	–	–	85	136	3
						46314 46314K	127	85,3	85	136	3
						66314	119	76,8	85	136	3
						66314K	–	–	85	136	3
	180	42	4,0	2,0	23,5	66414	152	109	93	157	3
75	105	16	1,5	0,5	11	1036915	25,5	24,5	83	98	3
						1036915K	13,4	12,9	83	98	3
						1046915	24,0	23,2	83	98	3
						1046915K	12,5	11,9	83	98	3
	115	20	2,0	1,0	13	36115K	37,5	34,5	83	108	3
						36115(K6, K7)	–	–	83	108	3
						46115	47,3	33,4	83	108	3
						46115K	–	–	83	108	3
	130	25	2,5	1,2	23,5	26215K	–	–	85	121	3
						36215(K, K6)	–	–	85	121	3
						46215	78,4	53,8	85	121	3
						46215K	58,5	51,0	85	121	3
						66215	71,5	49,0	85	121	3
	160	37	3,5	2,0	23,5	26315K 36315(K)	–	–	93	144	3
						46315(K) 66315(K)	–	–	93	144	3
	190	45	4,0	2,0	23,5	66415	–	–	98	166	3
80	110	16	1,5	0,5	11	1036916	26,0	26,0	88	103	3
						1036916K	13,7	13,7	88	103	3
						1046916	24,5	24,5	88	103	3
						1046916K	12,7	12,7	88	103	3
	125	22	2,0	1,0	13	36116(K, K6, K7)	–	–	90	118	3
						46116	56,0	40,1	90	118	3
						46116K	43,0	40,5	90	118	3
	140	26	3,0	1,5	23,5	26216K	–	–	92	130	3
						36216	93,6	65,0	92	130	3
						36216K	73,5	65,5	92	130	3
						36216K6	–	–	92	130	3
						46216	87,9	60,0	92	130	3
						46216K	68,0	60,0	92	130	3
						66216	–	–	92	130	3
	170	39	3,5	2,0	23,5	26316K 36316(K)	–	–	99	155	3
						46316 46316K	136	99,0	99	155	3
						66316(K)	–	–	99	155	3
	200	48	4,0	2,0	23,5	66416	–	–	105	176	3
85	120	18	2,0	1,0	11	1036917	33,5	33,5	92	112	3
						1036917K	17,6	17,6	92	112	3
						1046917	32,0	31,5	92	112	3
						1046917K	16,3	16,3	92	112	3
	130	22	2,0	1,0	13	36117K	47,5	46,5	95	122	3
						36117(K6, K7)	–	–	95	122	3
						46117	57,4	42,1	95	122	3
						46117K	44,0	42,5	95	122	3
	150	28	3,0	1,5	23,5	26217K	–	–	99	140	3
						36217	101	70,8	99	140	3
						36217K	81,5	76,5	99	140	3
						36217K6	–	–	99	140	3
						46217	94,4	65,1	99	140	3
						46217K	76,5	69,5	99	140	3
						66217	–	–	99	140	3
	180	41	4,0	2,0	23,5	26317K 36317(K)	–	–	103	163	3
						46317 46317K	163	120	103	163	3
						66317(K)	–	–	103	163	3
	210	52	5,0	2,5	23,5	66417	–	–	108	185	3
90	125	18	2,0	1,0	11	1036918	34,5	35,5	99	117	3
						1036918K	18,2	18,5	99	117	3
						1046918	32,5	32,5	99	117	3
						1046918K	16,8	17,2	99	117	3
	140	24	2,5	1,2	13	36118K	56,0	55,0	100	130	3
						36118(K6, K7)	–	–	100	130	3
						46118	63,5	47,2	100	130	3
						46118K	52,0	51,0	100	130	3
	160	30	3,0	1,5	23,5	26218K	–	–	105	150	3
						36218	118	83,0	105	150	3
						36218K	90,0	85,0	105	150	3
						36218K6 66218	–	–	105	150	3
						46218	111	76,2	105	150	3
						46218K	85,0	78,0	105	150	3
	190	43	4,0	2,0	23,5	26318K 36318(K)	–	–	111	172	3
						46318 46318K	165	122	111	172	3
						66318	189	145	111	172	3
						66318K	–	–	111	172	3
	225	54	5,0	2,5	23,5	66418	208	162	117	200	3
95	170	32	3,5	2,0	23,5	26219K	–	–	111	158	3
						36219	134	95,0	111	158	3
						36219(K, K6)	–	–	111	158	3
	200	45	4,0	2,0	23,5	46319(K) 66319(K)	–	–	119	180	3
100	140	20	2,0	1,0	11	1036920	36,5	39,0	113	132	3
						1036920K	19,2	20,5	113	132	3
						1046920	34,0	37,5	113	132	3
						1046920K	17,8	19,1	113	132	3
	150	24	2,5	1,2	13	36120K	58,5	60,0	110	139	3
						36120(K6, K7)	–	–	110	139	3
						46120	71,5	55,1	110	139	3
						46120K	55,0	56,0	110	139	3
	180	34	3,5	2,0	23,5	26220K 66220	–	–	117	168	3
						36220(K, K6)	–	–	117	168	3
						46220	148	107	117	168	3
						46220K	114	108	117	168	3
	215	47	4,0	2,0	23,5	26320K 66320(K)	–	–	125	195	3
						46320 46320K	213	177	125	195	3
...											

$P_r = V F_r$ - для $F_a/(V F_r) \leqslant e$ ($X = 1{,}0$; $Y = 0$).

$P_r = X V F_r + Y F_a$ - для $F_a/(V F_r) > e$ (e, X, Y - табл. 8.5.2).

8.10.5. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ДВУХРЯДНЫЕ ГОСТ 28428-90

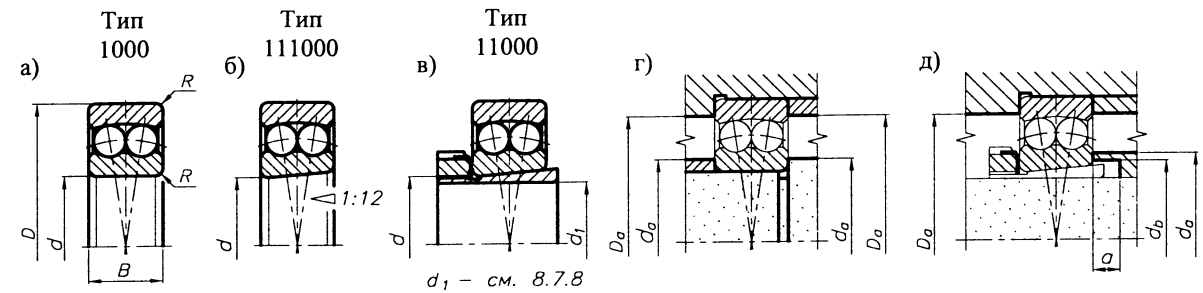


Рис. 8.10.12. Габаритные и установочные размеры радиальных шариковых сферических двухрядных подшипников

Стандарт устанавливает следующие конструктивные исполнения подшипников:

1000 - с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца,
111000 - с коническим отверстием внутреннего кольца,
11000 - с закрепительной втулкой для установки на гладкие валы.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шарикового радиального двухрядного сферического подшипника с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца серии диаметров 2 с $d = 50$ мм, $D = 90$ мм, $B = 20$ мм:

Подшипник 1210 ГОСТ 28428-90

То же, с коническим отверстием внутренего кольца:

Подшипник 111210 ГОСТ 28428-90

То же, с закрепительной втулкой:

Подшипник 11210 ГОСТ 28428-90

Табл. 8.10.4. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o кН	d_a max	D_a max	d_b min	a min	e	F_a/F_r ≤e Y_1	F_a/F_r >e Y
...													
20	47	14	1,5	1204, 111204	10,0	3,45	25	42			0,27	2,3	3,6
	47	18	1,5	1504, 111504	12,5	4,30	25	42			0,48	1,3	2,0
	52	15	2,0	1304, 111304	12,5	4,40	26	45			0,28	2,2	3,5
	52	21	2,0	1604, 111604	18,0	6,10	26	45			0,51	1,2	1,9
	52	15	1,5	11204	12,2	4,40	33	47	28	5	0,27	2,3	3,6
	52	18	1,5	11504			33	47	28	5	0,43	1,4	2,3
	62	17	2,0	11304	13,7	5,85	33	47	28	5	0,28	2,2	3,5
25	52	15	1,5	1205, 111205	12,2	4,40	30	47			0,27	2,3	3,6
	52	18	1,5	1505, 111505	12,5	4,65	30	47			0,43	1,4	2,3
	62	17	2,0	1305, 111305	18,0	6,70	31	55			0,28	2,2	3,5
	62	24	2,0	1605, 111605	24,5	8,50	31	55			0,47	1,3	2,1
	62	16	1,5	11205	15,6	6,20	38	57	33	5	0,27	2,3	3,6
	62	20	1,5	11505	15,3	6,10	38	57	33	5	0,27	2,3	3,6
	72	19	2,0	11305	21,2	8,50	38	65	35	5	0,27	2,3	3,6
	72	27	2,0	11605	24,0	10,0	40	65	35	5	0,27	2,3	3,6
30	62	16	1,5	1206, 111206	15,6	6,20	35	57			0,24	2,6	4,0
	62	20	1,5	1506, 111506	15,3	6,10	35	57			0,39	1,6	2,5
	72	19	2,0	1306, 111306	21,2	8,50	36	65			0,25	2,5	3,9
	72	27	2,0	1606, 111606	31,5	11,4	36	65			0,44	1,4	2,2
	72	17	2,0	11206	16,0	6,95	43	65	38	5	0,27	2,3	3,6
	72	23	2,0	11506	21,6	8,80	44	65	39	5	0,27	2,3	3,6
	80	21	2,5	11306	25,0	10,6	44	71	39	5	0,27	2,3	3,6
	80	31	2,5	11606	39,0	14,6	45	71	40	5	0,27	2,3	3,6
35	72	17	2,0	1207, 111207	16,0	6,95	42	65			0,23	2,7	4,2
	72	23	2,0	1507, 111507	21,6	8,80	42	65			0,37	1,7	2,6
	80	21	2,5	1307, 111307	25,0	10,6	42	71			0,24	2,5	4,0
	80	31	2,5	1607, 111607	39,0	14,6	42	71			0,46	1,3	2,1
	80	18	2,0	11207	19,3	8,80	49	73	43	5	0,27	2,3	3,6
	80	23	2,0	11507	22,4	10,0	49	73	44	5	0,27	2,3	3,6
	90	23	2,5	11307	29,0	12,9	49	81	44	5	0,27	2,3	3,6
	90	33	2,5	11607	45,0	17,6	50	81	45	5	0,27	2,3	3,6
40	80	18	2,0	1208, 111208	19,3	8,80	47	73			0,22	2,8	4,3
	80	23	2,0	1508, 111508	22,4	10,0	47	73			0,33	1,9	3,0
	90	23	2,5	1308, 111308	29,0	12,9	47	81			0,24	2,6	4,0
	90	33	2,5	1608, 111608	45,0	17,6	47	81			0,43	1,5	2,3
	85	19	2,0	11208	22,0	10,0	54	78	48	5	0,27	2,3	3,6
	85	23	2,0	11508	23,2	11,0	55	78	50	5	0,27	2,3	3,6
	100	25	2,5	11308	38,0	17,0	55	91	50	5	0,27	2,3	3,6
	100	36	2,5	11608	54,0	22,0	56	91	50	5	0,27	2,3	3,6
45	85	19	2,0	1209, 111209	22,0	10,0	52	78			0,21	2,9	4,5
	85	23	2,0	1509, 111509	23,2	11,0	52	78			0,30	2,0	3,2
	100	25	2,5	1309, 111309	38,0	12,9	52	91			0,25	2,5	3,9
	100	36	2,5	1609, 111609	54,0	17,0	52	91			0,42	1,5	2,3
	90	20	2,0	11209	22,8	11,0	60	83	53	5	0,27	2,3	3,6
	90	23	2,0	11509	23,2	11,6	60	83	55	10	0,27	2,3	3,6
	110	27	3,0	11309	41,5	19,3	60	100	55	5	0,27	2,3	3,6
	110	43	3,0	11609	64,0	26,5	62	100	56	5	0,27	2,3	3,6
50	90	20	2,0	1210, 111210	22,8	11,0	57	83			0,20	3,2	4,9
	90	23	2,0	1510, 111510	23,2	11,0	57	83			0,28	2,2	3,5
	110	27	3,0	1310, 111310	41,5	19,3	60	100			0,23	2,7	4,2
	110	40	3,0	1610, 111610	64,0	26,5	60	100			0,43	1,5	2,3
	100	21	2,5	11210	27,0	13,7	67	91	60	6	0,27	2,3	3,6
	100	25	2,5	11510	26,5	13,4	65	91	60	10	0,27	2,3	3,6
	120	29	3,0	11310	51,0	24,0	65	110	60	6	0,27	2,3	3,6
	120	43	3,0	11610	75,0	31,5	68	110	61	6	0,27	2,3	3,6
55	100	21	2,5	1211, 111211	27,0	13,7	62	91			0,19	3,3	5,1
	100	25	2,5	1511, 111511	26,5	13,4	62	91			0,27	2,4	3,6
	120	29	3,0	1311, 111311	51,0	24,0	65	110			0,23	2,7	4,2
	120	43	3,0	1611, 111611	75,0	31,5	65	110			0,42	1,5	2,3
	110	22	2,5	11211	30,0	16,0	72	101	64	5	0,27	2,3	3,6
	110	28	2,5	11511	34,0	17,3	72	101	65	8	0,27	2,3	3,6
	130	31	3,5	11311	57,0	28,0	72	118	65	5	0,27	2,3	3,6
	130	46	3,5	11611	86,5	37,5	74	118	66	5	0,27	2,3	3,6
60	110	22	2,5	1212, 111212	30,0	16,0	67	101			0,18	3,5	5,4
	110	28	2,5	1512, 111512	34,0	17,3	67	102			0,28	2,3	3,5
	130	31	3,5	1312, 111312	57,0	28,0	72	118			0,22	2,8	4,3
	130	46	3,5	1612, 111612	86,5	37,5	72	118			0,40	1,6	2,4
	120	23	2,5	11212	31,0	17,3	83	116	75	5	0,27	2,3	3,6
	120	31	2,5	11512	31,0	17,3	83	116	75	10	0,27	2,3	3,6
	140	33	3,5	11312	62,0	31,0	83	138	75	5	0,27	2,3	3,6
	140	48	3,5	11612	95,0	43,0	86	138	76	5	0,27	2,3	3,6
65	120	23	2,5	1213, 111213	31,0	17,3	72	111			0,17	3,6	5,6
	120	31	2,5	1513, 111513	44,0	22,4	72	111			0,28	2,2	3,5
	140	33	3,5	1313, 111313	62,0	31,0	76	128			0,22	2,8	4,3
	140	48	3,5	1613, 111613	95,0	43,0	76	128			0,38	1,7	2,6
	130	25	2,5	11213	39,0	21,6	88	121	80	5	0,27	2,3	3,6
	130	31	2,5	11513	44,0	24,5	88	121	80	12	0,27	2,3	3,6
	160	37	3,5	11313	80,0	40,5	88	148	80	5	0,27	2,3	3,6
	160	55	3,5	11613	122	56,0	92	148	80	5	0,27	2,3	3,6
70	125	24	2,5	1214, 111214	34,5	19,0	77	116			0,18	3,5	5,4
	125	31	2,5	1514, 111514	44,0	23,2	77	116			0,26	2,3	3,7
	150	35	3,5	1314, 111314	75,0	37,5	81	138			0,22	2,8	4,3
	150	51	3,5	1614, 111614	110	50,0	81	138			0,38	1,7	2,6
	140	26	3,0	11214	40,0	23,6	94	130	85	5	0,27	2,3	3,6
	140	33	3,0	11514	51,0	28,5	94	130	85	12	0,27	2,3	3,6
	170	39	3,5	11314	88,0	45,0	94	158	85	5	0,27	2,3	3,6
	170	58	3,5	11614	137	64,0	98	158	88	5	0,27	2,3	3,6
75	130	25	2,5	1215, 111215	39,0	21,6	82	121			0,17	3,6	5,5
	130	31	2,5	1515, 111515	44,0	24,5	82	121			0,25	2,5	3,9
	160	37	3,5	1315, 111315	80,0	40,5	86	148			0,22	2,8	4,3
	160	55	3,5	1615, 111615	122	56,0	86	148			0,39	1,6	2,5
	150	28	3,0	11215	49,0	28,5	99	140	90	6	0,27	2,3	3,6
	150	36	3,0	11515	58,5	32,0	100	140	91	12	0,27	2,3	3,6
	180	41	4,0	11315	98,0	51,0	100	166	91	6	0,27	2,3	3,6
	180	60	4,0	11615	140	68,0	104	166	94	6	0,27	2,3	3,6

Продолжение табл. 8.10.4 на след. стр.

Продолжение табл. 8.10.4

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o кН	d_a max	D_a max	d_b min	a min	e	$F_a/F_r \le e$ Y_1	$F_a/F_r > e$ Y
80	140	26	3,0	1216, 111216	40,0	23,6	90	130			0,16	3,9	6,1
	140	33	3,0	1516, 111516	51,0	28,5	90	130			0,25	2,5	3,9
	170	39	3,5	1316, 111316	88,0	45,0	91	158			0,21	2,9	4,5
	170	58	3,5	1616, 111616	137	64,0	91	158			0,38	1,7	2,6
	160	30	3,0	11216	57,0	32,0	104	150	95	6	0,27	2,3	3,6
	160	40	3,0	11516	71,0	39,0	105	150	96	10	0,27	2,3	3,6
	190	43	4,0	11316	108	58,5	105	150	96	10	0,27	2,3	3,6
	190	64	4,0	11616	153	76,5	105	150	96	10	0,27	2,3	3,6
85	150	28	3,0	1217, 111217	49,0	28,5	95	140			0,16	3,9	6,1
	150	36	3,0	1517, 111517	58,5	32,0	95	140			0,25	2,5	3,9
85	180	60	4,0	1617, 111617	140	68,0	98	166			0,22	2,8	4,3
	180	41	4,0	1317, 111317	98,0	51,0	98	166			0,37	1,7	2,6
90	160	30	3,0	1218, 111218	57,0	39,0	100	150			0,16	3,9	6,3
	160	40	3,0	1518, 111518	71,0	32,0	100	150			0,26	2,4	3,7
	190	43	4,0	1318, 111318	108	58,5	103	176			0,22	2,8	4,3
	190	64	4,0	1618, 111618	153	76,5	103	176			0,38	1,7	2,6
	180	34	3,5	11218	69,5	41,5	115	168	106	7	0,27	2,3	3,6
	180	46	3,5	11518	98,0	55,0	118	168	108	8	0,27	2,3	3,6
	215	47	4,0	11318	143	76,5	118	201	108	7	0,27	2,3	3,6
	215	73	4,0	11618	193	104	120	201	110	7	0,27	2,3	3,6
100	180	34	3,5	1220, 111220	69,5	41,5	112	168			0,17	3,6	5,6
	180	46	3,5	1520, 111520	98,0	55,0	112	168			0,27	2,3	3,6
	215	47	4,0	1320, 111320	143	76,5	113	201			0,22	2,8	4,3
	215	73	4,0	1620, 111620	193	104	113	201			0,38	1,7	2,6
	200	38	3,5	11220	88,0	53,0	125	188	116	7	0,17	3,6	5,6
	240	50	4,0	11320	163	91,5	126	188	117	10	0,27	2,4	3,7
...													

$P_r = VF_r + Y_1F_a$ - для $F_a/(VF_r) \le e$, (e, Y_1 - табл. 8.10.4).

$P_r = 0{,}65VF_r + YF_a$ - для $F_a/(VF_r) > e$, (e, Y - табл. 8.10.4).

8.10.6. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ С КОРОТКИМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ ГОСТ 8328-75

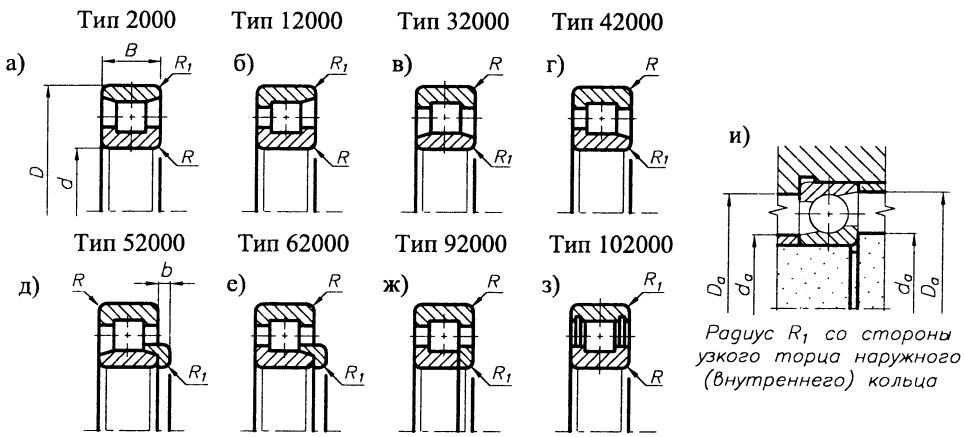


Рис. 8.10.13. Габаритные и установочные размеры роликовых радиальных с короткими цилиндрическими роликами подшипников

Стандарт устанавливает следующие типы подшипников:

2000 - без бортов на наружном кольце;
12000 - с однобортовым наружным кольцом;
32000 - без бортов на внутреннем кольце;
42000 - с однобортовым внутренним кольцом;
52000 - с безбортовым внутренним кольцом и фасонным упорным кольцом;
62000 - с однобортовым внутренним кольцом и фасонным упорным кольцом;
92000 - с однобортовым внутренним кольцом и плоским упорным кольцом;
10200 - с безбортовым наружным кольцом и двумя запорными шайбами.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ роликового радиального подшипника с короткими цилиндрическими роликами типа 32200 с $d = 30$ мм, $D = 62$ мм, $B = 16$ мм:

Подшипник 32206 ГОСТ 8328-75

Отсутствующие значения C и C_o для ряда подшипников будут вводиться в стандарт по мере освоения.

Табл. 8.10.5. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	нормальн. C кН	нормальн. C_o кН	повышен. C кН	повышен. C_o кН	d_a max	D_a min
...												
20	42	12	1,0	0,5		2104, 32104	8,80	4,70	–	–	24	30
	47	14	1,5	1,0		2204, 12204, 32204	14,7	7,35	25,1	12,6	26	42
						42204, 92204, 102204					26	42
	47	18	1,5	1,0		2504, 32504, 42504, 92504	20,1	10,8	29,7	17,3	26	42
	52	15	2,0	1,0	4	2304, 12304, 32304, 42304	20,5	10,4	–	–	27	45
						62304, 92304, 102304					27	45
	52	21	2,0	1,5	4	2604, 32604, 42604, 92604	29,7	16,6	41,3	24,5	27	45

Продолжение табл. 8.10.5

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	нормальн. C кН	нормальн. C_o кН	повышен. C кН	повышен. C_o кН	d_a max	D_a min
25	47	12	1,0	0,5		2105, 32105	–	–	–	–	29	43
	52	15	1,5	1,0		2205, 12205, 32205	16,8	8,80	28,6	15,2	30	47
						42205, 92205, 102205	–	–			30	47
	52	18	1,5	1,0		2505, 32505, 42505, 92505	22,9	12,9	34,1	18,8	30	47
	62	17	2,0	2,0	4	2305, 12305, 32305, 42305	15,0	9,50	40,2	23,2	33	55
						62305, 92305, 102305	–	–	–	–	33	55
	80	24	2,0	2,0		2605, 12605, 32605	41,8	24,5	56,1	34,5	36	66
						42605, 92605						

Продолжение табл. 8.10.5 на след. стр.

Продолжение табл. 8.10.5

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	нормальн. C кН	нормальн. C_o кН	повышен. C кН	повышен. C_o кН	d_a min	D_a max
30	55	13	1,5	0,8		2106, 32106	17,9	7,85	–	–	35	50
	62	16	1,5	1,0		2206, 12206, 32206	22,4	12,0	38,0	19,6	37	57
						42206, 92206, 102206	–	–	–	–	37	57
	62	20	1,5	1,0		2506, 32506, 42506, 92506	31,9	19,0	38,0	28,0	37	57
	72	19	2,0	2,0	5	2306, 12306, 32306, 42306	36,9	20,0	51,2	26,0	39	65
						62306, 92306, 102306	–	–	–	–	39	65
	72	27	2,0	2,0		2606, 12606, 32606	50,1	29,0	73,7	46,5	39	65
						42606, 92606	–	–	–	–	39	65
	90	23	2,5	2,5	7	2406, 32406, 42406	60,5	34,0	–	–	41	77
						62406, 92406, 102406	–	–	–	–	41	77
35	55	10	1,0	0,5		1002907, 1032907	–	–	–	–	40	50
	62	14	1,5	0,8		2107, 32107	21,6	12,2	–	–	39	57
	72	17	2,0	1,0		2207, 12207, 32207	31,9	17,6	48,4	26,5	42	65
						42207, 92207, 102207	–	–	–	–	42	65
	72	23	2,0	2,0		2507, 32507, 42507, 92507	47,3	29,0	59,4	38,0	42	65
	80	21	2,5	2,0	6	2307, 12307, 32307, 42307	44,6	27,0	64,4	35,0	44	71
						62307, 92307, 102307	–	–	–	–	44	71
	80	31	2,5	2,5		2607, 12607, 32607	58,3	38,0	91,3	61,0	44	71
						42607, 92607	–	–			44	71
	100	25	2,5	2,5	8	2407, 32407, 42407	76,5	44,0	–	–	52	86
						62407, 92407, 102407	–	–	–	–	52	86
40	62	12	1,0	0,5		1002908, 1032908	–	–	–	–	46	58
	68	15	1,5	1,0		2108, 32108	25,1	14,6	–	–	46	63
	80	18	2,0	2,0		2208, 12208, 32208	21,8	24,0	53,9	29,5	48	73
						42208, 92208, 102208	–	–	–	–	48	73
	80	23	2,0	2,0		2508, 32508, 42508, 92508	56,1	35,0	70,4	42,0	48	73
	90	23	2,5	2,5	7	2308, 12308, 32308, 42308	56,1	32,5	80,9	44,5	51	80
						62308, 92308, 102308	–	–	–	–	51	80
	90	33	2,5	2,5		2608, 12608, 32608	80,9	51,0	112	75,0	51	80
						42608, 92608	–	–	–	–	51	80
	110	27	3,0	3,0	8	2408, 32408, 42408	96,8	57,0	–	–	55	95
						62408, 92408, 102408	–	–	–	–	55	95
45	68	12	1,0	0,5		1002909, 1032909	–	–	–	–	50	63
	75	16	1,5	1,0		2109, 32109	31,4	17,6	–	–	51	70
	85	19	2,0	2,0		2209, 12209, 32209	44,0	25,5	60,5	35,0	53	78
						42209, 92209, 102209	–	–	–	–	53	78
	85	23	2,0	2,0		2509, 32509, 42509, 92509	59,4	38,0	73,7	45,5	53	78
	100	25	2,5	2,5	7	2309, 12309, 32309, 42309	72,1	41,5	99,0	56,0	56	89
						62309, 92309, 102309	–	–	–	–	56	89
	100	36	2,5	2,5		2609, 12609, 32609	96,8	67,0	138	95,0	56	89
						42609, 92609	–	–	–	–	56	89
	120	29	3,0	3,0	8	2409, 32409, 42409	106	69,5	–	–	62	104
						62409, 92409, 102409	–	–	–	–	62	104
50	72	12	1,0	0,5		1002910, 1032910	–	–	–	–	56	67
	80	16	1,5	1,0		2110, 32110	30,8	17,6	–	–	56	75
	90	20	2,0	2,0		2210, 12210, 32210	45,7	27,5	64,4	37,5	58	83
						42210, 92210, 102210	–	–	–	–	58	83
	90	23	2,0	2,0		2510, 32510, 42510, 92510	62,7	40,5	78,1	48,5	58	83
	110	27	3,0	3,0	8	2310, 12310, 32310, 42310	88,0	52,0	110	70,5	63	98
						62310, 92310, 102310	–	–	–	–	63	98
	110	40	3,0	3,0	8	2610, 12610, 32610, 42610	121	80,0	161	114	63	98
						52610, 62610, 92610	–	–	–	–	63	98
	130	31	3,5	3,5	9	2410, 32410, 42410	130	86,5	–	–	68	114
						62410, 92410, 102410	–	–	–	–	68	114
55	80	13	1,5	1,0		1002911, 1032911	–	–	–	–	61	74
	90	18	2,0	1,5		2111, 32111	34,7	23,6	–	–	62	84
	100	21	2,5	2,5		2211, 12211, 32211	56,1	34,0	84,2	49,0	65	91
						42211, 92211, 102211	–	–	–	–	65	91

Продолжение табл. 8.10.5

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	нормальн. C кН	нормальн. C_o кН	повышен. C кН	повышен. C_o кН	d_a min	D_a max
55	100	25	2,5	2,5		2511, 32511, 42511, 92511	73,7	48,0	99,0	64,0	65	91
	120	29	3,0	3,0	9	2311, 12311, 32311, 42311	102	67,0	138	87,5	67	109
						62311, 92311, 102311	–	–	–	–	67	109
	120	43	3,0	3,0	9	2611, 12611, 32611, 42611	138	98,0	201	143	67	109
						52611, 62611, 92611	–	–	–	–	67	109
	140	33	3,5	3,5	10	2411, 32411, 42411	142	86,5	–	–	71	122
						62411, 92411, 102411	–	–	–	–	71	122
60	85	13	1,5	1,0		1002912, 1032912	25,3	16,5	–	–	66	79
	95	18	2,0	1,5		2112, 32112	35,8	22,8	–	–	68	88
	110	22	2,5	2,5		2212, 12212, 32212	64,4	43,0	93,5	53,5	71	101
						42212, 92212, 102212	–	–	–	–	71	101
	110	28	2,5	2,5		2512, 32512, 42512, 92512	93,5	68,0	128	85,0	71	101
	130	31	3,5	3,5	9	2312, 12312, 32312, 42312	123	76,5	151	98,0	75	116
						62312, 92312, 102312	–	–	–	–	75	116
	130	46	3,5	3,5	9	2612, 12612, 32612, 42612	168	114	224	160	75	116
						52612, 62612, 92612	–	–	–	–	75	116
	150	35	3,5	3,5	10	2412, 32412, 42412	168	106	–	–	77	131
						62412, 92412, 102412	–	–	–	–	77	131
65	90	13	1,5	1,0		1002913, 1032913	–	–	–	–	70	84
	100	18	2,0	1,5		2113, 32113	38,0	26,5	–	–	73	93
	120	23	2,5	2,5		2213, 12213, 32213	76,5	51,0	106	66,5	77	110
						42213, 92213, 102213	–	–	–	–	77	110
	120	31	2,5	2,5		2513, 32513, 42513, 92513	110	76,5	147	100	77	110
	140	33	3,5	3,5	10	2313, 12313, 32313, 42313	138	85,0	183	107	78	125
						62313, 92313, 102313	–	–	–	–	78	125
	140	48	3,5	3,5	10	2613, 12613, 32613, 42613	190	129	251	180	78	125
						52613, 62613, 92613	–	–	–	–	78	125
	160	37	3,5	3,5	11	2413, 32413, 42413	183	127	–	–	83	141
						62413, 92413, 102413	–	–	–	–	83	141
70	100	16	1,5	1,0		1002914, 1032914	–	–	–	–	78	94
	110	20	2,0	1,5		2114, 32114	56,1	36,0	–	–	78	103
	125	24	2,5	2,5		2214, 12214, 32214	79,2	51,0	119	71,0	82	116
						42214, 92214, 102214	–	–	–	–	82	116
	125	31	2,5	2,5		2514, 32514, 42514, 92514	117	81,5	154	112	82	116
	150	35	3,5	3,5	10	2314, 12314, 32314, 42314	151	102	205	124	85	136
						62314, 92314, 102314	–	–	–	–	85	136
	150	51	3,5	3,5	10	2614, 12614, 32614, 42614	212	160	275	200	85	136
						52614, 62614, 92614	–	–	–	–	85	136
	180	42	4,0	4,0	12	2414, 32414, 42414	229	163	–	–	93	157
						62414, 92414, 102414	–	–	–	–	93	157
75	105	16	1,5	1,0		1002915, 1032915	–	–	–	–	83	98
	115	20	2,0	1,5		2115, 32115	58,3	39,0	–	–	83	108
	130	25	2,5	2,5		2215, 12215, 32215	91,3	63,0	130	81,5	85	121
						42215, 92215, 102215	–	–	–	–	85	121
	130	31	2,5	2,5		2515, 32515, 42515, 92515	125	88,0	161	118	85	121
	160	37	3,5	3,5	11	2315, 12315, 32315, 42315	183	125	242	149	93	144
						62315, 92315, 102315	–	–	–	–	93	144
	160	55	3,5	3,5	11	2615, 12615, 32615, 42615	260	200	330	245	93	144
						52615, 62615, 92615	–	–	–	–	93	144
	190	45	4,0	4,0	13	2415, 32415, 42415	264	173	–	–	98	166
						62415, 92415, 102415	–	–	–	–	98	166
80	110	16	1,5	1,0		1002916, 1032916	34,7	24,0	–	–	88	103
	125	22	2,0	1,5		2116, 32116	66,0	44,0	–	–	90	118
	140	26	3,0	3,0		2216, 12216, 32216	106	68,0	138	87,0	92	130
						42216, 92216, 102216	–	–	–	–	92	130
	140	33	3,0	3,0		2516, 32516, 42516, 92516	147	115	187	140	92	130
	170	39	3,5	3,5	11	2316, 12316, 32316, 42316	190	125	260	163	99	155
						62316, 92316, 102316	–	–	–	–	99	155

Продолжение табл. 8.10.5 на след. стр.

Продолжение табл. 8.10.5

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	нормальн. C кН	нормальн. C_o кН	повышен. C кН	повышен. C_o кН	d_a min	D_a max
80	170	58	3,5	3,5	11	2616, 12616, 32616, 42616	275	200	358	265	99	155
						52616, 62616, 92616	–	–	–	–	99	155
	200	48	4,0	4,0	13	2416, 32416, 42416	303	200	–	–	105	176
						62416, 92416, 102416	–	–			105	176
85	120	18	2,0	1,5		1002917, 1032917	–	–	–	–	98	112
	130	22	2,0	1,5		2117, 32117	68,2	46,5	–	–	95	122
	150	28	3,0	3,0		2217, 12217, 32217	119	78,0	165	108	99	140
						42217, 92217	–	–	–	–	99	140
	150	36	3,0	3,0		2517, 32517, 42517, 92517	168	122	216	160	99	140
	180	41	4,0	4,0	12	2317, 12317, 32317, 42317	212	146	297	190	103	163
						62317, 92317	–	–	–	–	103	163
	180	60	4,0	4,0	12	2617, 12617, 32617, 42617	297	230	–	–	103	163
						52617, 62617, 92617	–	–	–	–	103	163
	210	52	5,0	5,0	14	2417, 32417, 42417	319	228	–	–	108	185
						62417, 92417	–	–	–	–	108	185
90	125	18	2,0	1,5		1002918, 1032918	–	–	–	–	99	117
	140	24	2,5	2,0		2118, 32118	80,9	56,0	–	–	100	130
	160	30	3,0	3,0		2218, 12218, 32218	142	105	183	120	105	150
						42218, 92218	–	–	–	–	105	150
	160	40	3,0	3,0		2518, 32518, 42518, 92518	194	150	242	180	105	150
	190	43	4,0	4,0	12	2318, 12318, 32318, 42318	242	160	319	206	111	172
						62318, 92318	–	–	–	–	111	172
90	190	64	4,0	4,0	12	2618, 12618, 32618, 42618	330	240	440	325	111	172
						52618, 62618, 92618	–	–	–	–	111	172
	225	54	5,0	5,0	14	2418, 32418, 42418	385	260	–	–	117	200
						62418, 92418	–	–	–	–	117	200
95	145	24	2,5	2,0		2119, 32119	84,2	58,5	–	–	105	135
	170	32	3,5	3,5		2219, 32219, 42219, 92219	165	112	–	–	111	155
	170	43	3,5	3,5		2519, 32519, 42519, 92519	229	170	286	216	111	155
	200	45	4,0	4,0		2319, 32319, 42319, 92319	264	190	374	222	119	180
	200	67	4,0	4,0		2619, 32619, 42619, 92619	374	300	–	–	119	180
	240	55	5,0	5,0	15	2419, 32419, 42419, 92419	419	280	–	–	125	210
100	140	20	2,0	1,5		1002920, 1032920	56,8	47,0	–	–	113	132
	150	24	2,5	2,0		2120, 32120	85,8	62,0	–	–	110	139
	180	34	3,5	3,5		2220, 12220, 32220	183	125	251	170	117	162
						42220, 92220	–	–	–	–	117	162
	180	46	3,5	3,5		2520, 32520, 42520, 92520	260	193	336	216	117	162
	215	47	4,0	4,0	13	2320, 12320, 32320, 42320	303	220	391	250	125	195
						62320, 92320	–	–	–	–	125	195
	215	73	4,0	4,0	13	2620, 12620, 32620, 42620	440	355	583	450	125	195
						52620, 62620, 92620	–	–	–	–	125	195
	250	58	5,0	5,0	16	2420, 32420, 42420	429	320	–	–	130	220
...						62420, 92420	–	–	–	–	130	220

$$P_r = V F_r .$$

8.10.7. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ КОНИЧЕСКИЕ ОДНОРЯДНЫЕ ТУ 37.006.162-89

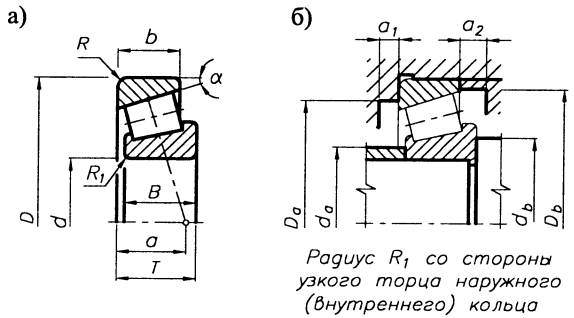


Рис. 8.10.14. Габаритные и установочные размеры роликовых конических однорядных подшипников

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ роликового конического однорядного подшипника серии диаметров 1, серии ширин 2, с $d = 70$ мм, $D = 110$ мм, $T = 25$ мм:

Подшипник 2007114 ТУ 37.006.162–89

$P_r = V F_r$ - для $F_a/(V F_r) \leqslant e$, ($X = 1{,}0$; $Y = 0$; e - табл. 8.10.6);

$P_r = 0{,}4 V F_r + Y F_a$ - для $F_a/(V F_r) > e$, ($X = 0{,}4$; Y - табл. 8.5.2, 8.10.6).

Отсутствующие значения C и C_o для ряда подшипников будут вводиться в стандарт по мере освоения.

Табл. 8.10.6. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	T	B	b	R	R_1	Обозначен. подшипн.	C кН	C_o кН	d_a max	d_b max	D_a min	D_b min	a_1	a_2	e	Y
...																	
20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	7204	21,0	13,0	26	30	39	43	3	3,0	0,37	1,5
	52	16,25	16	13	2,0	0,8	7304	26,0	17,0	27	33	43	47	3	3,0	0,34	1,8
	52	22,25	21	18,5	2,0	0,8	7604	31,5	22,0	26	30	39	43	3	3,0	0,35	1,7
25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	7205	24,0	17,5	31	35	43	48	3	3,0	0,37	1,5
	62	18,25	17	15	2,0	0,8	7305	33,0	23,2	33	41	53	57	3	3,0	0,34	1,8
	62	25,25	24	21	2,0	0,8	7605	47,5	36,6	31	35	43	48	3	3,0	0,35	1,7
	62	18,25	17	13	2,0	0,8	27305	–	–	31	35	43	48	3	3,0	0,34	1,8
30	55	17	16	14	1,5	0,5	2007106	27,0	19,9	35	40	47	52	3	4,5	0,35	1,7
	62	17,25	16	14	1,5	0,5	7206	31,0	22,0	37	41	52	57	3	3,0	0,37	1,5
	62	21,25	20,5	17	2,0	0,8	7506	36,0	27,0	37	41	52	59	3	4,0	0,36	1,6
	72	20,75	19	17	2,0	0,8	7306	43,0	29,5	38	47	61	66	3	4,5	0,34	1,8
	72	27,75	29	23	2,0	0,8	7606	63,0	51,0	38	47	61	66	5	5,5	0,35	1,7
	72	20,75	19	14	2,0	0,8	27306	35,0	20,6	39	47	55	68	3	6,5	0,34	1,8

Продолжение табл. 8.10.6 на след. стр.

Продолжение табл. 8.10.6

d	D	T	B	b	R	R_1	Обознач. подшипн.	C кН	C_o кН	d_a max	d_b max	D_a min	D_b min	a_1	a_2	e	Y
35	62	18	17	15	1,5	0,5	2007107	32,0	23,0	40	47	54	59	3	4,5	0,35	1,7
	72	18,25	17	15	2,0	0,8	7207	38,5	26,0	43	48	61	67	4	3,0	0,37	1,5
	72	24,25	23	20	2,0	0,8	7507	53,0	40,0	43	48	61	69	4	5,0	0,36	1,6
	80	22,75	21	18	2,5	0,8	7307	54,0	38,0	43	53	68	74	5	4,5	0,34	1,8
	80	32,75	31	27	2,5	0,8	7607	76,0	61,5	43	53	68	74	5	7,5	0,35	1,7
	80	22,75	21	15	2,5	0,8	27307	45,0	29,0	44	53	61	76	5	7,5	0,70	0,85
40	68	19	18	16	1,5	0,5	2007108	40,0	28,4	45	55	60	65	4	4,5	0,35	1,7
	80	19,75	20	16	2,0	0,8	7208	46,5	32,5	48	55	68	76	4	3,5	0,37	1,5
	80	24,75	23,5	20	2,0	0,8	7508	56,0	44,0	48	55	68	75	4	5,5	0,36	1,6
	90	25,25	23	20	2,5	0,8	7308	66,0	47,5	50	60	76	82	5	5,0	0,34	1,8
	90	35,25	33	28,5	2,5	0,8	7608	90,0	67,5	50	60	76	82	5	8,0	0,35	1,7
	90	25,25	23	17	2,5	0,8	27308	56,0	37,0	50	60	70	86	5	8,0	0,70	0,85
45	75	20	19	16	1,5	0,5	2007109	44,0	34,9	50	57	66	72	4	4,5	0,35	1,7
	85	20,75	19	16	2,0	0,8	7209	50,0	33,0	53	61	73	80	4	4,5	0,37	1,5
	85	24,75	23,5	19	2,0	0,8	7509	60,0	46,0	53	61	73	82	4	5,5	0,36	1,6
	100	27,25	26	22	2,5	0,8	7309	83,0	60,0	56	68	85	92	5	5,0	0,34	1,8
	100	38,25	36	31	2,5	0,8	7609	114	90,5	56	68	85	92	5	8,0	0,35	1,7
50	80	20	19	16	1,5	0,5	2007110	–	–	55	62	71	77	4	4,5	0,35	1,7
	90	21,75	21	17	2,0	0,8	7210	56,0	40,0	58	65	78	87	4	4,5	0,37	1,5
	90	24,75	23,5	20	2,0	0,8	7510	62,0	54,0	58	65	78	85	4	5,5	0,36	1,6
	110	29,25	29	23	3,0	1,0	7310	100	75,5	62	74	94	102	5	6,0	0,34	1,8
	110	42,25	40	34	3,0	1,0	7610	–	–	62	74	94	102	5	9,0	0,35	1,7
	110	29,25	27	19	3,0	1,0	27310	80,0	53,0	61	74	85	104	5	10	0,70	0,85
55	90	23	22	19	2,0	0,8	2007111	57,0	45,2	61	69	80	86	4	5,5	0,35	1,7
	100	22,75	21	18	2,5	0,8	7211	65,0	46,0	63	72	87	94	5	4,5	0,37	1,5
	100	26,75	25	21	2,5	0,8	7511	80,0	61,0	63	72	87	95	5	5,5	0,36	1,6
	120	31,50	29	25	3,0	1,0	7311	107	81,5	67	81	103	111	5	6,5	0,34	1,8
	120	45,50	44,5	36,5	3,0	1,0	7611	160	140	67	81	103	111	5	10,6	0,35	1,7
	120	31,50	29	21	3,0	1,0	27311	92,0	58,0	67	81	92	113	5	10,6	0,70	0,85
60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	7212	78,0	58,0	69	79	95	106	5	4,5	0,37	1,5
	110	29,75	28	24	2,5	0,8	7512	125	101	69	79	95	104	5	5,5	0,36	1,6
	130	33,50	31	27	3,5	1,2	7312	128	96,5	73	90	112	120	5	7,5	0,34	1,8
	130	48,50	47,5	39	3,5	1,2	7612	186	157	73	90	112	120	6	11,5	0,35	1,7
	130	33,50	31	22	3,5	1,2	27312	105	61,0	72	90	103	123	5	11,5	0,70	0,85
65	90	17	16	14	1,5	0,5	2007913	34,0	34,0	70	76	84	88	3	4,5	0,37	1,5
	100	23	22	19	2,0	0,8	2007113	61,0	64,5	71	78	90	97	4	5,5	0,35	1,7
65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	7513	119	98,0	75	86	105	115	6	5,5	0,36	1,6
	140	36	33	28	3,5	1,2	7313	146	112	80	96	121	130	6	8,0	0,34	1,8
	140	51	48	41	3,5	1,2	7613	210	168	80	96	121	130	6	12	0,35	1,7
	140	36	33	23	3,5	1,2	27313	120	70,0	78	96	109	132	6	13	0,70	0,85
70	110	25	24	20	2,0	0,8	2007114	77,6	71,6	76	85	98	105	5	6,0	0,35	1,7
	125	26,25	26	21	2,5	0,8	7214	96,0	82,0	80	90	108	118	6	5,0	0,37	1,5
	125	33,25	31	27	2,5	0,8	7514	125	101	80	90	108	119	6	6,0	0,36	1,6
	150	38	37	30	3,5	1,2	7314	170	137	85	100	129	140	6	8,0	0,34	1,8
	150	54	51	43	3,5	1,2	7614	240	186	85	100	129	140	7	12	0,35	1,7
75	105	20	19	17	1,5	0,5	2007915	49,0	52,0	80	89	99	103	4	6,0	0,37	1,5
	115	25	24	20	2,0	0,8	2007115	78,3	75,0	82	90	103	110	5	7,0	0,35	1,7
	130	27,25	26	22	2,5	0,8	7215	107	84,0	85	96	113	124	6	6,0	0,37	1,5
	130	33,25	31	27	2,5	0,8	7515	130	108	85	96	113	125	6	5,0	0,36	1,6
	160	40	37	31	3,5	1,2	7315	180	148	91	108	138	149	6	9,0	0,34	1,8
	160	58	55	46,5	3,5	1,2	7615	280	235	91	108	138	149	7	13	0,35	1,7
	160	40	37	26	3,5	1,2	27315	150	93,0	91	108	138	152	6	14	0,70	0,85
80	125	29	27	23	2,0	0,8	2007116	102	93,0	87	95	112	120	6	7,0	0,35	1,7
	140	28,25	26	22	3,0	1,0	7216	112	95,2	90	105	122	132	6	6,0	0,37	1,5
	140	35,25	33	28	3,0	1,0	7516	143	126	90	105	122	134	6	7,0	0,36	1,6
	170	61,50	59,5	49	3,5	1,2	7616	310	290	97	118	147	159	6	9,5	0,35	1,7
85	150	30,25	28	24	3,0	1,0	7217	130	109	95	110	132	141	6	6,0	0,37	1,5
	150	38,50	36	30	3,0	1,0	7517	162	141	96	110	130	142	7	8,5	0,36	1,6
	180	44,50	41	35	4,0	1,5	7317	230	195	102	125	155	167	7	10,5	0,35	1,7
	180	44,50	41	30	4,0	1,5	27317	180	146	102	125	155	167	12	14,5	0,70	0,85
90	140	32	30	26	2,5	0,8	2007118	128	111	99	108	124	134	6	8,0	0,35	1,7
	160	32,50	31	26	3,0	1,0	7218	158	125	102	117	138	150	7	6,0	0,37	1,5
	160	42,50	40	34	3,0	1,0	7518	190	171	102	117	138	152	7	8,5	0,36	1,6
	190	46,50	43	36	4,0	1,5	7318	250	201	108	130	163	176	7	10,5	0,34	1,8
	190	67,50	66,5	53,5	4,0	1,5	7618	370	365	108	130	163	177	12	14,5	0,35	1,7
95	145	32	30	26	2,5	0,8	2007119	130	115	104	112	130	140	6	8,0	0,35	1,7
	170	34,50	32	27	3,5	1,2	7219	168	131	107	125	148	159	7	7,0	0,37	1,5
	170	45,50	45,5	37	3,5	1,2	7519	230	225	107	125	148	161	7	10	0,36	1,6
100	150	32	30	26	2,5	0,8	2007120	132	120	109	117	134	144	6	8,0	0,35	1,7
	180	37	34	29	3,5	1,2	7220	185	146	114	135	155	168	7	8,0	0,37	1,5
	180	49	46	39	3,5	1,2	7520	250	236	114	135	155	171	7	8,0	0,36	1,6
	215	51,50	47	39	4,0	1,5	7320	–	–	121	147	183	197	7	12,5	0,34	1,8
	215	56,50	51	37	4,0	1,5	1027320	280	206	121	147	183	200	12	17	0,34	1,8
	215	77,50	73	61,5	4,0	1,5	7620	460	460	121	147	183	202	7	20	0,35	1,7
...																	

8.10.8. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ДВУХРЯДНЫЕ С СИММЕТРИЧНЫМИ РОЛИКАМИ ГОСТ 24696-81

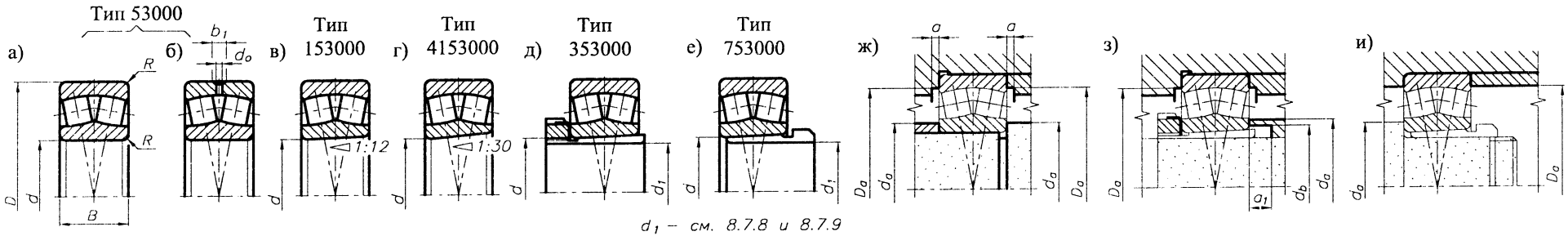


Рис. 8.10.15. Габаритные и установочные размеры радиальных роликовых сферических двухрядных подшипников

Стандарт устанавливает следующие конструктивные исполнения подшипников:

53000 - с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца;

153000 - с коническим отверстием внутреннего кольца, конусностью 1:12;

4153000 - с коническим отверстием внутреннего кольца, конусностью 1:30;

353000 - исполнения 153000 с закрепительной втулкой - для установки на гладкие валы;

753000 - исполнения 153000 со стяжной втулкой - для установки на гладкие валы.

Наружные кольца подшипников всех исполнений с диаметром свыше 200 мм выполняются с кольцевой проточкой и отверстием для смазки (рис. 8.10.15б). По заказу потребителя такое исполнение наружного кольца допускается выполнять при $D \leqslant 200$ мм. К условному обозначению подшипников тогда справа добавляется буква *Н*.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ роликового радиального двухрядного сферического подшипника с цилиндрическим отверстием внутренего кольца, серии диаметров 5, серии ширин 0 с $d = 50$ мм, $D = 90$ мм, $B = 23$ мм: *Подшипник 53510 ГОСТ 24696-81*

То же, с коническим отверстием внутреннего кольца: *Подшипник 153510 ГОСТ 24696-81*

То же, с кольцевой проточкой и отверстиями для смазки на наружном кольце:

Подшипник 53510Н ГОСТ 24696-81 или *Подшипник 153510Н ГОСТ 24696-81*

Исполнения 353000 с $d = 50$ мм, $D = 100$ мм, $B = 25$ мм:

Подшипник 353510 ГОСТ 24696-81 или *Подшипник 353510Н ГОСТ 24696-81*

Исполнения 753000 с $d = 50$ мм, $D = 100$ мм, $B = 25$ мм:

Подшипник 753510 ГОСТ 24696-81 или *Подшипник 753510Н ГОСТ 24696-81*

Подшипники исполнения 353000 должны поставляться в комплекте с втулками (ГОСТ 24208-80), гайками (ГОСТ 8530-90) и шайбами (ГОСТ 8530-90).

Подшипники исполнения 753000 должны поставляться в комплекте со втулками (ГОСТ 24208-80).

Отсутствующие значения C и C_o для ряда подшипников будут вводиться в стандарт по мере освоения.

Табл. 8.10.7. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o кН	d_a max	d_b min	D_a max	a min	e	$F_a/F_r \leqslant e$ Y_1	$F_a/F_r > e$ Y
25	52	18	1,5	53505, 153505	35,7	36,7	30		47	2	0,38	1,8	2,6
30	62	20	1,5	53506, 153506	48,9	51,0	37		57	2	0,35	1,9	2,9
	72	23	2,0	353506	55,2	62,0	44	39	65	2	0,34	2,0	3,2
35	72	23	2,0	53507, 153507	63,3	68,6	42		65	2	0,34	2,0	3,0
	80	23	2,0	353507	65,6	70,5	49	44	73	5	0,31	2,2	3,2
				753507	65,6	70,5	47		73		0,31	2,2	3,2
	90	33	2,5	353607	113	75,0	50	45	81	5	0,40	1,7	2,5
				753607	113	75,0	49		81		0,40	1,7	2,5
40	80	23	2,0	53508, 153508	73,6	47,5	48		73	2	0,31	2,2	3,2
	85	23	2,0	353508	73,6	47,5	55	50	78	8	0,28	2,4	3,6
				753508	73,6	47,5	52		78		0,28	2,4	3,6
	90	33	2,5	53608, 153608	113	75,0	51		80	2	0,40	1,7	2,5
	100	36	2,5	353608	113	75,0	56	50	91	5	0,40	1,7	2,5
				753608	113	75,0	54		91		0,40	1,7	2,5
45	85	23	2,0	53509, 153509	77,1	51,0	53		78	2	0,28	2,4	3,6
	90	23	2,0	353509	77,1	51,0	60	55	83	10	0,26	2,6	3,9
				753509	77,1	51,0	57		83		0,26	2,6	3,9
	100	36	2,5	53609, 153609	138	95,0	56		89	2	0,40	1,7	2,5
	110	40	3,0	353609	138	95,0	56	50	91	5	0,40	1,7	2,5
				753609	138	95,0	60		100		0,40	1,7	2,5
50	90	23	2,0	53510, 153510	79,9	54,0	58		83	2	0,26	2,6	3,9
	100	25	2,5	353510	79,9	54,0	65	60	91	10	0,26	2,6	3,9
				753510	79,9	54,0	64		91		0,26	2,6	3,9
	110	40	3,0	53610, 153610	176	120	63		98	2	0,40	1,7	2,5
	120	43	3,0	353610	176	120	68	61	110	5	0,40	1,7	2,5
				753610	176	120	65		110		0,40	1,7	2,5
55	100	25	2,5	53511, 153511	99,5	67,0	65		91	3	0,26	2,6	3,9
	110	28	2,5	353511	99,5	67,0	68	69	101	8	0,26	2,6	3,9
				753511	99,5	67,0	68		101		0,26	2,6	3,9
	120	43	3,0	53611, 153611	199	139	72		109	3	0,40	1,7	2,5
	130	46	3,5	353611	199	139	74	72	118	6	0,40	1,7	2,5
				753611	199	139	74		118		0,40	1,7	2,5
60	110	28	2,5	53512, 153512	122	83,0	71		101	3	0,26	2,6	3,9
	120	31	2,5	353512	122	83,0	77	70	111	8	0,26	2,6	3,9
				753512	122	83,0	74		111		0,26	2,6	3,9
	130	46	3,5	53612, 153612	235	166	30		47		0,24	2,8	4,2
	140	48	3,5	353612	235	166	80	72	128	5	0,26	2,6	3,9
				753612	235	166	77		128		0,26	2,6	3,9
65	120	31	2,5	53513, 153513	144	100	77		111	3	0,26	2,6	3,9
	125	31	2,5	753513	144	100	79		116		0,26	2,6	3,9
	130	31	2,5	353513	144	100	88	80	121	12	0,25	2,7	4,0
	140	48	3,5	53613, 153613	253	180	78		111	3	0,38	1,8	2,6
	150	51	3,5	753613	253	180	82		138		0,37	1,8	2,7
	160	55	3,5	353613	253	180	92	82	148	5	0,37	1,8	2,7
70	125	31	2,5	53514, 153514	148	104	82		125	3	0,26	2,6	3,9
	130	31	2,5	753514	148	104	84		121		0,26	2,6	3,9
	140	33	3,0	353514	148	104	94	85	130	12	0,25	2,7	4,0
	150	51	3,5	53614, 153614	311	230	85		136	3	0,37	1,8	2,7
	160	55	3,5	753614	311	230	87		148		0,37	1,8	2,7
	170	58	3,5	353614	311	230	98	88	158	5	0,37	1,8	2,7
75	130	31	2,5	53515, 153515	154	110	85		121	3	0,25	2,7	4,0
	140	33	3,0	753515	154	110	90		130		0,25	2,7	4,0
	150	36	3,0	353515	154	110	100	91	140	12	0,25	2,7	4,0
	160	55	3,5	53615, 153615	351	255	93		144	3	0,37	1,8	2,7
75	170	58	3,5	753615	351	255	92		158		0,37	1,8	2,7
	180	60	4,0	353615	351	255	104	94	166	6	0,37	1,8	2,7
80	140	33	3,0	53516, 153516	176	127	92		130	3	0,25	2,7	4,0
	150	36	3,0	753516	176	127	95		140		0,25	2,7	4,0
	160	40	3,0	353516	176	127	105	96	150	10	0,26	2,6	3,9
	170	58	3,5	53616, 153616	374	290	99		155	3	0,37	1,8	2,7
	180	60	4,0	753616	374	290	99		166		0,26	1,8	2,8
	190	64	4,0	353616	374	290	110	100	176	6	0,36	1,8	2,8
85	150	36	3,0	53517, 153517	202	153	99		140	3	0,25	2,7	4,0
	160	40	3,0	753517	202	153	100		150		0,26	2,6	3,9
	180	60	4,0	53617, 153617	420	320	103		163	3	0,36	1,8	2,8
	190	64	4,0	753617	420	320	104		176		0,36	1,8	2,8
	200	67	4,0	353617	420	320	120	110	186	7	0,36	1,8	2,8
90	160	40	3,0	53518, 153518	244	190	105		150	3	0,26	2,6	3,9
	160	52,4	3,0	3053218, 3153218	-	-							
	180	46	3,5	353518	244	190	128	118	168	6	0,27	2,6	3,9
	190	64	4,0	53618, 153618	477	365	111		172	3	0,36	1,8	2,8
	215	73	4,0	353618	477	365	131	121	201	7	0,37	1,8	2,7
95	170	43	3,5	53519, 153519	282	215	111		155	3	0,27	2,6	3,9
	180	46	3,5	753519	282	215	112		168		0,27	2,6	3,9
	200	67	4,0	53619, 153619	518	410	119		180	3	0,36	1,8	2,8
	215	73	4,0	753619	518	410	113		201		0,36	1,8	2,7
100	180	46	3,5	53520, 153520	311	245	117		162	3	0,27	2,6	3,9
	180	60,3	3,5	3053220, 3153220	-	-							
	200	53	3,5	353520	311	245	128	118	188	6	0,28	2,4	3,6
	215	73	4,0	53620, 153620	610	490	125		195	3	0,36	1,8	2,7
	240	80	4,0	353620	610	490	131	121	226	7	0,36	1,9	2,8

$P_r = VF_r + Y_1 F_a$ - для $F_a/(VF_r) \leqslant e$, (e, Y_1 - табл. 8.10.7).

$P_r = 0{,}67VF_r + YF_a$ - для $F_a/(VF_r) > e$, (e, Y - табл. 8.10.7).

8.10.9. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ДВУХРЯДНЫЕ ГОСТ 5721-75

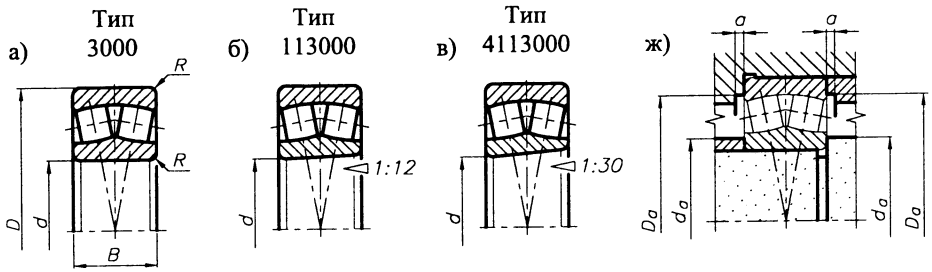


Рис. 8.10.16. Габаритные и установочные размеры радиальных роликовых сферических двухрядных подшипников

Стандарт устанавливает следующие конструктивные исполнения подшипников:
3000 - с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца;
113000 - с коническим отверстием внутреннего кольца, конусностью 1:12;
4113000 - с коническим отверстием внутреннего кольца, конусностью 1:30.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ роликового радиального двухрядного сферического подшипника с цилиндрическим отверстием внутренего кольца, серии диаметров 6, серии ширин 0 с $d = 50$ мм, $D = 110$ мм, $B = 40$ мм: *Подшипник 3610 ГОСТ 5721-75*

То же, с коническим отверстием внутреннего кольца, конусностью 1:12
Подшипник 113610 ГОСТ 5721-75

Табл. 8.10.8. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o кН	d_a max	D_a max	a min	e	$F_a/F_r \le e$ Y_1	$F_a/F_r > e$ Y
25	52	18	1,5	3505, 113505	35,7	36,7	30	47	2	0,38	1,8	2,6
30	62	20	1,5	3506, 113506	48,9	51,0	37	57	2	0,35	1,9	2,9
35	72	23	2,0	3507, 113507	63,3	68,6	42	65	2	0,34	2,0	3,0
40	80	23	2,0	3508, 113508	73,6	47,5	47	73	2	0,31	2,2	3,2
	90	33	2,5	3608, 113608	113	75,0	47	81	2	0,40	1,7	2,5
45	85	23	2,0	3509, 113509	77,1	51,0	52	78	2	0,28	2,4	3,6
	100	36	2,5	3609, 113609	138	95,0	52	91	2	0,40	1,7	2,5
50	90	23	2,0	3510, 113510	79,9	54,9	57	83	2	0,26	2,6	3,9
	110	40	3,0	3610, 113610	176	120	60	100	2	0,40	1,7	2,5
55	100	25	2,5	3511, 113511	99,9	67,0	62	91	3	0,26	2,6	3,9
	120	43	3,0	3611, 113611	199	139	65	110	3	0,40	1,7	2,5
60	110	28	2,5	3512, 113512	122	83,0	67	101	3	0,26	2,6	3,9
	130	46	3,5	3612, 113612	235	166	72	118	3	0,24	2,8	4,2
65	120	31	2,5	3513, 113513	144	100	72	111	3	0,26	2,6	3,9
	140	48	3,5	3613, 113613	253	180	76	128	3	0,38	1,8	2,6
70	125	31	2,5	3514, 113514	148	104	77	116	3	0,26	2,6	3,9
	150	51	3,5	3614, 113614	311	230	81	138	3	0,37	1,8	2,7
75	130	31	2,5	3515, 113515	-	-	85	121	3	,0,25	2,7	4,0
	160	55	3,5	3615, 113615	300	207	93	144	3	0,37	1,8	2,7
80	140	33	3,0	3516, 113516	160	118	92	130	3	0,25	2,7	4,0
	170	58	3,5	3616, 113616	325	227	99	155	3	0,37	1,8	2,7
85	130	34	2,0	3003117, 3113117	-	-		-	-	-	-	-
	150	36	3,0	3517, 113517	183	130	99	140	3	0,25	2,7	4,0
	180	60	4,0	3617, 113617	365	270	103	163	3	0,26	1,8	2,8
90	140	37	2,5	3003118, 3113118	-	-		-	-	-	-	-
	160	40	3,0	3518, 113518	216	159	105	150	3	0,26	2,6	3,9
	160	52,4	3,0	3003218, 3113218	-	-		-	-	-	-	-
	190	64	4,0	3618, 113618	400	300	111	172	3	0,36	1,8	2,8
95	170	43	3,5	3519, 113519	245	170	111	155	3	0,27	2,6	3,9
	200	67	4,0	3619, 113619	-	-	119	180	3	0,36	1,8	2,8
100	150	37	2,5	3003120, 3113120	-	-		-	-	-	-	-
	165	52	2,0	3003720, 3113720	-	-		-	-		-	-
	180	46	3,5	3520, 113520	275	212	117	162	3	0,27	2,6	3,9
	180	60,3	3,5	3003220, 3113220	-	-		-	-	-	-	-
	215	73	4,0	3620, 113620	520	410	125	195	3	0,36	1,8	2,7

$P_r = VF_r + Y_1 F_a$ - для $F_a/(VF_r) \le e$, (e, Y_1 - табл. 8.10.8);

$P_r = 0{,}67 VF_r + Y F_a$ - для $F_a/(VF_r) > e$, (e, Y - табл. 8.10.8).

8.10.10. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ УПОРНЫЕ ОДИНАРНЫЕ И ДВОЙНЫЕ ГОСТ 7872-89

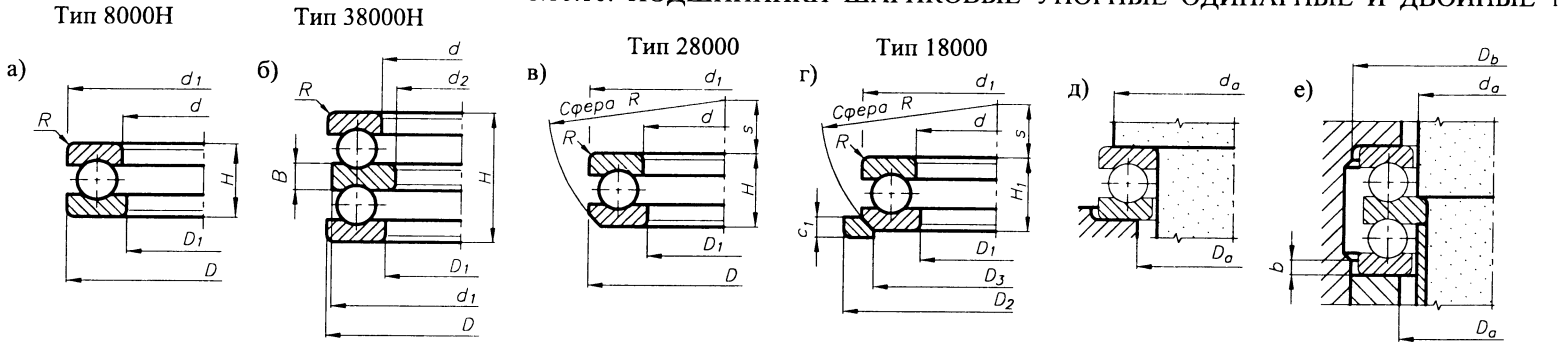


Рис. 8.10.17. Габаритные и установочные размеры упорных шариковых подшипников

Стандарт устанавливает следующие типы подшипников:

8000Н - упорные шариковые однорядные;

38000Н - упорные шариковые двойные;

28000 - упорные шариковые одинарные со свободным самоустанавливающимся кольцом без подкладного кольца;

18000 - упорные шариковые одинарные со свободным самоустанавливающимся кольцом и подкладным кольцом.

Табл. 8.10.9. Основные размеры, мм и параметры подшипников (представлены только подшипники типов 8000Н и 38000Н)

d	D	d_1	D_1	H	d_2	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o	d_a	D_a	b min
20	35	35	21	10			0,5	8104Н	15,0	22,4	29	25	2,0
	40	40	22	14			1,0	8204Н	22,4	32,0	32	28	3,5
	40	40	22	26	15	6	1,0	38204Н	22,4	32,0	20	28	3,5
25	42	42	26	11			1,0	8105Н	18,0	30,0	35	32	3,0
	47	47	27	15			1,0	8205Н	28,0	42,5	38	34	3,5
	52	52	27	18			1,5	8305Н	34,5	46,5	40	36	5,0
	60	60	27	24			1,5	8405Н	45,5	57,0	44	40	-
	47	47	27	28	20	7	1,0	38205Н	28,0	42,5	25	34	3,5
	52	52	27	34	20	8	1,5	38305Н	34,5	46,5	25	36	5,0
	60	60	27	45	15	11	1,5	38405Н	45,5	57,0	25	39	-
30	47	47	32	11			1,0	8106Н	19,0	33,5	40	36	3,0
	52	52	32	16			1,0	8206Н	25,5	40,0	43	39	3,5
	60	60	32	21			1,5	8306Н	38,0	55,0	47	43	5,0
	70	70	32	28			1,5	8406Н	69,5	95,0	52	48	-
	52	52	32	29	25	7	1,0	38206Н	25,5	40,0	30	39	3,5
	60	60	32	38	25	9	1,5	38306Н	38,0	55,0	30	42	5,0
	70	70	32	52	20	12	1,5	38406Н	69,5	95,0	30	46	-
35	52	52	37	12			1,0	8107Н	20,0	39,0	45	41	3,0
	62	62	37	18			1,5	8207Н	35,5	57,0	50	47	3,5
	68	68	37	24			1,5	8307Н	50,0	75,0	53	50	6,0
	80	80	37	32			2,0	8407Н	76,5	106	59	56	-
	62	62	37	34	30	8	1,5	38207Н	35,5	57,0	35	46	3,5
	68	68	37	44	30	10	1,5	38307Н	50,0	75,0	35	48	6,0
	80	80	37	59	25	14	2,0	38407Н	76,5	106	35	53	-
40	60	60	42	13			1,0	8108Н	27,0	53,0	52	48	3,0
	68	68	42	19			1,5	8208Н	46,5	83,0	56	52	3,5
	78	78	42	26			1,5	8308Н	61,0	95,0	61	57	6,0
	90	90	42	36			2,0	8408Н	96,5	143	67	63	-
	68	68	42	36	30	9	1,5	38208Н	46,5	83,0	40	51	3,5
	78	78	42	49	30	12	1,5	38308Н	61,0	95,0	40	55	6,0
	90	90	42	65	30	15	2,0	38408Н	96,5	143	40	60	-
45	65	65	47	14			1,0	8109Н	28,0	58,5	57	53	3,0
	73	73	47	20			1,5	8209Н	39,0	67,0	61	57	3,5
	85	85	47	28			1,5	8309Н	75,0	118	67	63	6,0
	100	100	47	39			2,0	8409Н	122	186	74	70	-
	73	73	47	37	35	9	1,,5	38209Н	39,0	67,0	45	56	3,5
	85	85	47	52	35	12	1,5	38309Н	75,0	118	45	61	6,0
	100	100	47	72	35	17	2,0	38409Н	122	186	45	67	-
50	70	70	52	14			1,0	8110Н	29,0	64,0	62	58	3,0
	78	78	52	22			1,5	8210Н	50,0	90,0	66	62	3,5
	95	95	52	31			2,0	8310Н	88,0	146	75	71	6,0
	110	110	52	43			2,5	8410Н	137	216	82	78	-
	78	78	52	39	40	9	1,5	38210Н	50,0	90,0	50	61	3,5
	95	95	52	58	40	14	2,0	38310Н	88,0	146	50	68	6,0
	110	110	52	78	40	18	2,5	38410Н	137	216	50	74	-
55	78	78	57	16			1,0	8111Н	30,5	63,0	68	64	3,0
	90	90	57	25			1,5	8211Н	61,0	114	74	70	6,0
	105	105	57	35			2,0	8311Н	102	176	82	78	8,0
	120	120	57	48			2,5	8411Н	166	265	89	85	-
	90	90	57	45	45	10	1,5	38211Н	61,0	114	55	69	6,0
	105	105	57	64	45	15	2,0	38311Н	102	176	55	75	8,0
	120	120	57	87	45	20	2,5	38411Н	166	265	55	81	-
60	85	85	62	17			1,5	8112Н	41,5	95,0	74	70	4,0
	95	95	62	26			1,5	8212Н	62,0	118	79	75	6,0
	110	110	62	35			2,0	8312Н	102	176	87	83	8,0
	130	130	62	51			2,5	8412Н	200	325	97	93	-
	95	95	62	46	50	10	1,5	38212Н	62,0	118	60	74	6,0
	110	110	62	64	50	15	2,0	38312Н	102	176	60	80	8,0
	130	130	62	93	50	21	2,5	38412Н	200	325	60	88	-
65	90	90	67	18			1,5	8113Н	38,0	85,0	79	75	4,0
	100	100	67	27			1,5	8213Н	64,0	125	84	80	6,0
	115	115	67	36			2,0	8313Н	106	186	92	88	8,0
65	140	140	68	56			3,0	8413Н	224	390	104	100	-
	100	100	67	47	55	10	1,5	38213Н	64,0	125	65	79	6,0
	115	115	67	65	55	15	2,0	38313Н	106	186	65	85	8,0
	140	140	68	101	50	23	3,0	38413Н	224	390	65	95	-
70	95	95	72	18			1,5	8114Н	40,0	93,0	84	80	4,0
	105	105	72	27			1,5	8214Н	65,5	134	89	85	6,0
	125	125	72	40			2,0	8314Н	137	250	99	95	8,0
	150	150	73	60			3,0	8414Н	240	440	113	107	-
	105	105	72	47	55	10	1,5	38214Н	65,5	134	70	84	6,0
	125	125	72	72	55	16	2,0	38314Н	137	250	70	92	8,0
	150	150	73	107	55	24	3,0	38414Н	240	440	70	102	-
75	100	100	77	19			1,5	8115Н	44,0	104	89	85	4,0
	110	110	77	27			1,5	8215Н	67,0	143	94	90	6,0
	135	135	77	44			2,5	8315Н	163	300	108	102	11
	160	160	78	65			3,0	8415Н	265	510	120	115	-
	110	110	77	47	60	10	1,5	38215Н	67,0	143	75	89	6,0
	135	135	77	79	60	18	2,5	38315Н	163	300	75	99	11
	160	160	78	115	60	26	3,0	38415Н	265	510	75	110	-
80	105	105	82	19			1,5	8116Н	45,0	108	95	90	4,0
	115	115	82	28			1,5	8216Н	75,0	160	100	95	7,0
	140	140	82	44			2,5	8316Н	160	300	113	107	11
	170	170	83	68			3,5	8416Н	275	550	128	122	-
	115	115	82	48	65	10	1,5	38216Н	75,0	160	80	94	7,0
	140	140	82	79	65	18	2,5	38316Н	160	300	80	94	11
	170	170	83	120	65	27	3,5	38416Н	275	550	80	94	-
85	110	110	87	19			1,5	8117Н	45,5	114	99	95	4,0
	125	125	88	31			1,5	8217Н	98,0	212	108	102	7,0
	150	150	88	49			2,5	8317Н	190	360	120	115	12
	180	177	88	72			3,5	8417Н	320	655	135	130	-
	125	125	88	55	70	12	1,5	38217Н	98,0	212	85	101	7,0
	150	150	88	87	70	19	2,5	38317Н	190	360	85	111	12

Продолжение табл. 8.10.9 на след. стр.

Продолжение табл. 8.10.9

d	D	d_1	D_1	H	d_2	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o	d_a	D_a	b_{min}
85	180	180	88	123	65	29	3,5	38417Н	320	656	85	124	
90	120	120	92	22			1,5	8118Н	45,5	118	108	102	
	135	135	93	35			2,0	8218Н	120	255	115	109	
	155	155	93	50			2,5	8318Н	196	390	125	119	
	190	187	93	77			3,5	8418Н	325	695	143	137	
90	135	135	93	62	75	14	2,0	38218Н	120	255	90	108	
	155	155	93	88	75	19	2,5	38318Н	196	390	90	116	
	190	190	93	135	70	30	3,0	38418Н	325	695	90	131	
100	135	135	102	25			1,5	8120Н	61,0	160	120	114	
	150	150	103	38			2,0	8220Н	122	270	128	122	
100	170	170	103	55			2,5	8320Н	232	475	138	132	
	210	205	103	85			4,0	8420Н	400	915	158	152	
	150	150	103	67	85	15	2,0	38220Н	122	270	100	120	
	170	170	103	97	85	21	2,5	38320Н	232	475	100	128	
	210	210	103	150	80	33	4,0	38420Н	400	915	100	145	
...													

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упорного шарикового одинарного подшипника серии диаметров 2, серии высот 0 с $d = 30$ мм: *Подшипник 8206Н ГОСТ 7872–89*

То же подшипника двойного: *Подшипник 38206Н ГОСТ 7872–89*

8.10.11. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ УПОРНЫЕ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ ОДИНАРНЫЕ ГОСТ 23526-79

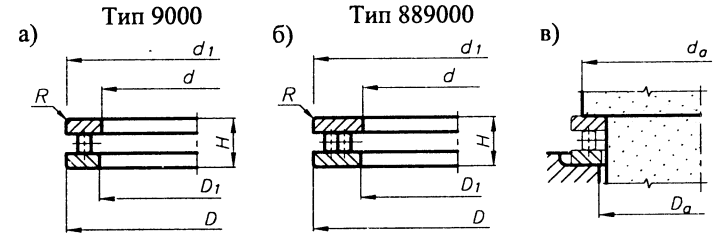


Рис. 8.10.18. Габаритные и установочные размеры упорных роликовых подшипников

Стандарт устанавливает следующие типы подшипников: 9000 - однорядные;
889000 - двухрядные.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ роликового одинарного однорядного упорного подшипника с цилиндрическими роликами типа 9000 с $d = 50$ мм, $D = 70$ мм, $H = 14$ мм: *Подшипник 9110 ГОСТ 23526–79*

Табл. 8.10.10. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	H	d_1	D_1	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o
...								
20	35	10	35	21	1,0	9104	20,4	54,0
25	42	11	42	26	1,0	9105	26,5	73,5
30	47	11	47	32	1,0	9106	28,0	83,0
	52	16	52	32	1,0	9206	46,5	122
	60	18	60	32	1,5	9889306	-	-
35	52	12	52	37	1,0	9107	26,0	78,0
	62	18	62	37	1,5	9207	51,0	143
	68	20	68	37	1,5	9889307		-
40	60	13	60	42	1,0	9108	38,0	116
	68	19	68	42	1,5	9208	76,5	220
	78	22	78	42	1,5	9889308	64,5	107
45	65	14	65	47	1,0	9109	40,0	129
	73	20	73	47	1,5	9209	83,0	255
	85	24	85	47	1,5	9889309	64,5	128
50	70	14	70	52	1,0	9110	42,5	143
	78	22	78	52	1,5	9210	88,0	285
	95	27	95	52	2,0	9889310	116	194
55	78	16	78	57	1,0	9111	52,0	193
	90	25	90	57	1,5	9211	122	390
	105	30	105	57	2,0	9889311	136	246
60	85	17	85	62	1,5	9112	67,0	232
60	95	26	95	62	1,5	9212	114	365
	110	30	110	62	2,0	9889312	142	264
65	90	18	90	67	1,5	9113	68,0	245
	100	27	100	67	1,5	9213	118	390
	115	30	115	67	2,0	9889313	148	285
70	95	18	95	72	1,5	9114	71,0	265
	105	27	105	72	1,5	9214	122	415
	125	34	125	72	2,0	9889314	194	350
75	100	19	100	77	1,5	9115	75,0	285
	110	27	110	77	1,5	9215	125	440
	135	36	135	77	2,5	9889315	213	405
80	105	19	105	82	1,5	9116	76,5	300
	115	28	115	82	1,5	9216	129	455
	140	36	140	82	2,5	9889316	212	405
85	110	19	110	87	1,5	9117	76,5	310
	125	31	125	88	1,5	9217	153	550
	150	39	150	88	2,5	9889317	262	550
90	120	22	120	92	1,5	9118	104	415
	135	35	135	93	2,0	9218	190	670
	155	39	155	93	2,5	9889318	255	485
100	135	25	135	102	1,5	9120	146	585
	150	38	150	103	2,0	9220	224	815
...	170	42	170	103	2,5	9889320	297	610

8.10.12. ОСЕВЫЕ ЛЮФТЫ В РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ [5]

Табл. 8.10.11. Допускаемые значения люфта, *мк* в радиально-упорных подшипниках *

Диаметр отверстия подшипника d, мм	Угол контакта						
	$\beta = 12°$		$\beta = 26°$ $\beta = 36°$		$\beta = 12°$		
	Два подшипника в опоре **				Один подшипник в опоре ***		Расстояние между опорами вала L, мм ***
	min	max	min	max	min	max	
Радиально-упорные шариковые подшипники							
< 30	20	40	10	20	30	50	< 8 d
30... 50	30	50	15	30	40	70	< 7 d
50...80	40	70	20	40	50	100	< 6 d
80...120	50	100	30	50	60	150	< 5 d
Радиально-упорные роликовые подшипники							
	$\beta =$ = 10...16°		$\beta =$ = 25...29°		β = 10...16°		
< 30	20	40	-	-	40	70	< 14 d
30...50	40	70	20	40	50	100	< 12 d
50...80	50	100	30	50	80	150	< 11 d
80...120	80	150	40	70	120	200	< 10 d

* Разность температур вала и стального (чугунного) корпуса не более 10...20°.

** Схема установки радиально-упорных подшипников:
- шариковых - см. рис. 8.2.3в,г,ж,з; рис. 8.3.8а,г;
- роликовых - см. рис. 8.2.3д,и; рис. 8.3.8б,в.

*** Схема установки радиально-упорных подшипников:
- шариковых - см. рис. 8.3.2б; рис. 8.3.3б;
- роликовых - см. рис. 8.3.2г; рис. 8.3.3а.

9. УПЛОТНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

9.1. УПЛОТНЕНИЯ КОНТАКТНЫЕ

9.1.1. МАНЖЕТЫ РЕЗИНОВЫЕ АРМИРОВАННЫЕ ГОСТ 8752-79 ($v_{вал} \leqslant 20$ м/с)

Манжеты изготавливаются двух типов:
тип 1 - однокромочные;
тип 2 - однокромочные с пыльником.

Манжеты типа 1 предназначаются для предотвращения вытекания уплотняемой среды.

Манжеты типа 2 предназначаются для предотвращения вытекания уплотняемой среды и защиты от проникания в корпус пыли.

Манжеты изготавливаются двух типов:
1 - с механически обработанной кромкой;
2 - с формованной кромкой (подлежат согласованию).

Манжеты ряда 1 предназначены для предпочтительного применения во всех отраслях машиностроения. Манжеты ряда 2 допускается применять в дополнение к ряду 1 для автомобильной промышленности.

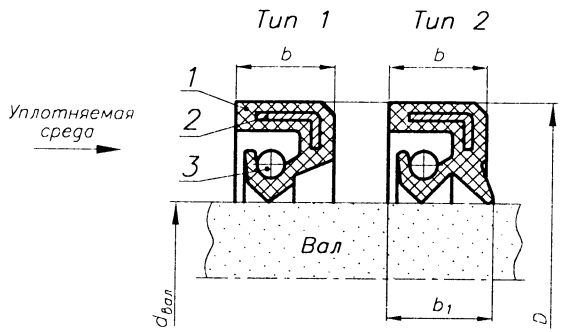


Рис. 9.1.1. Типы и конструкция резиновых манжет:
1- резина; 2 - каркас; 3 - пружина

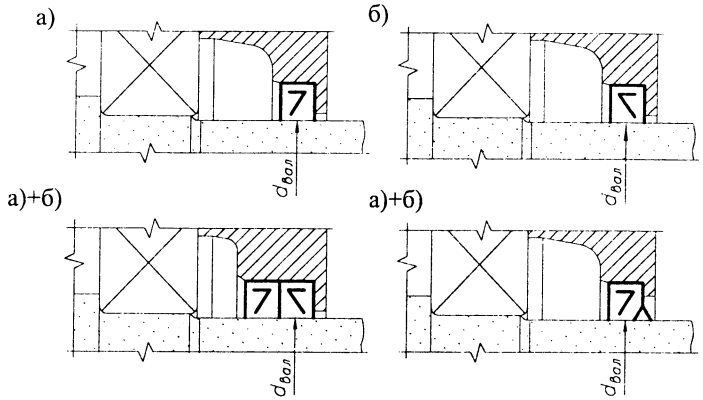


Рис. 9.1.2. Установка манжет для предотвращения:
а) вытекания смазки; б) проникновения в корпус загрязнений и пыли

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ манжеты типа 1, исполнения 1, для вала d= 20 мм, с наружным диаметром D = 40 mm, из резины группы 1: *Манжета 1.1–20x40–1 ГОСТ 8752–79*

Табл. 9.1.1. Основные размеры манжет, мм

ГОСТ 8752-79

d вал	D 1 ряд	D 2 ряд	b	b_1	d вал	D 1 ряд	D 2 ряд	b	b_1	d вал	D 1 ряд	D 2 ряд	b	b_1	d вал	D 1 ряд	D 2 ряд	b	b_1
...	...	...	...																
10	26	22, 25	7	10	26		38	7	10	45	65	70	10	14	95		130	12	16
11	26	25	7	10		45		10	14	48	70		10	14	100	125		12	16
12	28	26, 30	7	10	28	50	45	10	14	50	70	80	10	14	105	130		12	16
13	28	26	7	10	30		45	7	10	52	75	80	10	14	110	135		12	16
14	28	30	7	10		52	50	10	14	55	80	75, 82	10	14	115	145	140	12	16
15	30, 32	35	7	10	32		44, 45	7	10	56	80		10	14	120	145, 150		12	16
16	30, 35	36, 40	7	10		52		10	14	58	80	82	10	14	125	155	150	12	16
17	32	30, 35	7	10	34		50	7	10	60	85	80, 82	10	14	130	160	155	15	20
18	35	32	7	10	35		48, 50	7	10	62		80, 90	10	14	135		160, 165	15	20
19	35	35	7	10		58	52, 55	10	14	63	90		10	14	140	170		15	20
20	35	34	7	10	36		48	7	10	65	90		10	14	145		175	15	20
	40	42	10	14		58		10	14	70	95	92	10	14	150	180		15	20
21	40		10	14	38	52		7	10	71	95		10	14	155		185	15	20
22		35, 36	7	10		58	56, 60	10	14	75	100	95, 102	10	14	160	190		15	20
	40		10	14	40		52, 55	7	10			105	10	14	165		195	15	20
23		35	7	10		60, 62	58	10	14	80	105	110	10	14	170	200		15	20
24	40		7	10	42		58	7	10	82		115	10	14	175		205	15	20
		46	10	14		62	75	10	14	85	110	115, 120	12	16	180	220		15	20
25		38	7	10	44		65	10	14	90	120	112, 115	12	16	190	230		15	20
	42		10	14	45		60	7	10	92	120		12	16	200	240		15	20
															...	...	...	...	...

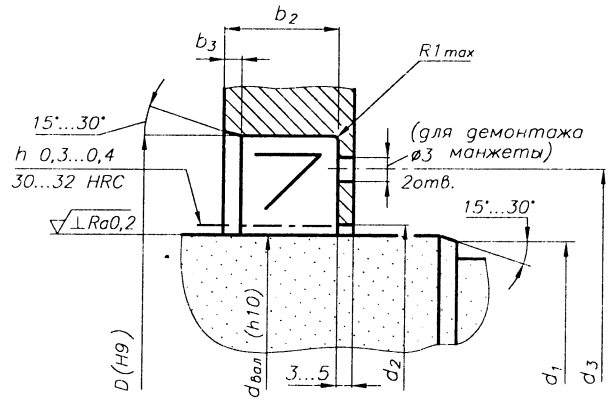


Рис. 9.1.3. Место установки манжеты

1. РАЗМЕРЫ МЕСТ УСТАНОВКИ МАНЖЕТЫ (рис. 9.1.3, табл. 9.1.1 и табл. 9.1.2).
2. ПОЛЯ ДОПУСКОВ (рис. 9.1.3).
диаметр вала - $d_{вал}$ (h10),
отверстие под наружный диаметр манжеты - D(H9).

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 9.1.4 и табл. 9.1.3).
4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 9.1.5 и табл. 9.1.4).
5. ТВЕРДОСТЬ ВАЛА В МЕСТЕ УСТАНОВКИ МАНЖЕТЫ (рис. 9.1.3 и табл. 9.1.5).
6. ВЫБОР ГРУППЫ РЕЗИНЫ (рис. 9.1.6 и табл. 9.1.6).
7. РЕСУРС РАБОТЫ МАНЖЕТ (табл. 9.1.7).
8. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО МОНТАЖУ МАНЖЕТ (табл. 9.1.8).

Табл. 9.1.2. Размеры мест установки манжеты, мм

$d_{вал}$	d_1	d_2 для манжет типа 1	d_2 для манжет типа 2 при ширине манжеты b	
до 10	$d_{вал}-1,5$	$d_{вал}+1,0$		
Св. 10 до 20	$d_{вал}-2,0$	$d_{вал}+1,0$		
Св. 20 до 30	$d_{вал}-2,5$	$d_{вал}+1,0$	$b=7$	$d_{вал}+9,0$
Св. 30 до 40	$d_{вал}-3,0$	$d_{вал}+1,0$	$b=10$	$d_{вал}+11,5$
Св. 40 до 50	$d_{вал}-3,5$	$d_{вал}+1,0$	$b=12$	$d_{вал}+12,0$
Св. 50 до 70	$d_{вал}-4,0$	$d_{вал}+1,5$	$b=15$	$d_{вал}+15,0$
Св. 70 до 95	$d_{вал}-4,5$	$d_{вал}+1,5$		
Св. 95 до 130	$d_{вал}-5,5$	$d_{вал}+2,0$		
Св. 130 до 240	$d_{вал}-7,0$	$d_{вал}+2,0$		

$d_3 = D-3,0$

b	5,0	7,0	10	12	15	18	22
b_2	6,5	8,5	12	14,5	18,5	22	25,5
b_3	1,0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5

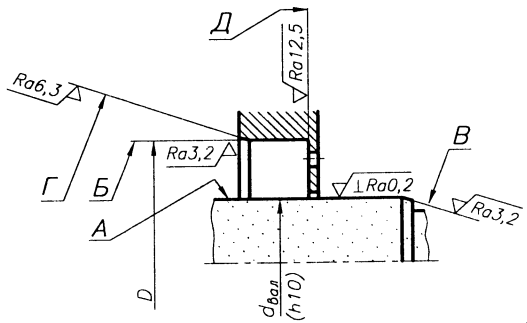


Рис. 9.1.4. Шероховатость поверхностей установки манжеты

Табл. 9.1.3. Шероховатость поверхностей установки манжеты

	Вал	Отверстие
1. Шероховотость поверхностей *А* и *Б* при скорости вала $v_{вал}$ до 5 м/с	Ra0,40...0,80	Ra1,6...3,2
свыше 5 м/с	Ra0,20...0,40	
2. Шероховатость фасок (поверхности *В* и *Г*)	Ra3,2	Ra6,3
3. Шероховатость поверхности *Д*	–	Ra12,5

Табл. 9.1.4. Допуски формы и расположения поверхностей установки манжеты

1. Предельное радиальное биение поверхности вала, контактирующей с манжетой, мм, при частоте вращения вала
   $n_{вал}$ до 1000 мин$^{-1}$ – 0,18 мм,
   $n_{вал}$ св. 1000 до 2000 мин$^{-1}$ – 0,15 мм,
   $n_{вал}$ св. 2000 до 3000 мин$^{-1}$ – 0,12 мм,
   $n_{вал}$ св. 3000 до 4000 мин$^{-1}$ – 0,10 мм.
2. Допуск соосности посадочной поверхности под манжету и центрирующей поверхности крышки - не более *IT* 8.

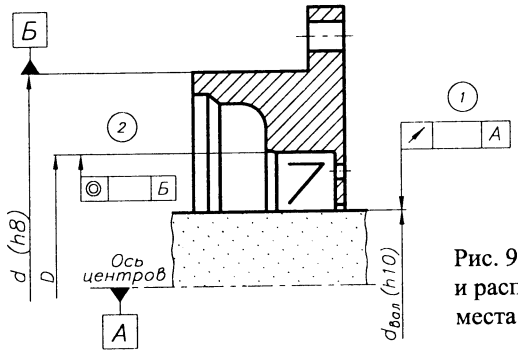


Рис. 9.1.5. Допуски формы и расположения поверхностей места установки манжеты

Табл. 9.1.5. Твердость вала в месте установки манжеты

Твердость поверхности трения, не менее, при окружной скорости вала $v_{вал}$ до 4 м/с	– HRCэ 30
свыше 4 м/с	– HRCэ 50

Табл. 9.1.6. Данные для выбора группы резины в зависимости от условий работы

Группа резины	Тип эластомера	Шифр резины	Нижний температурный предел, °С	Температура уплотняемой среды, °С: Минеральные масла: Моторные	Трансмиссионные (кроме гипоидного)	Гипоидные	Соляровые	Смазки на основе минеральных масел	Дизельные топлива	Вода	Тормозная жидкость
1	Бутадиен-нитрильный каучук	7-ИРП-1068-3с, 7-ИРП-1068-24, 51-1455	- 45	+ 100	+ 100	+ 80	+ 90	+ 90	–	С	–
2		7-4004-112, 7-4004-4М	- 30						С		
3		7-В-14-1, 51-1662-2	- 60						–		
4	Фторкаучук	ИРП-1314-1, ИРП-1314-1с	- 45	+ 150	+ 150	+ 150	+150	+ 100	+ 150	–	С
5	СКФ-32	ИРП-1316, ИРП-1287, 51-1435	- 20	+ 170	+ 170		С	С	–		
	СКФ-26										
6	Силиконовый каучук	ИРП-1401	- 55	+ 150	+ 130	+ 130	С	С	С	С	С

Примечания:
1. Обозначение " С " означает, что пригодность резины для уплотнения данной группы сред определяется по согласованию потребителя с изготовителем.
2. Знак " – " означает, что эластомер не применим для уплотнений в указанной группе сред.

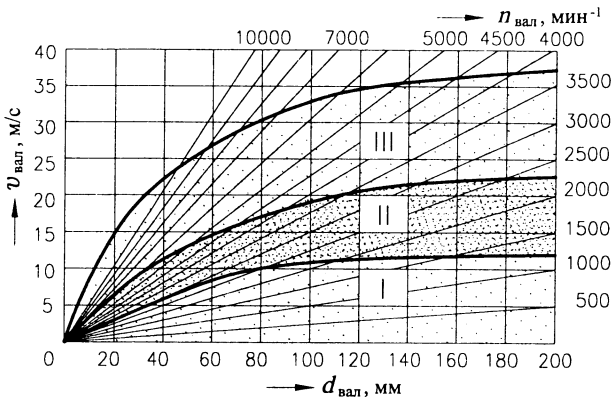


Рис. 9.1.6. Диаграмма выбора группы резины = f ($v_{вал}$):
I - резины 1-3 групп; II - резины 4-й группы;
III - резины 5 и 6 групп

Табл. 9.1.7. Ресурс работы манжет

95%-ный ресурс работы манжет должен быть:
не менее 3000 час - для манжет из резин групп 1...3, установленных на тракторах, двигателях и судовых механизмах;
12000 км пробега - для манжет из резин групп 1...3, установленных на автомобилях;
не менее 10000 час - для манжет из резин групп 4...5, установленных на тракторах, двигателях и судовых механизмах;
175000 км пробега - для манжет из резин групп 4...5, установленных на автомобилях;
150000 км пробега - для манжет из резин группы 6, установленных на автомобилях.

Табл. 9.1.8. Рекомендации по монтажу и эксплуатации манжет

1. Запрессовывать манжету в посадочное отверстие следует с помощью специальной оправки равномерным нажатием по всей торцевой поверхности (рис. 9.1.7)
2. Если манжета при запрессовке должна перемещаться через шлицы, пазы, резьбу и т.д. или не представляется возможным выполнить на валу заходную фаску (рис. 9.1.3, 9.1.8), рекомендуется применять монтажную втулку (рис. 9.1.9). Наружный диаметр монтажной втулки должен быть на 1,5...2 мм больше диаметра вала. При этом толщина стенки втулки не должна быть меньше 0,5 мм.
3. При перепаде давления 0,05 МПа и более, а также при установке манжеты на вал рабочей кромкой в сторону направления монтажа для предотвращения подвертывания эластичного элемента допускается применять опорный конус (рис. 9.1.10). Последний может быть выполнен в корпусе или в виде отдельной детали, изготовленной из любых металлов.
4. При установке манжет в глухое гнездо рекомендуется предусмотреть в крышке или корпусе демонтажные отверстия (рис. 9.1.3, 9.1.7...9.1.9).
5. Для исключения осевого перемещения манжеты от вибрационных нагрузок допускается установка в посадочном отверстии пружинного кольца (п. 8.7.3 и рис. 9.1.11) либо выполнение кольцевой проточки в виде треугольника с острием в сторону запрессовки манжеты (рис. 9.1.12).
6. Для обеспечения оптимальной микрогеометрии поверхности вала, контактирующей с манжетой, предпочтительным является шлифование с поперечной подачей (рис. 9.1.4).

Продолжение табл. 9.1.8

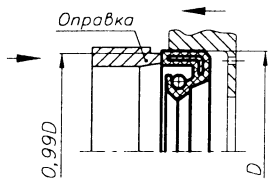


Рис. 9.1.7

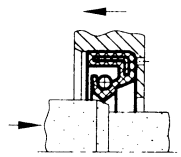


Рис. 9.1.8

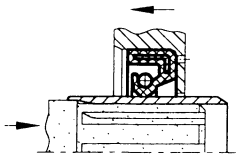


Рис. 9.1.9

h=0,5 мм для D≤150 мм,
h=0,7 мм для D>150 мм.

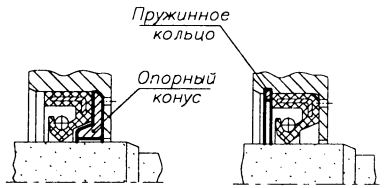


Рис. 9.1.10

Рис. 9.1.11

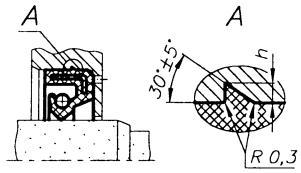


Рис. 9.1.12

9.1.2. УПЛОТНЕНИЯ ВОЙЛОЧНЫЕ

Внимание! При новом проектировании желательно не применять ($v_{вал} \leqslant 5$ м/с)

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ войлочного кольца для вала $d = 30$ мм: *Кольцо войлочное 30*

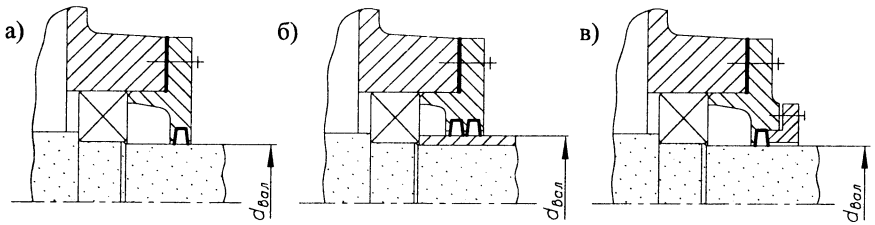


Рис. 9.1.13. Установка уплотнения

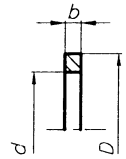


Рис. 9.1.14. Размеры войлочных колец

Табл. 9.1.10. Зависимость $R_a = f(v_{вал})$

$v_{вал}$, м/с	R_a, мкм
≤4	≤1,6
≤6	≤0,8

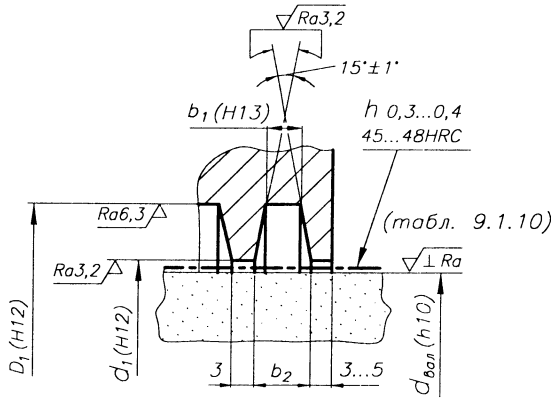
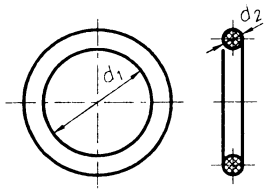


Рис. 9.1.15. Размеры канавок

Табл. 9.1.9. Размеры войлочных колец и канавок для них, мм

$d_{вал}$	Кольцо			Канавка				$d_{вал}$	Кольцо			Канавка			
	d	b	D	d_1	D_1	b_1	b_2		d	b	D	d_1	D_1	b_1	b_2
...															
17	16	3,5	27	18	28	3	4,3	48	47	5,0	60	49	61	4	5,5
18	17	3,5	28	19	29	3	4,3	50	49	6,0	66	51	67	5	7,1
20	19	3,5	30	21	31	3	4,3	52	51	6,0	68	53	69	5	7,1
22	21	3,5	32	23	33	3	4,3	55	54	6,0	71	56	72	5	7,1
25	24	5,0	37	26	38	4	5,5	58	57	6,0	74	59	75	5	7,1
28	27	5,0	40	29	41	4	5,5	60	59	6,0	76	61	77	5	7,1
30	29	5,0	42	31	43	4	5,5	65	64	6,0	81	66	82	5	7,1
32	31	5,0	44	33	45	4	5,5	70	69	7,0	88	71	89	6	8,3
35	34	5,0	47	36	48	4	5,5	75	74	7,0	93	76	94	6	8,3
36	35	5,0	48	37	49	4	5,5	80	79	7,0	98	81	99	6	8,3
38	37	5,0	50	39	51	4	5,5	85	84	7,0	103	86	104	6	8,3
40	39	5,0	52	41	53	4	5,5	90	89	8,5	110	91	111	7	9,6
42	41	5,0	54	43	55	4	5,5	95	94	8,5	115	96	116	7	9,6
45	44	5,0	57	46	58	4	5,5	100	99	9,5	124	101	125	8	11,1
								...							



Rys. 9.1.16. Кольцо резиновое уплотнительное

Табл. 9.1.10. Размеры и их отклонения для колец, мм

d_2	... 2,5 ±0,1		3,0 3,6 4,6 +0,2 −0,1			5,8 7,5 +0,3 −0,15		8,5 +0,3 −0,2	
Откл. d_1	... < 25	< 30	< 38	< 45	< 51	< 57	< 64	< 71	< 78	< 84
	− 0,4	− 0,5	− 0,6	− 0,7	− 0,8	− 0,9	− 1,0	− 1,1	− 1,2	− 1,3
	< 90	< 99	< 105	< 110	< 118	< 122	< 130	< 145	< 155 ...
	− 1,4	− 1,5	−1,6	−1,7	− 1,8	−1,9	−2,0	− 2,2	− 2,4

Отклонения диаметра d_1 представлено для диаметров внутренней уплотняемой поверхности d.

Обозначение типоразмера кольца строится по следующей схеме: ааа-ббб-вв

ааа - (d) диаметр внутренней уплотняемой поверхности (шток), мм;

ббб - (D) диаметр наружной уплотняемой поверхности (цилиндр), мм;

вв - (d_2) диаметр сечения кольца, мм, умноженный на 10.

Например кольцо 040-048-46 предназначено для уплотнения поверхностей $d = 40$ мм; $D = 48$ мм. Диаметр кольца $d_2 = 4{,}6$ мм. Диаметр кольца d_1 - в соответствии с табл. 9.1.12.

1. УПЛОТНЕНИЯ РАДИАЛЬНЫЕ

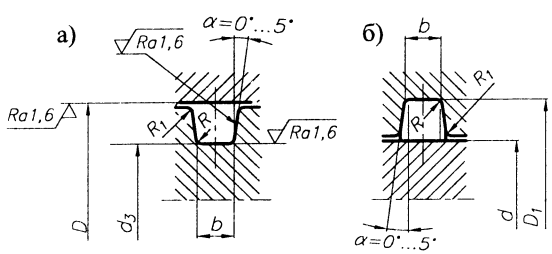


Рис. 9.1.17. Канавки радиальных уплотнений при уплотнении:
а) наружным диаметром кольца;
б) внутренним диаметром кольца

9.1.3. КОЛЬЦА РЕЗИНОВЫЕ УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ ГОСТ 9833-73

Табл. 9.1.11. Размеры канавок радиальных уплотнений, мм

d_2	D	d	d_3	D_1	b	R	R_1
... 2,5	8...155	D - 4	D + 0,3	D - 0,3	3,6	0,4	0,2
3,0	15...155	D - 5	D + 0,3	D - 0,3	4,0	0,4	0,2
3,6	20...255	D - 6	D + 0,4	D - 0,4	4,7	0,6	0,2
4,6	36...260	D - 8	D + 0,6	D - 0,6	5,6	0,6	0,2
5,8	60...510	D - 10	D + 0,8	D - 0,8	7,0	0,6	0,2
7,5	95...145	D - 13	D + 1,0	D - 1,0	9,0	0,6	0,2
8,5	150...515	D - 15	D + 1,4	D - 1,4	10,3	0,6	0,2

D, d - уплотняемые диаметры.

2. УПЛОТНЕНИЯ ТОРЦЕВЫЕ

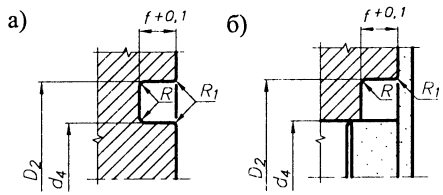


Рис. 9.1.18. Канавки торцевых уплотнений

3. УПЛОТНЕНИЯ НА ФАСКЕ

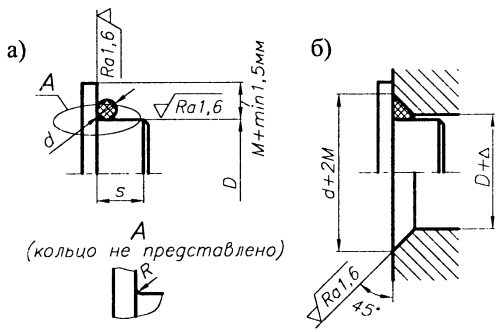


Рис. 9.1.19. Размеры уплотнений на фаске

4. УПЛОТНЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

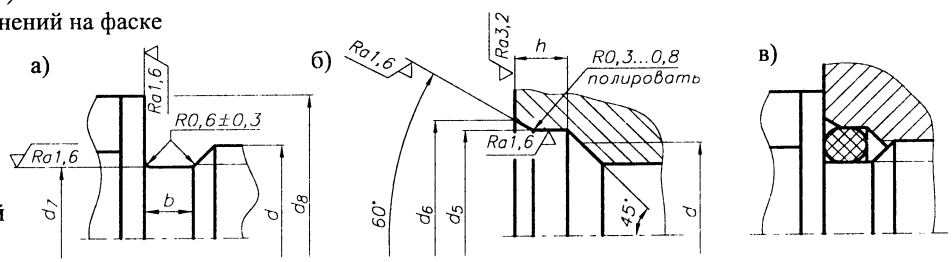


Рис. 9.1.20. Размеры уплотнений резьбовых соединений

Табл. 9.1.12. Значения внутренних диаметров колец d_1, диаметров наружной уплотняемой поверхности D для различных d_2, мм

d_1	Значения D для d_2					d_1	Значения D для d_2					
	2,5	3,0	3,6	4,6	5,8		2,5	3,0	3,6	4,6	5,8	7,5
...						54,0	59	60	61	63	65	-
15,6	20	21	22	-	-	55,0	60	61	62	-	66	-
16,6	21	22	23	-	-	56,0	-	-	63	65	-	-
17,5	22	23	24	-	-	57,0	62	63	64	66	-	-
18,5	23	24	25	-	-	58,0	-	-	65	-	-	-
19,5	24	25	26	-	-	59,0	64	65	66	68	70	-
20,5	25	-	27	-	-	60,0	65	-	-	-	71	-
21,5	26	27	28	-	-	61,0	66	-	68	70	73	-
22,5	27	28	29	-	-	62,0	-	68	69	71	-	-
23,5	28	29	30	-	-	62,5	68	-	70	72	-	-
24,5	29	30	31	-	-	63,5	70	70	71	73	75	-
25,5	30	-	32	-	-	64,5	-	71	72	-	-	-
26,5	31	32	33	-	-	65,5	-	-	-	75	-	-
27,5	32	33	34	36	-	66,5	72	-	74	76	-	-
28,5	33	-	35	-	-	67,5	-	-	75	-	-	-
29,5	34	35	36	38	-	68,5	75	75	76	78	80	-
31,0	36	37	38	40	-	69,5	-	76	77	-	-	-
32,0		38	-	-	-	70,0	-	-	-	-	81	-
33,0	38	-	40	42	-	70,5	78	-	78	80	-	-
34,0	-	40	41	43	-	72,5	-	-	80	82	-	-
35,0	40	41	42	44	-	73,5	80	80	81	83	85	-
36,0	41	42	-	45	-	74,5	-	-	82			
37,0	42	-	44	46	-	75,5	-	-	-	85	-	-
38,0	-	-	45	-	-	76,5	82	-	84	86	88	-
39,0	44	45	46	48	-	77,5			85			
40,0	45	-	-	-	-	78,5	85	85	86	88	90	-
41,0	46	48	48	50	-	79,5	-	-	-	-	-	95
42,0	47	-	-	-	-	80,5	88	-	88	90	-	-
43,0	48	-	50	52	-	82,5	-	-	90	92	-	-
44,0	49	50	51	53	-	83,5	90	90	91	-	95	-
45,0	50	-	52	-	-	84,5	-	-	92		-	-
46,0	-	-	-	55	-	85,5	-	-	-	95	-	-
47,0	52	-	54	56	-	86,5	92	-	94	-	-	-
48,0	-	-	55	-	-	87,5	-	-	95	-	-	102
49,0	54	55	56	58	60	88,5	95	95	96	98	100	-
50,0	55	56	-	-	-	89,5	-	-	-	-	-	105
51,0	56	-	58	60	-	90,5	98	-	98	100	-	-
52,0	-	-	-	-	63	92,0	-	-	100	102	-	108
53,0	58	-	60	62	-	93,0	100	100	101	-	105	-
						...						

9.2. УПЛОТНЕНИЯ БЕСКОНТАКТНЫЕ

1. УПЛОТНЕНИЯ ЩЕЛЕВЫЕ

($v_{вал} \leqslant 5$ м/с) (табл. 9.2.1)

Табл. 9.2.1. Рекомендуемые размеры щелей, мм

$d_{вал}$	$10 \leqslant d_{вал} < 50$	$50 \leqslant d_{вал} < 85$	$85 \leqslant d_{вал} < 100$
e	0,2	0,3	0,4
R, f	1,5	2,0	2,0
t	5	5	2
min число щелей	3	4	5

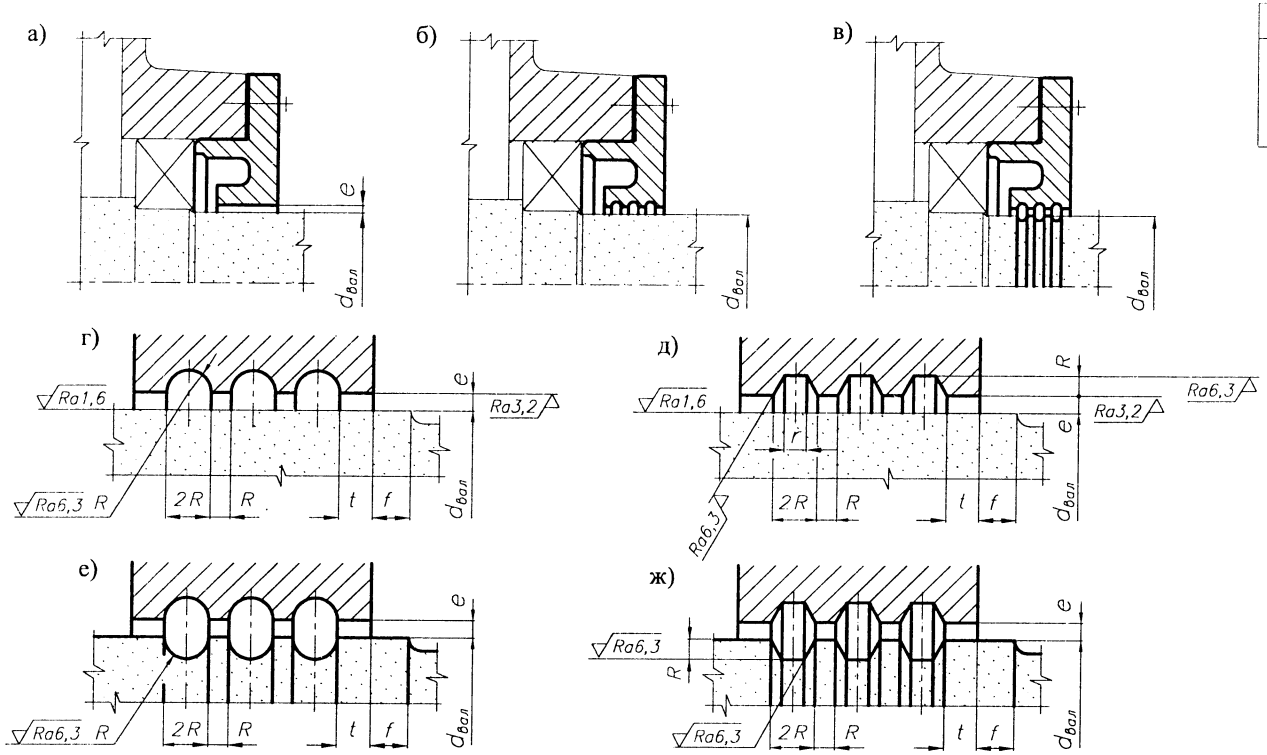


Рис. 9.2.1. Уплотнения щелевые

2. УПЛОТНЕНИЯ ЛАБИРИНТНЫЕ

(табл. 9.2.2)

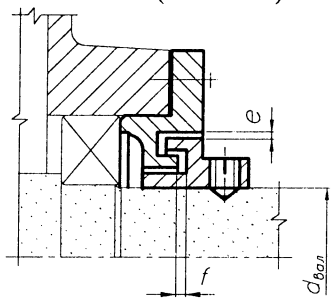


Рис. 9.2.2

Табл. 9.2.2. Зазор в лабиринтах, мм

$d_{вал}$	10...48	50...84	85...110
e	0,2	0,3	0,4
$f = 5e$			

3. УПЛОТНЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫЕ

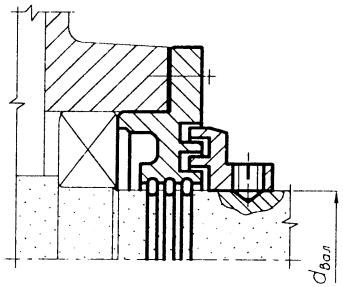


Рис. 9.2.3

4. УПЛОТНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ($v_{вал} \geqslant 7$ м/с)

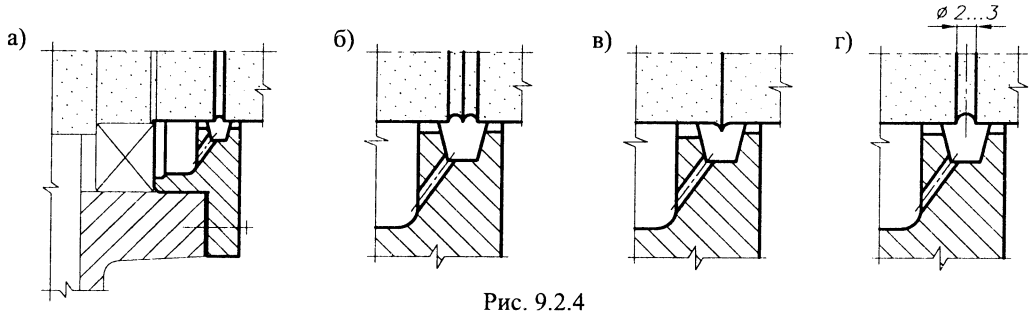


Рис. 9.2.4

5. КОЛЬЦА МАЗЕУДЕРЖИВАЮЩИЕ

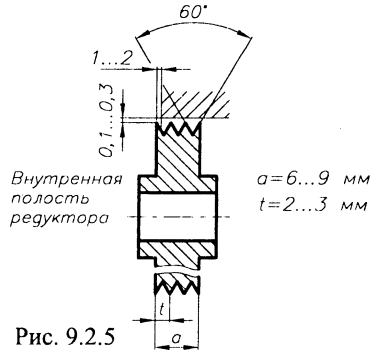


Рис. 9.2.5

10. ЭЛЕМЕНТЫ СОЕДИНЕНИЙ "ВАЛ-СТУПИЦА"

10.1. СОЕДИНЕНИЯ ШПОНОЧНЫЕ

10.1.1. СОЕДИНЕНИЯ СЕГМЕНТНЫМИ ШПОНКАМИ ГОСТ 24071-80

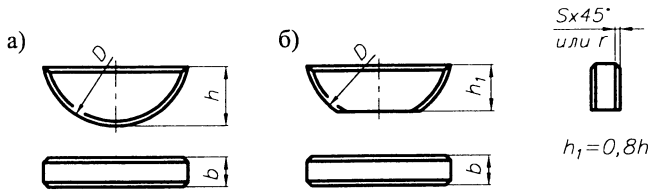


Рис. 10.1.1. Размеры и исполнения сегментных шпонок:
а) исполнение 1; б) исполнение 2

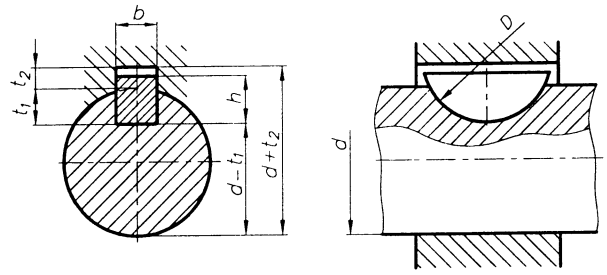


Рис. 10.1.2. Соединение "вал-ступица" сегментной шпонкой

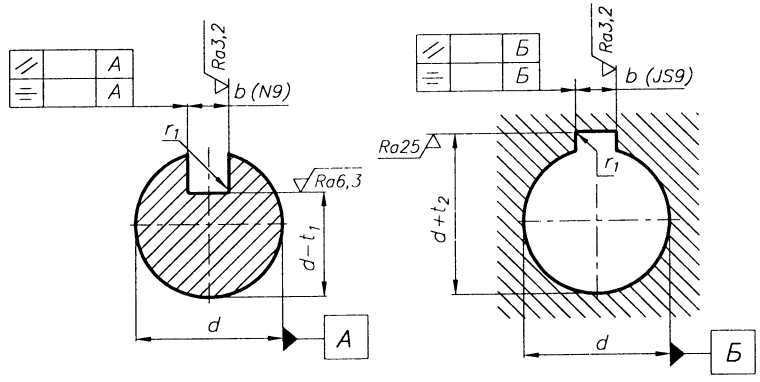


Рис. 10.1.3. Выполнение шпоночного паза:
а) на валу; б) во втулке

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:

а) шпонки сегментой исполнения 1 сечением $b \times h = 5 \times 6{,}5$ мм:
Шпонка 5x6,5 ГОСТ 24071–80

б) То же, исполнения 2 сечением $b \times h_1 = 5 \times 5{,}2$ мм:
Шпонка 2–5x5,2 ГОСТ 24071–80

Материал - сталь чистотянутая для сегментных шпонок по ГОСТ 8787-68.
Возможна замена на другую сталь с $\sigma_B \geqslant 590$ МПа.

В случае нарезания на валу нескольких шноночных пазов рекомендуется разместить их в одной плоскости.

Табл. 10.1.1. Размеры сегментных шпонок и сечений пазов, их предельные отклонения, мм

Вал		Шпонка			Шпоночный паз								
d		$b \times h \times D$	Радиус закругления r или фаска $s \times 45°$		Ширина				Глубина		Радиус закругления r_1 или фаска $s_1 \times 45°$	
		b (h9)			b	Соединение нормальное		Соединение плотное	Вал t_1	Втулка t_2		
		h (h11)				Вал (N9)	Втулка (JS9)	Вал и втулка (P9)				
Св.	до	D (h12)	min	max							min	max
5	6	2,0×2,6×7,0	0,16	0,25	2	-0,004 -0,029	±0,0125	-0,006 -0,031	1,8	1,0	0,08	0,16
6	7	2,0×3,7×10							2,9 +0,1 0	1,0		
7	8	2,5×3,7×10			2,5				2,7	1,2		
8	10	3,0×5,0×13			3				3,8	1,4		
10	12	3,0×6,5×13							5,3	1,4		
12	14	4,0×6,5×16	0,25	0,40	4	0 -0,030	±0,015	-0,012 -0,042	5,0	1,8	0,16	0,25
14	16	4,0×7,5×19							6,0 +0,2 0	1,8 +0,1 0		
16	18	5,0×6,5×16			5				4,5	2,3		
18	20	5,0×7,5×19							5,5	2,3		
20	22	5,0×9,0×22							7,0	2,3		
22	25	6,0×9,0×22			6				6,5 +0,3 0	2,8		
25	28	6,0×10×25							7,5	2,8		
28	32	8,0×11×28	0,40	0,60	8	0 -0,036	±0,018	-0,015 -0,051	8,0	3,3 +0,2 0	0,25	0,40
32	38	10×13×32			10				10	3,3		

1. РАЗМЕРЫ ШПОНОК (рис. 10.1.1, 10.1.2 и табл. 10.1.1).
2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (рис. 10.1.3 и табл. 10.1.1).
3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.1.3).
4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.1.3).
   4.1. Параллельность // шпоночного паза к оси вала (втулки) – 0,5 IT_n его ширины.
   4.2. Симметричность ⌯ шпоночного паза – 2,0 IT_n его ширины.

10.1.2. СОЕДИНЕНИЯ ПРИЗМАТИЧЕСКИМИ ШПОНКАМИ ГОСТ 23360-78

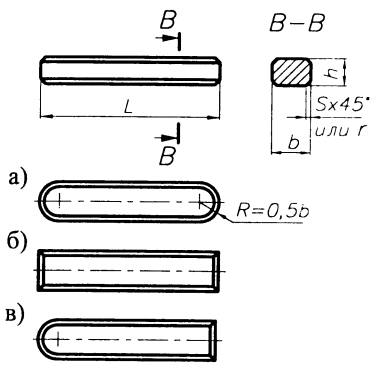


Рис. 10.1.4. Размеры и исполнения шпонок:
а) исполнение 1;
б) исполнение 2;
в) исполнение 3

1. РАЗМЕРЫ ШПОНОК (рис. 10.1.4, 10.1.5 и табл. 10.1.2).
2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (рис. 10.1.6 и табл. 10.1.2).
3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.1.6).
4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.1.6).
   4.1. Параллельность ⫽ шпоночного паза к оси вала (втулки) – 0,5 IT_n его ширины.
   4.2. Симметричность ⌯ шпоночного паза 2,0 IT_n его ширины.
5. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:

а) шпонки призматической исполнения 1 с размерами b = 18 мм, h = 11 мм, L = 100 мм:
Шпонка 18x11x100 ГОСТ 23360–78
б) То же, исполнения 2:
Шпонка 2–18x11x100 ГОСТ 23360–78

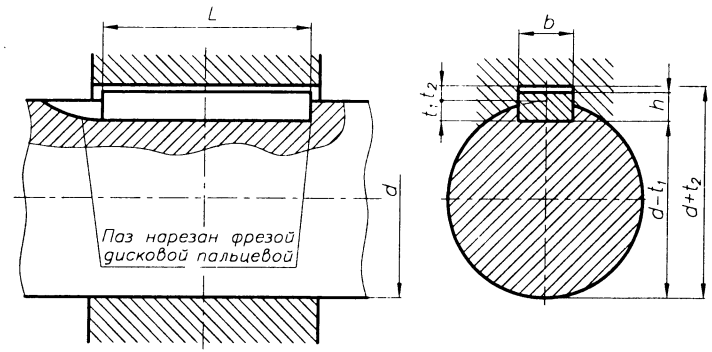


Рис. 10.1.5. Соединение "вал-ступица" призматической шпонкой

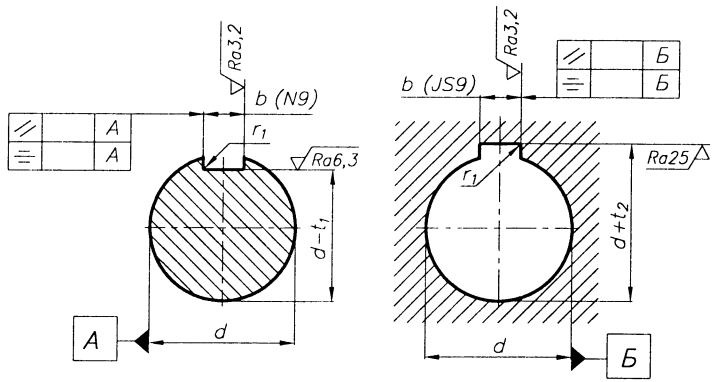


Рис. 10.1.6. Выполнение шпоночного паза:
а) на валу; б) во втулке

Табл. 10.1.2. Размеры призматических шпонок и сечений пазов, их предельные отклонения, мм

Вал d Св.	Вал d до	Шпонка b (h9)	Шпонка h (h9) (h11)	Шпонка L (h14)	Радиус закругления r или фаска $s \times 45°$ min	Радиус закругления r или фаска $s \times 45°$ max	Шпоночный паз: Ширина b	Соединение свободное: Вал (H9)	Соединение свободное: Втулка (D10)	Соединение нормальное: Вал (N9)	Соединение нормальное: Втулка (JS9)	Соединен. плотное: Вал и втулка (P9)	Глубина: Вал t_1	Глубина: Втулка t_2	Радиус закругления R min	Радиус закругления R max
6	8	2	2	6÷20	0,16	0,25	2	+0,025 / 0	+0,060 / +0,020	-0,004 / -0,029	±0,012	-0,006 / -0,031	1,2	1,0	0,08	0,16
8	10	3	3	6÷36			3						1,8	1,4		
10	12	4	4 (h9)	8÷45			4	+0,030 / 0	+0,078 / +0,030	0 / -0,030	±0,015	-0,012 / -0,042	2,5 +0,1 / 0	1,8 +0,1 / 0		
12	17	5	5	10÷56	0,25	0,40	5						3,0	2,3	0,16	0,25
17	22	6	6	14÷70			6						3,5	2,8		
22	30	8	7	18÷90			8	+0,036 / 0	+0,098 / +0,040	0 / -0,036	±0,018	-0,015 / -0,051	4,0	3,3		
30	38	10	8	22÷110			10						5,0	3,3		
38	44	12	8	28÷140			12	+0,043 / 0	+0,120 / +0,050	0 / -0,043	±0,021	-0,018 / -0,061	5,0	3,3		
44	50	14	9	36÷160	0,4	0,6	14						5,5	3,8	0,25	0,40
50	58	16	10	45÷180			16						6,0	4,3		
58	65	18	11	50÷200			18						7,0 +0,2 / 0	4,4 +0,2 / 0		
65	75	20	12	56÷220			20	+0,052 / 0	+0,149 / +0,065	0 / -0,052	±0,026	-0,022 / -0,074	7,5	4,9		
75	85	22	14	63÷250			22						9,0	5,4		
85	95	25	14	70÷280	0,6	0,8	25						9,0	5,4	0,4	0,6
95	110	28	16 (h11)	80÷320			28						10	6,4		
110	130	32	18	90÷360			32						11	7,4		
130	150	36	20	100÷400			36	+0,062 / 0	+0,180 / +0,080	0 / -0,062	±0,031	-0,026 / -0,088	12	8,4		
150	170	40	22	100÷400	1,0	1,2	40						13	9,4	0,7	1,0
170	200	45	25	110÷450			45						15	10,4		
200	230	50	28	125÷500			50						17 +0,3 / 0	11,4 +0,3 / 0		
230	260	56	32	140÷500	1,6	2,0	56	+0,074 / 0	+0,220 / +0,100	0 / -0,074	±0,037	-0,032 / -0,106	20	12,4	1,2	1,6
260	290 ...	63	32	160÷500			63						20	12,4		

Табл. 10.1.3. Длины L и материал шпонок

L мм	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
МАТЕРИАЛ - сталь чистотянутая для шпонок по ГОСТ 8787-68. Возможна замена на другую сталь с $\sigma_в \geqslant 590$ МПа.	

В случае нарезания на валу нескольких шпоночных пазов рекомендуется разместить их в одной плоскости и выполнить (по возможности) одинаковой ширины. Допускается использование валов с двумя шпоночными пазами в одном сечении с расположением пазов под углом 120°.

Существуют:
- призматические направляющие шпонки с креплением на валу ГОСТ 8790-79;
- призматические высокие шпонки ГОСТ 10748-79;
- призматические низкие шпонки ГОСТ 29175-91;
- призматические скользящие шпонки ГОСТ 30173-96.

5. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ

1. Крутящий момент T, Н·м.
2. Диаметр вала $d_{вал}$, мм.
3. Длина ступицы $L_{ст}$, мм.
4. Условия работы (k_A).

Диаметр вала определяет размеры поперечного сечения шпонки b и h (табл. 10.1.2).

Длина шпонки l определяется длиною ступицы $l \leqslant L_{ст}$ (первый меньший размер) и выбирается из табл. 10.1.3.

Напряжения смятия, МПа $\sigma_{см} = \dfrac{4 k_A T 10^3}{h l d} \leqslant [\sigma_{см}]$.

Напряжения среза, МПа $\tau = \dfrac{2 k_A T 10^3}{b l d} \leqslant [\tau]$,

где k_A (табл. 4.2.9).

Размеры шпонок выбраны таким образом, что определяющими напряжениями являются напряжения смятия.

Для неподвижных соединений:

- при переходных посадках $[\sigma_{см}] = (80...150)$ МПа;
- при прессовых посадках $[\sigma_{см}] = (110...200)$ МПа.

Меньшие из указанных допускаемых напряжений принимаются при выполнении ступиц из чугуна, а также при резких изменениях нагрузки.

Для подвижных соединений (перемещение ступицы по валу) $[\sigma_{см}] = (20...30)$ МПа.

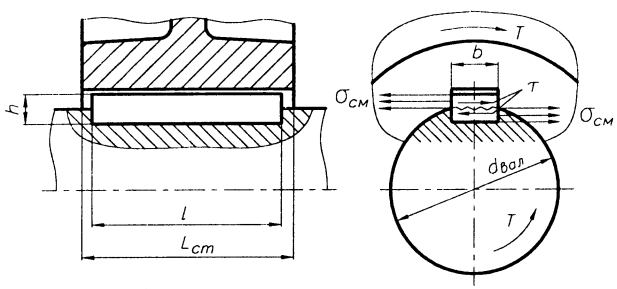


Рис. 10.1.7. Схема для расчета шпонки

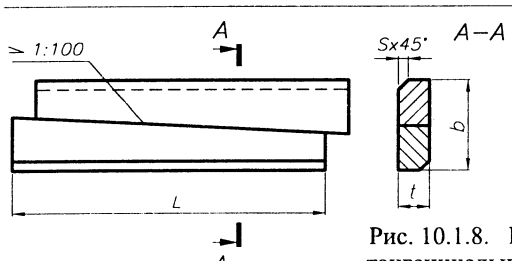


Рис. 10.1.8. Размеры тангенциальных шпонок

10.1.3. СОЕДИНЕНИЯ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМИ ШПОНКАМИ

ГОСТ 24069-80

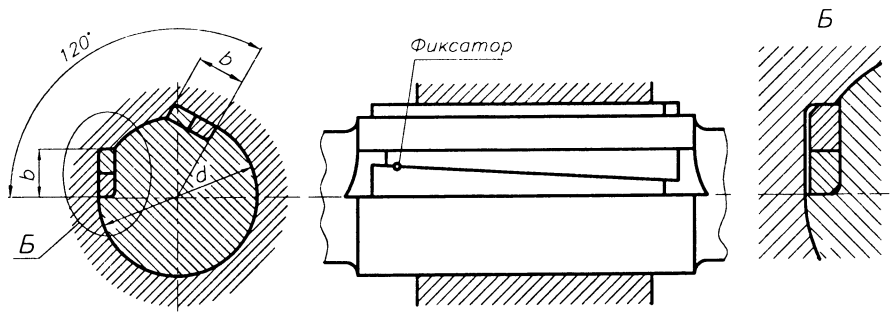


Рис. 10.1.9. Соединение "вал-ступица" тангенциальными шпонками

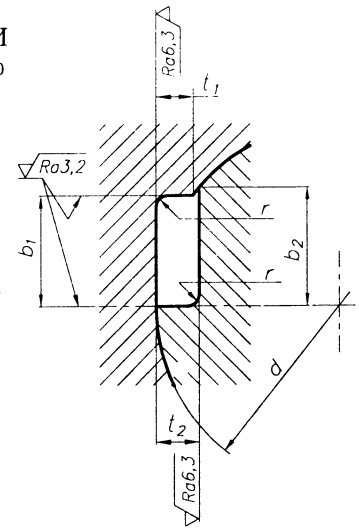


Рис. 10.1.10. Выполнение шпоночного паза

Табл. 10.1.4. Размеры тангенциальных шпонок и сечений пазов, их предельные отклонения, мм

Вал	Шпонка				Шпоночный паз					
					Глубина		Ширина		Радиус	
d	t (h11)	b	s min	s max	Втулка t_1	Вал t_2	Втулка b_1	Вал b_2	r min	r max
60	7	19,3	0,6	0,8	$7{,}0^{\,0}_{-0{,}2}$	$7{,}3^{+0{,}2}_{0}$	19,3	19,6	0,4	0,6
63		19,8					19,8	20,2		
65		20,2					20,1	20,5		
70		21,0					21,0	21,4		
71	8	22,5			$8{,}0^{\,0}_{-0{,}2}$	$8{,}3^{+0{,}2}_{0}$	22,5	22,8		
75		23,2					23,2	23,5		
80		24,0					24,0	24,4		
85		24,8					24,8	25,2		
90		25,6					25,6	26,0		
95	9	27,8			$9{,}0^{\,0}_{-0{,}2}$	$9{,}3^{+0{,}2}_{0}$	27,8	28,2		
100		28,6					28,6	29,0		
110		30,1					30,1	30,6		
120	10	33,2	1,0	1,2	$10^{\,0}_{-0{,}2}$	$10{,}3^{+0{,}2}_{0}$	33,2	33,6	0,7	1,0
125		33,9					33,9	34,4		
130		34,6					34,6	35,1		
140	11	37,7			$11^{\,0}_{-0{,}2}$	$11{,}4^{+0{,}2}_{0}$	37,7	38,3		
150		39,1					39,1	39,7		
160	12	42,1			$12^{\,0}_{-0{,}3}$	$12{,}4^{+0{,}3}_{0}$	42,1	42,8		
170		43,5					43,5	44,2		
180		44,9					44,9	45,6		
190	14	49,6			$14^{\,0}_{-0{,}3}$	$14{,}4^{+0{,}3}_{0}$	49,6	50,3		
200		51,0					51,0	51,7		
...										

1. РАЗМЕРЫ ШПОНОК (рис. 10.1.8, 10.1.10 и табл. 10.1.4).
2. РАЗМЕЩЕНИЕ ШПОНОК НА ВАЛУ (рис. 10.1.9).
3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.1.10).

Табл. 10.1.5. Длины L шпонок

L мм	50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 220, 250, 280, 320, 360, 400

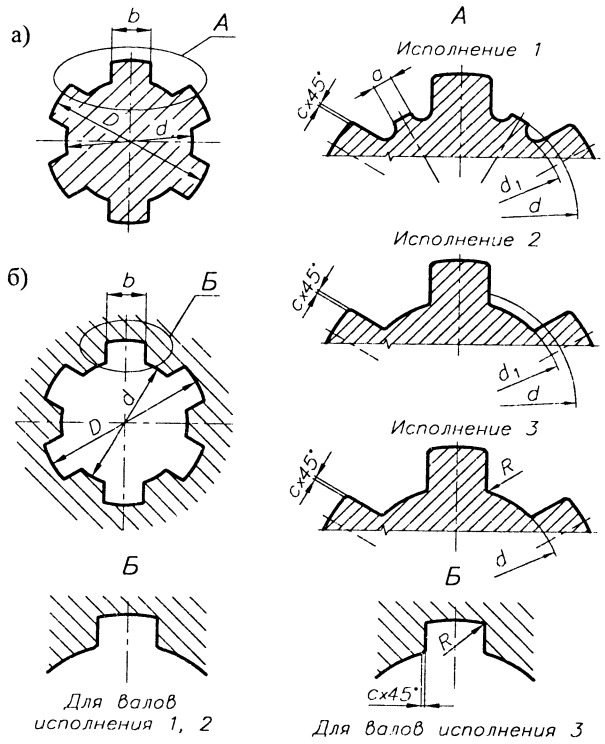
Длину шпонки L следует выбрать на (10...15)% больше длины втулки. Положение шпонок относительно друг друга после сборки должно быть зафиксировано с помощью штифта или другим способом (рис. 10.1.9).

Материал - сталь с временным сопротивлением разрыву не менее $\sigma_в \geqslant 590$ МПа.

Существуют:

- тангенциальные усиленные шпонки по ГОСТ 24070-80,
- клиновые шпонки по ГОСТ 24068-80.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шпонки тангенциальной с размерами $t = 8$ мм, $b = 24$ мм, $L = 100$ мм: *Шпонка 8x24x100 ГОСТ 24069-80*



10.2. СОЕДИНЕНИЯ ШЛИЦЕВЫЕ

10.2.1. СОЕДИНЕНИЯ ШЛИЦЕВЫЕ ПРЯМОБОЧНЫЕ ГОСТ 1139-80

1. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Шлицевые прямобочные соединения выполняются с центрированием:
- по внутреннему диаметру d,
- по наружному диаметру D,
- по боковым сторонам зубьев b

легкой, средней и тяжелой серии.

Возможный вид соединения - подвижное и неподвижное.

Шлицевые валы исполнений 1 и 3 изготавливаются при центрировании по d, исполнения 2 - при центрировании по D и b.

Центрирование по d и D применяется для передачи крутящего момента в устройствах, нагруженных радиальными силами.

Центрирование по d - при $HB_{вал} > 350$, $HB_{втулки} > 350$.

Центрирование по D - при $HB_{вал} > 350$, $HB_{втулки} < 350$.

Центрирование по b применяется при передаче больших непостоянных крутящих моментов переменного направления при отсутствии радиальных нагрузок, когда точность центрирования не имеет решающего значения.

Рис. 10.2.1. Сечения:
а) вала; б) втулки
шлицевого прямобочного соединения

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:

соединения с числом зубьев $z = 8$, внутренним диаметром $d = 46$ мм, наружным диаметром $D = 50$ мм, шириной зуба $b = 9$ мм, с центрированием по внутреннему диаметру d, с посадками по $d\,\frac{H7}{f7}$, по $D\,\frac{H10}{a11}$, по $b\,\frac{H9}{d11}$:

$$d-8\times46\,\frac{H7}{f7}\times50\,\frac{H10}{a11}\times9\,\frac{H9}{d11}$$

Втулки того же соединения:

$$d-8\times46H7\times50H10\times9H9$$

Вала того же соединения:

$$d-8\times46f7\times50a11\times9d11$$

Того же соединения с центрированием по наружному диаметру D, с посадками по $D\,\frac{H8}{h7}$, по $b\,\frac{H9}{h10}$:

$$D-8\times46\times50\,\frac{H8}{h7}\times9\,\frac{H9}{h10}$$

Того же соединения с центрированием по боковым сторонам b, с посадками по $b\,\frac{H8}{h7}$, по $D\,\frac{H11}{a11}$:

$$B-8\times46\times50\,\frac{H11}{a11}\times9\,\frac{H8}{h7}$$

Табл. 10.2.1. Основные размеры, мм и число зубьев шлицевых прямобочных соединений

ГОСТ 1139-80

Легкая серия								
$z\times d\times D$	Число зубьев z	d	D	b	d_1 min	a min	c	R max
6×23×26	6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	0,2
6×26×30		26	30	6	24,6	3,85	0,3	0,2
6×28×32		28	32	7	26,7	4,03	0,3	0,2
8×32×36	8	32	36	6	30,4	2,71	$0,4^{+0,2}_{0}$	0,3
8×36×40		36	40	7	34,5	3,46	0,4	0,3
8×42×46		42	46	8	40,4	5,03	0,4	0,3
8×46×50		46	50	9	44,6	5,75	0,4	0,3
8×52×58		52	58	10	49,7	4,89	0,5	0,5
8×56×62		56	62	10	53,6	6,38	0,5	0,5
8×62×68		62	68	12	59,8	7,31	0,5	0,5
10×72×78	10	72	78	12	69,6	5,45	$0,5^{+0,3}_{0}$	0,5
10×82×88		82	88	12	79,3	8,62	0,5	0,5
10×92×98		92	98	14	89,4	10,08	0,5	0,5
10×102×108		102	108	16	99,9	11,49	0,5	0,5
10×112×120		112	120	18	108,8	10,72	0,5	0,5

Средняя серия								
$z\times d\times D$	Число зубьев z	d	D	b	d_1 min	a min	c	R max
6×11×14	6	11	14	3,0	9,9	-	0,3	0,2
6×13×16		13	16	3,5	12,0	-	0,3	0,2
6×16×20		16	20	4,0	14,5	-	0,3	0,2
6×18×22		18	22	5,0	16,7	-	0,3	0,3
6×21×25		21	25	5,0	19,5	1,95	$0,3^{+0,2}_{0}$	0,2
6×23×28		23	28	6,0	21,3	1,34	0,3	0,2
6×26×32		26	32	6,0	23,4	1,65	0,4	0,3
6×28×34		28	34	7,0	25,9	1,70	0,4	0,3
8×32×38	8	32	38	6,0	29,4	-	0,4	0,3
8×36×42		36	42	7,0	33,5	1,02	0,4	0,3
8×42×48		42	48	8,0	39,5	2,57	0,4	0,3
8×46×54		46	54	9,0	42,7		0,5	0,5
8×52×60		52	60	10	48,7	2,44	0,5	0,5
8×56×65		56	65	10	52,2	2,50	0,5	0,5
8×62×72		62	72	12	57,8	2,40	$0,5^{+0,3}_{0}$	0,5
10×72×82	10	72	82	12	67,4	-	0,5	0,5
10×82×92		82	92	12	77,1	3,00	0,5	0,5
10×92×102		92	102	14	87,3	4,50	0,5	0,5
10×102×112		102	112	16	97,7	6,30	0,5	0,5
10×112×125		112	125	18	106,3	4,40	0,5	0,5

Тяжелая серия								
$z\times d\times D$	Число зубьев z	d	D	b	d_1 min	a min	c	r max
10×16×20	10	10	16	2,5	14,1	-	0,3	0,2
10×18×23		10	18	3,0	15,6	0,32	0,3	0,2
10×21×26		10	21	3,0	18,5	0,16	0,3	0,2
10×23×29		10	23	4,0	20,3	0,45	0,3	0,2
10×26×32		10	26	4,0	23,0	1,95	$0,4^{+0,2}_{0}$	0,3
10×28×35		10	28	4,0	24,4	1,34	0,4	0,3
10×32×40		10	32	5,0	28,0	1,65	0,4	0,3
10×36×45		10	36	5,0	31,3	1,70	0,4	0,3
10×42×52		10	42	6,0	36,9	0,15	0,4	0,3
10×46×56		10	46	7,0	40,9	1,02	0,5	0,5
16×52×60	16	16	52	5,0	47,0	2,57	0,5	0,5
16×56×65		16	56	5,0	50,6	0,86	0,5	0,5
16×62×72		16	62	6,0	56,1	2,44	0,5	0,5
16×72×82		16	72	7,0	65,9	2,50	$0,5^{+0,3}_{0}$	0,5
20×82×92	20	20	82	6,0	75,6	2,40	0,5	0,5
20×92×102		20	92	7,0	85,5	-	0,5	0,5
20×102×115		20	102	8,0	94,0	6,30	0,5	0,5
20×112×125		20	112	9,0	104	4,40	0,5	0,5

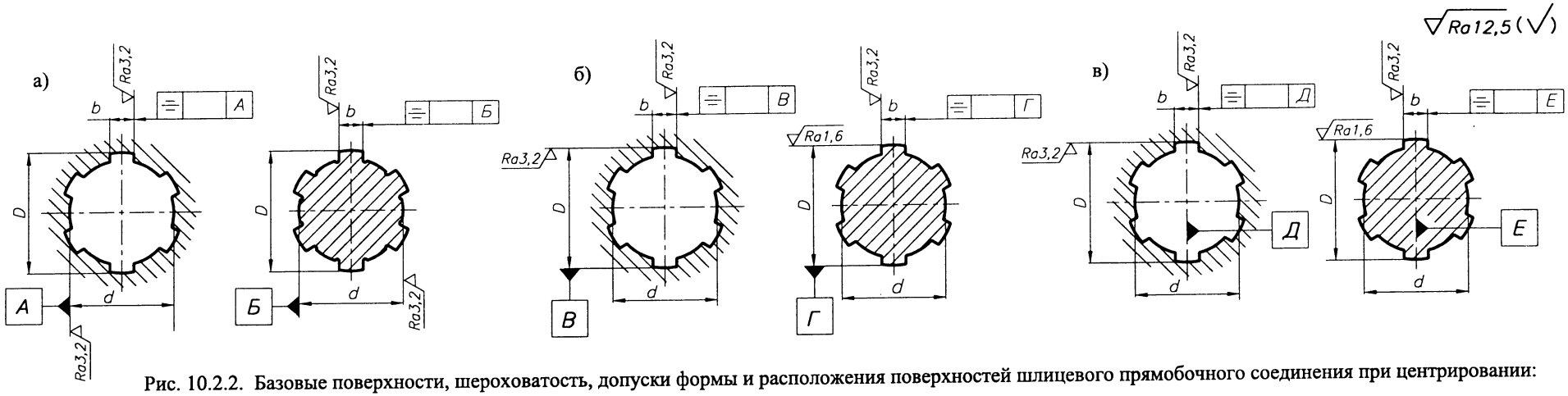


Рис. 10.2.2. Базовые поверхности, шероховатость, допуски формы и расположения поверхностей шлицевого прямобочного соединения при центрировании: а) по d; б) по D; в) по b

2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (табл. 10.2.2)

Табл. 10.2.2. Рекомендуемые посадки валов и втулок

Вид центрирования	Вид соединения	Посадки центрирующего диаметра	Посадки по боковым сторонам шлицев	Посадки нецентрирующего диаметра	
d	Подвижное	$\frac{H7}{f7}$ $\frac{H7}{g6}$ $\frac{H7}{g7}$ $\frac{H7}{h7}$	$\frac{D9}{e9}$ $\frac{D9}{f9}$ $\frac{F8}{h7}$ $\frac{F10}{e9}$ $\frac{F10}{f9}$ $\frac{H9}{d10}$ $\frac{H9}{f9}$ $\frac{H9}{h7}$ $\frac{H9}{h10}$ $\frac{H11}{d10}$ $\frac{H11}{f9}$	$\frac{H10}{a11}$ $\frac{H11}{a11}$ $\frac{H12}{a11}$	
	Неподвижное	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{D9}{js7}$ $\frac{D9}{k7}$ $\frac{F8}{js7}$ $\frac{F8}{k7}$ $\frac{F10}{js7}$		
D	Подвижное	$\frac{H7}{f7}$ $\frac{H7}{g6}$ $\frac{H7}{h7}$	$\frac{D9}{d9}$ $\frac{F8}{f7}$ $\frac{F8}{f8}$ $\frac{F10}{f7}$ $\frac{F10}{f8}$ $\frac{F10}{h9}$	$\frac{H11}{-}$	
	Неподвижное	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{F8}{js7}$		
b				d	D
	Подвижное		$\frac{D9}{e8}$ $\frac{D9}{f8}$ $\frac{F10}{d9}$ $\frac{F10}{f8}$	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{-}$
	Неподвижное		$\frac{F8}{js7}$		

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.2.2).

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Параллельность зубьев к оси вала (втулки) ⫽ – IT 7 ширины b (рис. 10.2.2).

5. ИЗОБРАЖЕНИЕ СОЕДИНЕНИЙ НА ЧЕРТЕЖАХ

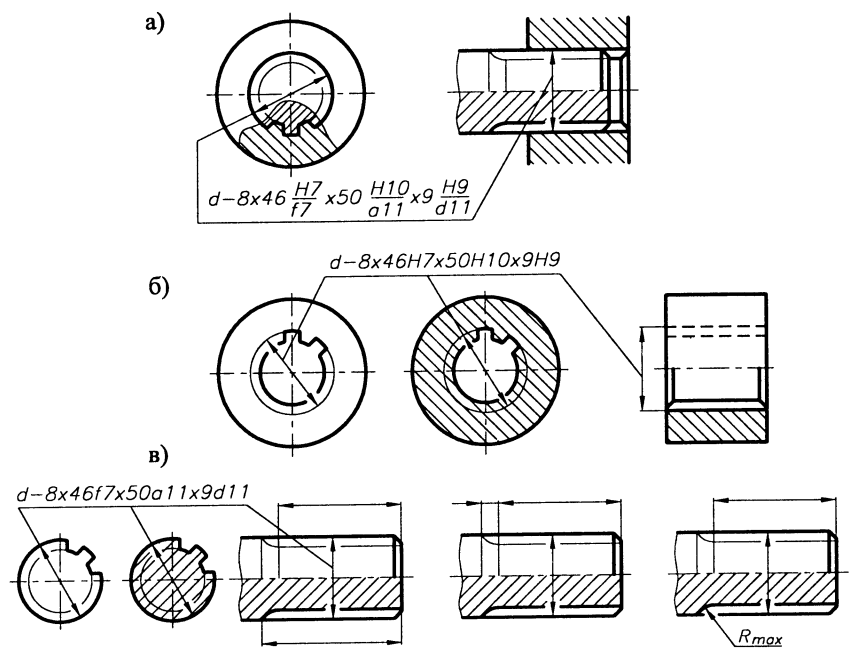


Рис. 10.2.3. Изображение на чертеже:
а) шлицевого соединения;
б) шлицевой втулки; в) шлицевого вала

10.2.2. СОЕДИНЕНИЯ ШЛИЦЕВЫЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ С УГЛОМ ПРОФИЛЯ 30° ГОСТ 6033-80

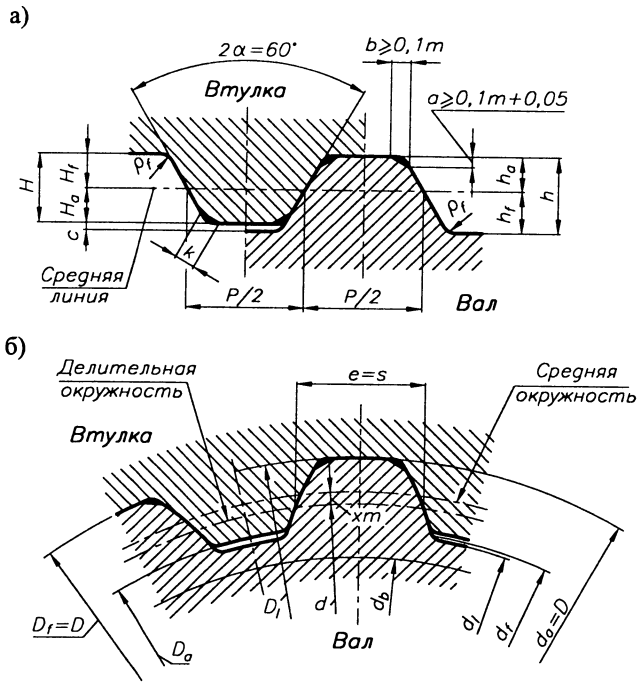


Рис. 10.2.4. Соединение с центрированием по наружному диаметру (D):
а) исходный контур; б) форма зубьев вала и втулки

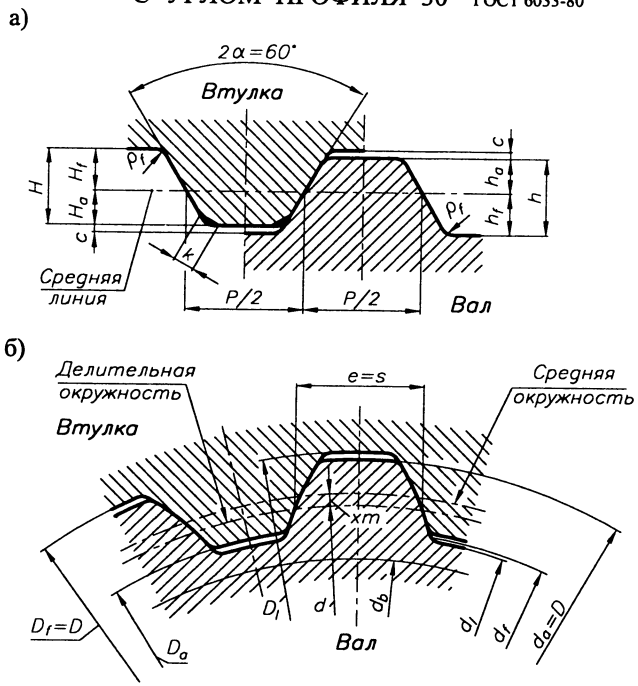


Рис. 10.2.5. Соединение с центрированием по боковым поверхностям зубьев (S) (плоская форма дна впадины):
а) исходный контур; б) форма зубьев вала и втулки

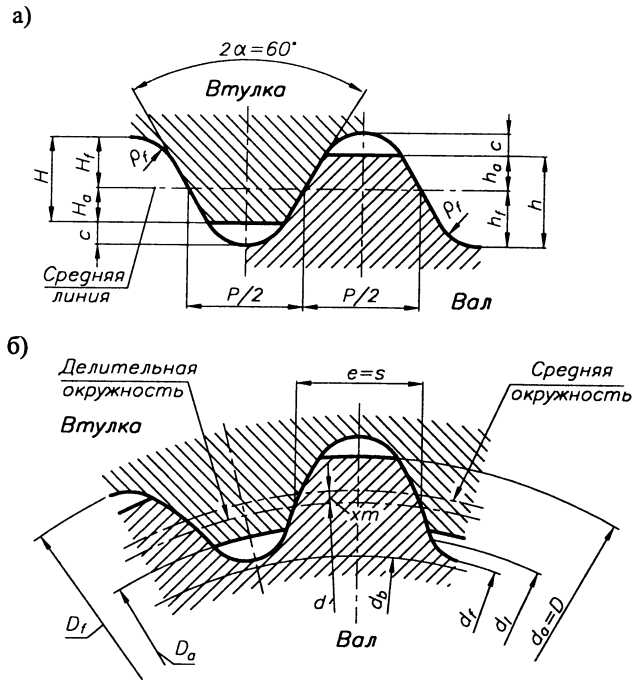


Рис. 10.2.6. Соединение с центрированием по боковым поверхностям зубьев (S) (закругленная форма дна впадины):
а) исходный контур; б) форма зубьев вала и втулки

Табл. 10.2.3. Зависимости для определения размеров шлицевых соединений

Модуль	m	
Число зубьев	z	
Диаметр делительной окружности	d	$d = m z$
Угол профиля зуба	α	$\alpha = 30°$
Делительный окружной шаг зубьев	P	$P = \pi m$
Диаметр основной окружности	d_b	$d_b = m z \cos\alpha$
Высота зуба вала	h	$h = h_a + h_{f\,\min}$
Высота зуба втулки	H	$H = H_a + H_f$
Высота головки зуба вала:	h_a	
- при центрировании по боковым поверхностям зубьев		$h_a = 0{,}45\,m$
- при центрировании по наружному диаметру		$h_a = 0{,}55\,m$
Высота головки зуба втулки	H_a	$H_a = 0{,}55\,m$

Продолжение табл. 10.2.3 на след. стр.

Табл. 10.2.4. Номинальные диаметры, модули и числа зубьев

Номинальн. диаметр D			Модуль m, мм								
		Ряд 1	0,5		0,8		1,25		2,0		3,0
		Ряд 2		0,6		1,0		1,5		2,5	
Ряд 1	Ряд 2		Число зубьев z								
...											
15			**28**	23	**17**	13	10	8	6		
	16		30	25	**18**	14	11	9	6		
17			32	27	**20**	15	**12**	10	7		
	18		34	28	**21**	16	**13**	10	7		
20			38	32	**23**	18	**14**	12	8	6	
	22		42	35	**26**	20	**16**	13	9	7	6

Номинальн. диаметр D		Модуль m, мм											
		Ряд 1	0,5		0,8		1,25		2,0		3,0		4	
		Ряд 2		0,6		1,0		1,5		2,5		3,5		5
Ряд 1	Ряд 2		Число зубьев z											
25			48	40	**30**	24	**18**	15	11	8	7			
	28		54	45	**34**	26	**21**	17	12	10	8			
30				48	**36**	28	**22**	18	13	10	8			
	32			52	**38**	30	**24**	20	14	11	9		6	
35				57	**42**	34	**26**	22	**16**	12	10		7	
	38			62	46	36	**29**	24	**18**	14	11		8	
40				64	48	38	**30**	25	**18**	14	12		8	6

Продолжение табл. 10.2.4 на след. стр.

Продолжение табл. 10.2.3

Высота ножки зуба вала:	h_f	
- при плоской форме дна впадины		$h_{f\,min} = 0{,}55\,m$
		$h_{f\,max} = 0{,}65\,m$
- при закругленной форме дна впадины		$h_{f\,min} = 0{,}83\,m$
Высота ножки зуба втулки:	H_f	
- при плоской форме дна впадины		$H_{f\,min} = 0{,}55\,m$
		$H_{f\,max} = 0{,}65\,m$
- при закругленной форме дна впадины		$H_f = 0{,}77\,m$
Радиус кривизны переходной кривой зуба	ρ_f	$\rho_{f\,min} = 0{,}15\,m$
Номинальная делительная окружная толщина зуба вала	s	$s = 0{,}5\pi m + 2xm\,\mathrm{tg}\alpha$
Номинальная делительная окружная ширина впадины втулки	e	$e = 0{,}5\pi m + 2xm\,\mathrm{tg}\alpha$
Номинальный (исходный) диаметр соединения	D	$D = mz + 2xm + 1{,}1\,m$
Диаметр окружности впадин втулки:		
- при плоской форме дна впадины		$D_f = D$
- при закругленной форме дна впадины		$D_{f\,min} = D + 0{,}44\,m$
Диаметр окружности вершин зубьев втулки	D_a	$D_a = D - 2\,m$
Смещение исходного контура		$xm = 0{,}5(D - mz - 1{,}1m)$
Диаметр окружности впадин вала:	d_f	
- при плоской форме дна впадины		$d_{f\,max} = D - 2{,}2\,m$
- при закругленной форме дна впадины		$d_{f\,max} = D - 2{,}76\,m$
Диаметр окружности вершин зубьев вала:	d_a	
- при центрировании по боковым поверхностям зубьев		$d_a = D - 0{,}2\,m$
- при центрировании по наружному диаметру		$d_a = D$
Диаметр окружности граничных точек зуба втулки	D_l	$D_{l\,min} = d_a + F_R$
Диаметр окружности граничных точек зуба вала	d_l	$d_{l\,max} = d_a - F_R$
Фаска или радиус притупления продольной кромки зуба втулки	k	$k = 0{,}15\,m$
Радиальный зазор	c	$c_{min} = 0{,}1\,m$

1. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Шлицевые соединения имеют эвольвентный профиль зубьев, расположенных параллельно оси соединения.

Выполняются с центрированием:

- по наружному диаметру (центрирование по D) (рис. 10.2.4);
- по эвольвентным боковым поверхностям зубьев (центрирование по S) при плоской форме дна впадины (рис. 10.2.5) или при закругленной форме дна впадины (рис. 10.2.6);

Допускается применять центрирование по внутреннему диаметру.

Применение видов центрирования (10.2.1. п.1).

Номинальные диаметры, модули и числа зубьев (табл. 10.2.4).

Зависимости для определения размера шлицевых соединений (табл. 10.2.3).

Численные значения размеров шлицевых соединений для различных модулей представлены в ГОСТ 6033-80.

Продолжение табл. 10.2.4

Номинальн. диаметр D		Модуль m, мм														
		Ряд 1		0,8		1,25		2,0		3,0		4		6		
		Ряд 2	0,6		1,0		1,5		2,5		3,5		5		8	
Ряд	Ряд	Число зубьев z														
	42		68	51	40	**32**	26	**20**	15	12		9	7			
45			74	55	44	**34**	28	**21**	16	13	12	10	7			
	48		78	58	46	**37**	30	**22**	18	14	12	10	8	6		
50				60	48	**38**	32	**24**	18	15	12	11	8	7		
	52			64	50	40	33	**24**	19	16	12	11	9	7		
55				66	54	42	35	**26**	20	**17**	14	12	9	8		
	58			70	56	45	37	**28**	22	**18**	14	13	10	8		
60				74	58	46	38	**28**	22	**18**	16	13	10	8		
	62					48	40	**30**	23	**19**	16	14	11	9		
65						50	42	**31**	24	**20**	18	15	11	9		
	68					53	44	**32**	26	**21**	18	15	12	10		
70						54	45	**34**	26	**22**	18	16	12	10	7	

Номинальн. диаметр D		Модуль m, мм											
		Ряд 1	1,25		2,0		3,0		4		6		10
		Ряд 2		1,5		2,5		3,5		5		8	
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев z											
	72		56	46	**34**	27	**22**	20	16	13	10		
75			58	48	**36**	28	**24**	20	17	13	11	8	
	78		60	50	**38**	30	**24**	21	18	14	11		
80			62	52	**38**	30	**25**	22	18	14	12	8	6
	82			53	40	31	**26**	22	19	15	12		
85				55	41	32	**27**	24	20	**15**	13	9	7
	88			57	42	34	**28**	24	20	**16**	13		
90				58	44	34	**28**	24	21	**16**	13	10	7
	92			60	44	35	**29**	25	22	**17**	14		
95				62	46	36	**30**	26	22	**18**	14	10	8
	98			64	48	38	**31**	26	23	**18**	15		
100	...			64	48	38	**32**	28	24	**18**	15	11	8

Примечания:

1. При выборе номинальных диаметров и модулей ряд 1 следует предпочитать ряду 2.
2. Числа зубьев, выделенные и подчеркнутые линией, являются предпочтительными.
3. Модуль 3,5 по возможности не применять.

2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

а) Центрирование по наружному диаметру D.

Ряды основных отклонений:

- для диаметра D_f - *H7, H8.*
- для диаметра d_a - *f7, g6, h6, js6, n6.*

б) Центрирование по боковым поверхностям зубьев S.

Ряды основных отклонений:

- для ширины впадины втулки - H по степеням точности 7, 8, 9.
- для толщины зуба вала - *a, c, d, f, g, h, k, n, p, r* по степеням точности 7, 8, 9, 10, 11.

Установлено обозначение полей допусков в виде числа, показывающего степень точности, за которым следует буква, показывающая основное отклонение (см. пример обозначений шлицев).

в) Допуски нецентрирующих диаметров.

- при центрировании по наружному диаметру:
  D_a - поле допуска *H11;*
  d_f - поле допуска при плоской форме дна впадины *h16.*
- при центрировании по боковым поверхностям зубьев:
  D_a - поле допуска *H11;*
  D_f - поле допуска при плоской форме дна впадины *H16;*
  d_a - поле допуска *d9, h12;*
  d_f - поле допуска при плоской форме дна впадины *h16.*

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

см. рис. 10.2.2б - при центрировании по D;

см. рис. 10.2.2в - при центрировании по S.

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

Параллельность зубьев к оси вала (втулки) ⫽ - $IT7$ толщины S зуба (рис. 10.2.2б,в).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ

шлицевого эвольвентного соединения диаметром $D = 50$ мм, с модулем $m = 2{,}0$ мм:

а) с центрированием по наружному диаметру и посадкой *H7/g6*, с посадкой по нецентрирующим поверхностям зубьев *9H/9h*:

50xH7/g6x2x9H/9h ГОСТ 6033-80

То же, для внутренних шлицев соединения:

50xH7x2x9H ГОСТ 6033-80

То же, для наружных шлицев соединения:

50xg6x2x9h ГОСТ 6033-80

б) с центрированием по боковым поверхностям зубьев и посадкой *9H/9g*:

50x2x9H/9g ГОСТ 6033-80

То же, для внутренних шлицев соединения:

50x2x9H ГОСТ 6033-80

То же, для наружных шлицев соединения:

50x2x9g ГОСТ 6033-80

5. ИЗОБРАЖЕНИЕ НА ЧЕРТЕЖАХ ЭВОЛЬВЕНТНОГО И ТРЕУГОЛЬНОГО ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

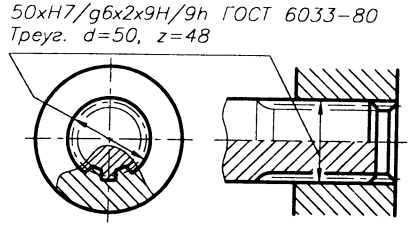


Рис. 10.2.7. Изображение на чертеже шлицевого соединения

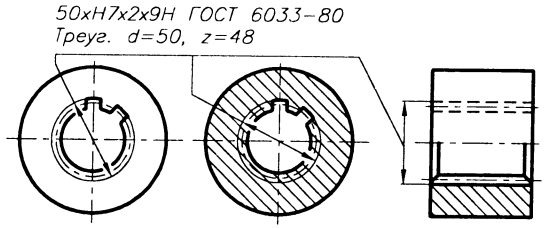


Рис. 10.2.8. Изображение на чертеже шлицевой втулки

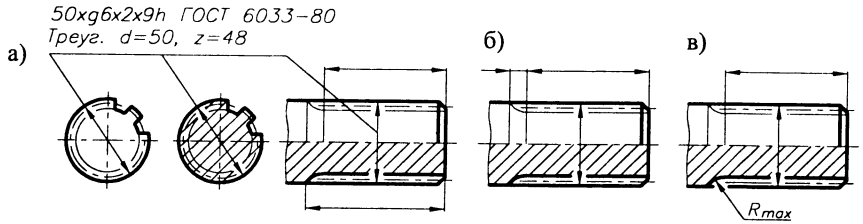


Рис. 10.2.9. Изображение на чертеже шлицевого вала

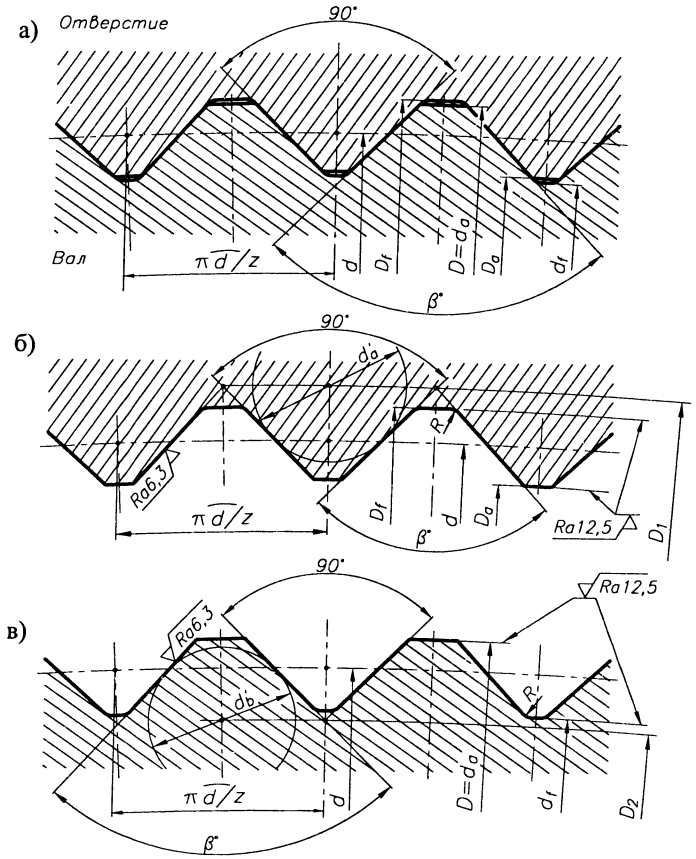


Рис. 10.2.10. Соединение шлицевое треугольное:
а) соединение; б) втулка соединения; в) вал соединения

10.2.3. СОЕДИНЕНИЯ ШЛИЦЕВЫЕ ТРЕУГОЛЬНЫЕ [2]

Табл. 10.2.5. Основные параметры и размеры элементов соединения, мм

Номинальн. диаметр D	Число зубьев z	Диаметр делительной окружн. d	Втулка		Вал		Номинальн. диаметр	Число зубьев z	Диаметр делительной окружн. d	Втулка		Вал	
			Наружн. диам. D_a	Внутр. диам. D_f	Наружн. диам. d_a	Внутр. диам. d_f				Наружн. диам. D_a	Внутр. диам. D_f	Наружн. диам. d_a	Внутр. диам. d_f
18	36	17,430	18,03	16,81	18	16,78	40	48	39,064	40,05	38,05	40	38,00
20		19,339	20,03	18,66	20	18,63	42		41,016	42,05	39,95	42	39,90
22	48	21,527	22,03	20,97	22	20,94	45		43,944	45,05	42,81	45	42,76
25		24,455	25,03	23,82	25	23,79	50		48,833	50,05	47,57	50	47,52
28		27,373	28,03	26,66	28	26,63	55		53,722	55,05	52,33	55	52,28
30		29,325	30,03	28,57	30	28,54	60		58,621	60,05	57,10	60	57,05
32		31,277	32,05	30,47	32	30,42	65		63,519	65,05	61,88	65	61,83
35		34,195	35,05	33,31	35	33,26	70		68,409	70,05	66,64	70	66,59
38		37,113	38,05	36,15	38	36,10	75		73,298	75,05	71,40	75	71,35

Треугольные зубья (шлицы) применяются главным образом для неподвижных соединений при небольших величинах крутящего момента с целью избежания прессовых посадок, а также при тонкостенных втулках. Наряду с цилиндрическими применяются конические соединения. Конусность обычно принимается 1/16 (угол наклона по дну впадины 1°47'). Размеры зубьев нормируются по большому основанию конуса (сечение А-А) (рис. 10.2.11). Центрирование - по боковым граням зубьев.

$\beta = 80°$ - для $z = 36$; $\beta = 82{,}5°$ - для $z = 48$.

Изображение соединения на чертеже - рис. 10.2.7...10.2.9.

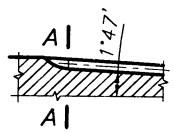


Рис. 10.2.11. Выполнение вала конического соединения

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:

соединения с номинальным диаметром $d = 50$ мм и числом зубьев $z = 48$: *Треуг. d=50, z=48*

11. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

11.1. ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС [4, 13, 16, 17, 21, 42]

11.1.1. СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ И ВИДЫ СОПРЯЖЕНИЙ ЗУБЬЕВ

Устанавливаются двенадцать степеней точности зубчатых колес и передач, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 и 12.

В общем машиностроении используются 6-я, 7-я, 8-я и 9-я степени точности (табл. 4.2.14, табл. 4.2.23).

Для каждой степени точности устанавливаются нормы: кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев зубчатых колес в передаче.

Допускается комбинирование норм кинематической точности, норм плавности работы и норм контакта зубьев зубчатых колес различных степеней точности.

При комбинировании норм разных степеней точности, нормы плавности работы могут быть не более чем на две степени точнее или на одну ступень грубее норм кинематической точности. Нормы контакта зубьев не могут назначаться по ступеням точности более грубым, чем нормы плавности.

Устанавливаются шесть видов сопряжения зубчатых колес в передаче, обозначаемых в порядке убывания гарантированного бокового зазора буквами *A, B, C, D, E, H* и восемь видов допуска IT_n на боковой зазор *x, y, z, a, b, c, d, h* в порядке убывания величины бокового зазора и допуска на него (рис. 11.1.1).

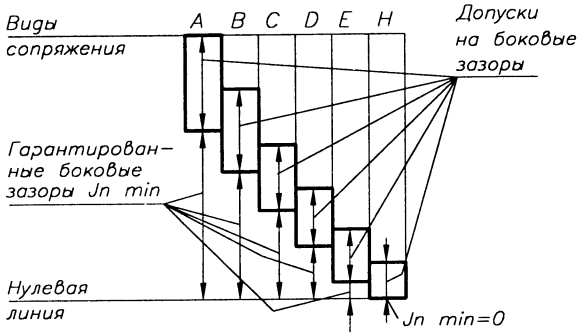


Рис. 11.1.1. Виды сопряжения зубьев и гарантированные боковые зазоры

Виды сопряжений зубчатых колес в зависимости от степени точности по нормам плавности (табл. 11.1.1).

Табл. 11.1.1. Виды сопряжений зубчатых колес в передаче

Вид сопряжений	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*H*
Степень точности по нормам плавности работы	3...12	3...11	3...9	3...8	3...7	3...7

Видам сопряжений *H* и *E* соответствует вид допуска на боковой зазор *h*, а видам сопряжений *D, C, B, A* - виды допуска *d, c, b, a* соответственно.

Точность изготовления зубчатых колес задается степенью точности, а требования к боковому зазору - видом сопряжения по нормам бокового зазора.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ точности цилиндрической (конической, червячной) передачи со степенью точности 7 по всем нормам, с видом сопряжения колес *B*

7–B ГОСТ 1643–81 - для цилиндрических передач;
7–B ГОСТ 1758–81 - для конических передач;
7–B ГОСТ 3675–81 - для червячных цилиндрических передач.

При комбинировании норм различных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор точность зубчатых колес обозначается последовательным написанием (через тире) трех цифр и двух букв. Первая цифра обозначает степень по нормам кинематической точности, вторая - степень по нормам плавности работы, третья - степень по нормам контакта зубьев, первая из букв - вид сопряжения, а вторая - вид допуска на боковой зазор.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ точности цилиндрической (конической, червячной) передачи со степенью 9 по нормам кинематической точности, со степенью 8 по нормам плавности, со степенью 7 по нормам контакта зубьев, с видом сопряжения *B*, видом допуска на боковой зазор *a*:

9–8–7–B a ГОСТ 1643–81 - для цилиндрических передач;
9–8–7–B ГОСТ 1758–81 - для конических передач;
9–8–7–B a ГОСТ 3675–81 - для червячных цилиндрических передач.

11.1.2. ТОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

ГОСТ 1643-81

Во второй части таблицы параметров венца цилиндрических колес (табл. 11.2.4) должны быть приведены данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев по одному из следующих вариантов:

- длина общей нормали *W* через z_w зубьев (11.1.2.1);
- толщина зуба постоянной хорде $\bar{S}_c$ и высота до постоянной хорды $\bar{h}_c$ (11.1.2.2);
- торцевой размер по роликам (шарикам) *M* и диаметр ролика (шарика) *D*.

11.1.2.1. ДЛИНА ОБЩЕЙ НОРМАЛИ

1. ПРЯМОЗУБЫЕ КОЛЕСА

Длиной общей нормали (*W*) к двум разноименным боковым поверхностям зубьев называют длину прямой *AB*, касательной к основной окружности (рис. 11.1.2).

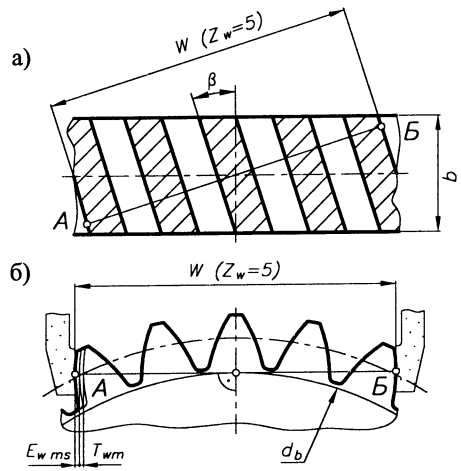


Рис. 11.1.2. Схема замера длины общей нормали *W* при числе охватываемых зубьев $Z_w = 5$ для цилиндрических колес:
а) косозубых; б) прямозубых,
а также расположение отклонений и допусков

Номинальная длина общей нормали при $\alpha = 20°$, мм

$$W^{*} = (W' + 0{,}684\,x)\,m,$$

где W' – длина общей нормали при $m = 1$ мм для числа зубьев $z_w = f(z)$, охватываемых при измерении,

$$\left.\begin{array}{l} W' = f(z),\ \text{мм} \\ z_w = f(z) \end{array}\right\}\ \text{табл. 11.1.2},$$

x – коэффициент радиального смещения,

z – число зубьев измеряемого колеса,

m – модуль зацепления, мм.

Действительная длина общей нормали, указываемая на чертежах, мм

- для колес внешнего зацепления

$$W = (W^{*} - E_{wms}) - T_{wm};$$

- для колес внутреннего зацепления

$$W = (W^{*} + E_{wms}) + T_{wm},$$

где: E_{wms} - наименьшее отклонение средней длины общей нормали, мм; $E_{wms} = E'_{wms} + E''_{wms}$;

E'_{wms} - слагаемое 1 отклонения, мм (табл. 11.1.3); $E'_{wms} = f(d$, степень точности, вид сопряжения);

E''_{wms} - слагаемое 2 отклонения, мм (табл. 11.1.4); $E''_{wms} = f(F_r)$;

T_{wm} - допуск на среднюю длину общей нормали, мм, (табл. 11.1.5); $T_{wm} = f$ (вид сопряжения, вид допуска на боковой зазор, F_r);

F_r - допуск на радиальное биение зубчатого венца, мкм (табл. 11.1.6); $F_r = f$ (степень точности, d, m).

ПРИМЕР 1: Зубчатое колесо $z = 42$, $m = 5$ мм, $\beta = 0°$, степень точности 8-C, $x = 0$, внешнее зацепление.

$d = m\,z = 5 \cdot 42 = 210$ мм;

$z_w = 5$ (табл. 11.1.2), $W' = 13{,}8728$ мм (табл. 11.1.2);

$W^{*} = (W' + 0{,}684\,x)\,m = (13{,}8728 + 0{,}684 \cdot 0) \cdot 5 = 69{,}364$ мм;

$E'_{wms} = 0{,}100$ мм (табл. 11.1.3);

$F_r = 71$ мкм (табл. 11.1.6);

$E''_{wms} = 0{,}018$ мм - для $F_r = 71$ мкм (табл. 11.1.4);

$E_{wms} = E'_{wms} + E''_{wms} = 0{,}100 + 0{,}018 = 0{,}118$ мм;

$T_{wm} = 0{,}090$ мм (табл. 11.1.5);

$W = (W^{*} - E_{wms}) - T_{wm} = (69{,}364 - 0{,}118)_{-0{,}09} = 69{,}25_{-0{,}09}$ мм.

Табл. 11.1.5. Допуск на среднюю длину общей нормали T_{wm}, мкм

ГОСТ 1643-81

Вид сопряжения	Допуск на боковой зазор	Допуск на радиальное биение венца F_r, мкм								
		> 25 ≤ 32	> 32 ≤ 40	> 40 ≤ 50	> 50 ≤ 60	> 60 ≤ 80	> 80 ≤ 100	> 100 ≤ 125	> 125 ≤ 160	> 160 ≤ 200
		T_{wm}, мкм								
H,E	h	22	25	25	28	30	40	55	70	80
D	d	35	40	40	40	60	70	80	100	120
C	c	45	50	60	70	90	110	120	140	180
B	b	55	60	70	100	100	120	140	200	250
A	a	80	90	100	110	140	150	180	240	280
–	z	100	110	120	140	180	200	250	300	400
–	y	120	160	180	220	240	300	350	400	500
–	x	160	180	220	250	300	350	400	550	700

Табл. 11.1.3. Наименьшее отклонение средней длины общей нормали E'_{wms} (слагаемое 1)

ГОСТ 1643-81

Степень точности	Вид сопряжения	Делительный диаметр d, мм								
		≤ 80	> 80 ≤ 125	> 125 ≤ 180	> 180 ≤ 250	> 250 ≤ 315	> 315 ≤ 400	> 400 ≤ 500	< 500 ≤ 630	> 630 ≤ 800
		E'_{wms}, мкм								
6	H	8	10	11	12	14	16	18	20	22
7		10	10	12	14	16	18	20	22	25
6	E	20	24	28	30	35	40	45	50	55
7		25	30	30	35	40	45	50	55	60
6	D	30	35	40	50	55	60	70	70	90
7		35	40	50	55	60	70	70	80	100
8		40	50	50	60	70	70	80	90	110
6	C	50	60	70	80	90	100	110	120	140
7		55	70	70	80	100	110	120	140	140
8		60	80	80	100	110	120	140	140	160
9		70	80	100	110	120	140	140	160	200
6	B	80	100	110	120	140	160	180	200	220
7		100	110	120	140	180	180	200	200	250
8		100	110	140	140	180	200	200	250	280
9		110	120	140	160	200	200	250	280	300
6	A	120	140	180	200	220	250	280	300	350
7		140	180	200	200	250	280	300	350	350
8		160	200	200	250	280	300	350	350	400
9		180	200	250	280	280	350	350	400	500

Табл. 11.1.4. Наименьшее отклонение средней длины общей нормали E''_{wms} (слагаемое 2)

ГОСТ 1643-81

Допуск на радиальное биение венца F_r, мкм								
> 25 ≤ 32	> 32 ≤ 40	> 40 ≤ 50	> 50 ≤ 60	> 60 ≤ 80	> 80 ≤ 100	> 100 ≤ 125	> 125 ≤ 160	> 160 ≤ 200
E''_{wms}, мкм								
7	9	11	14	18	22	25	35	45

Табл. 11.1.2. Длина общей нормали W' цилиндрических зубчатых колес, мм [16] ($x = 0$, $\alpha = 20°$, $m = 1{,}0$ мм)

z	z_w	W'	z	z_w	W'	z	z_w	W'	z	z_w	W'	z	z_w	W'
11		4,5822	29		10,7386	47		16,8950	65		23,0513	83		29,2077
12		,5963	30		,7526	48	6	,9090	66		,0653	84		,2217
13		,6103	31	4	,7666	49		,9230	67	8	,0794	85		,2357
14	2	,6243	32		,7806	50		,9370	68		,0934	86	10	,2497
15		,6383	33		,7946	51		,9510	69		,1074	87		,2637
16		4,6523	34		10,8086	52		16,9650	70		23,1214	88		29,2777
17		7,6184	35		13,7748	53		19,9311	71		26,0875	89		32,2438
18		,6324	36		,7888	54		,9452	72		,1015	90		,2558
19		,6464	37		,8028	55		,9592	73		,1155	91		,2718
20		,6604	38		,8168	56		,9732	74		,1295	92		,2858
21	3	,6744	39	5	,8308	57	7	19,9872	75	9	,1435	93	11	,2998
22		,6884	40		,8448	58		20,0012	76		,1575	94		,3139
23		,7024	41		,8588	59		,0152	77		,1755	95		,3279
24		,7165	42		,8728	60		,0292	78		,1855	96		,3419
25		7,7305	43		13,8868	61		20,0432	79		26,1995	97		32,3559
26		10,6966	44		16,8530	62		23,0093	80		29,1657	98		35,3320
27	4	,7106	45	6	,8670	63	8	,0233	81		,1797	99	12	,3360
28		10,7246	46		16,8810	64		23,0373	82	10	29,1937	100		35,3500

Табл. 11.1.6. Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r

ГОСТ 1643-81
ГОСТ 1758-81

Модуль m (m_m), мм	Степень точности											
	6			7			8			9		
	Делительный диаметр d (d_m), мм											
	≤125	>125 ≤400	>400 ≤800	≤125	>125 ≤400	>400 ≤800	≤125	>125 ≤400	>400 ≤800	≤125	>125 ≤400	>400 ≤800
	F_r, мкм											
1 ≤ m < 3,5	25	36	45	36	50	63	45	63	80	71	80	100
3,5 ≤ m < 6,3	28	40	50	40	56	71	50	71	90	80	100	112
6,3 ≤ m < 10	32	45	56	45	63	80	56	80	100	90	112	125
10 ≤ m < 16	–	50	63	–	71	90	–	90	112	–	125	160

2. КОСОЗУБЫЕ КОЛЕСА

Для расчета длины общей нормали цилиндрических косозубых и шевронных колес используются те же зависимости и таблицы, что и для прямозубых колес, но для расчета используется условное число зубьев $z_y = z\,k$. Значения $k = f(\beta)$ (табл. 11.1.7).

Как правило, условное число зубьев z_y получается не целое. Поэтому вводится поправка W_y, определяемая дробной частью $(z_y - z_y')$ $\quad W_y = 0{,}0149\,(z_y - z_y')$,
где z_y' - целая часть условного числа зубьев.

Тогда номинальная длина общей нормали при $\alpha = 20°$
$W^* = (W' + W_y + 0{,}684\,x)\,m$, мм. Дальнейший расчет (п. 1).

ПРИМЕР 2: Зубчатое колесо $z = 42$, $m = 5$ мм, $\beta = 14°22'$, степень точности 8-C, $x = 0$, внешнее зацепление (рис. 11.2.15).

$d = m\,z/\cos 14°22' = 5 \cdot 42/0{,}9687 = 216{,}78$ мм;
$k = 1{,}0948$ (табл. 11.1.7), $z_y = z\,k = 42 \cdot 1{,}0948 = 45{,}98$ $(z_y' = 45)$;
Для $z_y' = 45$ $z_w = 6$ (табл. 11.1.2); $W' = 16{,}8670$ (табл. 11.1.2);
$W_y = 0{,}0149\,(z_y - z_y') = 0{,}0149\,(45{,}98 - 45) = 0{,}0146$ мм;
$W^* = (W' + W_y + 0{,}684\,x)\,m = (16{,}8670 + 0{,}0146 + 0) \cdot 5 = 84{,}408$ мм;
$E'_{wms} = 0{,}100$ мм (табл. 11.1.3); $\quad F_r = 71$ мкм (табл. 11.1.6);
$E''_{wms} = 0{,}018$ мм (табл. 11.1.4); $\quad T_{wm} = 0{,}090$ мм (табл. 11.1.5);
$E_{wms} = E'_{wms} + E''_{wms} = 0{,}100 + 0{,}018 = 0{,}118$ мм;
$W = (W^* - E_{wms}) - T_{wm} = (84{,}408 - 0{,}118)_{-0{,}09} = 84{,}39_{-0{,}09}$ мм.

Табл. 11.1.7. Значения коэффициента k для расчета условного числа зубьев [16, 17]

β	k	β	k	β	k
8°	1,0288	13°	1,0768	18°	1,1536
8°20'	1,0309	13°20'	1,0810	18°20'	1,1598
8°40'	1,0333	13°40'	1,0853	18°40'	1,1665
9°	1,0359	14°	1,0896	19°	1,1730
9°20'	1,0388	14°20'	1,0943	19°20'	1,1797
9°40'	1,0415	14°40'	1,0991	19°40'	1,1866
10°	1,0446	15°	1,1039	20°	1,1936
10°20'	1,0477	15°20'	1,1088	20°20'	1,2010
10°40'	1,0508	15°40'	1,1139	20°40'	1,2084
11°	1,0543	16°	1,1192	21°	1,2160
11°20'	1,0577	16°20'	1,1244	21°20'	1,2239
11°40'	1,0613	16°40'	1,1300	21°40'	1,2319
12°	1,0652	17°	1,1358	22°	1,2401
12°20'	1,0688	17°20'	1,1415	22°20'	1,2485
12°40'	1,0728	17°40'	1,1475	22°40'	1,2570

Примечания:
1. Для промежуточных величин β значение k находится интерполированием.
2. Для величин $\beta \geq 23°$ значения k представлены в [17].

11.1.2.2. ТОЛЩИНА ЗУБЬЕВ ПО ПОСТОЯННОЙ ХОРДЕ И ВЫСОТА ДО ПОСТОЯННОЙ ХОРДЫ (рис. 11.1.3)

1. Номинальная толщина зуба по постоянной хорде, мм
$$\bar{S}_c^* = (1{,}387 + 0{,}643\,x)\,m,$$
где x - коэффициент радиального смещения.

Действительная толщина зуба по постоянной хорде, указываемая на чертежах, мм
$$\bar{S}_c = (\bar{S}_c^* - E_{\bar{s}c}) - T_{\bar{c}},$$
где $E_{\bar{s}c}$ - наименьшее отклонение толщины зуба по постоянной хорде, мм;

Табл. 11.1.8. Наименьшее смещение исходного контура E_{Hs} для колес с внешними зубьями
ГОСТ 1643-81

Степень точности	Вид сопряжения	Делительный диаметр d, мм: ≤ 80	> 80 ≤ 125	> 125 ≤ 180	> 180 ≤ 250	> 250 ≤ 315	> 315 ≤ 400	> 400 ≤ 500	< 500 ≤ 630	> 630 ≤ 800
		E_{Hs}, мкм								
7	H	14	16	18	20	22	25	28	30	35
7	E	35	40	45	50	55	60	70	80	90
7	D	50	60	70	80	90	100	110	120	140
8		55	70	80	90	100	110	120	140	160
7	C	80	100	110	120	140	160	180	200	220
8		90	110	120	140	160	180	200	220	250
9		100	120	140	160	180	200	200	250	280
7	B	140	160	180	200	250	250	280	300	350
8		140	160	200	220	250	280	300	350	400
9		160	180	200	250	280	300	350	400	400
7	A	200	250	280	300	350	400	450	500	550
8		220	280	300	350	400	450	500	550	600
9		250	280	350	400	400	500	500	600	700

Табл. 11.1.9. Допуск на смещение исходного контура T_H
ГОСТ 1643-81

Вид сопряжения	Допуск на боковой зазор	Допуск на радиальное биение венца F_r, мкм: > 25 ≤ 32	> 32 ≤ 40	> 40 ≤ 50	> 50 ≤ 60	> 60 ≤ 80	> 80 ≤ 100	> 100 ≤ 125	> 125 ≤ 160	> 160 ≤ 200
		T_H, мкм								
H,E	h	55	60	70	80	110	120	160	200	250
D	d	70	80	90	100	140	160	200	250	300
C	c	90	100	120	140	180	200	250	300	400
B	b	100	120	140	180	200	250	300	400	500
A	a	140	160	180	200	250	300	350	450	550
–	z	160	180	220	250	300	350	450	550	700
–	y	200	250	280	350	400	500	600	700	900
–	x	250	300	350	400	500	600	700	900	1100

$T_{\bar{c}}$ - допуск на толщину зуба по постоянной хорде, мм
$E_{\bar{s}c} = 2\,\mathrm{tg}\,\alpha\;E_{Hs} = 0{,}728\,E_{Hs}$;
$T_{\bar{c}} = 2\,\mathrm{tg}\,\alpha\;T_H = 0{,}728\,T_H$,
где E_{Hs} - наименьшее смещение исходного контура, мм. $E_{Hs} = f$ (степень точности и вид сопряжения зубьев, d) (табл. 11.1.8);
T_H - допуск на смещение исходного контура, мм. $T_H = f$ (вид сопряжения зубьев, допуск на боковой зазор, F_r) (табл. 11.1.9);
F_r - допуск на радиальное биение зубчатого венца, мкм. $F_r = f$ (степень точности, d, m) (табл. 11.1.6).

2. Высота головки зуба до постоянной хорды, мм
$$\bar{h}_c = 0{,}5\,(d_a - d - 0{,}364\,\bar{S}_c^*).$$
При $x = 0$ $\quad h_c = 0{,}748\,m$, мм.

ПРИМЕР 3: Зубчатое колесо $z = 42$, $m = 5$ мм, $\beta = 14°22'$, степень точности 8-C, $x = 0$, внешнее зацепление.

$d = m\,z/\cos 14°22' = 5 \cdot 42/0{,}9687 = 216{,}78$ мм;
$d_a = m\,(z/\cos\beta + 2) = 5\,(42/0{,}9687 + 2) = 226{,}78$ мм;
$\bar{S}_c^* = (1{,}387 + 0{,}643\,x)\,m = 1{,}387 \cdot 5 = 6{,}935$ мм;
$E_{Hs} = 0{,}140$ мм (табл. 11.1.8);
$E_{\bar{s}c} = 0{,}728\,E_{Hs} = 0{,}728 \cdot 0{,}140 = 0{,}102$ мм;
$F_r = 71$ мкм (табл. 11.1.6);
$T_H = 0{,}180$ мм (табл. 11.1.9);
$T_{\bar{c}} = 0{,}728\,T_H = 0{,}728 \cdot 0{,}180 = 0{,}131$ мм;
$\bar{S}_c = (\bar{S}_c^* - E_{\bar{s}c}) - T_{\bar{c}} = (6{,}935 - 0{,}102)_{-0{,}131} = 6{,}83_{-0{,}13}$ мм;
$\bar{h}_c = 0{,}5\,(d_a - d - 0{,}364\,\bar{S}_c^*) = 0{,}5\,(226{,}78 - 216{,}78 - 0{,}364 \cdot 6{,}935) =$
$= 3{,}74$ мм.

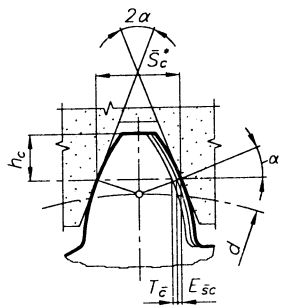


Рис. 11.1.3. Схема замера постоянной хорды и размещение отклонений и допусков для цилиндрических колес

11.1.3. ТОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

ГОСТ 1758-81

Во второй части таблицы параметров конических колес (табл. 11.3.4) должны быть приведены размеры зуба в измерительном сечении по одному из вариантов:

- толщина зуба по внешней постоянной хорде $\bar{S}_{ce}$ и высота до внешней постоянной хорды $\bar{h}_{ce}$ (осевая форма зуба I; зубья прямые и тангенциальные) (11.1.3.1);
- толщина зуба по средней постоянной хорде $\bar{S}_c$ и высота до средней постоянной хорды $\bar{h}_c$ (осевая форма зуба II, III; зубья круговые) (11.1.3.2).

11.1.3.1. ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ВНЕШНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЕ И ВЫСОТА ДО ВНЕШНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЫ

1. Внешняя постоянная хорда зуба, мм (рис. 11.1.4)

$$\bar{S}^*_{ce\,1(2)} = 0{,}883\,\bar{S}_{e1(2)},$$

где $\bar{S}_e$ - внешняя окружная толщина зуба, мм.

$\bar{S}_{e1} = (1{,}571 + 0{,}728\,x + x_\tau)\,m_e$, мм - для шестерни;

$\bar{S}_{e2} = \pi\,m_e - \bar{S}_{e1}$, мм - для зубчатого колеса.

Здесь x - коэффициент радиального смещения;

x_τ - коэффициент тангенциального смещения;

m_e - внешний окружной модуль, мм.

Действительная величина внешней постоянной хорды конического зуба, указываемая на чертежах, мм

$\bar{S}_{ce1} = (\bar{S}^*_{ce1} - E^*_{\bar{s}ce}) - T^*_{\bar{s}c}$ - для шестерни;

$\bar{S}_{ce2} = (\bar{S}^*_{ce2} - E^*_{\bar{s}ce}) - T^*_{\bar{s}c}$ - для зубчатого колеса.

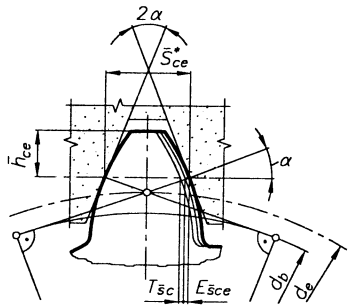


Рис. 11.1.4. Схема замера внешней постоянной хорды и размещение отклонений и допусков для конических колес

Здесь $E^*_{\bar{s}ce}$ - наименьшее отклонение постоянной хорды зуба на внешнем диаметре, мм;

$T^*_{\bar{s}c}$ - допуск на постоянную хорду зуба на внешнем диаметре, мм;

$E^*_{\bar{s}ce} = E_{\bar{s}ce}\,k_1\,[R_e/(R_e - 0{,}5\,b)]$;

$T^*_{\bar{s}c} = T_{\bar{s}c}\,[R_e/(R_e - 0{,}5\,b)]$,

где $E_{\bar{s}ce}$ - наименьшее отклонение постоянной хорды зуба на среднем диаметре для точности 7-H, мм

$E_{\bar{s}ce} = f(d_m, \delta, m_m)$ (табл. 11.1.10);

$T_{\bar{s}c}$ - допуск на постоянную хорду зуба на среднем диаметре, мм, $T_{\bar{s}c} = f$(вид допуска на боковой зазор, F_r) (табл. 11.1.12);

F_r - допуск на радиальное биение зубчатого венца, мкм, $F_r = f$(степень точности, d_m, m_m) (табл. 11.1.6);

k_1 - коэффициент пересчета величин $E_{\bar{s}ce}$ для других видов сопряжений (табл. 11.1.11).

2. Высота до внешней постоянной хорды зуба, мм

$$\bar{h}_{ce} = h_{ae} - 0{,}1607\,\bar{S}_{e1(2)},\ \text{где}$$

$h_{ae1} = (h^*_a + x_1)\,m_e$ - внешняя высота головки зуба шестерни, мм;

$h_{ae2} = (2\,h^*_a\,m_e - h_{ae1})$ - внешняя высота головки зуба колеса, мм;

$h^*_a = 1{,}0$ - коэффициент высоты головки зуба.

ПРИМЕР 4: (рис. 11.3.19)

Коническое колесо $z_2 = 30$, $m_{te} = 5$ мм, степень точности 8 - C, $x_1 = 0{,}40$, $x_{\tau 1} = 0$, $R_e = 83{,}85$ мм, $b = 25$ мм, $\delta = 63°26'$.

$\bar{S}_{e1} = (1{,}571 + 0{,}728\,x_1 + x_{\tau 1})\,m_e = (1{,}571 + 0{,}728 \cdot 0{,}4 + 0) \cdot 5 = 9{,}311$ мм;

$\bar{S}_{e2} = \pi\,m_e - \bar{S}_{e1} = 3{,}1416 \cdot 5 - 9{,}311 = 6{,}397$ мм;

$m_m = m_e\,(R_e - 0{,}5\,b)/R_e = 5 \cdot (83{,}85 - 0{,}5 \cdot 25)/83{,}85 = 4{,}25$ мм;

$d_m = m_m\,z = 4{,}25 \cdot 30 = 127{,}64$ мм;

$E_{\bar{s}ce} = 0{,}03$ мм (табл. 11.1.10) ($m_m = 4{,}25$ мм, $\delta = 63°26'$, $d_m = 127{,}64$ мм);

$k_1 = 3$ (табл. 11.1.11) (степень точности - 8, вид сопряжения - C);

$F_r = 71$ мкм (табл. 11.1.6) (степень точности - 8, $d_m = 132$ мм, $m_m = 4{,}2$ мм);

$T_{\bar{s}c} = 0{,}11$ мм (табл. 11.1.12) ($F_r = 71$ мкм, допуск на боковой зазор C);

$E^*_{\bar{s}ce} = E_{\bar{s}ce}\,k_1\,[R_e/(R_e - 0{,}5\,b)] = 0{,}03 \cdot 3 \cdot [83{,}85/(83{,}85 - 0{,}5 \cdot 25)] = 0{,}106$ мм;

$T^*_{\bar{s}c} = T_{\bar{s}c}\,[R_e/(R_e - 0{,}5\,b)] = 0{,}11\,[83{,}85/(83{,}85 - 0{,}5 \cdot 25)] = 0{,}129$ мм;

$\bar{S}^*_{ce} = 0{,}883\,\bar{S}_{e2} = 0{,}883 \cdot 6{,}397 = 5{,}649$ мм;

$\bar{S}_{ce} = (\bar{S}^*_{ce} - E^*_{\bar{s}ce}) - T^*_{\bar{s}c} = (5{,}649 - 0{,}106)_{-0{,}129} = 5{,}54_{-0{,}13}$ мм;

$\bar{h}_{ce} = (1{,}0 + 0) \cdot 5 - 0{,}1607 \cdot 6{,}397 = 3{,}97$ мм.

Табл. 11.1.10. Наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба $E_{\bar{s}ce}$

ГОСТ 1758-81

Степень точности	Вид сопряжения	Средний модуль m_m, мм	Средний делительный диаметр d_m, мм								
			$d_m \leq 125$			$125 < d_m \leq 400$			$400 < d_m \leq 800$		
			Угол делительного конуса $\delta°$								
			≤ 20	$20 < \leq 45$	> 45	≤ 20	$20 < \leq 45$	> 45	≤ 20	$20 < \leq 45$	> 45
			$E_{\bar{s}ce}$, мкм								
7	H	$1 \leq m_m < 3{,}5$	20	20	22	28	32	30	36	50	45
		$3{,}5 \leq m_m < 6{,}3$	22	22	25	32	32	30	38	55	45
		$6{,}3 \leq m_m < 10$	25	25	28	36	36	34	40	55	50
		$10 \leq m_m < 16$	28	28	30	36	38	36	48	60	55

Табл. 11.1.11. Значения коэффициента k_1

ГОСТ 1758-81

Вид сопряжения	Коэффициент k_1			
	Степень точности по плавности зацепления			
	6	7	8	9
H	0,9	1,0	–	–
E	1,45	1,6	–	–
D	1,8	2,0	2,2	–
C	2,4	2,7	3,0	3,2
B	3,4	3,8	4,2	4,6
A	5,0	5,5	6,0	6,6

Табл. 11.1.12. Допуск на среднюю постоянную хорду зуба $T_{\bar{s}c}$

ГОСТ 1758-81

Допуск на боковой зазор	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r, мкм									
	> 20 ≤ 25	> 25 ≤ 32	> 32 ≤ 40	> 40 ≤ 50	> 50 ≤ 60	> 60 ≤ 80	> 80 ≤ 100	> 100 ≤ 125	> 125 ≤ 160	> 160 ≤ 200
	$T_{\bar{s}c}$, мкм									
h	32	38	42	50	60	70	90	110	130	160
d	42	48	55	65	75	90	110	130	160	200
c	52	60	70	80	95	110	140	170	200	260
b	65	75	85	100	120	130	170	200	250	320
a	85	95	110	130	150	180	220	260	320	400

11.1.3.2. ТОЛЩИНА ЗУБА ПО СРЕДНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЕ И ВЫСОТА ДО СРЕДНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЫ

Толщина зуба по средней постоянной хорде (S_c) - длина хорды, соответствующая номинальной толщине зуба в среднем его сечении (рис. 11.1.5).

Номинальная толщина зуба по средней постоянной хорде, соответствующая номинальному положению исходного контура, мм

$$\bar{S}^*_{c\,1(2)} = 0{,}883\,\bar{S}_{nm\,1(2)},$$

где $S_{nm\,1(2)}$ - толщина зуба шестерни (колеса) по делительному диаметру $d_{m\,1(2)}$ в среднем сечении зуба, мм

$S_{nm1} = (1{,}571 + 0{,}728\,x_1 + x_{\tau 1})\,m_n$ - для шестерни;

$S_{nm2} = (\pi\,m_n - S_{nm1})$ - для колеса.

Здесь x - коэффициент радиального смещения,

x_τ - коэффициент тангенциального смещения,

m_n - средний нормальный модуль, мм.

Действительная величина средней постоянной хорды конического зуба, указываемая на чертежах, мм

$\bar{S}_{c1} = (\bar{S}_{c1} - E_{\bar{s}cs1}) - T_{\bar{s}c}$ - для шестерни;

$\bar{S}_{c2} = (\bar{S}_{c2} - E_{\bar{s}cs2}) - T_{\bar{s}c}$ - для колеса.

Здесь $E_{\bar{s}cs}$ - наименьшее отклонение постоянной хорды зуба на среднем диаметре для класса точности 7-H, мм

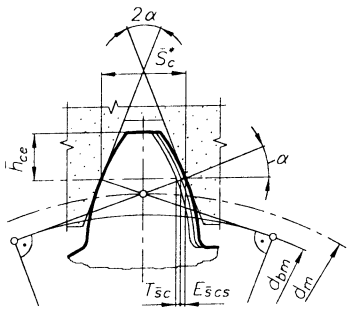


Рис. 11.1.5. Схема замера средней постоянной хорды и размещение отклонений и допусков для зубьев конических колес с круговым зубом

$E_{\bar{s}cs} = f(d_m, \delta, m_m)$ (табл. 11.1.10),

$T_{\bar{s}c}$ - допуск на длину постоянной хорды зуба на среднем диаметре, мм

$T_{\bar{s}c} = f$(вид допуска на боковой зазор, F_r) (табл. 11.1.12);

F_r - допуск на радиальное биение зубчатого венца, мкм, $F_r = f$(степень точности, d_m, m_m) (табл. 11.1.6);

k_1 - коэффициент пересчета величин $E_{\bar{s}cs}$ для других видов сопряжений (табл. 11.1.11).

2. Высота до средней постоянной хорды зуба - высота головки зуба до средней постоянной хорды ($\bar{h}_c$) при номинальном положении исходного контура, мм

$$\bar{h}_{c\,1(2)} = h_{am\,1(2)} - 0{,}1607\,\bar{S}_{nm\,1(2)},\ \text{где}$$

где h_{am} - высота головки зуба в среднем его сечении, мм:

- для зуба шестерни $h_{am1} = (h^*_a + x_1)\,m_n$;
- для зуба колеса $h_{am2} = (2\,h^*_a\,m_n - h_{am1})$;

$h^*_a = 1{,}0$ - коэффициент высоты головки зуба.

11.1.4. ТОЧНОСТЬ ЧЕРВЯКОВ ГОСТ 3675-81

Во второй части таблицы параметров цилиндрических червяков (табл. 11.4.4) должны быть приведены размеры для контроля взаимного положения профилей витков червяка по одному из вариантов:

- делительная толщина витка по хорде $\bar{S}_{a1}$ и высота до до хорды $\bar{h}_{a1}$, соответствующие номинальному положению исходного контура (11.1.4.1);
- номинальный размер червяка по роликам M и диаметр измерительного ролика d (11.1.4.2).

11.1.4.1. ДЕЛИТЕЛЬНАЯ ТОЛЩИНА ВИТКА ПО ХОРДЕ И ВЫСОТА ДО ХОРДЫ (рис. 11.1.6)

1. Номинальная делительная толщина витка по хорде для червяка, мм $\bar{S}^*_{a1} = S\,m\cos\gamma$,

где $S = 0{,}571$ - коэффициент расчетной толщины витка.

Действительная величина делительной толщины витка по хорде для червяка, указываемая на чертежах, мм $\bar{S}_{a1} = (\bar{S}^*_{a1} - E_{\bar{s}s}) - T_{\bar{s}}$.

Здесь $E_{\bar{s}s}$ - наименьшее отклонение толщины витка червяка, мм,

$T_{\bar{s}}$ - допуск на толщину витка червяка по хорде, мм.

$$E_{\bar{s}s} = E'_{\bar{s}s} + E''_{\bar{s}s},\ \text{мм},$$

$E'_{\bar{s}s} = f$(межосевое расстояние a_w, вид сопряжения зубьев), мм, слагаемое 1 (табл. 11.1.13),

$E''_{\bar{s}s} = f$(межосевое расстояние a_w, степень точности), мм, слагаемое 2 (табл. 11.1.15).

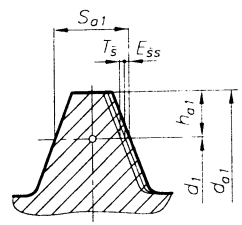


Рис. 11.1.6. Схема замера делительной толщины витка червяка и расположение отклонений и допусков

$T_{\bar{s}}$ - допуск на толщину витка червяка.

$T_{\bar{s}} = f$(вид допуска на боковой зазор, допуск на радиальное биение f_r), мм (табл. 11.1.16).

$f_r = A \cdot d_1 + C$, мкм, где

d_1 - делительный диаметр червяка, мм,

A, $C = f$(степень точности) (табл. 11.1.14).

2. Высота до хорды витка ($\bar{h}_{a1}$) - высота головки зуба до пункта равной толщины витка и межвитковой впадины по хорде, мм (рис. 11.1.6)

$$\bar{h}_{a1} = h^*_a\,m + 0{,}5\,\bar{S}^*_{a1}\,\mathrm{tg}\,(0{,}5\arcsin(\bar{S}^*_{a1}\mathrm{tg}^2\gamma/d_1)).$$

Здесь $h^*_a = 1{,}0$ - коэффициент высоты головки витка.

ПРИМЕР 5: (рис. 11.4.9) Червяк $m = 8$ мм, $d_1 = 64$ мм, $a_w = 192$ мм, степень точности 7-C, $\gamma = 14°2'10''$.

$\bar{S}^*_{a1} = 1{,}571m\cos\gamma = 1{,}571 \cdot 8 \cdot 0{,}9703 = 12{,}195$ мм;

$E'_{ss} = 0{,}12$ мм (табл. 11.1.13);

$E''_{ss} = 0{,}09$ мм (табл. 11.1.15);

$E_{\bar{s}s} = E'_{\bar{s}s} + E''_{\bar{s}s} = 0{,}12 + 0{,}09 = 0{,}21$ мм;

$A = 0{,}07$, $C = 15$, (табл. 11.1.14);

$f_r = A\, d_1 + C = 0{,}07 \cdot 54 + 15 = 18{,}8$ мкм;

$T_{\bar{s}} = 0{,}045$ мм (табл. 11.1.16);

$\bar{S}_{a1} = (\bar{S}^{*}_{a1} - E_{\bar{s}s}) - T_{\bar{s}} = (12{,}195 - 0{,}21)_{-0{,}045} = 11{,}99_{-0{,}05}$ мм.

$\bar{h}_{a1} = 1 \cdot 8 + 0{,}5 \cdot 12{,}195\ \mathrm{tg}\,(0{,}5 \arcsin(12{,}195\ \mathrm{tg}^2\,(14°2')/64)) =$
$= 8{,}04$ мм.

Табл. 11.1.13. Наименьшее отклонение толщины витка червяка $E'_{\bar{s}s}$ (слагаемое 1)

ГОСТ 3675-81

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм						
	≤ 80	>80 ≤120	>120 ≤180	>180 ≤250	>250 ≤315	>315 ≤400	>400 ≤500
	$E'_{\bar{s}s}$, мкм						
H	0	0	0	0	0	0	0
E	32	38	42	48	56	60	67
D	48	56	67	75	85	95	105
C	80	95	105	120	130	140	160
B	130	150	170	200	220	240	260
A	200	220	260	300	340	380	420

Табл. 11.1.14. Зависимость A, C = f (степень точности)

ГОСТ 3675-81

Степень точности	*A*	*C*
7	0,070	15,0
8	0,110	23,8
9	0,174	37,6

Табл. 11.1.15. Наименьшее отклонение толщины витка червяка $E''_{\bar{s}s}$ (слагаемое 2)

ГОСТ 3675-81

Степень точности	Модуль *m*, мм	Межосевое расстояние a_w, мм						
		≤ 80	>80 ≤120	>120 ≤180	>180 ≤250	>250 ≤315	>315 ≤400	>400 ≤500
		$E''_{\bar{s}s}$, мкм						
7	1,0...3,5	60	63	71	75	80	85	90
	3,5...6,3	63	67	75	80	85	90	95
	6,3...10			85	90	95	100	105
	10...16				100	105	110	120
8	1,0...3,5	90	100	110	120	130	140	150
	3,5...6,3	100	110	120	130	140	140	150
	6,3...10			130	140	150	160	160
	10...16				160	170	180	180
9	1,0...3,5	150	160	180	190	210	220	240
	3,5...6,3	160	180	190	210	220	240	250
	6,3...10			210	220	240	250	260
	10...16				260	280	280	300

Табл. 11.1.16. Допуск на толщину витка червяка по хорде $T_{\bar{s}}$

ГОСТ 3675-81

Допуск на боковой зазор	Допуск на радиальное биение f_r, мкм								
	>16 ≤20	>20 ≤25	>25 ≤32	>32 ≤40	> 40 ≤ 50	> 50 ≤60	>60 ≤80	>80 ≤100	>100 ≤125
	$T_{\bar{s}}$, мкм								
h	28	32	38	42	50	60	70	90	110
d	36	42	48	55	65	75	90	110	130
c	45	52	60	70	80	95	110	140	170
b	58	65	75	85	100	120	130	170	200
a	75	85	95	110	130	150	180	220	260

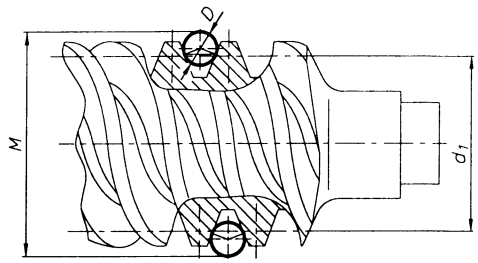


Рис. 11.1.7

11.1.4.2. НОМИНАЛЬНЫЙ РАЗМЕР ЧЕРВЯКА ПО РОЛИКАМ

Номинальный размер по роликам M - расчетный наружный размер, соответствующий номинальной толщине витка червяка (рис. 11.1.7).

Диаметр роликов, мм $D > 1{,}67\, m$.

Номинальный размер по роликам, мм

$$M = d_1 - (p_1 - h^{*}_{a1}\, m)\cos\gamma / \mathrm{tg}\,\alpha + D\,(1/\sin\alpha + 1).$$

ПРИМЕР 6: (рис. 11.4.9) Червяк $m = 8$ мм, $d_1 = 64$ мм, $a_w = 192$ мм, $\alpha = 20°$, $h^{*}_{a1} = 1{,}0$, $\gamma = 14°2'10''$.

$D > 1{,}67\, m = 1{,}67 \cdot 8 = 10{,}5$ мм. Принимаем $D = 10{,}95$ мм.

$p = \pi\, m = 3{,}14 \cdot 8 = 25{,}13$ мм.

$M = d_1 - (p - h^{*}_{a1}\, m)\cos\gamma / \mathrm{tg}\,\alpha + D\,(1/\sin\alpha + 1) =$
$= 64 - (25{,}13 - 1 \cdot 8)\cos 14°2'10'' / \mathrm{tg}\,20° + 10{,}95\,(1/\sin 20° + 1) =$
$= 79{,}51$ мм.

11.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

11.2.1. УСТАНОВОЧНЫЕ БАЗЫ И НАРЕЗАНИЕ ЗУБЬЕВ [9, 21]

1. ВИДЫ СТУПИЦ КОЛЕС И УСТАНОВОЧНЫЕ БАЗЫ

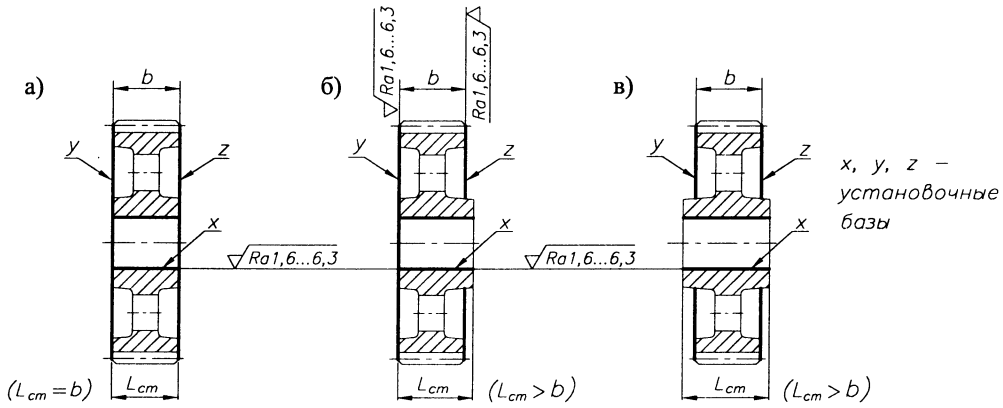


Рис. 11.2.1. Виды ступиц зубчатых колес:
а) длина ступицы равна ширине венца; б), в) длина ступицы больше ширины венца

2. НАРЕЗАНИЕ ЗУБЬЕВ КОЛЕС И ВИД СТУПИЦ КОЛЕС

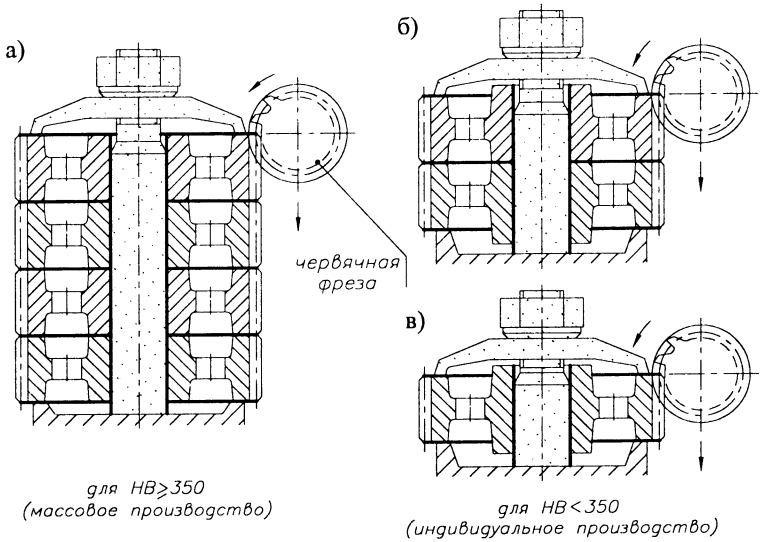


Рис. 11.2.2. Виды ступиц цилиндрических колес и технологические возможности нарезания зубьев на колесах с разными видами ступиц при:
а) массовом производстве; б), в) индивидуальном производстве

3. НАРЕЗАНИЕ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС ДОЛБЯКАМИ

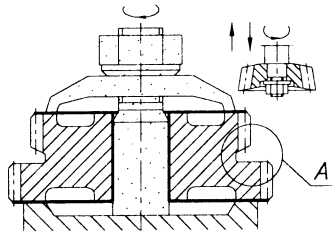


Рис. 11.2.3. Нарезание зубьев цилиндрических колес долбяком

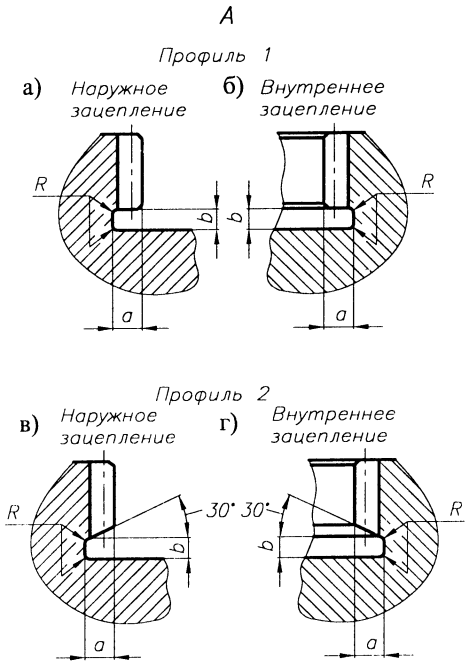


Рис. 11.2.4. Размеры канавок для выхода долбяков:
профиль 1 - прямоугольный;
профиль 2 - трапецеидальный.

Табл. 11.2.1. Размеры канавок для выхода долбяков, мм

m_n	b min						a min	R
	Профиль 1			Профиль 2				
	при прямых зубьях	при косых зубьях β=15°	при косых зубьях β=23°	при прямых зубьях	при косых зубьях β=15°	при косых зубьях β=23°		
1	5	6	7	-	-	-	3	0,5
1,25; 1,5				-	-	-	4	
1,75; 2,0				-	-	-	5	
2,25				10	13	14	6	
2,5	6	7	8	10	13	14	6,5	0,5
2,75; 3,0							7,5	0,5
3,25							9	1,0
3,5-4,0							10,5	1,0
4,25; 4,5	7	8	9				12	1,0
5,0							13	
5,5	8	9	10				15	
6							16	
6,5							18	
7	9	10	11				18	
8							20	
9							22,5	
10	10	12	13	12	15	16	25	1,6
11							28	
12							30	

β = 15° и β = 23° - углы наклона винтовой линии долбяка.
Для деталей зубчатых (шлицевых) эвольвентных (ГОСТ 6033-80) в отверстиях размер a уменьшается вдвое, а на валах - на 1/3.

4. КАНАВКИ ДЛЯ ВЫХОДА ЧЕРВЯЧНЫХ ФРЕЗ ПРИ НАРЕЗАНИИ ШЕВРОННЫХ КОЛЕС

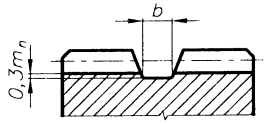


Рис. 11.2.5. Размеры канавок для выхода червячных фрез

Табл. 11.2.2. Ширина канавок

m_n, мм	b, мм, при β° < 25°	< 35°	< 45°
2	28	30	34
2,5	34	36	40
3	38	40	45
3,5	45	50	55
4	50	55	60
4,5	55	60	65
5	60	65	70
6	70	75	80
7	75	80	85
8	85	90	95
9	95	105	110
10	100	110	115
12	115	125	135

11.2.2. КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС [4, 8, 9, 10, 11, 17, 21, 28, 42, 43, 45]

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

d_a – диаметр вершин зубьев;
b – ширина венца;
m – модуль;
материал зубчатого колеса;
$d_{вал}$ – диаметр вала.

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

$d_{ст} = d_{вал} + 2g_{ст}$ – диаметр ступицы;
$L_{ст} = (1{,}4...1{,}8)d_{вал}$ – длина ступицы, $(L_{ст} \geq b)$;
$g = (2{,}4...4)m$ – толщина венца, $(g \geq 8$ мм$)$;
c – толщина диска;
$n = 0{,}5m$ – фаски венца на диаметре вершин;
$D_{отв} = 0{,}5(d_a - 4{,}5m - 2g + d_{ст})$ – диаметр расположения отверстий;
$d_{отв} = (0{,}35...0{,}4)(d_a - 4{,}5m - 2g - d_{ст})$ – диаметр отверстий.
$D_{отв}$, $d_{отв}$ – округляют до целых чисел.

1. ВАЛ-ШЕСТЕРНИ

$d_a < 2d_{вал}$

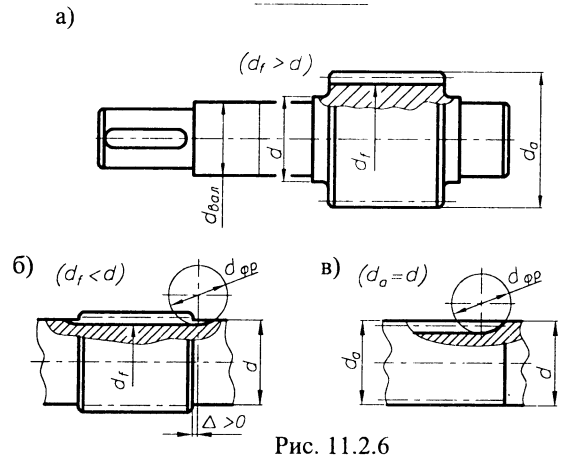


Рис. 11.2.6

2. КОЛЕСА КОВАНЫЕ

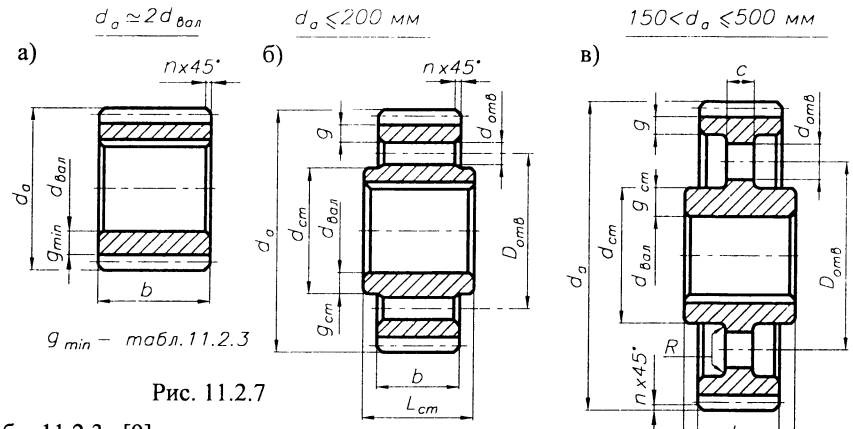


Рис. 11.2.7

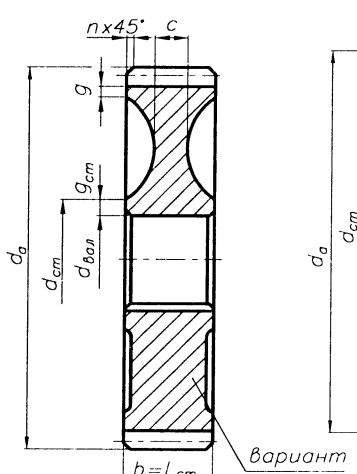
Табл. 11.2.3 [9]

m	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
g_{min}	4,0m	3,8m	3,5m	3,3m	3,0m	2,8m	2,5m

$g = (2{,}0...3{,}0)m \geq 10$ мм;
$c = (0{,}4...0{,}45)b \geq 10$ мм;
$g_{ст} = (0{,}25...0{,}3)d_{вал}$;
$R = 5$ мм.

3. КОЛЕСА ШТАМПОВАННЫЕ

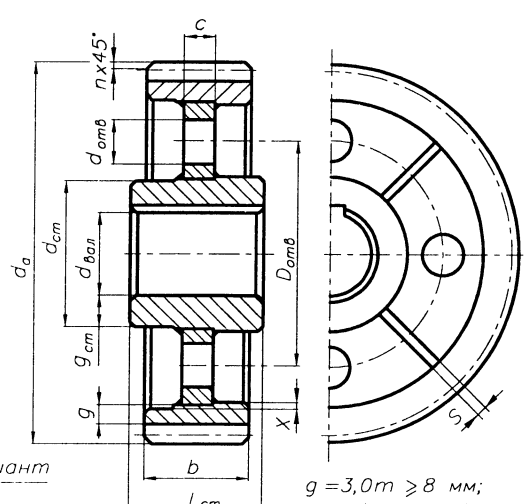
$200 < d_a \leq 500$ мм



$g = (2{,}0...3{,}0)m \geq 10$ мм;
$c = (0{,}35...0{,}4)b \geq 10$ мм;
$g_{ст} = (0{,}25...0{,}3)d_{вал}$.

Рис. 11.2.8

4. КОЛЕСА СВАРНЫЕ

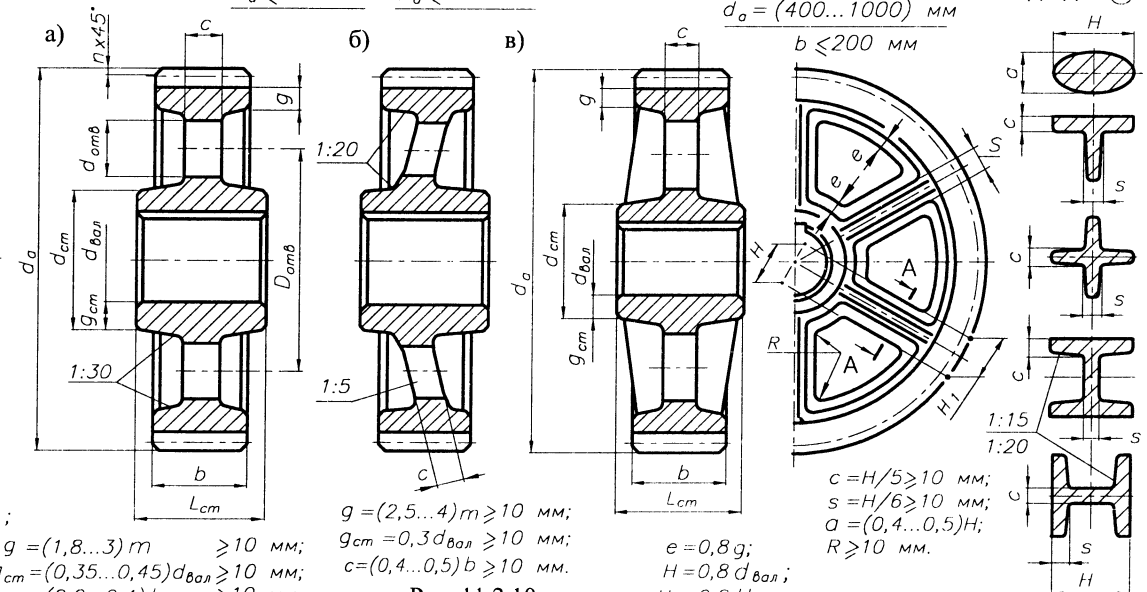


$g = 3{,}0m \geq 8$ мм;
$g_{ст} = (0{,}3...0{,}35)d_{вал}$;
$c = (0{,}4...0{,}5)b \geq 10$ мм; $X = 5$ мм; $S = 0{,}5C$.

Рис. 11.2.9

5. КОЛЕСА ЛИТЫЕ

$d_a \leq 400$ мм $\quad d_a \leq 600$ мм $\quad d_a = (400...1000)$ мм, $b \leq 200$ мм



$g = (1{,}8...3)m \geq 10$ мм;
$g_{ст} = (0{,}35...0{,}45)d_{вал} \geq 10$ мм;
$c = (0{,}2...0{,}4)b \geq 10$ мм.

$g = (2{,}5...4)m \geq 10$ мм;
$g_{ст} = 0{,}3d_{вал} \geq 10$ мм;
$c = (0{,}4...0{,}5)b \geq 10$ мм.

Рис. 11.2.10

$e = 0{,}8g$;
$H = 0{,}8d_{вал}$;
$H_1 = 0{,}8H$.

$c = H/5 \geq 10$ мм;
$s = H/6 \geq 10$ мм;
$a = (0{,}4...0{,}5)H$;
$R \geq 10$ мм.

11.2.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС [4, 8, 9, 17, 21, 29, 35, 42]

1. ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

На чертеже цилиндрического зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 2.403–75 должны быть указаны размеры (рис.11.2.11) и помещена следующая таблица параметров зубчатого венца (табл.11.2.4).

Табл. 11.2.4

Модуль	m	
Число зубьев	z	
Угол накл.лин.зуб.	β	
Направл.линии зуб.	–	
Норм.исх.контур	ГОСТ 13755–81	
Коэф.смещения	x	
Степень точн.	–	
Дл.общ.норм.на зуб.	W	
Делит.диаметр	d	
Сопряж. зуб.кол. № рис.		
Числ.зуб.	z	
Межос.расстоян.	a_w	
	10	35

110

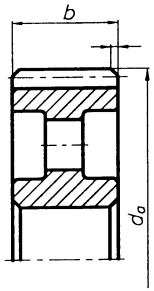


Рис. 11.2.11

2. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

На чертеже зубчатого колеса отклонения заготовки для диаметра вершин зубьев h8 представить численно

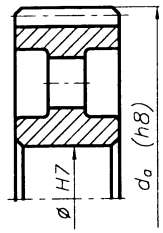
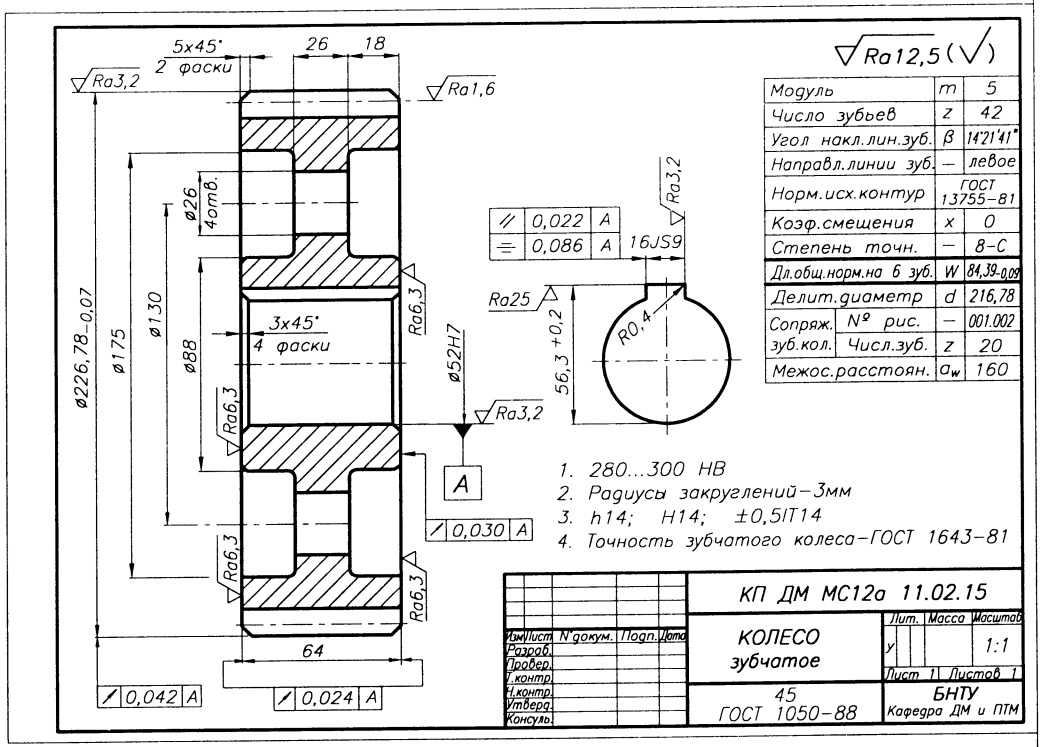


Рис. 11.2.12

3. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ (рис. 11.2.13)

3.1. Допуск радиального биения ◪, мкм поверхности заготовки под диаметр вершин зубьев относительно поверхности А (табл. 11.2.5).

3.2. Допуск осевого биения ◪, мкм, ступицы колеса и базовых поверхностей венца относительно поверхности А (табл. 11.2.6).



Модуль	m 5
Число зубьев	z 42
Угол накл.лин.зуб.	β 14°21'41"
Направл.линии зуб.	– левое
Норм.исх.контур	ГОСТ 13755–81
Коэф.смещения	x 0
Степень точн.	– 8–С
Дл.общ.норм.на 6 зуб.	W 84,39–0,09
Делит.диаметр	d 216,78
Сопряж. зуб.кол. № рис.	– 001.002
Числ.зуб.	z 20
Межос.расстоян.	a_w 160

Рис. 11.2.15

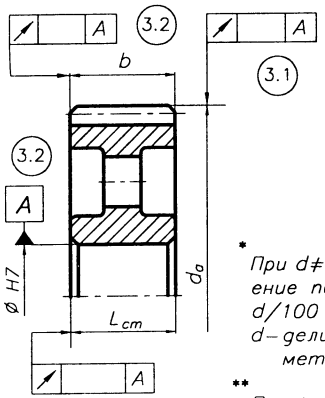


Рис. 11.2.13

Табл. 11.2.5. Допуски радиального биения заготовок зубчатого колеса

Степень точности	Рад. биение, мкм при диаметре заготовки, мм						
	≤50	≤80	≤120	≤200	≤320	≤500	≤800
6	12	16	20	22	26	32	40
7	20	25	32	36	42	50	60
8	32	40	50	55	65	80	100
9	50	60	80	90	105	120	160

Табл. 11.2.6. Допуски осевого биения базовых поверхностей венца и ступицы

Степень точности	Осевое биение, мкм				
	венца колеса d=100 мм* шириною B, мм		ступицы ($L_{ст}/d_{вал}$≤1)** при $d_{вал}$, мм		
	<55	55...110	≤50	≤80	>80
6	17	9	20	30	40
7	21	11	20	30	40
8	26	14	30	40	50
9	34	18	30	40	50

* *При d≠100 осевое биение пересчитать в d/100 раза, где d–делительный диаметр колеса*

** *При $L_{ст}/d_{вал}$>1 величину осевого биения увеличить на 40...50%*

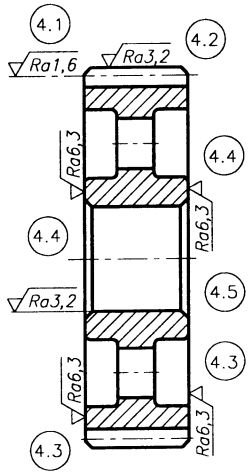


Рис. 11.2.14

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕХНОСТЕЙ

Табл. 11.2.7. Шероховатость поверхностей зубчатых колес

	Степень точности зубчатого колеса			
	6	7	8	9
4.1. Рабочая поверхность зубьев	Ra0,8	Ra0,8...1,6	Ra1,6...3,2	Ra3,2...6,3
4.2. Диаметр вершин зубьев	Ra1,6	Ra1,6...3,2	Ra3,2...6,3	Ra6,3...12,5
4.3. Боковая базовая поверхность венца	Ra1,6	Ra1,6	Ra3,2	Ra3,2...6,3
4.4. Боковая поверхность ступицы	Ra1,6	Ra3,2	Ra3,2	Ra6,3

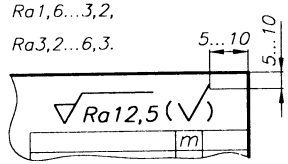
4.5. Поверхности установочных баз – рис. 11.2.1.

4.6. Поверхность ступицы, сопряженная с валом

для $d_{вал}$ ≤80 мм – Ra1,6...3,2,

для $d_{вал}$ >80 мм – Ra3,2...6,3.

4.7. Другие необозначенные поверхности



11.2.4. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

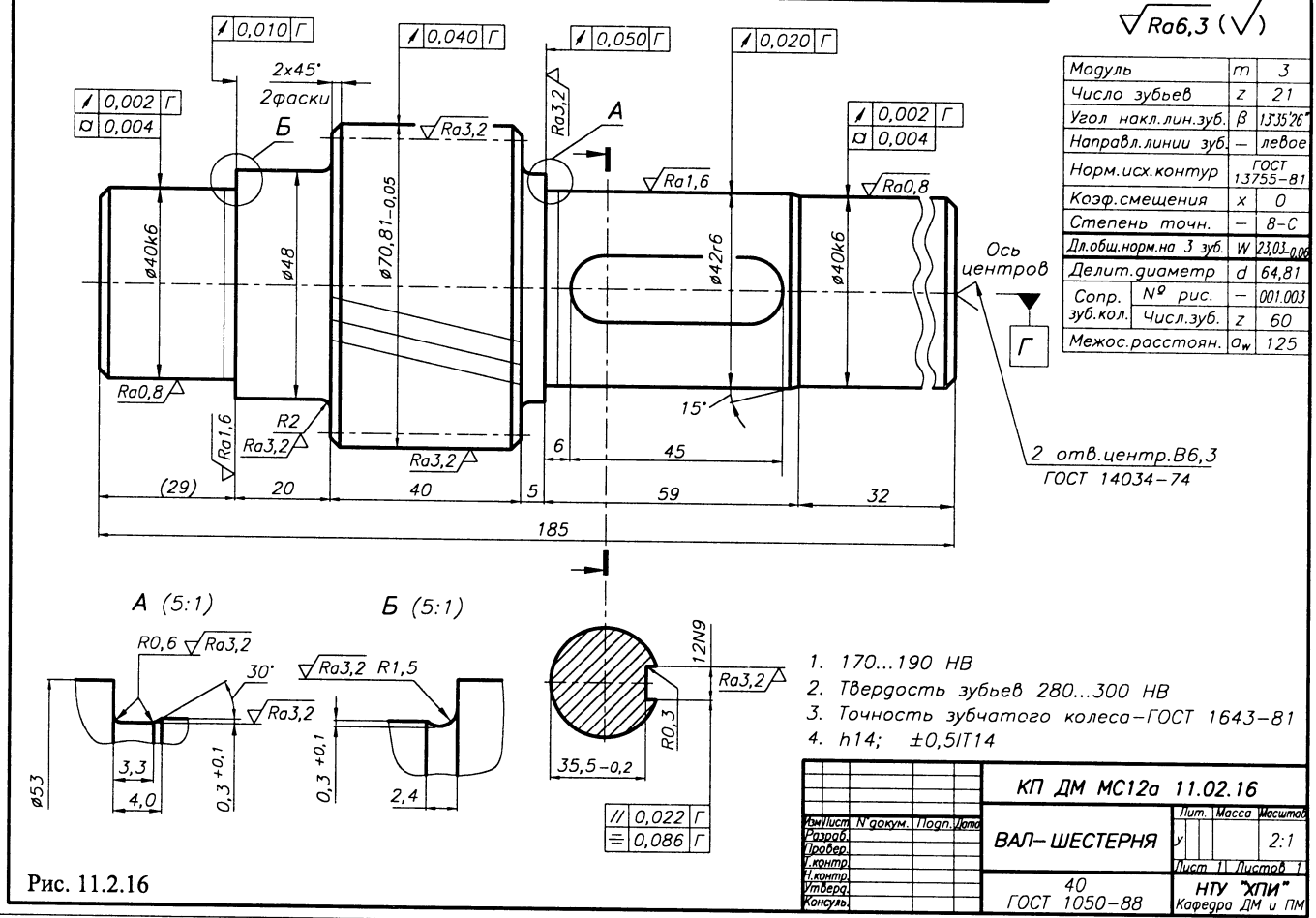


Рис. 11.2.16

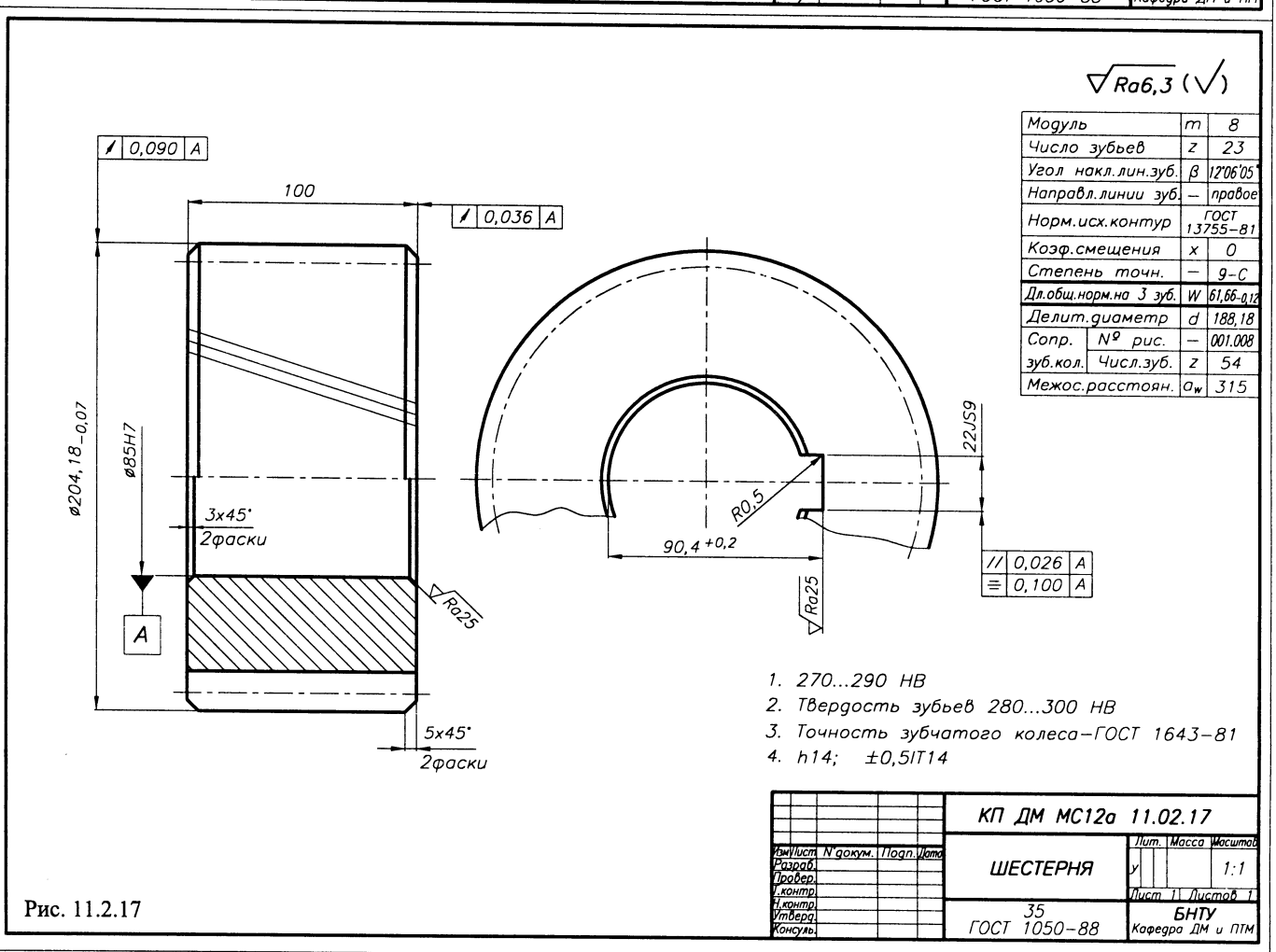


Рис. 11.2.17

1. ТИПЫ ЗУБЬЕВ

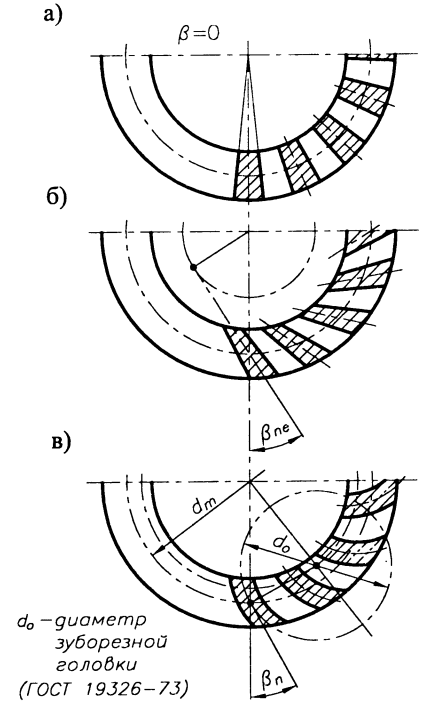


Рис. 11.3.1. Тип зубьев конических колес: а) прямой; б) тангенциальный; в) круговой

2. ОСЕВЫЕ ФОРМЫ ЗУБЬЕВ

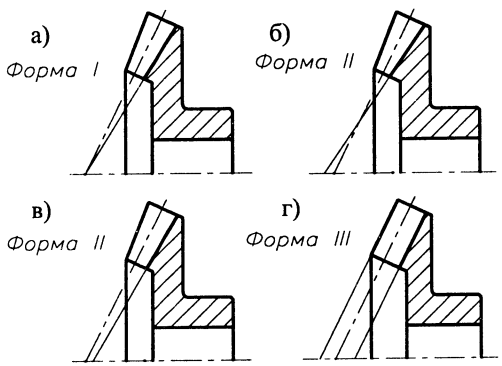


Рис. 11.3.2. Осевые формы зуба:
а) I - пропорционально понижающаяся;
б), в) II - понижающаяся; г) III - равновысокая

11.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

11.3.1. ЭЛЕМЕНТЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС [4, 8, 21, 42, 48]

3. ПРИМЕНЕНИЕ ОСЕВЫХ ФОРМ ЗУБЬЕВ

Форма I - основная для прямозубых и тангенциальных колес. Ее применяют также для круговых зубьев при $m = 2...2{,}5$ мм.

Форма II - основная для колес с круговыми зубьями при $m = 0{,}4...25$ мм.

Форма III - используется для колес с круговыми зубьями при $m = 2...25$ мм.

4. ПРИМЕНЕНИЕ МОДУЛЕЙ КОЛЕС

Для колес с прямым зубом обычно стандартным принимают внешний окружной модуль m_{te} (по технологическому процессу нарезания таких колес стандартизация m_{te} не обязательна).

Для колес с тангенциальным зубом стандартным принимают внешний нормальный модуль m_{ne}.

Для колес с круговым зубом стандартным принимают средний нормальный модуль m_n.

5. ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ

В передачах с $u > 1$ шестерню рекомендуют выполнять с положительным смещением (x_1) (табл. 11.3.1), а колесо с равным ему по величине отрицательным смещением ($x_1 = |-x_2|$).

Для передач, у которых u и z_1 отличаются от указанных в таблице, коэффициенты смещения принимают с округлением в большую сторону.

Табл. 11.3.1. Значения коэффициентов смещения конических прямозубых передач x_1

ГОСТ 19624-74

z_1	Значения коэффициента смещения x_1 при передаточном числе u													
	1,00	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	≥ 6,3
12	–	–	–	–	–	–	–	0,50	0,53	0,56	0,57	0,58
13	–	–	–	–	–	–	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,56
14	–	–	–	0,27	0,34	0,38	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,54
15	–	–	0,18	0,25	0,31	0,36	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,52
16	–	0,10	0,17	0,24	0,30	0,35	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,50
18	0,00	0,09	0,15	0,22	0,28	0,33	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,47
20	0,00	0,08	0,14	0,20	0,26	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,44
25	0,00	0,07	0,13	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,40
30	0,00	0,06	0,11	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,35
40	0,00	0,05	0,09	0,12	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,28

6. ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТОВ ИЗМЕНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ ТОЛЩИНЫ ЗУБА

ГОСТ 19624-74

В передачах с $u > 2{,}5$ зубчатые колеса рекомендуют выполнять, кроме смещения, с различной толщиной зуба исходного контура, увеличенной по сравнению с расчетной ($\pi \cdot m_{te}/2$) у исходного контура шестерни и соответственно уменьшенной - у исходного контура колеса.

Коэффициент изменения расчетной толщины зуба исходного контура ($x_{\tau 1}$ - положительный для шестерни и равный ему по величине, но обратный по знаку $x_{\tau 2}$ - для колеса) вычисляют по зависимости $x_{\tau 1} = 0{,}03 + 0{,}008\,(u - 2{,}5)$.

7. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ (рис. 11.3.3)

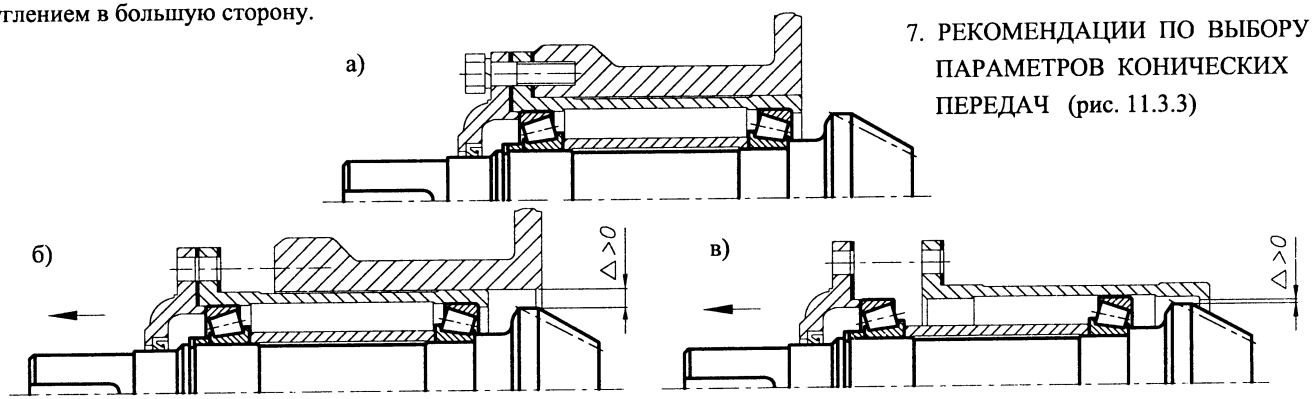


Рис. 11.3.3. Рекомендации по выбору параметров конических передач

11.3.2. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС ГОСТ 19624-74

(Представлен для конических колес с прямым зубом и постоянным радиальным зазором по ширине колеса. Для колес с круговым зубом - ГОСТ 19326-73)

Табл. 11.3.2

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
Число зубьев шестерни $z_1 = 15$,
колеса $z_2 = 30$.
Внешний окружной модуль $m_{te} = 5$ мм.
Внешний торцевой исходный контур - - ГОСТ 13754-81

1. Число зубьев плоского колеса	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	33,5410
2. Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0{,}5\, m_{te}\, z_c$	83,8525
3. Ширина зубчатого венца	$b \leqslant 0{,}3\, R_e$	25
	$b \leqslant 10\, m_{te}$	
4. Среднее конусное расстояние	$R_m = R_e - 0{,}5b$	71,3525
5. Средний окружной модуль	$m_m = m_{te}\, R_m / R_e$	4,2546
6. Средний делительный диаметр	$d_{m1} = m_m z_1$	63,8190
	$d_{m2} = m_m z_2$	127,6380
7. Угол делительного конуса	$\mathrm{tg}\,\delta_1 = z_1/z_2$	26°34'
	$\delta_2 = 90° - \delta_1$	63°26'
	$\sin\delta_1 = \cos\delta_2$	0,44724
	$\sin\delta_2 = \cos\delta_1$	0,89441
8. Передаточное число	$u = z_2/z_1$	2
9. Коэффициент смещения у шестерни	x_1	+ 0,40
10. Коэффициент изменения толщины зуба шестерни	$x_{\tau 1}$	0
11. Внешняя высота головки зуба	$h_{ae1} = (h_a^* + x_1)\, m_{te}$	7,0000
	$h_{ae2} = 2 h_a^*\, m_{te} - h_{ae1}$	3,0000
12. Внешняя высота ножки зуба	$h_{fe1} = h_{ae2} + 0{,}2\, m_{te}$	4,0000
	$h_{fe2} = h_{ae1} + 0{,}2\, m_{te}$	8,0000
13. Внешняя высота зуба	$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1}$	11,0000
	$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2}$	11,0000
14. Угол ножки зуба	$\mathrm{tg}\,\theta_{f1} = h_{fe1}/R_e$	0,04770
	θ_{f1}	2°44'
	$\mathrm{tg}\,\theta_{f2} = h_{fe2}/R_e$	0,09540
	θ_{f2}	5°27'
15. Угол головки зуба	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$	5°27'
	$\theta_{a2} = \theta_{f1}$	2°44'
16. Угол конуса вершин	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$	32°01'
	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$	66°10'
17. Угол конуса впадин	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$	23°50'
	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	57°59'
18. Внешний делительный диаметр	$d_{e1} = m_{te} z_1$	75,0000
	$d_{e2} = m_{te} z_2$	150,0000
19. Внешний диаметр вершин зубьев	$d_{ae1} = d_{e1} + 2 h_{ae1} \cos\delta_1$	87, 5217
	$d_{ae2} = d_{e2} + 2 h_{ae2} \cos\delta_2$	152,6834
20. Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев	$B_1 = 0{,}5 d_{e2} - h_{ae1} \sin\delta_1$	71,8693
	$B_2 = 0{,}5 d_{e1} - h_{ae2} \sin\delta_2$	34,8168
21. Внешняя окружная толщина зуба	$S_{e1} = (0{,}5\pi + 2 x_1 \mathrm{tg}\alpha + x_{\tau 1})\, m_{te}$	9,3096
	$S_{e1} = \pi\, m_{te} - S_{e1}$	6,3979

РАСЧЕТ ВНЕШНЕЙ ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ТОЛЩИНЫ ЗУБА ПО ХОРДЕ И ВЫСОТЫ ДО НЕЕ (при $X_1 \leq 0{,}4$) *

Табл. 11.3.3

1. Половина внешней угловой толщины зуба	$\psi_{e1} = S_{e1} \cos\delta_1 / d_{e1}$	0,11102
	$\psi_{e2} = S_{e2} \cos\delta_2 / d_{e2}$	0,01907
2. Внешняя делительная толщина зуба по хорде	$\bar{S}_{e1} = d_{e1} \sin\psi_{e1} / \cos\delta_1$	9,2986
	$\bar{S}_{e2} = d_{e2} \sin\psi_{e2} / \cos\delta_2$	6,3422
3. Высота до внешней делительной хорды зуба	$\bar{h}_{ae1} = h_{ae1} + 0{,}25 S_{e1} \psi_{e1}$	7,2584
	$\bar{h}_{ae2} = h_{ae2} + 0{,}25 S_{e2} \psi_{e2}$	3,0305

* Расчет толщины зуба по внешней постоянной хорде и высоты до внешней постоянной хорды (11.1.3.1).

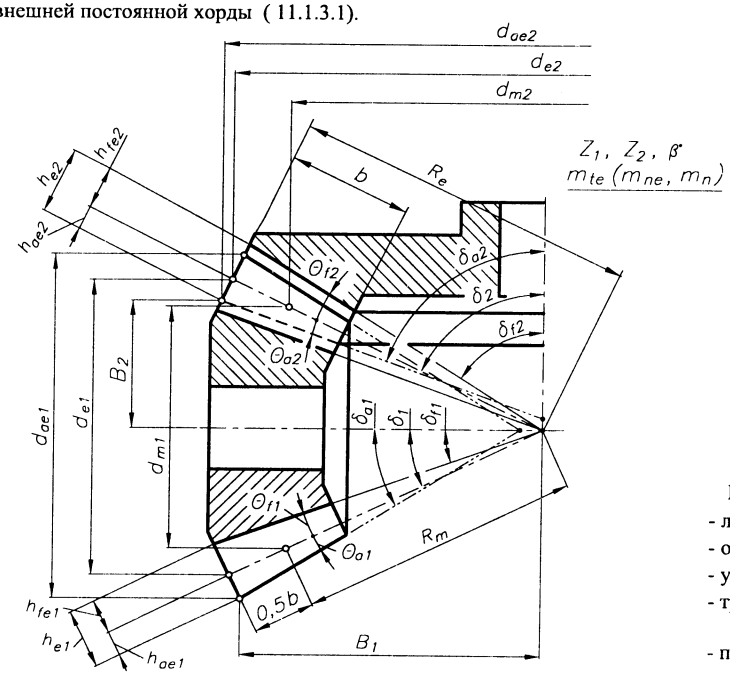
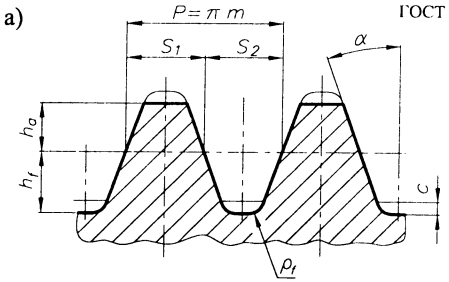


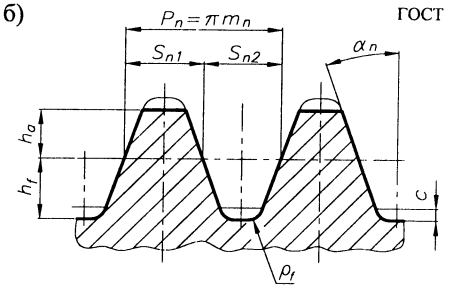
Рис. 11.3.4. Основные размеры и параметры конической передачи

а) ГОСТ 13754-81



$m\ (m_{te}, m_{ne})$	$\alpha = 20°$
$h_a^* = 1{,}0$	$h_{a1} = h_a^* m$
$h_f^* = 1{,}2$	$h_{f1} = h_f^* m$
$c^* = 0{,}2$	$c = c^* m$
$\rho_f^* = 0{,}2$	$\rho_f = \rho_f^* m$

б) ГОСТ 16202-81



m_n	$\alpha_n = 20°$
$h_a^* = 1{,}0$	$h_{a1} = h_a^* m_n$
$h_f^* = 1{,}25$	$h_{f1} = h_f^* m_n$
$c^* = 0{,}25$	$c = c^* m_n$
$\rho_f^* = 0{,}25$	$\rho_f = \rho_f^* m_n$

Рис. 11.3.5. Номинальный исходный контур конических колес:
а) внешний торцевой: - для прямозубых колес;
- для колес с тангенциальным зубом;
б) средний нормальный -
для колес с круговым зубом

Вычисления должны производиться с точностью:
- линейные размеры - с точностью не ниже 0,0001 мм;
- отвлеченные величины - с точностью не ниже 0,0001;
- угловые размеры - с точностью не ниже 1';
- тригонометрические величины - с точностью не ниже 0,00001;
- передаточные числа, числа зубьев, коэффициенты смещения, коэффициенты изменения толщины зуба - с точностью не ниже 0,01.

11.3.3. УСТАНОВОЧНЫЕ БАЗЫ ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС [24, 21, 35, 42, 48]

1. ВАЛ-ШЕСТЕРНИ

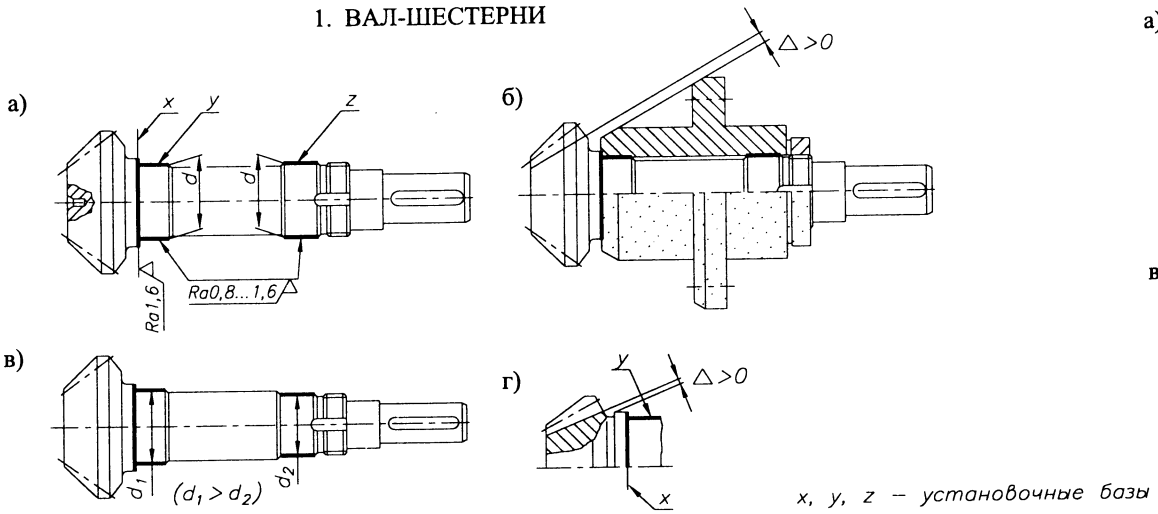


Рис. 11.3.6. Установочные базы для нарезания зубьев на вал-шестернях

2. ШЕСТЕРНИ

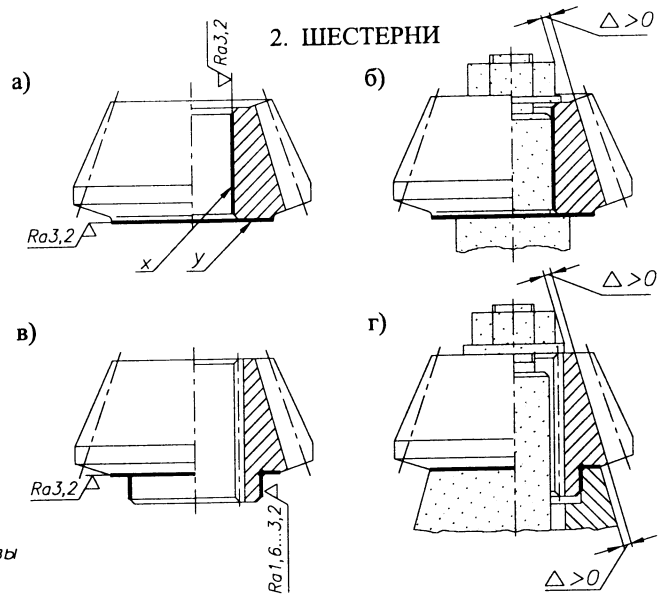


Рис. 11.3.7. Установочные базы для нарезания зубьев на шестернях

3. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

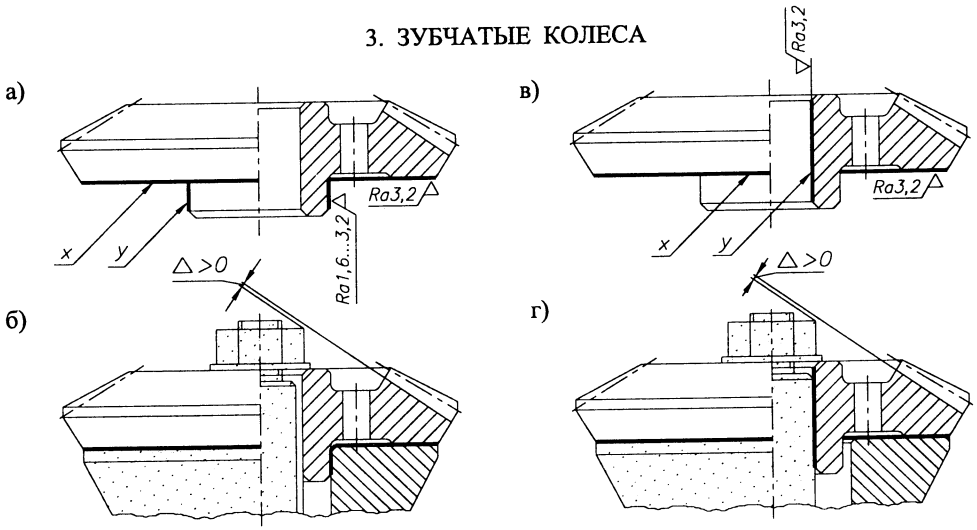


Рис. 11.3.8. Установочные базы для нарезания зубьев на зубчатых колесах

4. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА-ДИСКИ

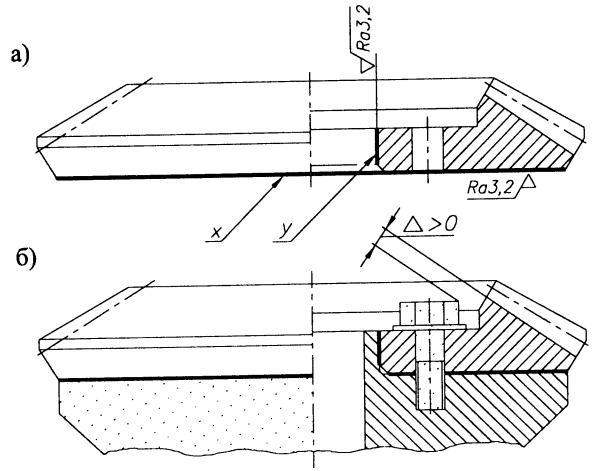


Рис. 11.3.9. Установочные базы для нарезания зубьев на колесах-дисках

11.3.4. КОНСТРУКЦИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС [4, 21, 42, 48]

1. ВАЛ-ШЕСТЕРНИ

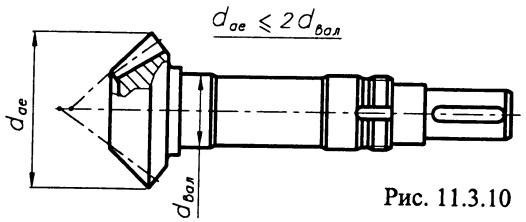


Рис. 11.3.10

2. ШЕСТЕРНИ

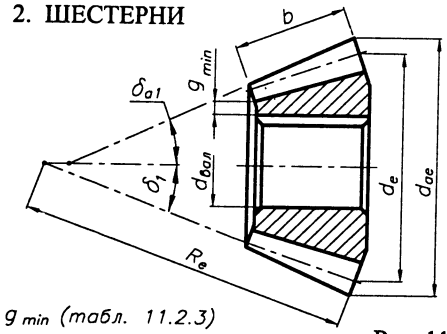


Рис. 11.3.11

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

d_e – наружный делительный диаметр;
d_{ae} – наружный диаметр вершин зубьев;
b – ширина венца;
$m_{te\,(ne)}$ – наружный (нормальный) модуль;
δ – угол делительного конуса;
R_e – образующая конуса на наружном диаметре;
материал зубчатого колеса;
$d_{вал}$ – диаметр вала;
$d_{cm} = d_{вал} + 2g_{cm}$ – диаметр ступицы;
$L_{cm} = (1{,}4...1{,}8)d_{вал}$ – длина ступицы.

При конструировании конических колес необходимо выполнить условие $\Delta > 0$ для нарезания зубьев (рис. 11.3.6б,г, 11.3.7б,г, 11.3.8б,г, 11.3.9б, 11.3.16).

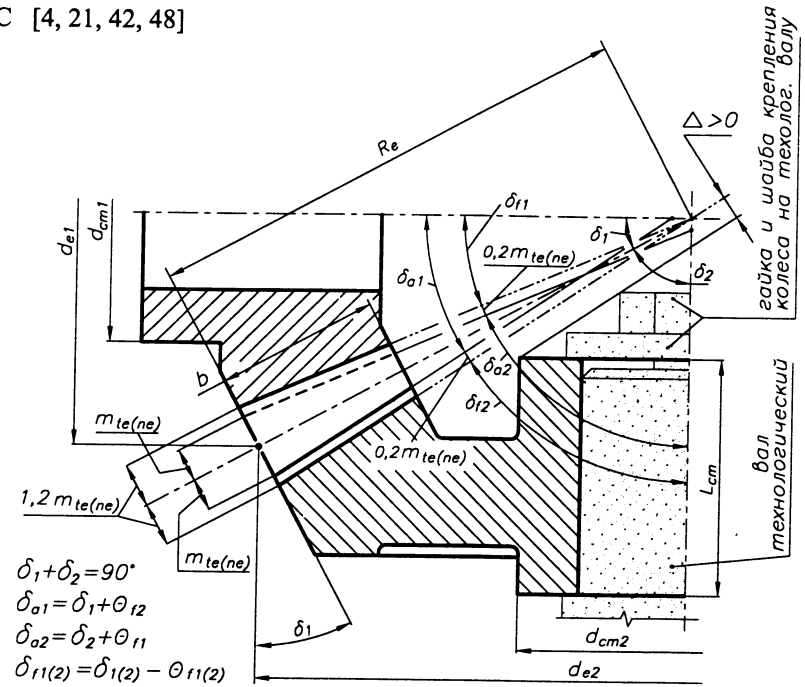


Рис. 11.3.16. Зубчатые колеса с осевой формой зуба I и постоянным радиальным зазором по ширине зубчатого колеса

3. КОЛЕСА КОВАННЫЕ

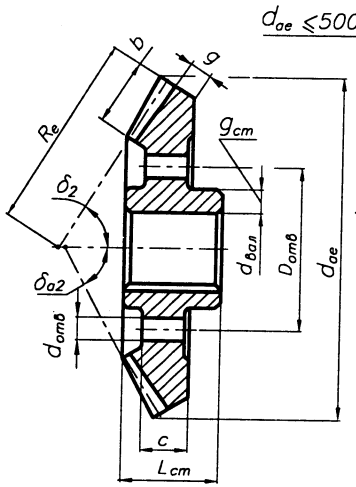


Рис. 11.3.12

4. КОЛЕСА ШТАМПОВАННЫЕ

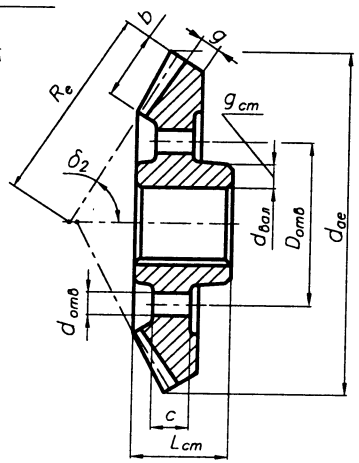
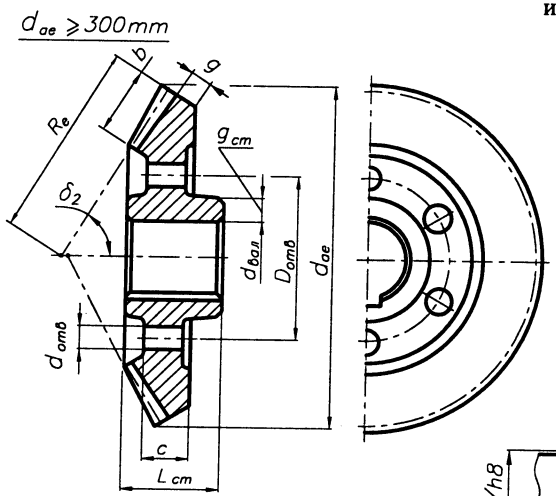


Рис. 11.3.13

5. КОЛЕСА ЛИТЫЕ



$D_{отв}$, $d_{отв}$ – выбираются конструктивно

Рис. 11.3.14

6. КОЛЕСА СБОРНЫЕ

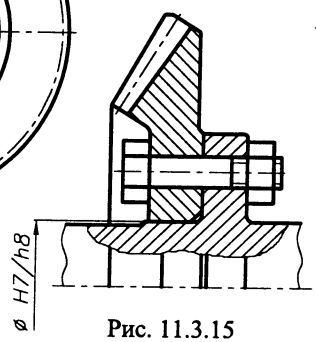


Рис. 11.3.15

Для кованых и штампованных колес
$g = (2{,}0...3{,}5)m_{ne} \geqslant 10$ мм;
$c = (0{,}15...0{,}30)b \geqslant 10$ мм;
$g_{cm} = (0{,}25...0{,}35)d_{вал}$.

Для литых колес
– при диаметрах $d_{ae} \leqslant 400$ мм
$g = (2{,}5...4{,}0)m_{te} \geqslant 10$ мм;
$c = (0{,}2...0{,}4)b \geqslant 10$ мм;
$g_{cm} = (0{,}35...0{,}45)d_{вал} \geqslant 10$ мм – ст. литье;
$g_{cm} = (0{,}40...0{,}45)d_{вал} \geqslant 10$ мм – чугун;
– при диаметрах $400 < d_{ae} \leqslant 1000$ мм
$g = (2{,}5...3{,}5)m_{te} \geqslant 10$ мм;
$c = 0{,}2b \geqslant 10$ мм;
$g_{cm} = (0{,}30...0{,}40)d_{вал} \geqslant 10$ мм – ст. литье;
$g_{cm} = 0{,}4\,d_{вал} \geqslant 10$ мм – чугун.

11.3.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС [4, 21, 42, 48]

1. ПАРАМЕТРЫ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

На чертеже конического зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 2.405–75 должны быть указаны размеры (рис. 11.3.17) и помещена одна из таблиц параметров зубчатого венца (табл. 11.3.4).

Табл. 11.3.4. Таблицы параметров зубчатого венца для:
а) прямых зубьев;
б) тангенциальных зубьев;
в) круговых зубьев

а)

Внешн.окр.модуль	m_{te}	
Число зубьев	z	
Тип зуба	Прямой	
Внешн.исх.контур	ГОСТ 13754–81	
Коэф.смещения	x_e	
Коэф.изм.толщ.зуб.	x_τ	
Угол делит.конуса	δ	
Степень точн.	–	
Внешн.пост. хорда	$\bar{S}_{ce}$	
Высота до вн.хорды	$\bar{h}_{ce}$	
Межос.угол передач.	Σ	
Средн.окр.модуль	m_m	
Внеш.конус.расст.	R_e	
Средн.конус.расст.	R_m	
Средн.делит.диам.	d_m	
Угол конуса впадин	δ_f	
Внешн.высота зуба	h_e	
Сопряж. зуб.кол. № рис.	–	
Числ.зуб.	z	
	10	35

7min 20; 110

б)

Внешн.норм.модуль	m_{ne}	
Число зубьев	z	
Тип зуба	Тангенц.	
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325–73		
Угол наклона зуба	β_{ne}	
Направл.линии зуб.	Правое	
Норм.исх.контур	ГОСТ 13754–81	
Коэф.смещения	x_{ne}	
Коэф.изм.толщ.зуб.	x_τ	
Угол делит.конуса	δ	
Степень точн.	–	
Внешн.пост. хорда	$\bar{S}_{ce}$	
Высота до хорды	$\bar{h}_{ce}$	
Межос.угол передач.	Σ	
Средн.норм.модуль	m_n	
Внеш.конус.расст.	R_e	
Средн.конус.расст.	R_m	
Средн.делит.диам.	d_m	
Угол конуса впадин	δ_f	
Внешн.высота зуба	h_e	
Сопряж. зуб.кол. № рис.	–	
Числ.зуб.	z	

в)

Средн.норм.модуль	m_n	
Число зубьев	z	
Тип зуба	Круговой	
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325–73		
Угол наклона зуба	β_n	
Направл.линии зуб.	Левое	
Ср.норм.исх.контур	ГОСТ 16202–81	
Коэф.смещения	x_n	
Коэф.изм.толщ.зуб.	x_τ	
Угол делит.конуса	δ	
Ном.диаметр зуборезной головки	d_a	
Степень точн.	–	
Средн.пост.хорда	$\bar{S}_c$	
Высота до хорды	$\bar{h}_c$	
Межос.угол передач.	Σ	
Внешн.окр.модуль	m_{te}	
Внеш.конус.расст.	R_e	
Средн.конус.расст.	R_m	
Средн.делит.диам.	d_m	
Угол конуса впадин	δ_f	
Внешн.высота зуба	h_e	
Сопряж. зуб.кол. № рис.	–	
Числ.зуб.	z	

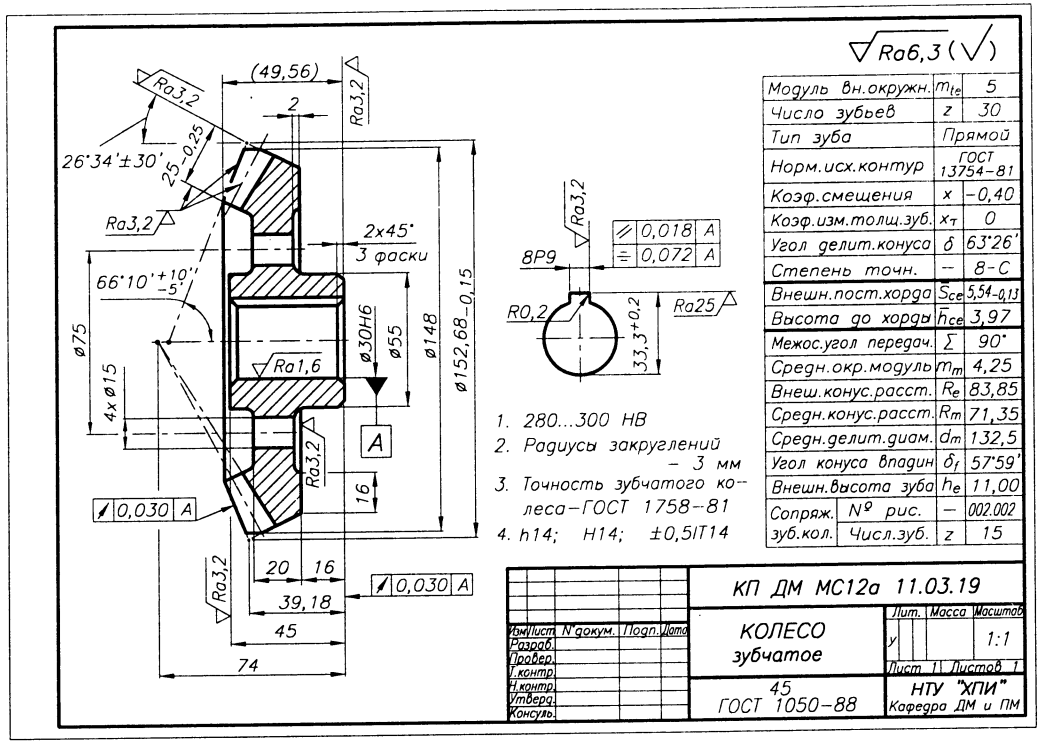


Рис. 11.3.19

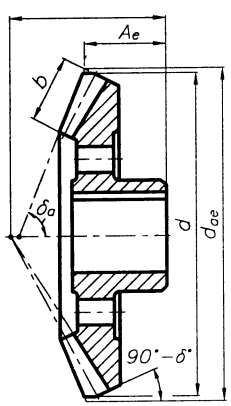


Рис. 11.3.17

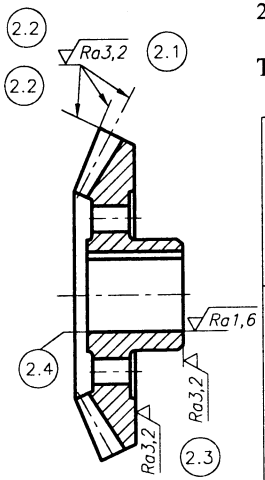


Рис. 11.3.18

2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

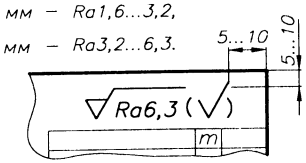
Табл. 11.3.5. Шероховатость поверхностей

	Степень точности зубчатого колеса			
	6	7	8	9
2.1. Рабочая поверхность зубьев	Ra1,6	Ra3,2	Ra3,2...6,3	Ra6,3
2.2. Поверхности вершин зубьев и внешнего дополнительного конуса	Ra3,2	Ra3,2	Ra3,2	Ra6,3
2.3. Боковая поверхность ступицы	Ra1,6	Ra1,6	Ra3,2	Ra3,2

2.4. Поверхности установочных баз – 11.3.3.

2.5. Поверхность ступицы, сопряженная с валом
для $d_{вал} \leqslant 80$ мм – Ra1,6...3,2,
для $d_{вал} > 80$ мм – Ra3,2...6,3.

2.6. Другие необозначенные поверхности



3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

Табл. 11.3.6. Точность заготовок конических колес, зависящая от модуля (рис. 11.3.20)

Модуль нормальный m_n, мм	1÷8	> 8
Отклонения наружного диаметра вершин зубьев d_{ae}, мкм	0 -150	0 -250
Отклонения высоты конуса наружного диаметра вершин зубьев A_e, мкм	0 -80	0 -100
Отклонения угла конуса вершин зубьев δ_a	+10' -5'	+5' -3'
Отклонения угла дополнительного конуса (90°-δ)	±30'	±15'
Отклонения ширины зубьев b, мкм	0 -250	
Отклонения длины ступицы $L_{ст}$, мкм	0 -250	
Отклонения базовых отверстий Отклонения базовых валов	H6 (H7) 6 степень точности	

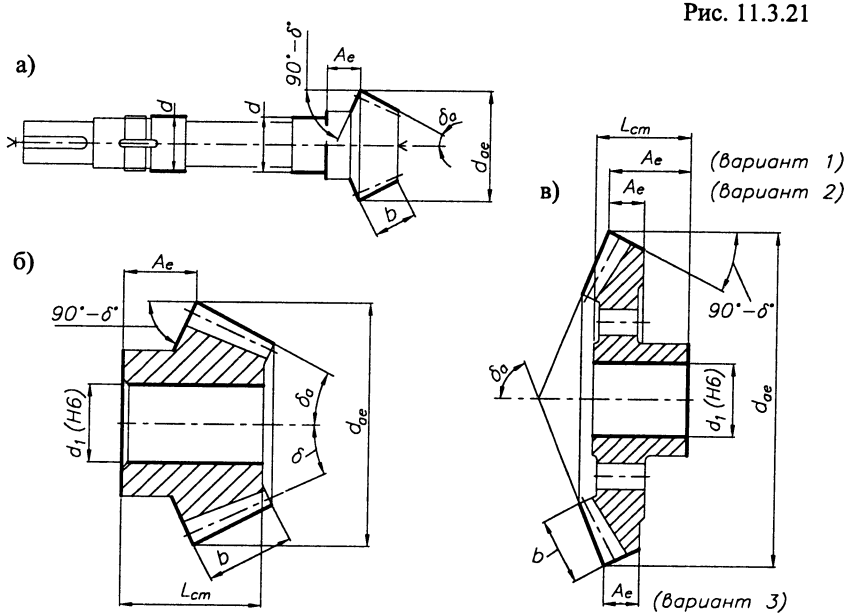


Рис. 11.3.20. Размеры, требующие указания точности, для заготовок: а) вал-шестерни; б) шестерни; в) колеса

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ [48]

Табл. 11.3.7. Допуски формы и расположения поверхностей заготовок конической шестерни (рис. 11.3.21)

Диаметр отверстия d_1, мм	25...100	100...150	150...200	>200
Радиальное биение наружного диаметра вершин зубьев d_{ae}, мкм	25	38	50	75
Базовая поверхность d_2, мм	25...100	100...150	150...200	>250
Торцевое биение поверхности d_2, мкм	15	25	35	45

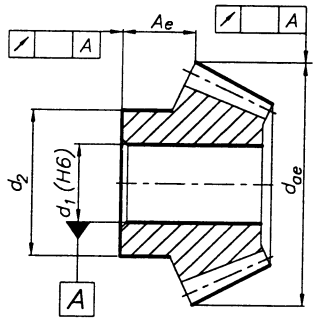


Рис. 11.3.21

Табл. 11.3.8. Допуски формы и расположения поверхностей заготовок конической вал-шестерни (рис. 11.3.22)

Базовая поверхность d, мм	25...100	100...150	150...200	>200
Торцевое биение поверхности d_3, мкм	5	8	12	15

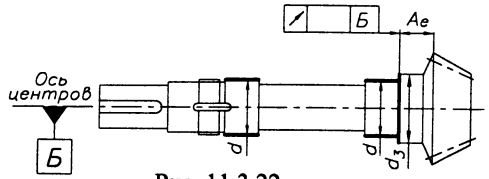


Рис. 11.3.22

Табл. 11.3.9. Допуски формы и расположения поверхностей заготовок конического колеса (рис. 11.3.23)

Наружный диаметр (базовой) поверхности d_3, мм	25...100	100...150	150...200	>250
Торцевое биение поверхности d_3, мкм	10...15	15...25	25...35	30...45
Биение поверхности вершин зубьев, мкм	30	40	50	60
Торцевое биение поверхности d_2, мкм	15	25	35	45
Радиальное биение наружного диаметра вершин зубьев d_{ae}, мкм	25	38	50	60

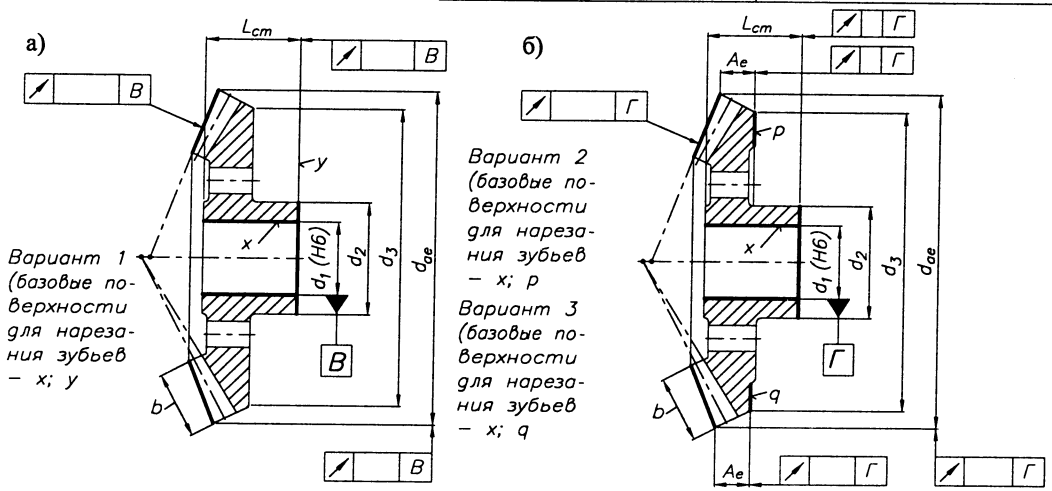
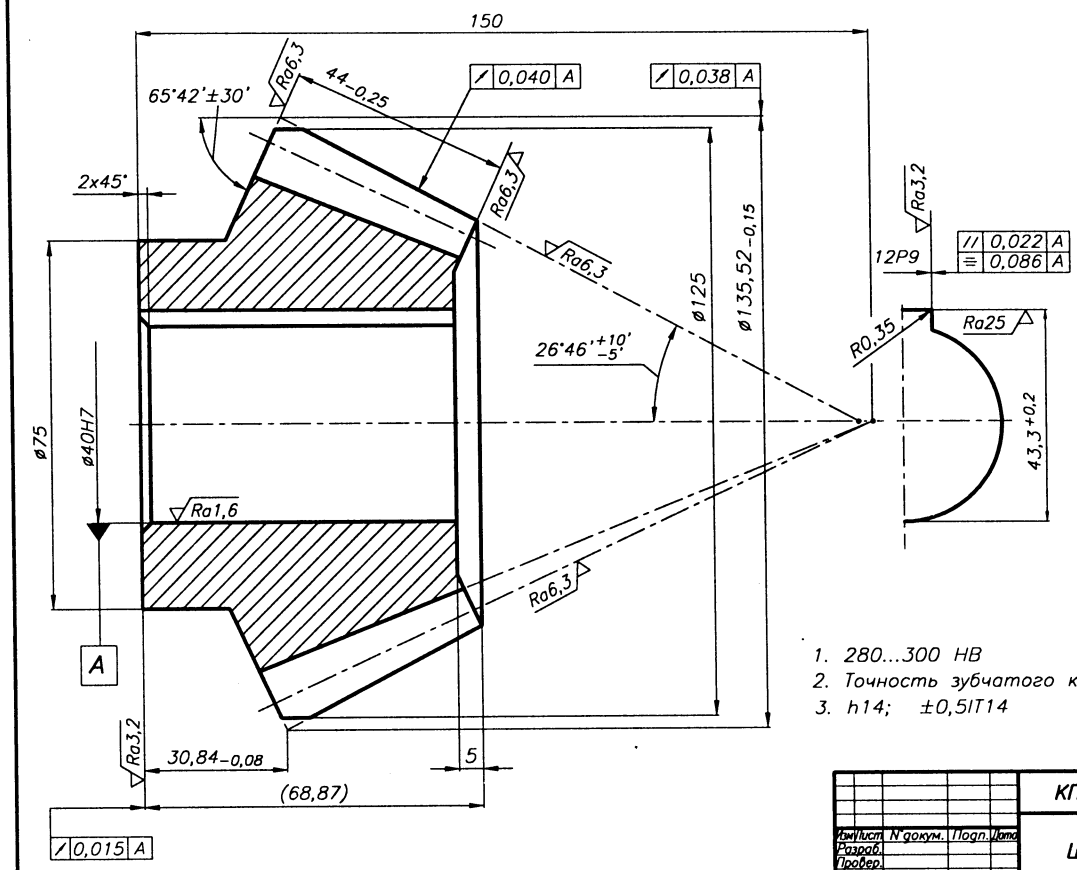


Рис. 11.3.23. Допуски формы и расположения поверхностей для вариатов 1, 2, 3 выполнения заготовок конического колеса при различных базовых поверхностях для нарезания зубьев

11.3.6. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

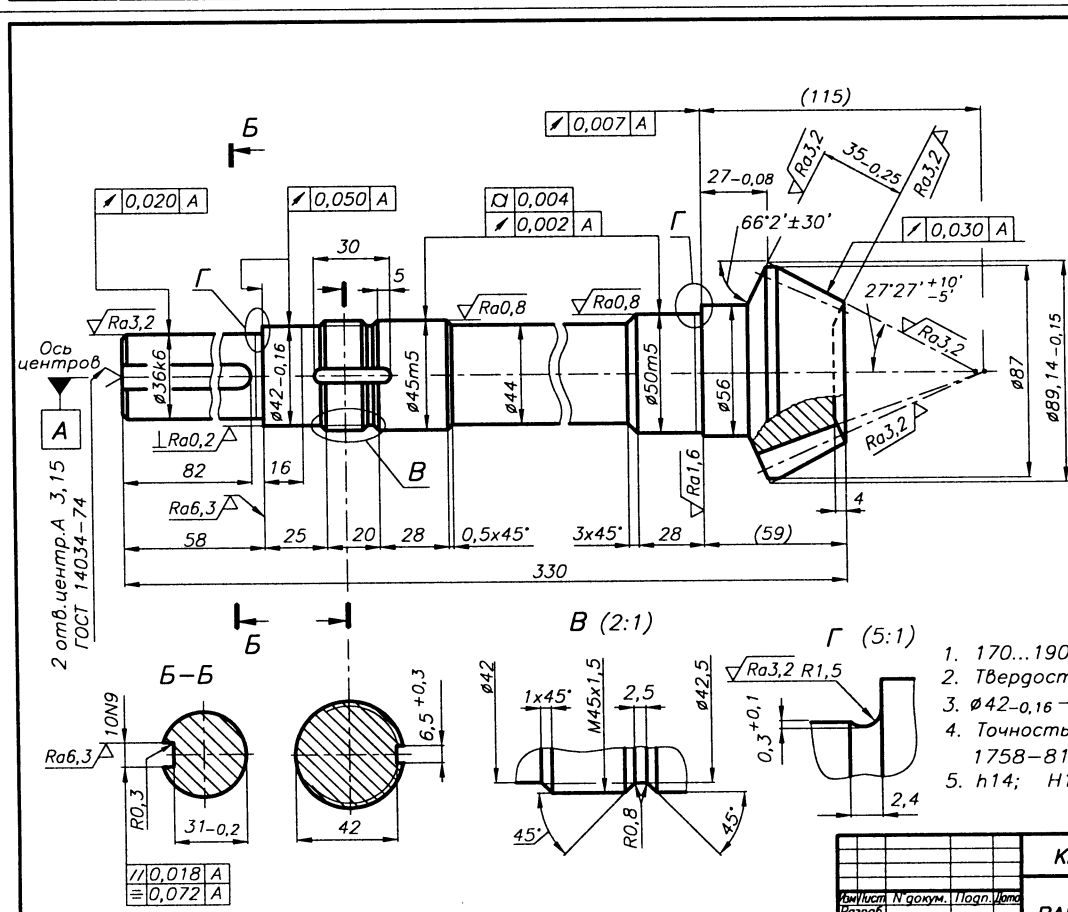


Модуль вн.окружн.	m_{te}	8
Число зубьев	z	14
Тип зуба		Прямой
Норм.исх.контур		ГОСТ 13754–81
Коэф.смещения	x	+0,47
Коэф.изм.толщ.зуб.	x_T	0
Угол делит.конуса	δ	24°18'
Степень точн.	–	8-C
Толщ.зуба по хорде	$\bar{S}$	4,49
Высота до хорды	$\bar{h}_a$	8,24
Межос.угол передач.	Σ	90°
Средн.окр.модуль	m_m	6,71
Внеш.конус.расст.	R_e	136,06
Средн.конус.расст.	R_m	114,06
Средн.делит.диам.	d_m	93,89
Угол конуса впадин	δ_f	18°43'
Внешн.высота зуба	h_e	17,60
Сопряж. зуб.кол. № рис.		002.004
Числ.зуб.	z	31

1. 280...300 HB
2. Точность зубчатого колеса–ГОСТ 1758–81
3. h14; ±0,5IT14

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 11.03.24
Разраб.					ШЕСТЕРНЯ — Лит. / Масса / Масштаб 2:1
Провер.					Лист 1 Листов 1
Т.контр.					45Х ГОСТ 4543–71
Н.контр.					БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ
Утверд.					
Консульт.					

Рис. 11.3.24

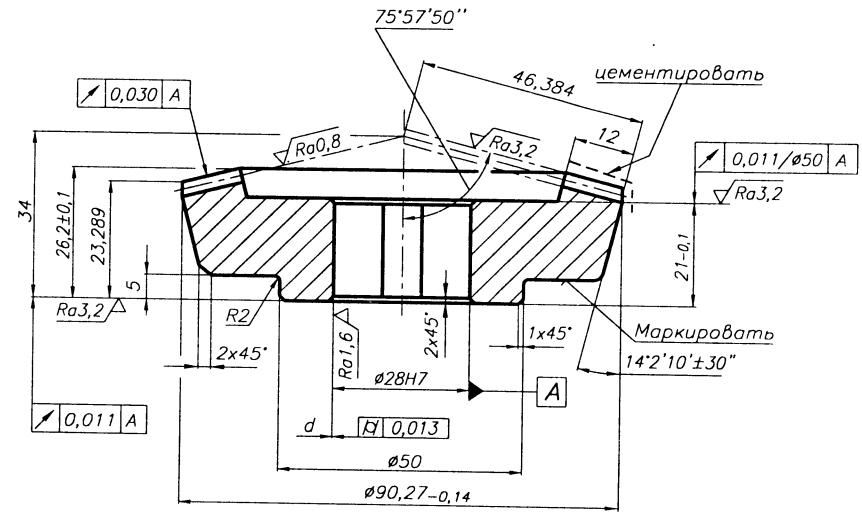


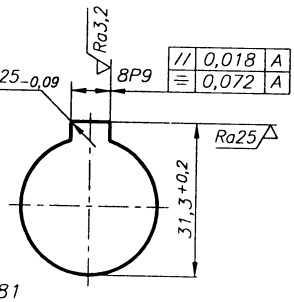
Модуль вн.окружн.	m_e	5
Число зубьев	z	16
Тип зуба		Прямой
Норм.исх.контур		ГОСТ 13754–81
Коэф.смещения	x	0
Коэф.изм.толщ.зуб.	x_T	0
Угол делит.конуса	δ	23°58'
Степень точн.	–	8-C
Толщ.зуба по хорде	$\bar{S}_{ce}$	3,74
Высота до хорды	$\bar{h}_{ce}$	6,46
Межос.угол передач.	Σ	90°
Средн.окр.модуль	m_m	4,11
Внеш.конус.расст.	R_e	98,49
Средн.конус.расст.	R_m	80,99
Средн.делит.диам.	d_m	65,78
Угол конуса впадин	δ_f	20°29'
Внешн.высота зуба	h_e	11,0
Сопряж. зуб.кол. № рис.	–	002.005
Числ.зуб.	z	36

1. 170...190 HB
2. Твердость зубьев 270...290 HB
3. $ø42_{-0,16}$ – h 0,3...0,4; 45...48 HRC
4. Точность зубчатого колеса–ГОСТ 1758–81
5. h14; H14; ±0,5IT14

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 11.03.25
Разраб.					ВАЛ–ШЕСТЕРНЯ — Лит. / Масса / Масштаб 1:1
Провер.					Лист 1 Листов 1
Т.контр.					40Х ГОСТ 4543–71
Н.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Утверд.					
Консульт.					

Рис. 11.3.25





$\sqrt{Ra12,5}$ ($\sqrt{}$)

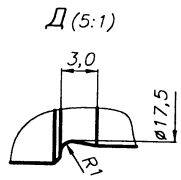
Средн.норм.модуль	m_n	1,5
Число зубьев	z	44
Тип зуба		Круговой
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73		III
Угол наклона зуба	β_m	32°37'
Направл.линии зуб.		Правое
Ср.норм.исх.контур		ГОСТ 16202-81
Коэф.смещения	x_n	-0,58
Коэф.изм.толщ.зуб.	x_τ	0
Угол делит.конуса	δ	75°57'50''
Ном.диаметр зуборезной головки	d_o	75
Степень точн.	—	7-C
Толщ.зуба по хорде	$\bar{S}$	$1,747^{-0,059}_{-0,129}$
Высота сверх хорды	$\bar{h}_a$	0,558
Межос.угол передач.	Σ	90°
Внешн.окр.модуль	m_{te}	2,045
Внеш.конус.расст.	R_e	46,384
Средн.конус.расст.	R_m	34,384
Средн.делит.диам.	d_m	33,358
Угол конуса впадин	δ_f	75°57'50''
Внешн.высота зуба	h_e	3,150
Сопряж. зуб.кол. № рис.	—	002.006
Сопряж. зуб.кол. Числ.зуб.	z	11
Передаточное число	u	4

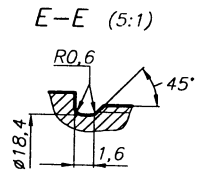
3. Науглероживать на глубину 0,2...0,3 мм с последующей термообработкой до твердости 52...56 HRC
4. Зубья после термообработки притирать и маркировать комплекты колес
5. Твердость сердцевины – 39...48 HRC
6. h14; ±0,5IT14
7. Точность зубчатого колеса–ГОСТ 1758-81

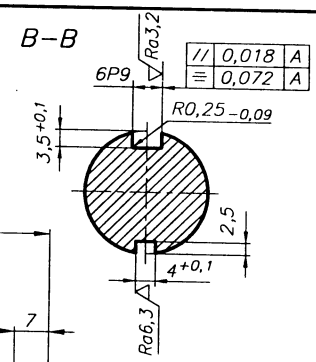
1. Острые кромки затупить
2. После черновой обработки произвести нормализацию или улучшение

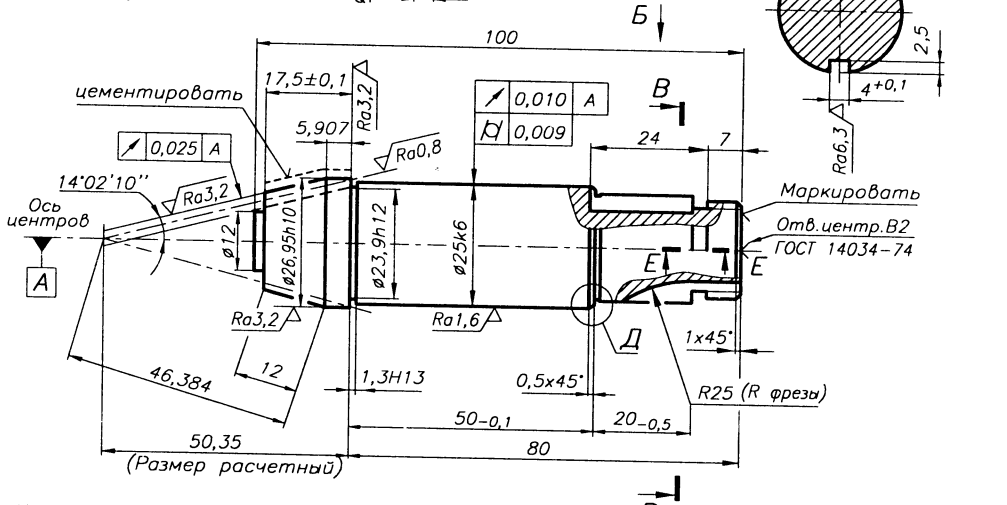
Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 11.03.26	
Разраб.	Конопка М.			КОЛЕСО зубчатое	Лит. / Масса / Масштаб 2:1
Провер.					Лист 1 Листов 1
Т.контр.				18ХГТ ГОСТ4543-71	БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ
Н.контр.					
Утверд.					
Консульт.					

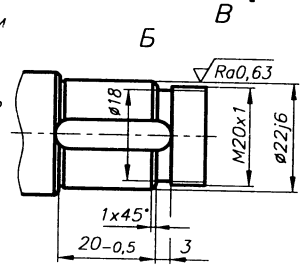
Рис. 11.3.26











$\sqrt{Ra12,5}$ ($\sqrt{}$)

Средн.норм.модуль	m_n	1,5
Число зубьев	z	11
Тип зуба		Круговой
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73		III
Угол наклона зуба	β_m	32°37'
Направл.линии зуб.		Левое
Ср.норм.исх.контур		ГОСТ 16202-81
Коэф.смещения	x_n	+0,58
Коэф.изм.толщ.зуб.	x_τ	0
Угол делит.конуса	δ	14°02'10''
Ном.диаметр зуборезной головки	d_o	75
Степень точн.	—	7-C
Толщ.зуба по хорде	$\bar{S}$	$3,082^{-0,054}_{-0,124}$
Высота до хорды	$\bar{h}_a$	2,460
Межос.угол передач.	Σ	90°
Внешн.окр.модуль	m_{te}	2,045
Внеш.конус.расст.	R_e	46,384
Средн.конус.расст.	R_m	34,384
Средн.делит.диам.	d_m	16,679
Угол конуса впадин	δ_f	14°02'10''
Внешн.высота зуба	h_e	3,150
Сопряж. зуб.кол. № рис.	—	002.007
Сопряж. зуб.кол. Числ.зуб.	z	44
Передаточное число	u	4

2. Науглероживать на глубину 0,2...0,3 мм с последующей термообработкой до твердости 52...56 HRC
3. Зубья после термообработки притирать и маркировать комплекты колес
4. Твердость сердцевины–39...48 HRC
5. h14; ±0,5IT14
6. Точность зубчатого колеса–ГОСТ 1758-81

1. Острые кромки затупить

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 11.03.27	
Разраб.	Конопка М.			ВАЛ–ШЕСТЕРНЯ	Лит. / Масса / Масштаб 2:1
Провер.					Лист 1 Листов 1
Т.контр.				18ХГТ ГОСТ4543-71	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Н.контр.					
Утверд.					
Консульт.					

Рис. 11.3.27

11.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯКОВ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС [4, 21, 22, 42, 46]

11.4.1. ВИДЫ ЧЕРВЯКОВ [21, 22, 42]

Табл. 11.4.1. Виды цилиндрических червяков

ГОСТ 18498-89

			Профиль червяка в сечениях	
			О–О	N–N
1.	Архимедов червяк (червяк ZA)	Цилиндрический линейчатый червяк, теоретический торцевой профиль витка которого является архимедовой спиралью	прямолинейный	криволинейный
2.	Эвольвентный червяк (червяк ZI)	Цилиндрический линейчатый червяк, теоретический торцевой профиль витка которого является эвольвентой окружности	криволинейный	прямолинейный
3.	Червяк с прямолинейным профилем витка (червяк ZN1)	Конволютный червяк с прямолинейным профилем в нормальном сечении по витку	криволинейный	прямолинейный
4.	Червяк с прямолинейным профилем впадины (червяк ZN2)	Конволютный червяк с прямолинейным профилем в нормальном сечении по впадине	криволинейный	прямолинейный
5.	Червяк, образованный конусом (червяк ZK1)	Цилиндрический образованный конусом червяк, ось которого скрещивается с осью производящего конуса под углом, равным делительному углу подъема линии витка червяка	криволинейный	прямолинейный
6.	Червяк, образованный конусом (червяк ZK2)	Цилиндрический червяк, образованный производящим конусом, выполненным в виде пальцевого инструмента, где ось червяка пересекается с осью производящего конуса под прямым углом	криволинейный	криволинейный
7.	Червяк, образованный тором (червяк ZT)	Цилиндрический нелинейчатый червяк, у которого главная поверхность витка является огибающей поверхности производящего тора при его винтовом движении.	криволинейный	криволинейный

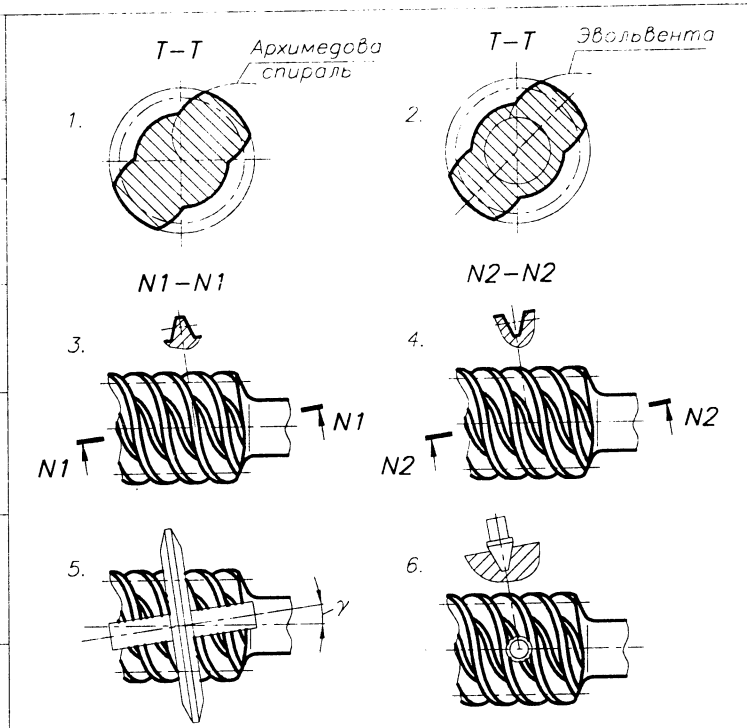
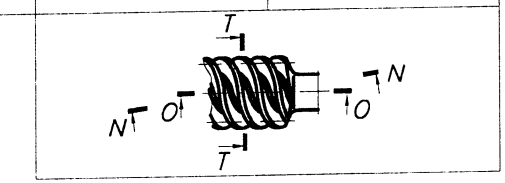


Рис. 11.4.1. Виды червяков и сечения профилей



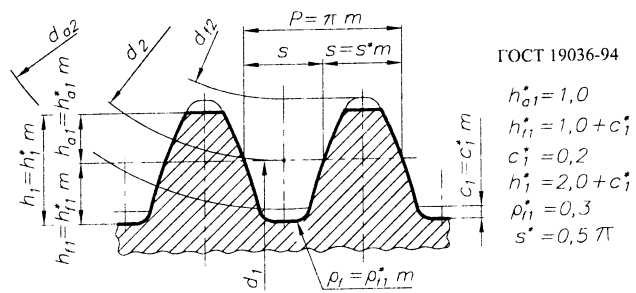
11.4.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ЧЕРВЯКОМ

Табл. 11.4.2

ГОСТ 19650-74

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:				
Модуль	$m = 6{,}3$ мм	1. Число зубьев червячного колеса	$z_2 = z_1 u$	40 Принимаем 39
Коэффициент диаметра червяка	$q = 10$	2. Действительное передаточное число	$u_д = z_2 / z_1$	19,5
Число витков червяка	$z_1 = 2$	3. Коэффициент смещения червяка	$x = a_w/m - 0{,}5\,(q + z_2)$	0,897
Вид червяка	ZI	4. Делительный диаметр		
Угол профиля	$\alpha = 20°$	червяка	$d_1 = m\,q$	63,00 мм
Коэффициент высоты витка	$h^* = 2{,}0 + 0{,}2\cos\gamma$	червячного колеса	$d_2 = m\,z_2$	245,70 мм
Коэффициент высоты головки	$h_a^* = 1{,}0$	5. Начальный диаметр червяка	$d_{w1} = m\,(q + 2x)$	74,30 мм
Коэффициент расчетной толщины	$s^* = 1{,}571$	6. Делительный угол подъема	$\operatorname{tg}\gamma = z_1/q$	0,20 $\gamma = 11°19'$
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f^* = 0{,}3$	7. Начальный угол подъема	$\operatorname{tg}\gamma_w = m\,z_1/d_{w1}$	0,1696 $\gamma_w = 9°37'$
Межосевое расстояние	$a_w = 160$ мм	8. Основной угол подъема	$\cos\gamma_b = \cos\alpha\cdot\cos\gamma$	0,9214 $\gamma_b = 22°52'$
Передаточное число	$u = 20$			

(Продолжение табл. 11.4.2 на след. стр.)



ГОСТ 19036-94

$h_{a1}^* = 1{,}0$
$h_{f1}^* = 1{,}0 + c_1^*$
$c_1^* = 0{,}2$
$h_1^* = 2{,}0 + c_1^*$
$\rho_{f1}^* = 0{,}3$
$s^* = 0{,}5\,\pi$

Рис. 11.4.2. Исходный червяк и исходный производящий червяк

Продолжение табл. 11.4.2

9. Основной диаметр червяка	$d_{b1} = m z_1 / \mathrm{tg}\,\gamma_b$	29,89 мм
10. Высота витка червяка	$h_1 = h_1^* m = (2{,}0 + 0{,}2 \cos\gamma)$	13,84 мм
11. Высота головки витка червяка	$h_{a1} = h_a^* m$	6,3 мм
12. Диаметр вершин витков червяка	$d_{a1} = d_1 + 2 h_{a1}$	75,60 мм
зубьев червячного колеса	$d_{a2} = d_2 + 2(h_a + x) m$	269,60 мм
13. Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{aм2} \leqslant d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$	279 мм
14. Радиус кривизны переходной кривой червяка	$\rho_{f1} = \rho_f m$	1,9 мм
15. Длина нарезной части червяка	b_1 (табл. 4.2.20)	100 мм Принимаем 125 мм
16. Ширина венца колеса	b_2 (табл. 4.2.20)	55 мм

Размеры для контроля взаимного положения профилей витков червяка

1. Расчетный шаг червяка	$p_1 = m\pi$	19,792 мм
2. Ход червяка	$p_{z1} = p_1 z_1$	39,584 мм
3. Делительная толщина по хорде витка червяка	$\bar{S}_{a1}$ (11.1.4.1 п. 1)	9,71 мм
4. Высота до хорды витка	$\bar{h}_{a1}$ (11.1.4.1 п. 2)	6,314 мм
5. Диаметр роликов	$D > 1{,}67\,m$ (11.1.4.2)	10,5 мм Принимаем 10,95 мм
6. Размер червяка по роликам	$M = d_1 - (p_1 - s^* m)\cos\gamma / \mathrm{tg}\,\alpha + D(1/\sin\alpha + 1)$	79,51 мм

11.4.3. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯКОВ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС [4, 9, 16, 21, 42]

ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

a_w – межосевое расстояние;
d_{a1} – диаметр вершин зубьев червяка;
d_{a2} – диаметр вершин зубьев червячного колеса;
b_1 – длина нарезной части червяка;
b_2 – ширина червячного колеса;
m – модуль;
$d_{вал}$ – диаметр вала.

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

$d_{ст} = d_{вал} + 2g_{ст}$;
$L_{ст} = (1{,}4...1{,}8)\,d_{вал}$;
$g_{ст} = (0{,}35...0{,}40)\,d_{вал}$ – ст. литье;
$g_{ст} = (0{,}40...0{,}45)\,d_{вал}$ – чугун;
$2\varphi = (100°...110°)$;
$c = (0{,}2...0{,}3)\,b_2$;
$h = (0{,}25...0{,}40)\,b_2$;
$t = 0{,}1\,b_2$.
$d_{винт} = (0{,}6...0{,}7)g$;
$L_{винт} = (2{,}0...3{,}0)\,d_{винт}$;
$D_{отв} = 0{,}5(d_{a2} - 4{,}4m - 4g + d_{ст})$;
$d_{отв} = 0{,}25(d_{a2} - 4{,}4m - 4g - d_{ст})$;
$D_{отв}$, $d_{отв}$ – округляются до целых чисел;

1. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯКОВ

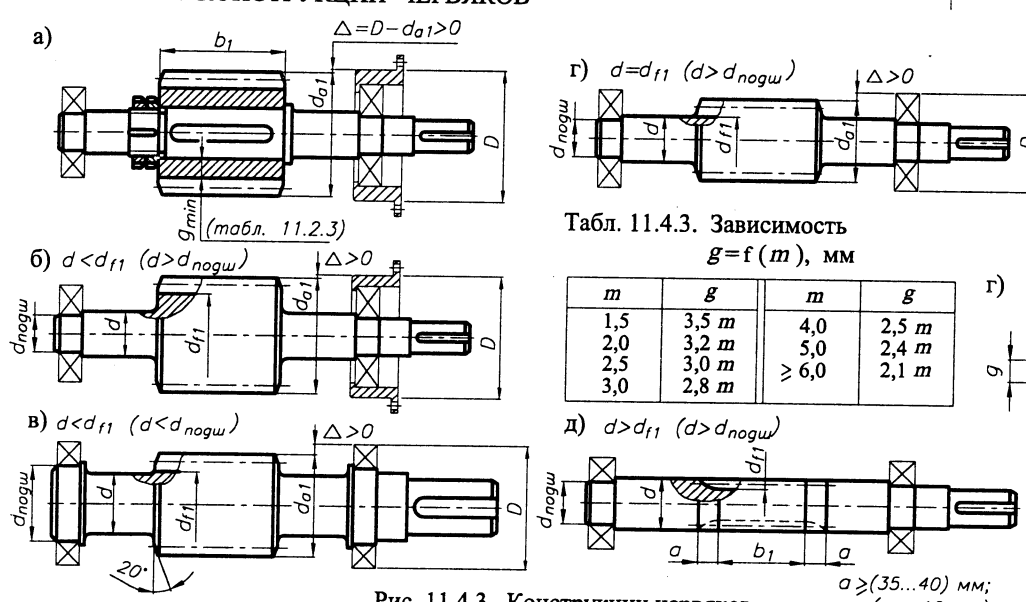


Рис. 11.4.3. Конструкции червяков

Табл. 11.4.3. Зависимость $g = f(m)$, мм

m	g	m	g
1,5	3,5 m	4,0	2,5 m
2,0	3,2 m	5,0	2,4 m
2,5	3,0 m	$\geqslant 6{,}0$	2,1 m
3,0	2,8 m		

2. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

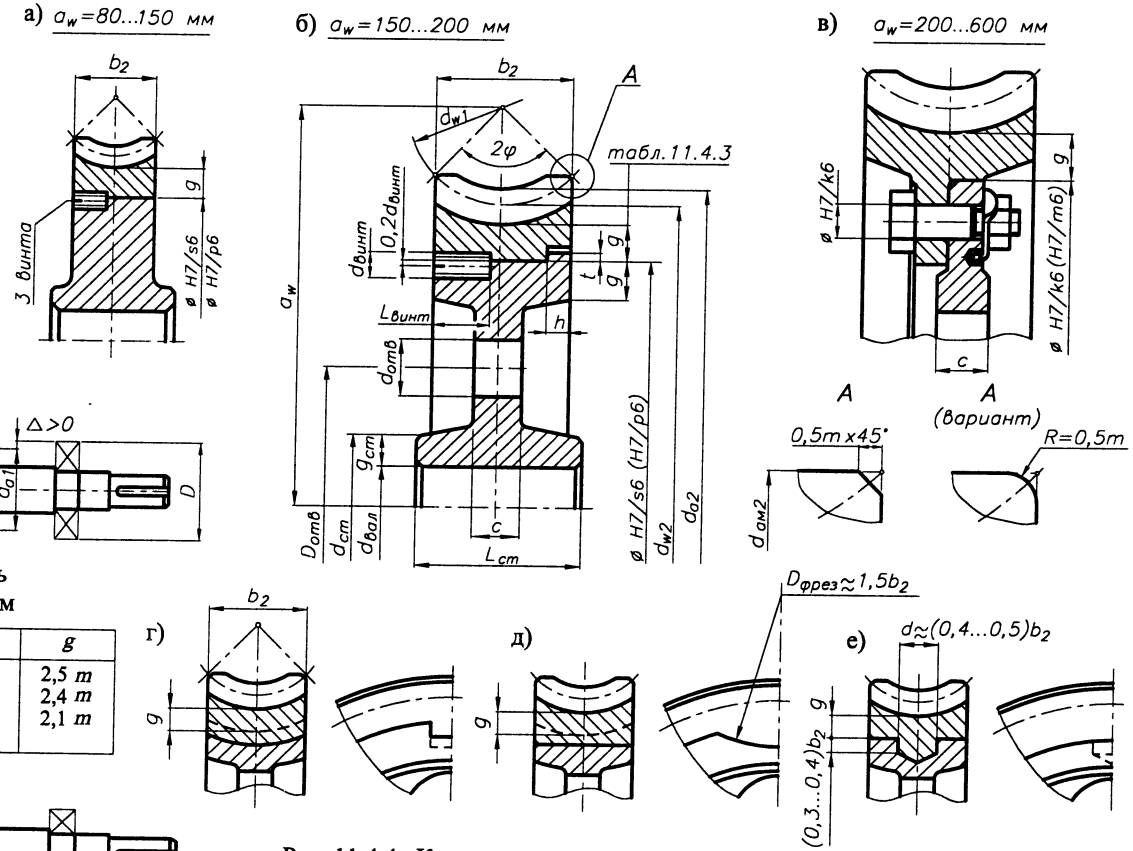


Рис. 11.4.4. Конструкции червячных колес:
а)...в) при единичном и мелкосерийном производстве;
г)...е) при серийном производстве

11.4.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯКОВ [4, 21, 42]

1. ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯКОВ

На чертеже цилиндрического червяка в соответствии с ГОСТ 2.406–76 должны быть указаны размеры (рис. 11.4.5) и помещена следующая таблица параметров червяка (табл. 11.4.4).

Табл. 11.4.4

Модуль	m	
Число витков	z_1	
Вид червяка	–	ZA
Делит.угол подъем.	γ	
Направл.лин.витк.	–	
Исходный червяк	ГОСТ 19036–81	
Коэф.смещения	x	
Степень точн.	–	
Дел.толщ.витк.по хорд.	$\bar{S}_{a1}$	
Высота до хорды	$\bar{h}_{a1}$	
Делит.диаметр	d_1	
Ход витка	p_{z1}	
Коэф.диам.черв.	q	
Межос.расстоян.	a_w	
Сопряж. зуб.кол. — № рис.	–	
Числ.зуб.	z_2	
	10	35

110

min 7, 20

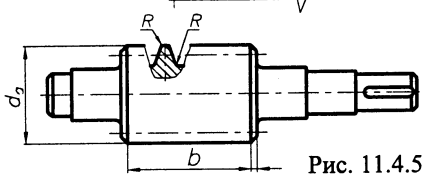


Рис. 11.4.5

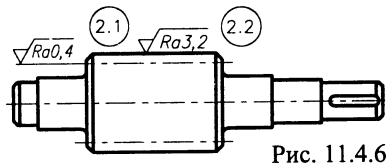


Рис. 11.4.6

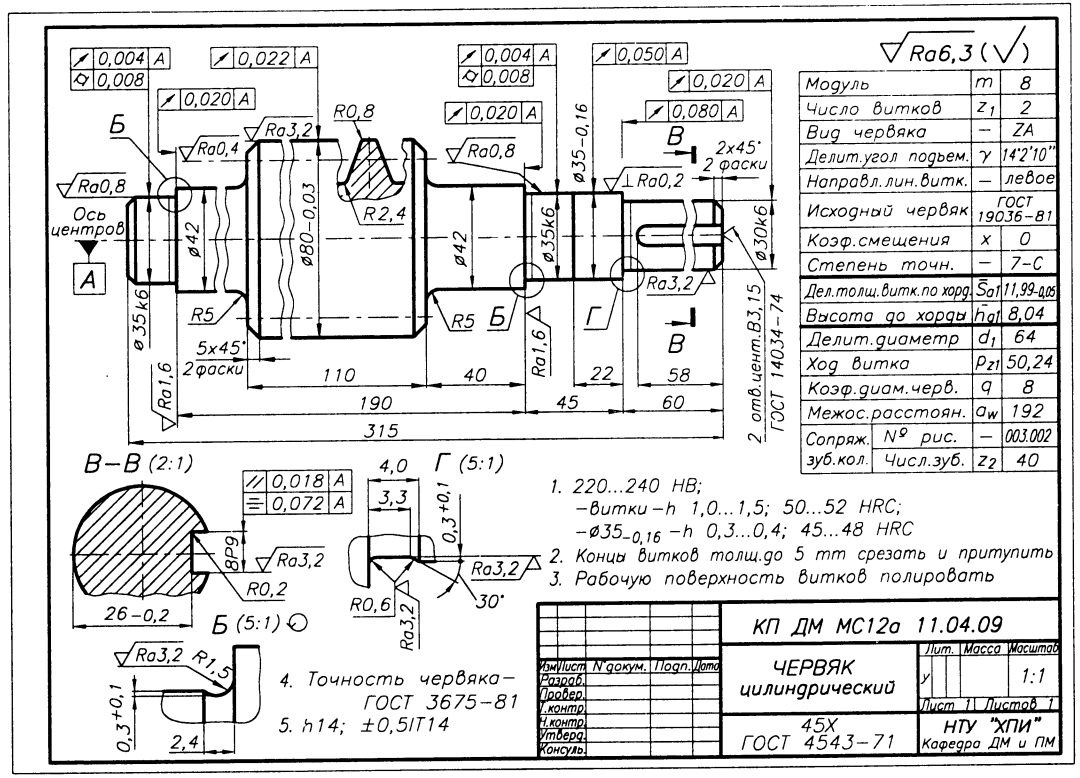


Рис. 11.4.9

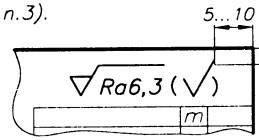
2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Табл. 11.4.5. Шероховатость поверхностей зубьев

	Степень точности червячной передачи			
	6	7	8	9
2.1. Рабочая поверхность витков	Ra0,4...0,8	Ra0,4...0,8	Ra0,8...1,6	Ra0,8...1,6
2.2. Диаметр вершин витков	Ra1,6	Ra1,6...3,2	Ra3,2	Ra3,2

2.3. Поверхности входного участка вала червяка, мест установки подшипников, уплотнений (7.3 п.3, 8.8.2, 9.1.1 п.3).

2.4. Другие необозначенные поверхности



3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

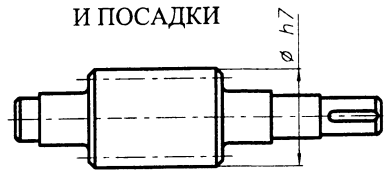


Рис. 11.4.7

На чертеже червяка отклонение заготовки под диаметр вершин витков h7 представить численно.

Поля допусков и посадки входного участка вала червяка, мест установки подшипников, уплотнений (7.3 п.2, 7.4.2, 8.8.1, 9.1.1 п.2).

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

4.1. Допуск радиального биения ⌰ мкм, поверхности заготовки под диаметр вершин витков относительно оси А (поверхностей А–Б (табл. 11.4.6).

4.2. Допуски формы и положения поверхностей входного участка вала червяка, мест установки подшипников, уплотнений (7.3 п.4, 8.8.3, 9.1.1 п.4).

5. ТЕРМООБРАБОТКА ЧЕРВЯКА

5.1. 200...220 НВ

5.2. Витки – h 1,0...1,5; 50...52 HRC

5.3. Термообработка мест установки уплотнений (9.1.1 п. 5)

Табл. 11.4.6. Допуски радиального биения заготовок червяка

Ст. точн.	Радиальное биение, мкм, заготовок червяка при делительном диаметре d_1 мм					
	≤30	≤50	≤80	≤120	≤180	≤250
6	12	13	14	16	18	22
7	17	18	20	22	25	30
8	21	22	25	28	32	38
9	26	28	32	36	40	48

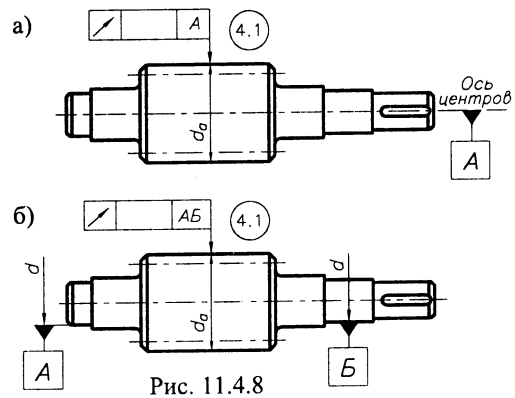


Рис. 11.4.8

11.4.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС [4, 16, 21, 42]

1. ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

На чертеже червячного зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 2.406–76 должны быть указаны размеры (рис. 11.4.10) и помещена следующая таблица параметров зубчатого венца (табл. 11.4.7).

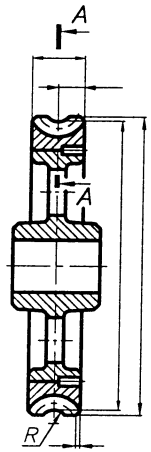


Рис. 11.4.10

Табл. 11.4.7

Модуль	m	
Число зубьев	z_2	
Направл.лин.зуба	–	
Коэф.смещения	x	
Исх.произв.червяк	ГОСТ 19036–81	
Степень точн.	–	
Межос.расстоян.	a_w	
Делит.диаметр	d_2	
Вид сопр.червяка	–	ZA
Сопряж. зуб.кол. № рис.	–	
Числ.витк.	z_1	
	10	35

min 7; 20; 110

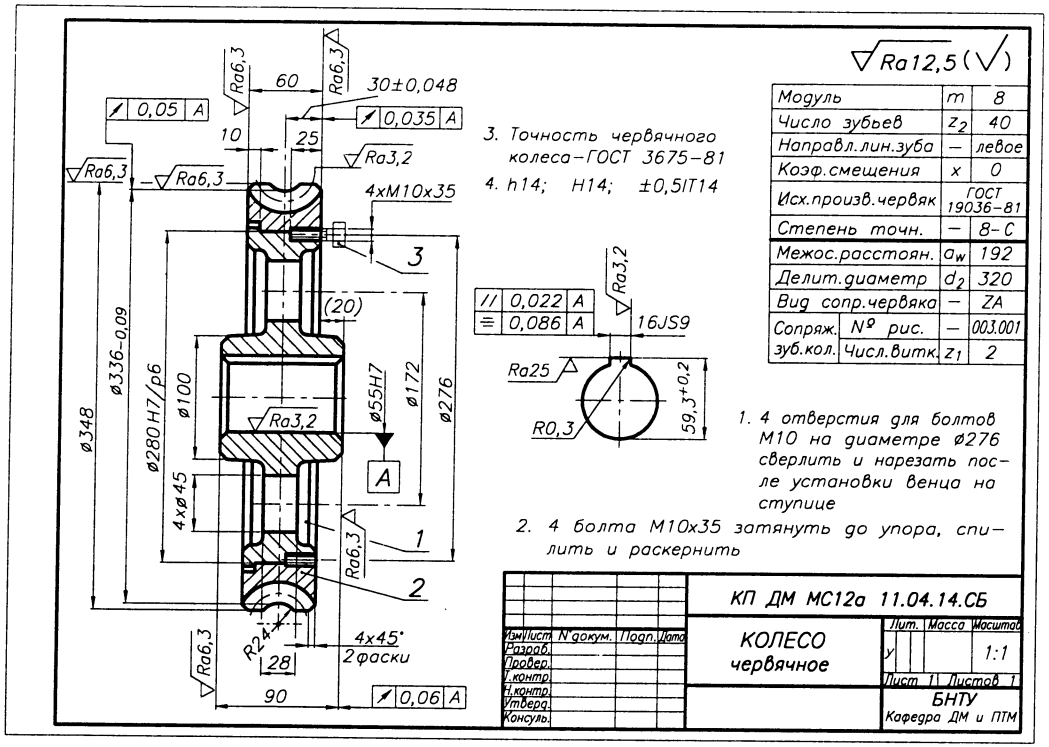


Рис. 11.4.14

2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

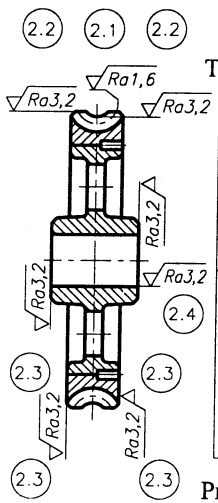


Рис. 11.4.11

Табл. 11.4.8. Шероховатость поверхностей

	Степень точности червячной передачи			
	6	7	8	9
2.1. Рабочая поверхность зубьев	Ra1,6	Ra1,6	Ra3,2	Ra6,3
2.2. Диаметр вершин зубьев	Ra6,3	Ra6,3...12,5	Ra12,5	Ra12,5
2.3. Боковая базовая поверхность венца (ступицы)	Ra3,2	Ra3,2...6,3	Ra6,3	Ra12,5

2.4. Поверхность ступицы, сопряженная с валом:
для $d_{вал} \leqslant 80$ мм – Ra1,6...3,2,
для $d_{вал} > 80$ мм – Ra3,2...6,3.

2.5 Другие необозначенные поверхности

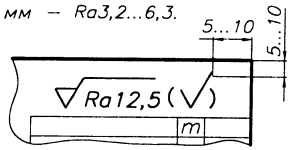


Табл. 11.4.9. Отклонения f_x размера a

Ст. точн.	Отклонения $\pm f_x$, мкм для межос.расстояния a_w мм						
	⩽80	⩽120	⩽180	⩽250	⩽315	⩽400	⩽500
6	22	25	28	32	36	40	42
7	34	40	45	50	56	60	67
8	53	43	71	80	90	100	105
9	85	100	110	130	140	150	160

Табл. 11.4.10. Допуски радиального биения заготовок червячного колеса

Степень точности	Радиальное биение, мкм, при диаметре d_2 мм						
	⩽50	⩽80	⩽120	⩽200	⩽320	⩽500	⩽800
6	12	16	20	22	26	32	40
7	20	25	32	36	42	50	60
8	32	40	50	55	65	80	100
9	50	60	80	90	105	120	160

3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

3.1. Отклонения f_x мкм размера a (табл. 11.4.9).

На чертеже червячного колеса отклонения h8 заготовки под диаметр вершин зубьев представить численно

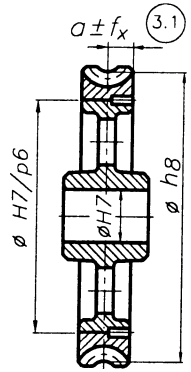


Рис. 11.4.12

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

4.1. Допуск радиального биения ⌰ мкм, поверхности заготовки под диаметр вершин зубьев колеса относительно поверхности A (табл. 11.4.10).

4.2. Допуск осевого биения ⌰ мкм базовых поверхностей венца и ступицы колеса относительно поверхности A (табл. 11.2.6).

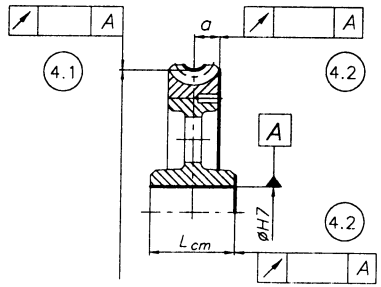
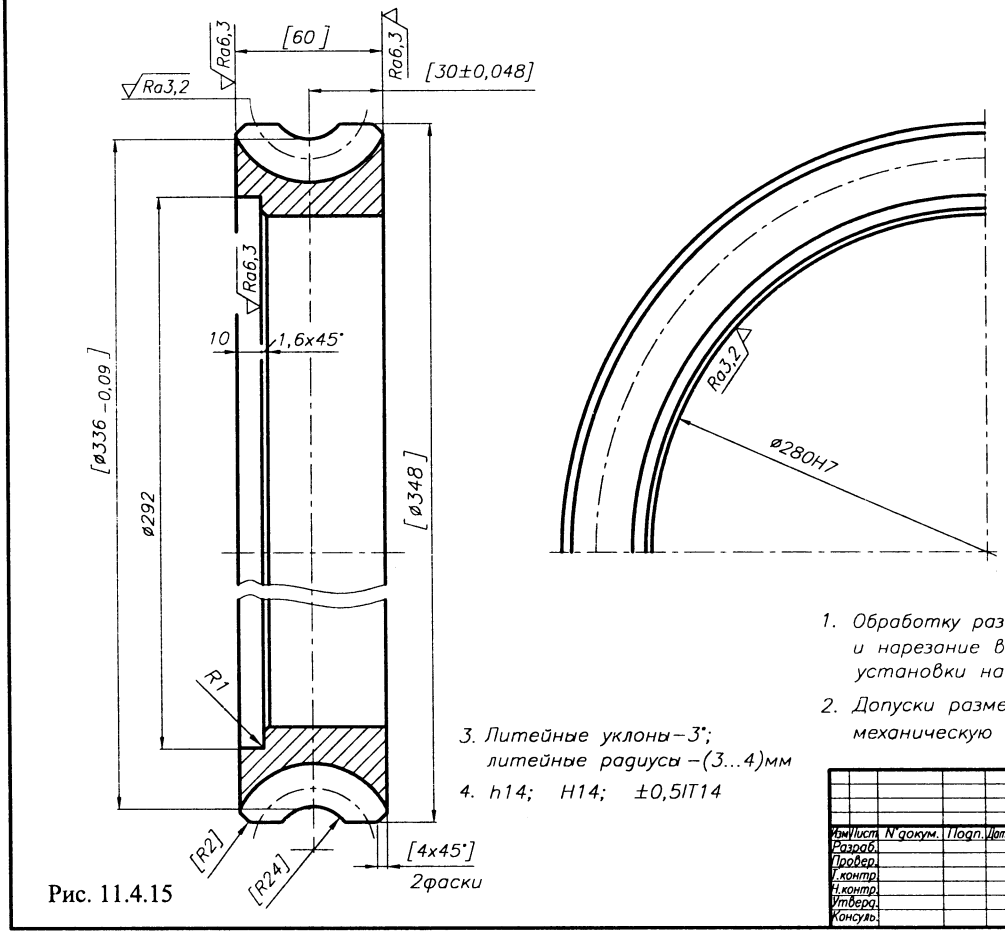


Рис. 11.4.13

11.4.6. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ЭЛЕМЕНТОВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

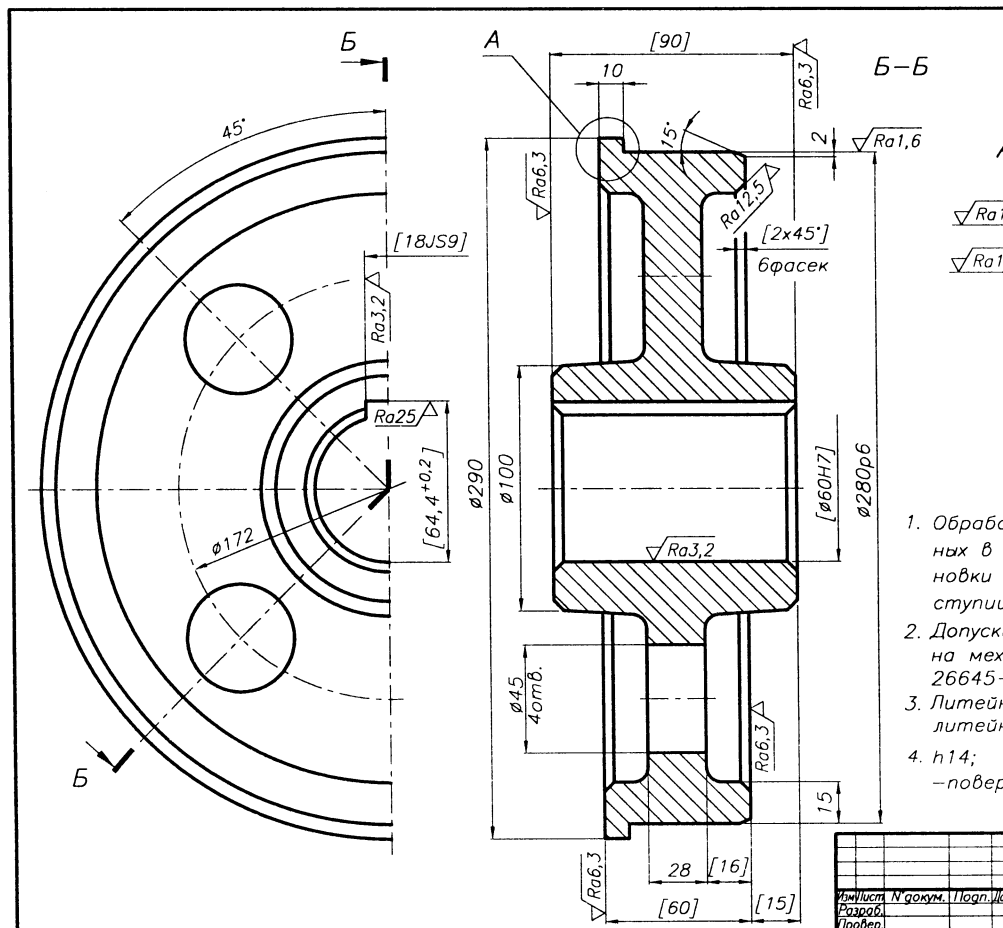


Модуль	m	8
Число зубьев	z_2	40
Направл. лин. зуба	–	правое
Коэф. смещения	x	0
Исх. произв. червяк		ГОСТ 19036–81
Степень точн.	–	8–C
Межос. расстоян.	a_w	320
Делит. диаметр	d_2	192
Вид сопр. червяка	–	ZA
Сопряж. зуб. кол. № рис.	–	003.002
Числ. витк.	z_1	2

1. Обработку размеров, представленных в [ ], и нарезание венца выполнить после его установки на ступицу (рис. 11.04:16)
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645–85
3. Литейные уклоны–3°; литейные радиусы –(3...4)мм
4. h14; H14; ±0,5IT14

Изм. Лист N докум. Подп. Дата	КП ДМ МС12а 11.04.15				
Разраб.	ВЕНЕЦ	Лит.	Масса	Масштаб	
Провер.		У		1:1	
Т.контр.		Лист 1	Листов 1		
Н.контр.	БрО10Ф1 ГОСТ 613–79	БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ			
Утверд.					
Консульт.					

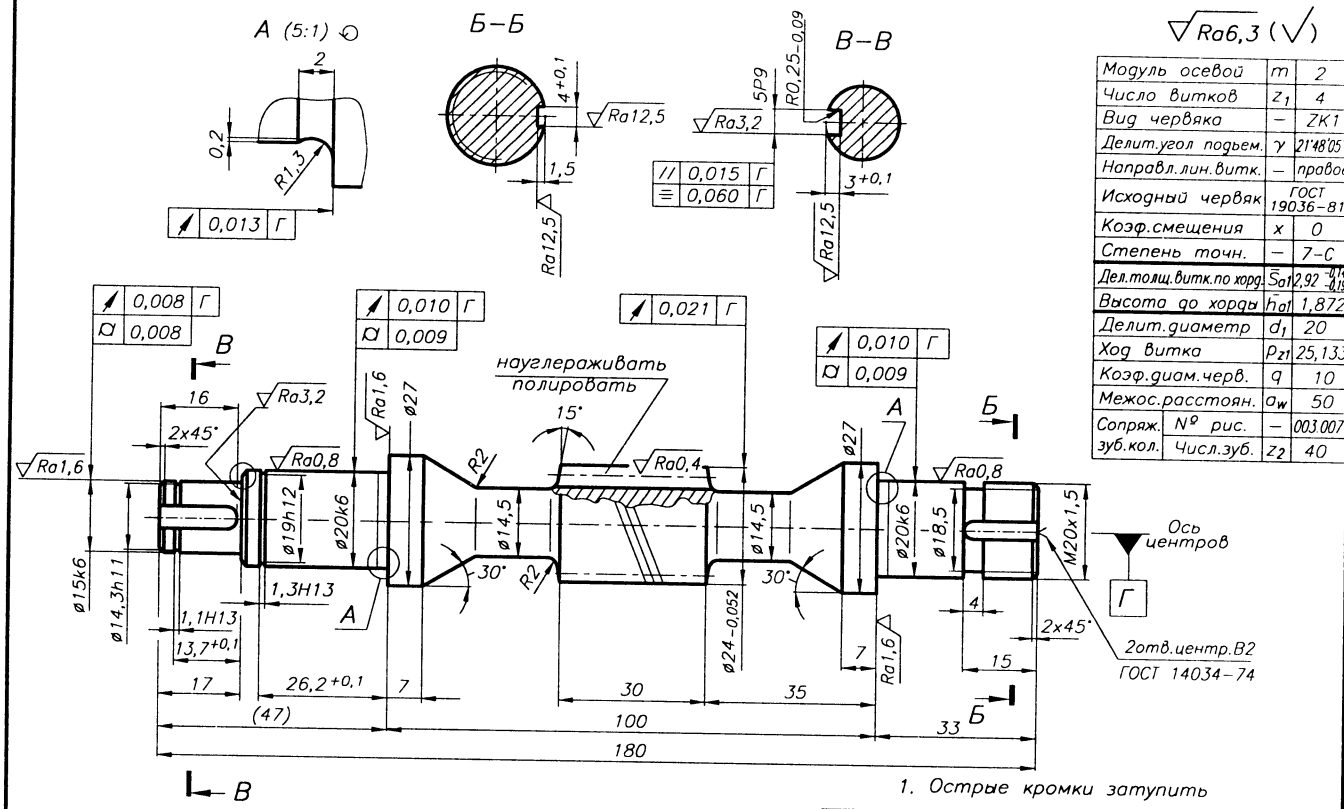
Рис. 11.4.15



1. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить после установки венца (рис. 11.04.15) на ступицу
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645–85
3. Литейные уклоны–3°; литейные радиусы–(4...5) мм
4. h14; H14; ±0,5IT14; –поверхностей √ – ±0,5IT16

Изм. Лист N докум. Подп. Дата	КП ДМ МС12а 11.04.16				
Разраб.	СТУПИЦА	Лит.	Масса	Масштаб	
Провер.		У		1:1	
Т.контр.		Лист 1	Листов 1		
Н.контр.	СЧ 15 ГОСТ 1412–85	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ			
Утверд.					
Консульт.					

Рис. 11.4.16

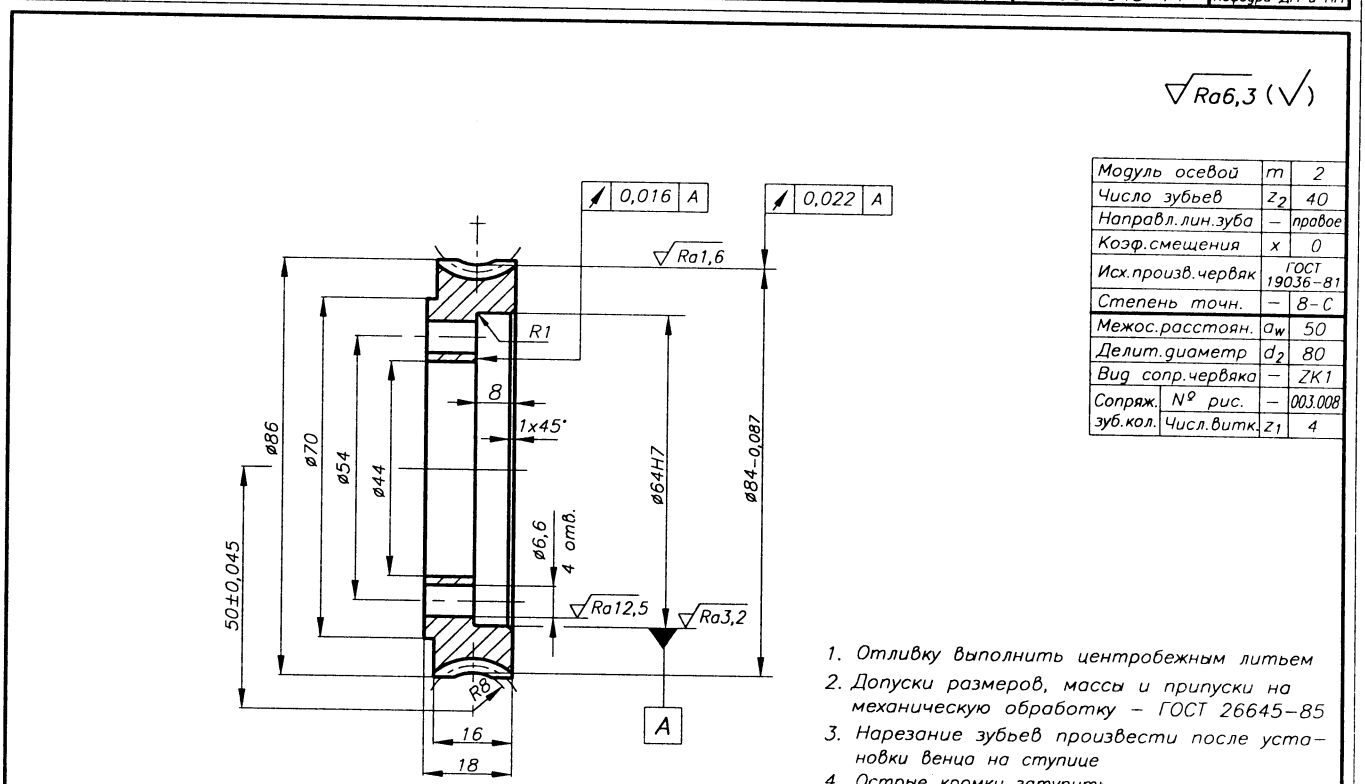


Модуль осевой	m	2
Число витков	z_1	4
Вид червяка	–	ZK1
Делит.угол подъем.	γ	21°48'05"
Направл.лин.витк.	–	правое
Исходный червяк	ГОСТ 19036–81	
Коэф.смещения	x	0
Степень точн.	–	7–C
Дел.толщ.витк.по хорд.	$\bar{S}_{a1}$	$2{,}92^{-0{,}14}_{-0{,}19}$
Высота до хорды	$\bar{h}_{a1}$	1,872
Делит.диаметр	d_1	20
Ход витка	p_{z1}	25,133
Коэф.диам.черв.	q	10
Межос.расстоян.	a_w	50
Сопряж. зуб.кол. № рис.	–	003.007
Сопряж. зуб.кол. Числ.зуб.	z_2	40

1. Острые кромки затупить
2. Науглероживать на глубину 0,3...0,4 мм с последующей термообработкой до твердости 56...60 HRC
3. Твердость сердцевины – 35...45 HRC
4. h14; H14; ±0,5IT14

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 11.04.17			
Разраб.		Венцковский			ЧЕРВЯК	Лит.	Масса	Масштаб 2:1
Провер.						У		
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.								
Утверд.					18ХГТ ГОСТ4543–71	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Консуль.								

Рис. 11.4.17



Модуль осевой	m	2
Число зубьев	z_2	40
Направл.лин.зуба	–	правое
Коэф.смещения	x	0
Исх.произв.червяк	ГОСТ 19036–81	
Степень точн.	–	8–C
Межос.расстоян.	a_w	50
Делит.диаметр	d_2	80
Вид сопр.червяка	–	ZK1
Сопряж. зуб.кол. № рис.	–	003.008
Сопряж. зуб.кол. Числ.витк.	z_1	4

1. Отливку выполнить центробежным литьем
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645–85
3. Нарезание зубьев произвести после установки венца на ступице
4. Острые кромки затупить
5. h14; H14; ±0,5IT14

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 11.04.18			
Разраб.		Венцковский			ВЕНЕЦ червячного колеса	Лит.	Масса	Масштаб 2:1
Провер.						У		
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.								
Утверд.					БрО10Ф1 ГОСТ 613–79	БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Консуль.								

Рис. 11.4.18

12. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ, КРЫШЕК И ДРУГИХ ЧАСТЕЙ РЕДУКТОРОВ [4, 10, 13, 16, 21, 35, 36, 42]

12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1. ФОРМА КОРПУСА

Конструкция корпусных деталей редуктора (корпус, крышка) определяется

- расположением плоскости разъема редуктора. Наиболее распространена конструкция корпусных деталей с разъемом по плоскости, в которой расположены оси валов;
- расположением подшипниковых бобышек в корпусе (крышке) редуктора:
  - корпусные детали с наружным расположением подшипниковых бобышек (рис. 12.1.1а);
  - корпусные детали с внутренним расположением подшипниковых бобышек (рис. 12.1.1б).

Определенное влияние на конструкцию корпусных деталей имеет тип используемых крышек подшипниковых узлов (рис. 12.1.2):

- крышки подшипниковых узлов накладные (привертные);
- крышки подшипниковых узлов закладные (врезные).

Накладные крышки используются во всех видах редукторов.

Закладные крышки используются в цилиндрических, реже в конических и червячных редукторах, что связано с необходимостью регулировки зацепления в таких редукторах.

2. ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

Межосевое расстояние или a_w, мм,
длина образующей конуса на наружном диаметре R_e, мм.
Диаметры
– *начальных окружностей* d_{w1}, d_{w1} (d_{e1} , d_{e2}), мм,
– *вершин зубьев* d_{a1}, d_{a2} (d_{ae1}, d_{ae2}), мм.
Ширина зубчатых колес b_1, b_2 (b) , мм.
Наружные диаметры подшипников (после выбора подшипников) D , мм.
Внутренние размеры корпуса (из компоновки редуктора) $L_{вн}$, $B_{вн}$, мм.

3. ВЫБИРАЮТСЯ:

3.1. Форма корпуса редуктора (рис. 12.1.1а или 12.1.1б).

3.2. Основные размеры редуктора, мм:

3.2.1. Толщина стенки корпуса редуктора δ ($\delta \geq 8$ мм) (5.1 п.3.1).

3.2.2. Толщина стенки крышки $\delta_{кр}=(0{,}8...0{,}9)\delta$ ($\delta_{кр} \geq 7$ мм).

3.3. Рекомендуемые диаметры болтов, соединяющих:

3.3.1. редуктор с рамой (фундаментных) $d_1=2{,}0\,\delta$ (рис. 12.6.1а...г, рис. 12.6.2а...г);

3.3.2. корпус с крышкой у бобышек подшипников $d_2=1{,}5\,\delta$ (рис.12.6.1е,ж, рис.12.6.3а...г);

3.3.3. корпус с крышкой по периметру соединения $d_3=1{,}0\,\delta$ (рис. 12.6.1з,и, рис. 12.6.3д...з);

3.3.4. крышку редуктора со смотровой крышкой d_4 (табл. 13.1.2);

3.3.5. крышку подшипникового узла с корпусом d_5 (табл. 12.1.1).

3.4. Число болтов

3.4.1. диаметром d_1 $z_1=(L_{нар}+B_{нар})/(200...300)$; $z_1 \geq 4$ (число целое, четное);

где $L_{нар}$, $B_{нар}$ *– размеры лап редуктора, мм (12.3, 12.4, 12.5).*

3.4.2. диаметром d_2 z_2 *– два болта на каждый подшипник;*

3.4.3. диаметром d_3 z_3 *– выбирается так, чтобы расстояние L между болтами* $L=(12...15)d_3$;

3.4.4. диаметром d_4 z_4 *(табл. 13.1.2);*

3.4.5. диаметром d_5 z_5 *(табл. 12.1.1).*

3.5. Размеры болтовых соединений и мест расположения болтов (12.7).

3.6. Ширина фланцев редуктора:

3.6.1. фундаментного $S_1=\delta+x+\kappa_1$ *(рис. 12.6.1а),*

3.6.2. корпуса и крышки (у подшиников) $S_2=\delta+x+\kappa_2$ *(рис. 12.6.1е),*

3.6.3. корпуса и крышки (по периметру) $S_3=\delta+x+\kappa_3$ *(рис. 12.6.1з),*

Зависимость $k=f(d)$ *(табл. 12.7.3),* *x (табл. 12.2.2).*

3.7. Толщина фланцев редуктора

3.7.1. фундаментного $\delta_{фл1}=2{,}3\,\delta$ *(рис. 12.6.1а,в);*

3.7.2. корпуса (соединение с крышкой) $\delta_{фл2}=1{,}5\,\delta$ *(рис. 12.6.1з);*

3.7.3. крышки (соединение с корпусом) $\delta_{фл3}=1{,}35\,\delta$ *(рис. 12.6.1з).*

3.8. Размеры крышек подшипника (рис. 12.1.2, табл. 12.1.1).

3.9. Размеры конических штифтов (2 шт.) (рис. 12.6.1к,л).

(см. след стр.)

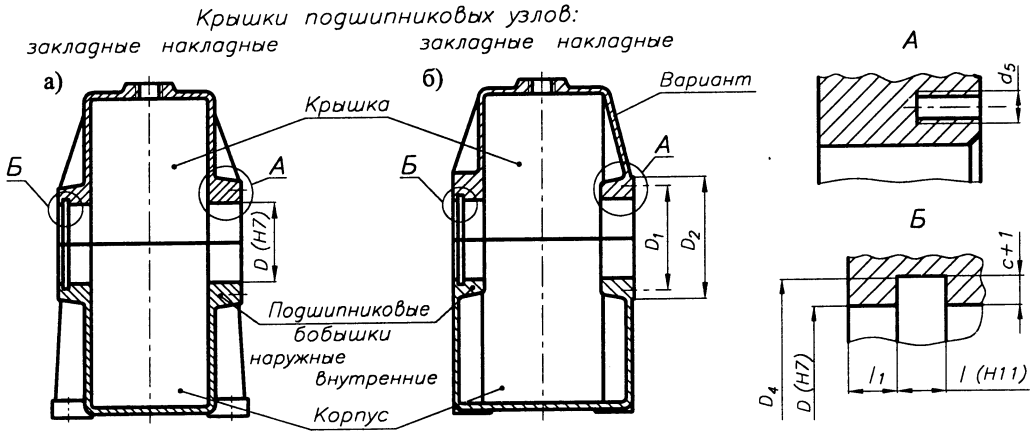


Рис. 12.1.1. Поперечные сечения по подшипниковым узлам цилиндрического редуктора, выполненного с расположением подшипниковых бобышек: а) наружным; б) внутренним

3.10. Высота осей редуктора h, мм (табл. 12.8.3).
3.11. Размеры литых переходов X, Y и r, мм (табл. 12.2.2, рис. 12.2.2).
3.12. Литейные уклоны – 3°, литейные радиусы R 3...5 мм (12.2 п.1.3).

3.13. Оснащение редуктора (13.1).
Материал корпусных деталей – СЧ15 ГОСТ 1412–85. Иногда используют алюминиевые литые сплавы типа АЛ11 ГОСТ 1583–93 ($a_w \leq 160$ мм).

4. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

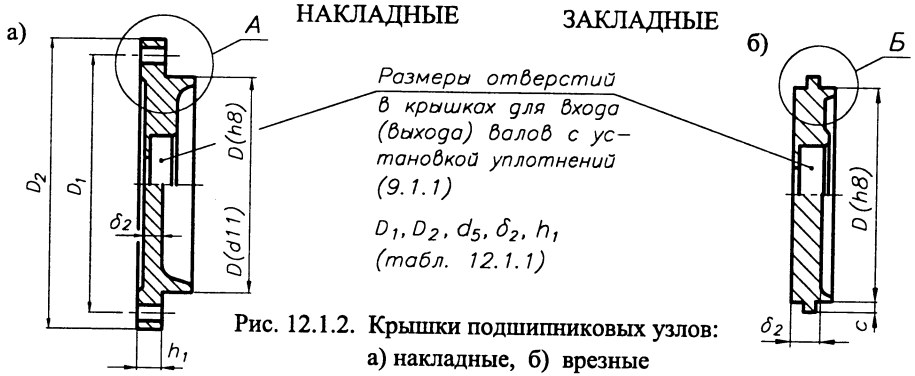


Рис. 12.1.2. Крышки подшипниковых узлов: а) накладные, б) врезные
(Проектирование крышек 12.10)

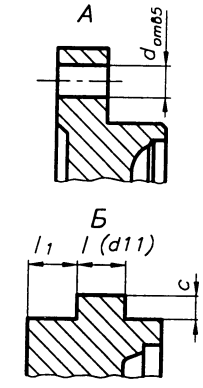


Табл. 12.1.1. Основные размеры крышек подшипников, мм

	D	d_5 болт	z_5 число болтов	h_1	δ_2
Крышки накладные	От 40 до 62	M6	4	6	5
	От 62 до 95	M8	4	8	6
	От 95 до 145	M10	6	10	7
	От 145 до 220	M12	6	12	8
	$D_1 = D + 2{,}5\,d_5$; $D_2 = D_1 + 2{,}0\,d_5$				
Крышки закладные	$l = 6...8$ ($D \leq 100$); $l = 8...10$ ($D > 100$); $l_1 \geq l$; $c = 0{,}5l$; $D_4 = 1{,}25D + 10$ мм				

12.2. РЕКОМЕНДАЦИИ К КОНСТРУИРОВАНИЮ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ [13, 24, 36]

1. СОПРЯЖЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ОТЛИВОК

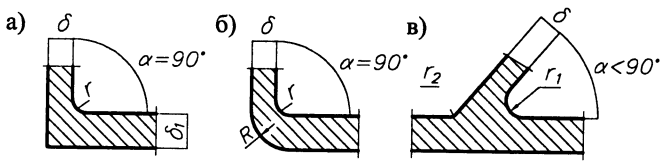


Рис. 12.2.1. Радиусы сопряжений

1.1 Радиусы сопряжений (для $\alpha = 90°$) выбирают (табл. 12.2.1) и округляют до цифр нормальных линейных размеров (17.1).

Табл. 12.2.1. Радиусы сопряжений, мм

$\delta+\delta_1$	<15	16...25	26...39	40...63
r	1,5	2,5	4,0	6,0

$R = r + \delta$

1.2 При ($\alpha < 90°$) (рис. 12.2.1в) $r_1 > r$, $r_2 < r$

1.3 Практически, радиусы сопряжений отливок небольших редукторов принимают r = 3...5 мм, и эти величины записывают в технические требования.

1.4 При $\delta < \delta_1$

- если $\delta_1 = (1{,}3...2)\delta$, то размеры x, y, r выбирают из табл. 11.2.2 (рис. 12.2.2);
- если $\delta_1 > 2\delta$, то размеры x, y, r следует увеличить по сравнению с данными табл.12.2.2 в 1,5...2,0 раза;
- если $\delta_1 < 1{,}3\delta$, то размеры x, y, r не обязательны и сопряжение выполняется как при $\delta = \delta_1$.

Табл. 12.2.2

δ	x	y	r
мм			
8...10	2...3		3
10...15	3...5	5x	4
15...20	4...5		5

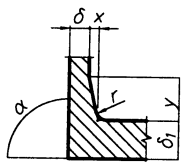


Рис. 12.2.2

* Приведенный габарит H отливок, мм $H = (2l + b + h)/3$, где l - длина, b - ширина, h - высота отливки.

2. МИНИМАЛЬНАЯ ТОЛЩИНА СТЕНОК

Табл. 12.2.3

Материал	δ_{min}, мм		
	Приведенный габарит* H отливок, мм		
	малых $H < 500$	средних $500 < H < 1000$	больших $1000 < H$
Серый чугун	4	8...9	12...15
Стальное литье	5...7	10...12	15...20
Бронзы	3...5	5...8	
Сплавы алюминия	3...5	5...8	

Для отливок корпусных деталей редуктора из серого чугуна минимальная толщина стенок принимается: - для корпуса 8,0 мм, для крышки - 7 мм.

3. ЛИТЕЙНЫЕ УКЛОНЫ

Табл. 12.2.4

Материал	Уклон	Угол	δ, мм
Чугун	1:5	11,5°	< 25
Стальное литье	1:10 (1:20)	5,5°(3°)	> 25
Литые сплавы цветных металлов	1:100	0,5°	

12.3. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ [21, 34, 42]

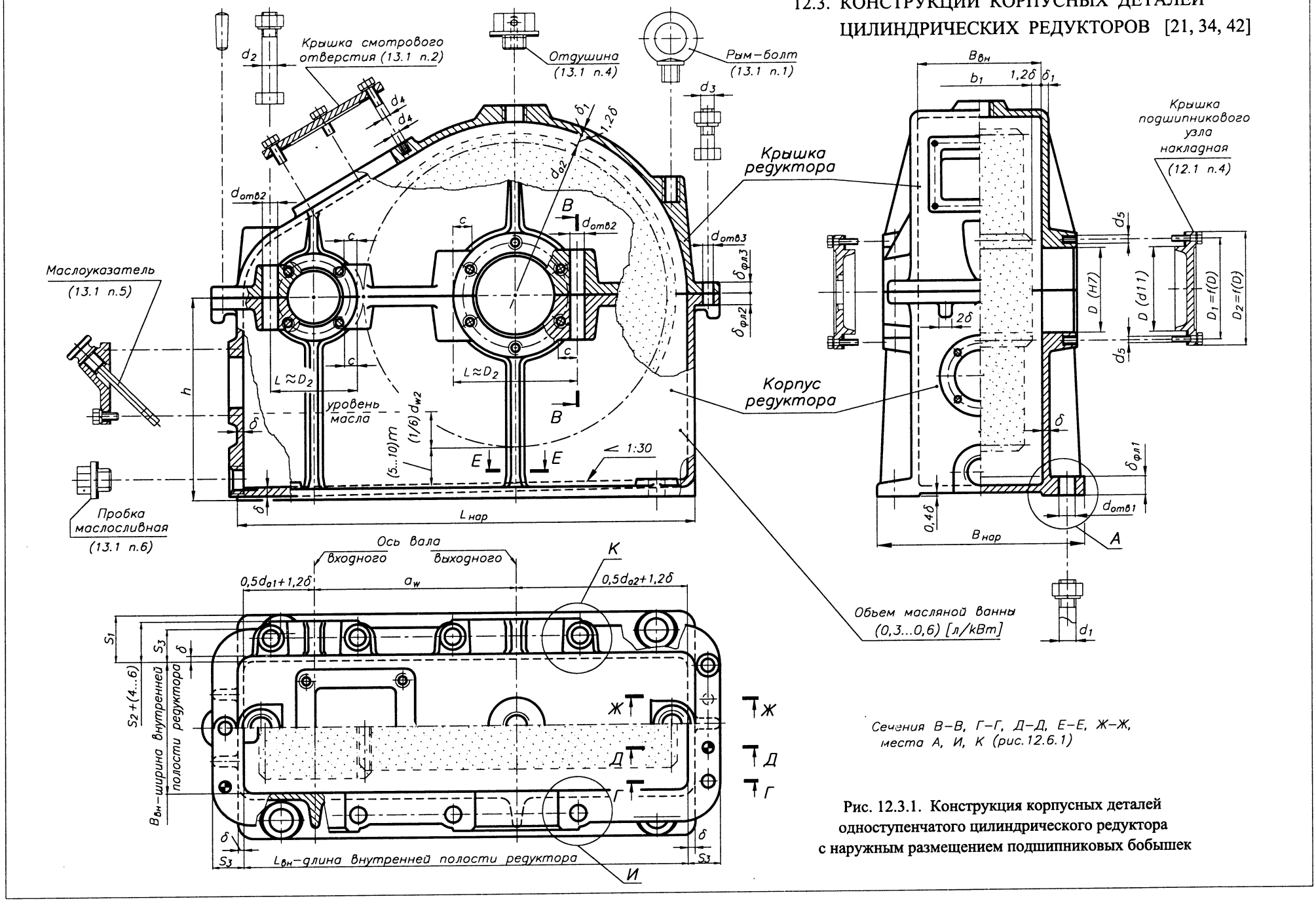


Рис. 12.3.1. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого цилиндрического редуктора с наружным размещением подшипниковых бобышек

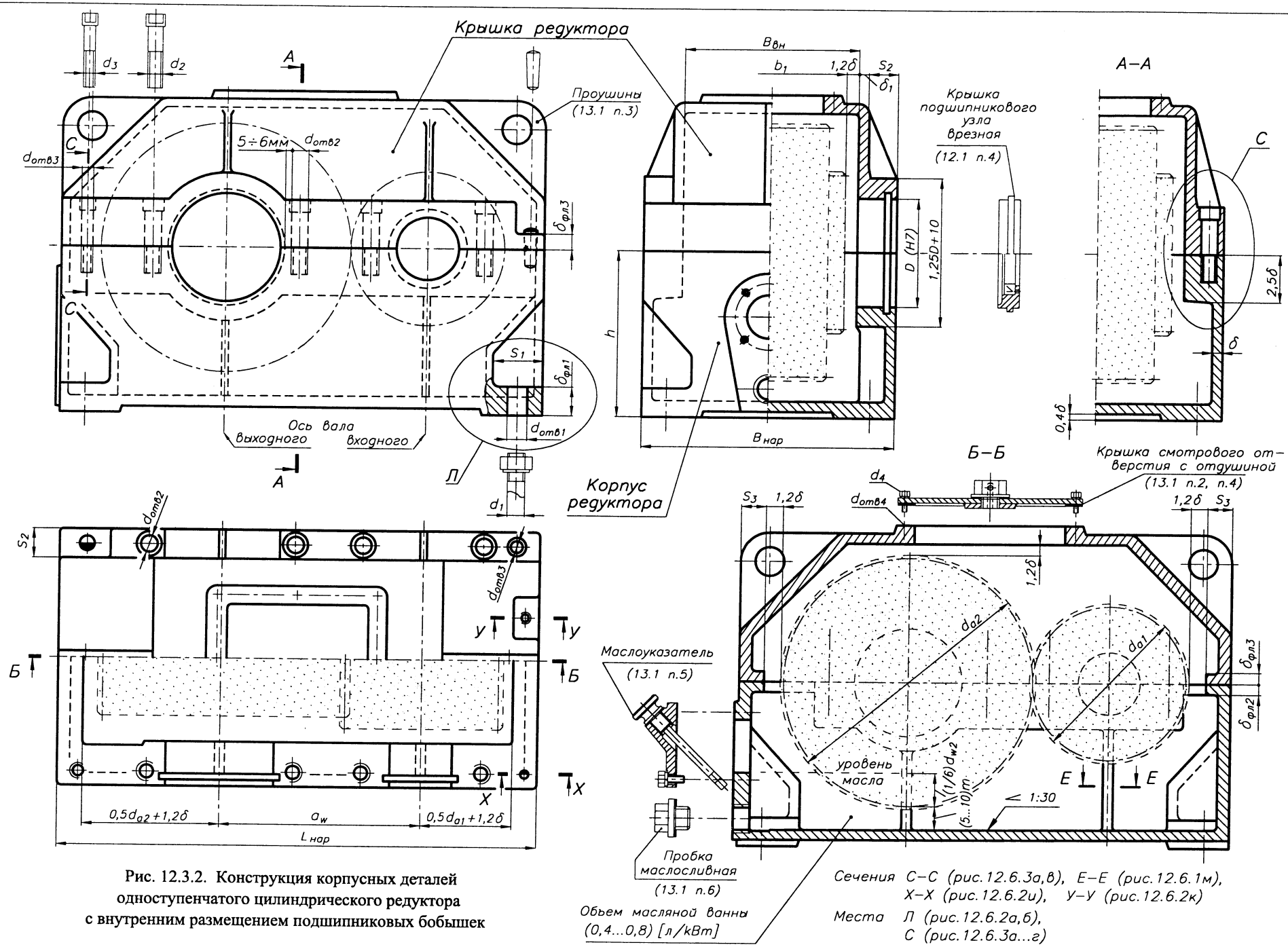


Рис. 12.3.2. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого цилиндрического редуктора с внутренним размещением подшипниковых бобышек

12.4. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ КОНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ [21, 34, 42]

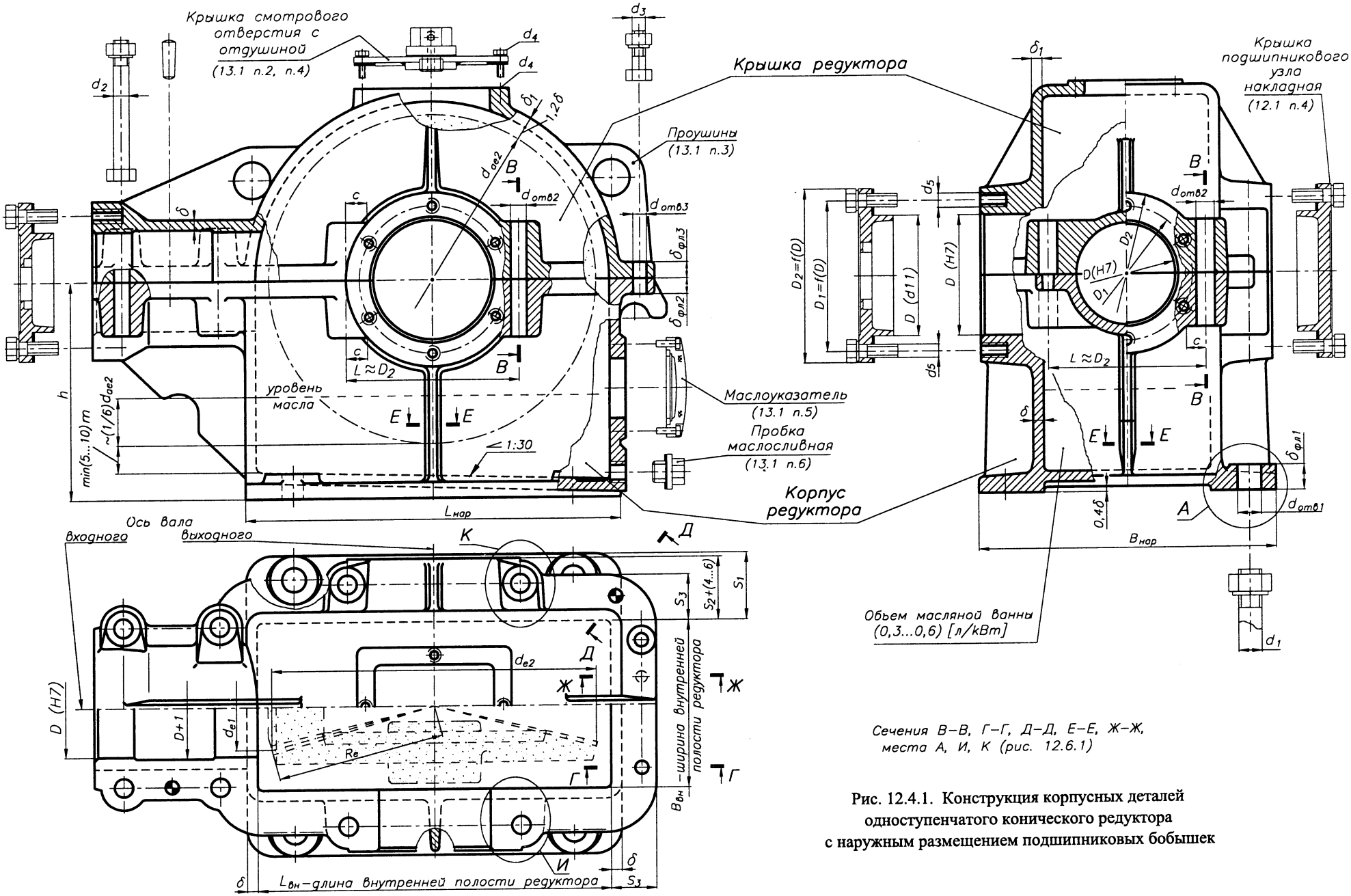


Рис. 12.4.1. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого конического редуктора с наружным размещением подшипниковых бобышек

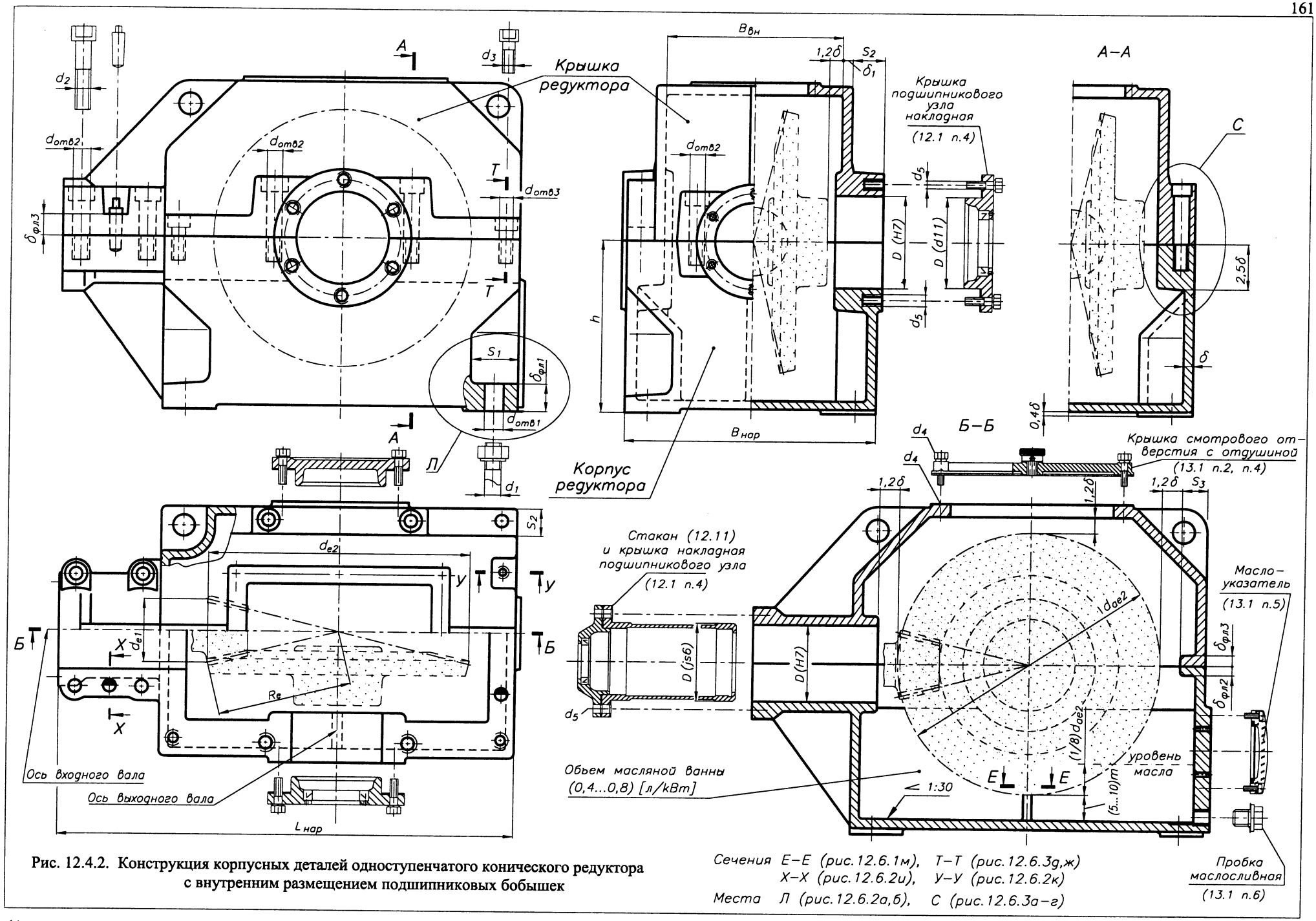


Рис. 12.4.2. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого конического редуктора с внутренним размещением подшипниковых бобышек

12.5. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ [21, 34, 42]

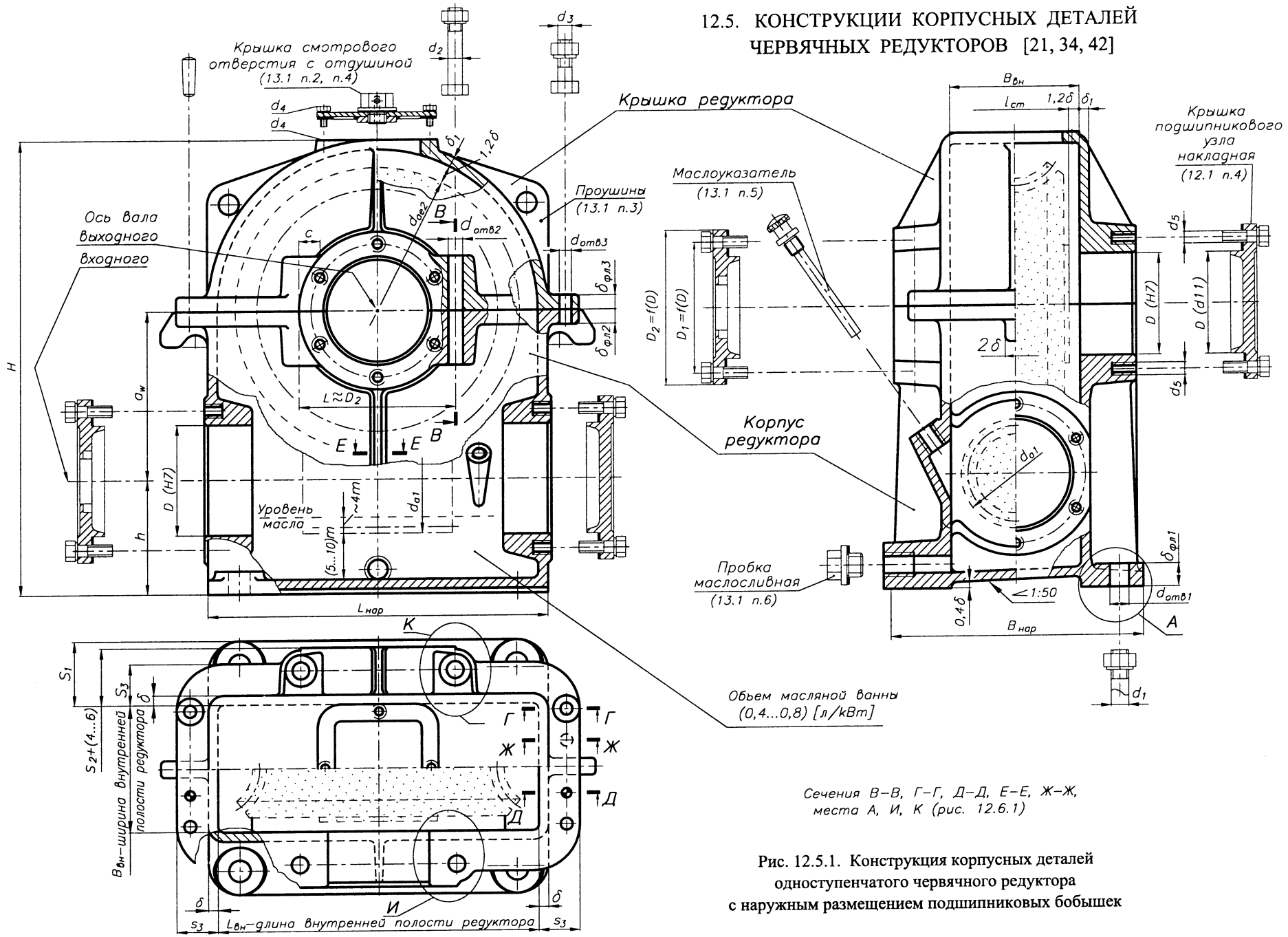


Рис. 12.5.1. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого червячного редуктора с наружным размещением подшипниковых бобышек

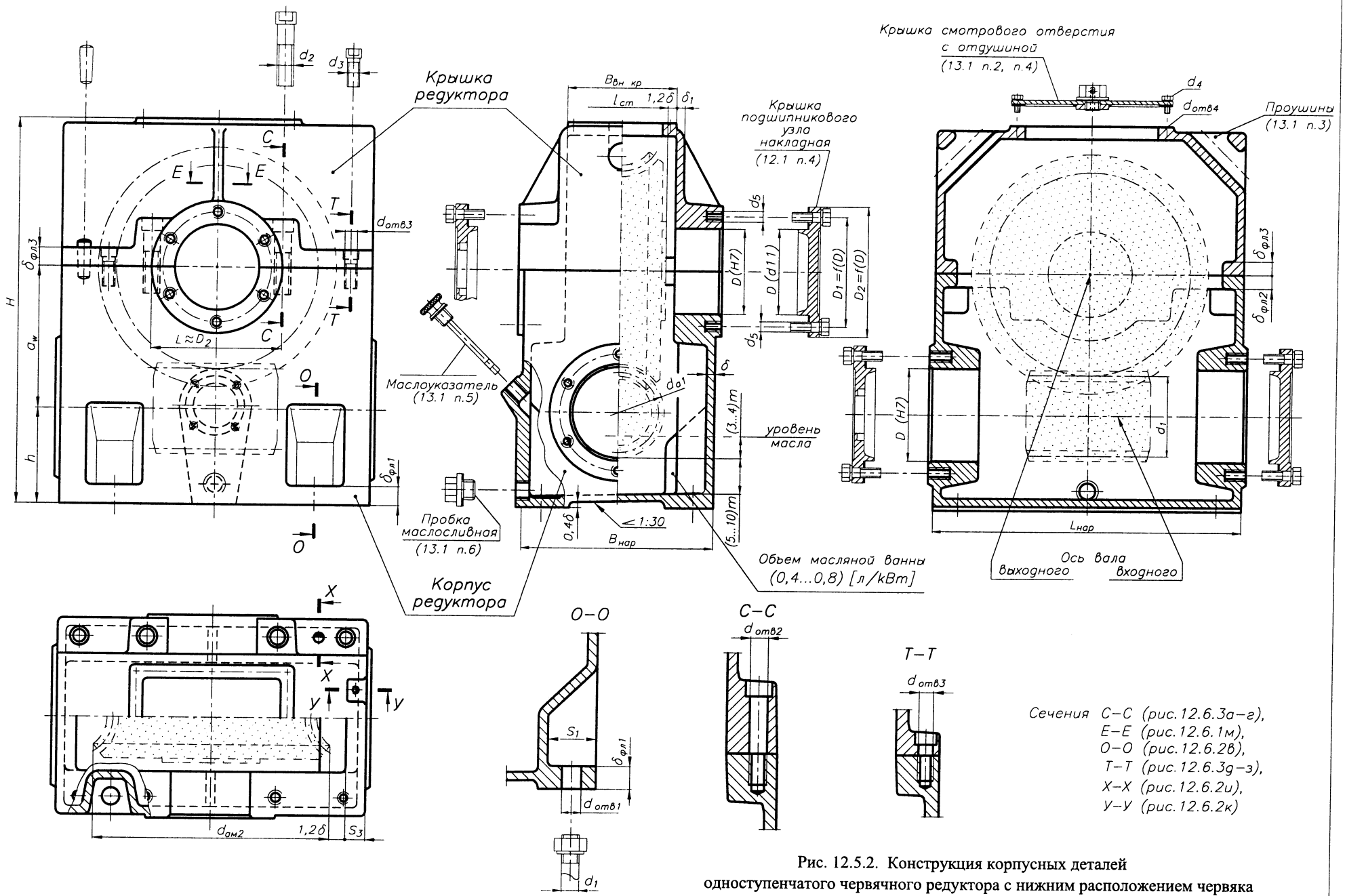


Рис. 12.5.2. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка при внутреннем размещении подшипниковых бобышек

12.6. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ЛИТЫХ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ

12.6.1 ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ С ВНЕШНИМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПОДШИПНИКОВЫХ БОБЫШЕК

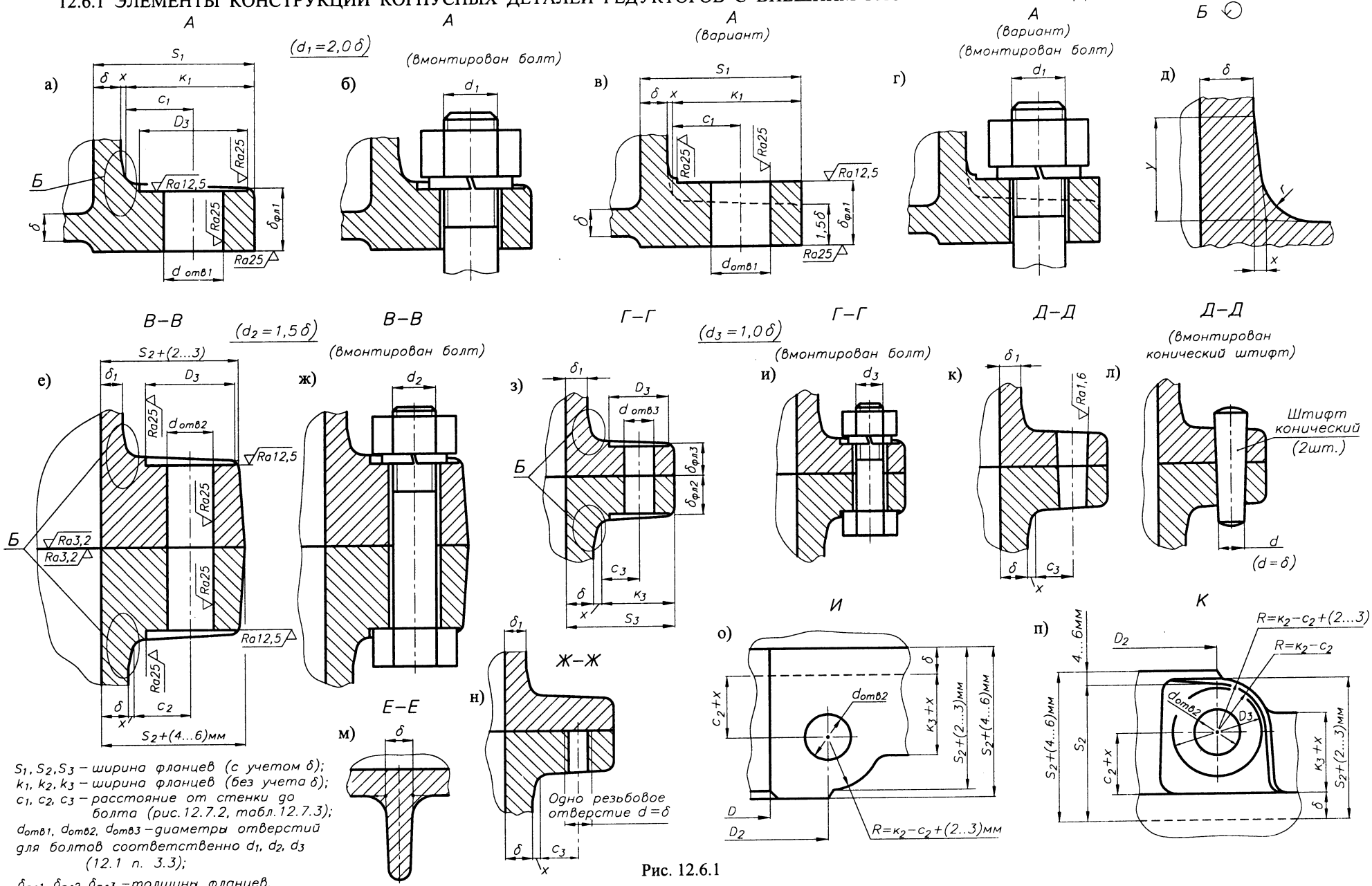


Рис. 12.6.1

12.6.2. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ С ВНУТРЕННИМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПОДШИПНИКОВЫХ БОБЫШЕК

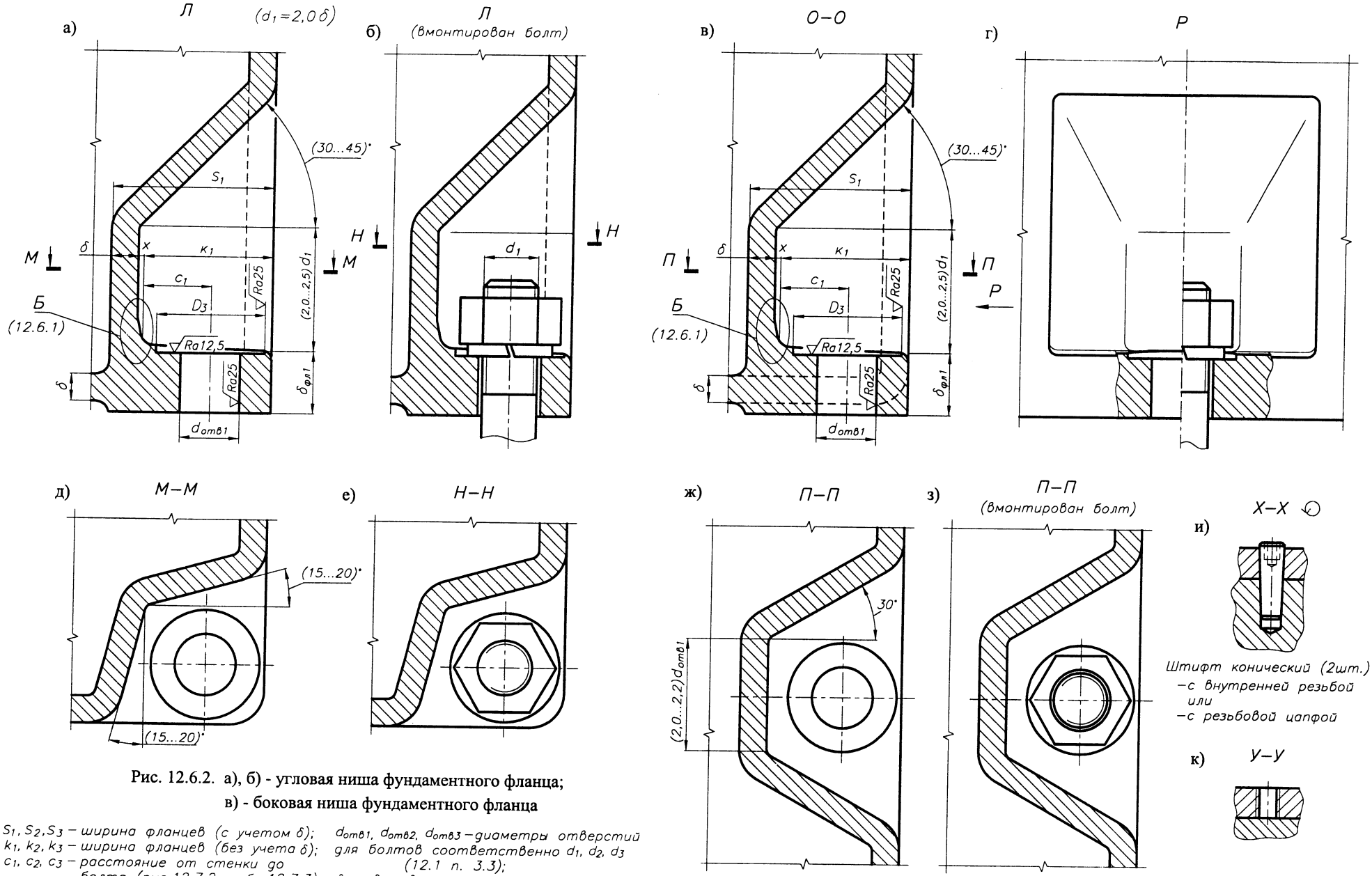


Рис. 12.6.2. а), б) - угловая ниша фундаментного фланца;
в) - боковая ниша фундаментного фланца

S_1, S_2, S_3 – ширина фланцев (с учетом δ);
k_1, k_2, k_3 – ширина фланцев (без учета δ);
c_1, c_2, c_3 – расстояние от стенки до болта (рис.12.7.2, табл.12.7.3);
$d_{отв1}, d_{отв2}, d_{отв3}$ – диаметры отверстий для болтов соответственно d_1, d_2, d_3 (12.1 п. 3.3);
$δ_{фл1}, δ_{фл2}, δ_{фл3}$ – толщины фланцев.

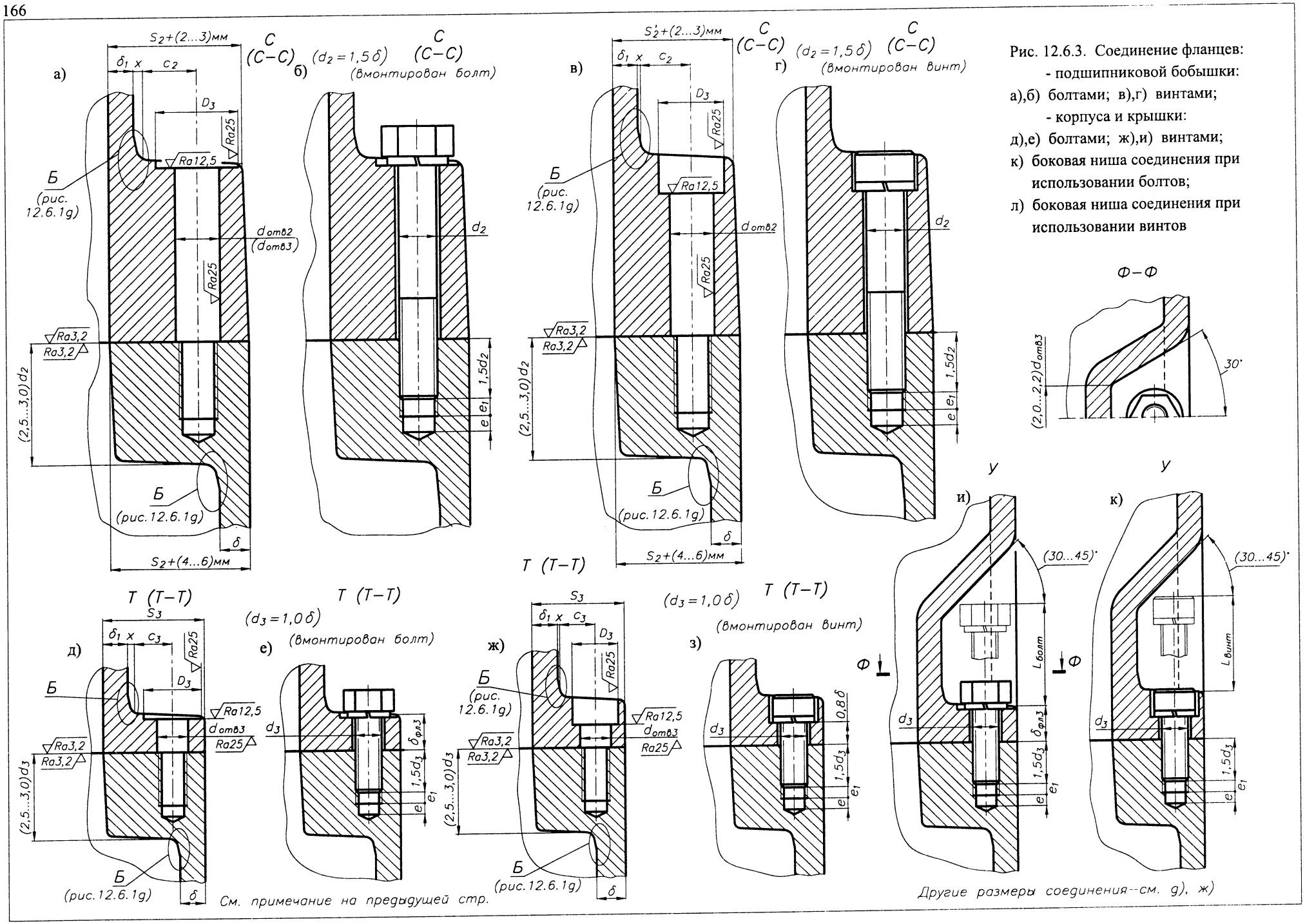


Рис. 12.6.3. Соединение фланцев:
- подшипниковой бобышки:
а),б) болтами; в),г) винтами;
- корпуса и крышки:
д),е) болтами; ж),и) винтами;
к) боковая ниша соединения при использовании болтов;
л) боковая ниша соединения при использовании винтов

12.7. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

12.7.1. РАЗМЕРЫ ОПОРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОД КРЕПЕЖНЫЕ ДЕТАЛИ. ДИАМЕТРЫ ОТВЕРСТИЙ ПОД БОЛТЫ ГОСТ 11284-75, ГОСТ 12876-67

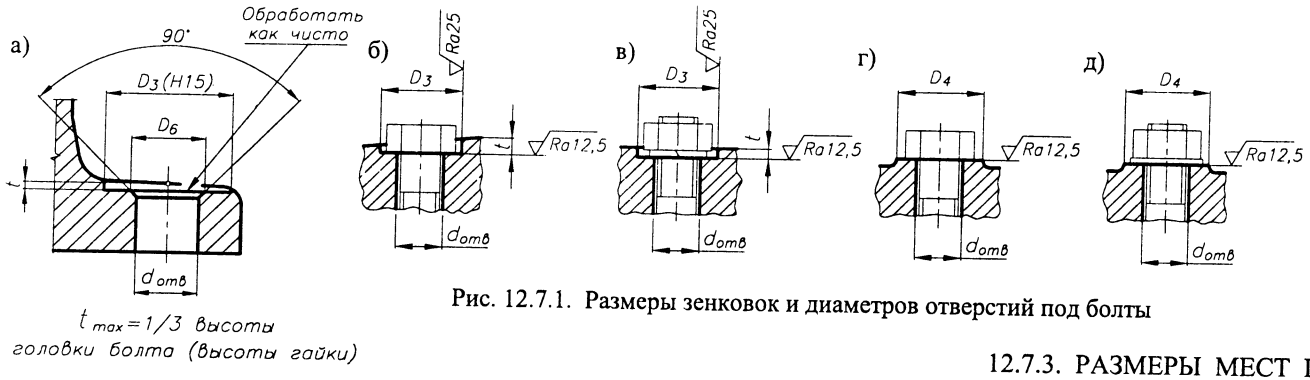


Рис. 12.7.1. Размеры зенковок и диаметров отверстий под болты

Табл. 12.7.1. Размеры зенковок и отверстий под болты, мм

ГОСТ 11284-75

		M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48
D_3		13,5	18	22	26	33	40	48	61	71	80	95
D_4		18	24	28	30	38	45	52	65	80	90	100
D_6		-	-	-	16	20	24	28	36	43	48	56
d_{otw}	1*	6,6	9,0	11	14	18	22	26	33	39	45	52
	2*	7,0	10	12	15	19	24	28	35	42	48	56

Примечание. Размеры представлены для нормальных головок болтов и нормальных гаек.
1* - для соединений нормальной точности;
2* - для соединений грубой сборки.

12.7.2. РАЗМЕРЫ ФЛАНЦЕВ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ. ГЛУБИНА СВЕРЛЕНИЯ. ГЛУБИНА НАРЕЗАНИЯ РЕЗЬБЫ

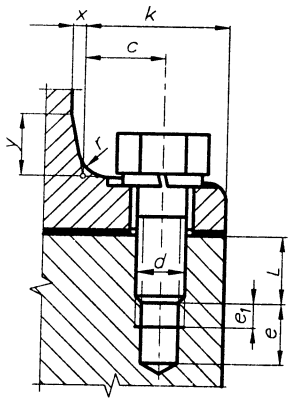


Рис. 12.7.2. Размеры литых фланцев и элементов резьбовых соединений

Табл. 12.7.2. Размеры элементов резьбовых соединений, мм

d	Размер e уменьшенный	Размер e нормальный	e_1 min
M6	4,0	6	2,0
M8	4,0	8	2,5
M10	4,0	9	3,0
M12	5,0	11	3,5
M16	5,0	12	4
M20	6,0	15	5
M24	7,0	18	6
M30	8,0	21	7
M36	9,0	24	
M42	11	27	
M48	12	30	

L – глубина резьбы:
- для стальных изделий $L = (0{,}8...1{,}0)\,d$
- для изделий из чугуна $L = (1{,}3...1{,}5)\,d$
- для изделий из алюминия $L = (1{,}6...2{,}0)\,d$

12.7.3. РАЗМЕРЫ МЕСТ ПОД ГАЕЧНЫЕ КЛЮЧИ ГОСТ 13682-80

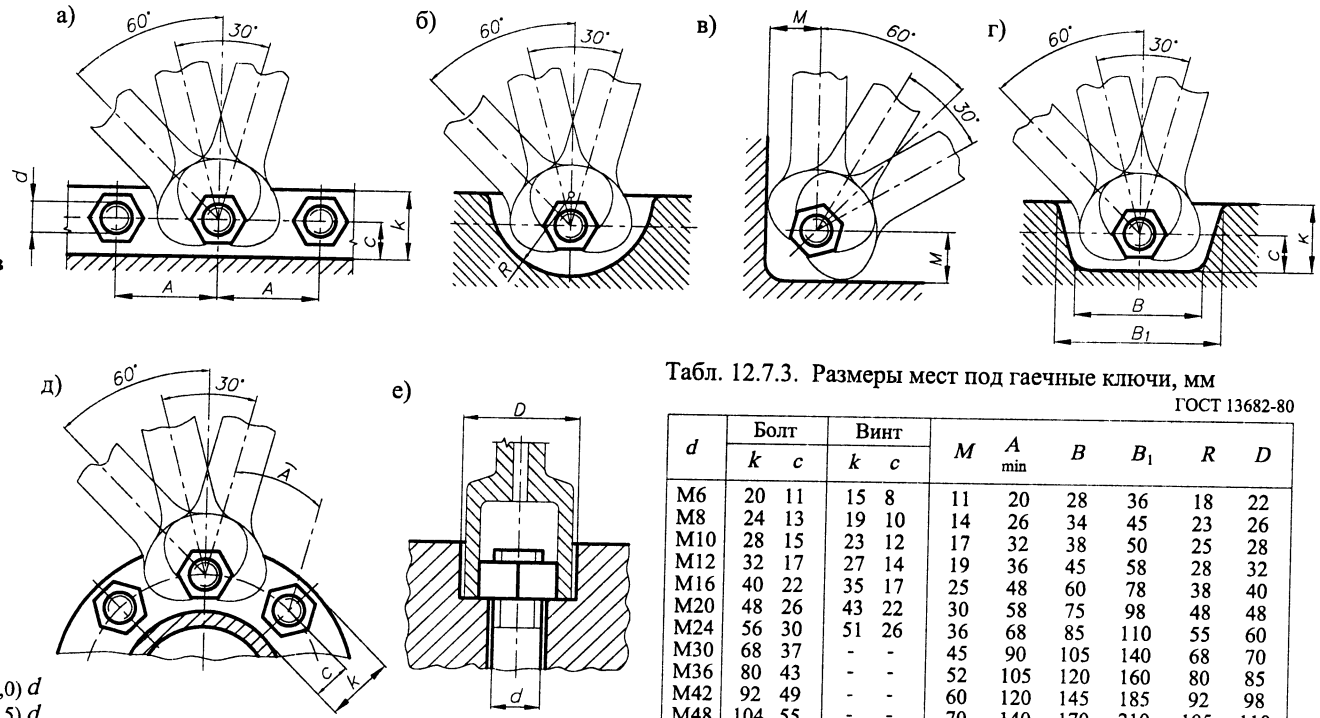


Рис. 12.7.3. Размеры под гаечные ключи для различных форм фланцев

Табл. 12.7.3. Размеры мест под гаечные ключи, мм

ГОСТ 13682-80

d	Болт k	Болт c	Винт k	Винт c	M	A min	B	B_1	R	D
M6	20	11	15	8	11	20	28	36	18	22
M8	24	13	19	10	14	26	34	45	23	26
M10	28	15	23	12	17	32	38	50	25	28
M12	32	17	27	14	19	36	45	58	28	32
M16	40	22	35	17	25	48	60	78	38	40
M20	48	26	43	22	30	58	75	98	48	48
M24	56	30	51	26	36	68	85	110	55	60
M30	68	37	-	-	45	90	105	140	68	70
M36	80	43	-	-	52	105	120	160	80	85
M42	92	49	-	-	60	120	145	185	92	98
M48	104	55	-	-	70	140	170	210	105	110

Примечание. Размеры представлены для нормальных головок болтов и нормальных гаек

12.8. ТОЧНОСТЬ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ [9, 16, 21, 42]

Табл. 12.8.1. Допускамые отклонения межосевого расстояния f_a, для цилиндрических передач ГОСТ 1643-81

	Вид сопряжения зубьев	Межосевое расстояние, мм a_w							
		Св.	80	125	180	250	315	400	500
		До 80	125	180	250	315	400	500	630
Допускаемое отклонение межосевого расстояния $\pm f_a$, мкм	–	10	11	12	14	16	18	20	22
	H,E	16	18	20	22	25	28	30	35
	D	22	28	30	35	40	45	50	55
	C	35	45	50	55	60	70	80	90
	B	60	70	80	90	100	110	120	140
	A	100	110	120	140	160	180	200	220

Табл. 12.8.2. Допускаемые отклонения межосевого расстояния f_a, для червячных передач ГОСТ 3675-81

	Степень точности передачи	Межосевое расстояние, мм a_w							
		Св.	80	120	180	250	315	400	500
		До 80	120	180	250	315	400	500	630
Допускаемое отклонение межосевого расстояния $\pm f_a$, мкм	7	45	50	60	67	75	80	85	90
	8	71	80	90	105	110	125	130	140
	9	110	130	150	160	180	200	210	240

Табл. 12.8.3. Высота расположения осей h, мм ГОСТ 24386-91

Ряд 1 *	100				125				160				
2	100		112		125		140		160		180		
3	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	
Ряд 1 *	200				250				315				
2	200		225		250		280		315	355			
3	200	212	225	236	250	265	280	300	315	335	355	375	
Ряд 1 *	400				500				630				
2	400		450		500		560		630				
3	400	425	450	475	500	530	560	600	630				

* 1-й ряд следует предпочитать 2-му, 3-му.

Табл. 12.8.4. Допускаемые отклонения высоты расположения осей Δh ГОСТ 24386-91

h, мм	⩽50	⩽250	⩽630	⩽1000
Δh, мм	0 -0,4	0 -0,5	0 -1,0	0 -1,5

1. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ (рис. 12.8.1)

1.1. *Посадки подшипников качения в отверстиях "корпус–крышка" – H7.*

1.2. *Допускаемые отклонения:*
- *межосевого расстояния $\pm f_a$: цилиндрических передач (табл. 12.8.1); червячных передач (табл. 12.8.2);*
- *высоты расположения осей Δh, мм (табл. 12.8.4).*

1.3. *Посадки мест установки закладных боковых крышек подшипниковых узлов (рис. 12.1.1).*

2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 12.8.1)

2.1. *Мест установки подшипников качения (8.8.2).*

2.2. *Плоскости соединения "корпус–крышка"* Ra1,6...3,2.

2.3. *Поверхностей под боковые накладные крышки подшипниковых узлов* – Ra6,3.

2.4. *Отверстий под конические штифты* – Ra3,2.

2.5. *Опорной поверхности корпуса* – Ra12,5.

2.6. *Других обрабатываемых поверхностей* – Ra25.

2.7. *Других необрабатываемых поверхностей* – ∇.

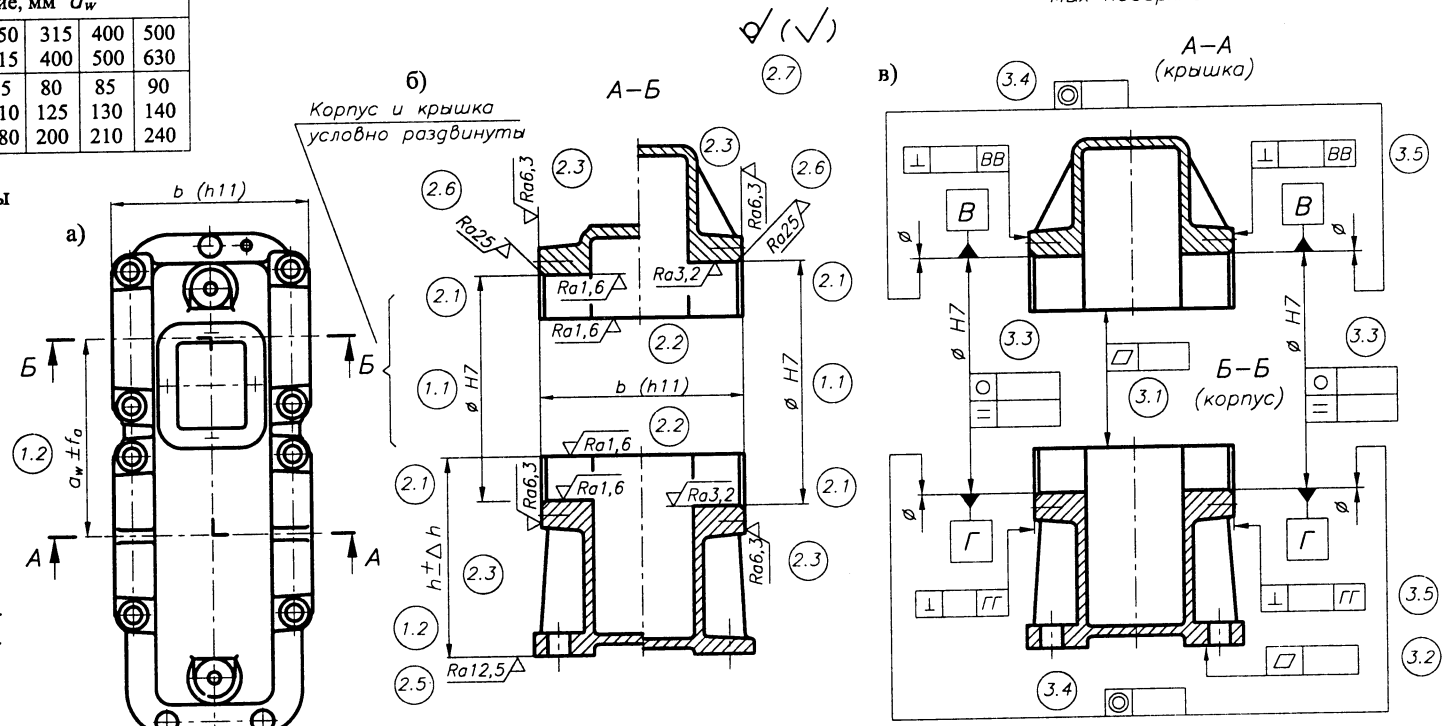


Рис. 12.8.1. Обозначение на корпусных деталях редукторов:
а), б) полей допусков, посадок и шероховатости поверхностей; в) допусков формы и расположения

3. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ (рис. 12.8.1)

3.1. Допуск плоскостности ▱ плоскости соединения "корпус–крышка" – (0,01...0,02)/300 мм/мм.
При длине контролируемой плоскости L≠300 мм величину допуска пересчитать в L/300 раз.

3.2. Допуск плоскостности ▱ опорной плоскости редуктора – 0,1/300 мм/мм.
При длине контролируемой плоскости L≠300 мм величину допуска пересчитать в L/300 раз.

3.3. Допуски круглости ○ и профиля продольного сечения ⌯ посадочных поверхностей подшипников (табл. 8.8.9).

3.4. Допуск соосности ◎ отверстий подшипников одного вала – 0,5 допуска профиля продольного сечения.

3.5. Допуск перпендикулярности ⊥ (торцевого биения) боковых поверхностей корпуса–крышки под накладные крышки подшипниковых узлов (табл. 12.8.5).

*3.6. **Для цилиндрических передач:***
–допуск параллельности // и перекоса // отверстий ØH7 оси Б относительно отверстий ØH7 оси А (рис.12.8.2а):
3.6.1.– допуск параллельности (табл. 12.8.6);
3.6.2.– допуск перекоса–0,5 допуска параллельности.

*3.7. **Для конических передач** допуск перпендикулярности ⊥ отверстий ØH7 оси Б относительно отверстий ØH7 оси А (рис. 12.8.2б и табл.12.8.7).*

*3.8. **Для червячных передач** допуск перпендикулярности ⊥ отверстий ØH7 оси Б относительно отверстий ØH7 оси А (рис. 12.8.2в и табл.12.8.8).*

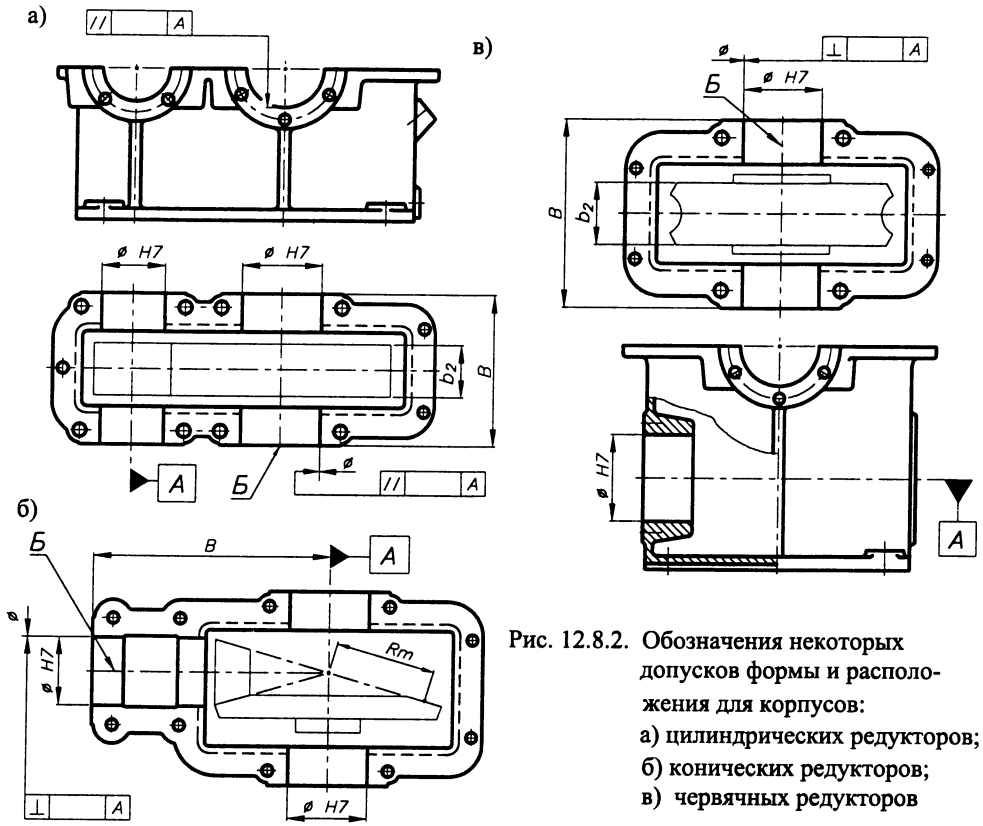


Рис. 12.8.2. Обозначения некоторых допусков формы и расположения для корпусов:
а) цилиндрических редукторов;
б) конических редукторов;
в) червячных редукторов

Табл. 12.8.5. Значения допуска перпендикулярности боковых поверхностей корпуса относительно оси отверстий ØH7

D мм	⊥ мкм
⩽ 80	40
⩽ 120	45
⩽ 150	50
⩽ 180	60
⩽ 250	70
⩽ 315	80
⩽ 400	90

Табл. 12.8.6. Допуск параллельности осей подшипниковых узлов цилиндрических передач f_x

ГОСТ 1643-81

Степень точности	f_x мкм при ширине зубчатого колеса b_2, мм			
	⩽40	⩽100	⩽160	⩽250
6	9	12	16	20
7	11	16	20	25
8	18	25	32	40
9	28	40	50	63

Чтобы определить // при ширине подшипниковых гнезд B, следует табличные значения f_x изменить в B/b_2 раз.

Табл. 12.8.7. Допускаемые отклонения угла делительного конуса конических передач $\pm E_\Sigma$ *

ГОСТ 1758-81

Допускаемые отклонения угла делительного конуса $\pm E_\Sigma$, мкм	Вид сопряжения зубьев	Длина образующей конуса R_m по среднему диаметру, мм											
		$R_m \leqslant 50$			$50 < R_m \leqslant 100$			$100 < R_m \leqslant 200$			$200 < R_m \leqslant 400$		
		Угол делительного конуса δ_1, град											
		⩽15	⩽25	>25	⩽15	⩽25	>25	⩽15	⩽25	>25	⩽15	⩽25	>25
	H,E	7,5	10	12	10	12	15	12	17	20	15	24	26
	D	11	16	19	16	19	22	19	26	32	22	36	40
	C	18	26	30	26	30	32	30	45	50	32	56	63
	B	30	42	50	42	50	60	50	71	80	60	90	100
	A	45	63	80	63	80	95	80	110	125	95	140	160

1. * E_Σ определяется в единицах длины на радиусе равном длине образующей делительного конуса по среднему диаметру колеса.
2. Чтобы определить перпендикулярность ⊥ оси *Б* отверстия *ØH7* относительно оси *А* на размере B, следует соответствующее табличное значение E_Σ изменить в B/R_m раз.

Табл. 12.8.8. Предельные отклонения межосевого угла червячной передачи $\pm f_\Sigma$**

ГОСТ 3675-81

	Ширина венца червячного колеса b_2, мм	Степень точности		
		7	8	9
$\pm f_\Sigma$, мкм	$b_2 \leqslant 63$	12	16	22
	$63 < b_2 \leqslant 100$	17	22	28
	$100 < b_2 \leqslant 160$	24	30	40
	$160 < b_2 \leqslant 250$	32	42	56
	$250 < b_2$	48	63	80

1. ** f_Σ определяется в единицах длины на ширине венца червячного колеса b_2.
2. Чтобы определить перпендикулярность ⊥ оси *Б* отверстия *ØH7* относительно оси *А* на размере B, следует соответствующее табличное значение f_Σ изменить в B/b_2 раз.

12.9. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ КОРПУСОВ И КРЫШЕК РЕДУКТОРОВ [3, 6, 8, 16, 21, 24, 26, 28, 33, 42]

Рабочие чертежи корпуса и крышки представляются в двух вариантах:

1. Представляется сборочный чертеж "Корпус редуктора в сборе" (рис. 12.9.1), в соответствии с которым обрабатываются поверхности, требующие совместной обработки. Сборочный чертеж содержит рабочие чертежи корпуса и крышки, а также элементы их соединения (болты, гайки, подкладки, штифты). На рабочих чертежах корпуса (крышки) (рис. 12.9.2, 12.9.3) поверхности, подлежащие совместной обработке, выделяются, например представляются в [ ], а технические условия содержит запись: *"Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить по чертежу корпуса редуктора в сборе"*.

2. Представляются рабочие чертежи корпуса и крышки редуктора (рис. 12.9.4, 12.9.5), где поверхности, подлежащие совместной обработке, представляются, например в [ ]. Рабочий чертеж корпуса (крышки) в технических условиях имеет запись *"Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить совместно с корпусом (крышкой)"*.

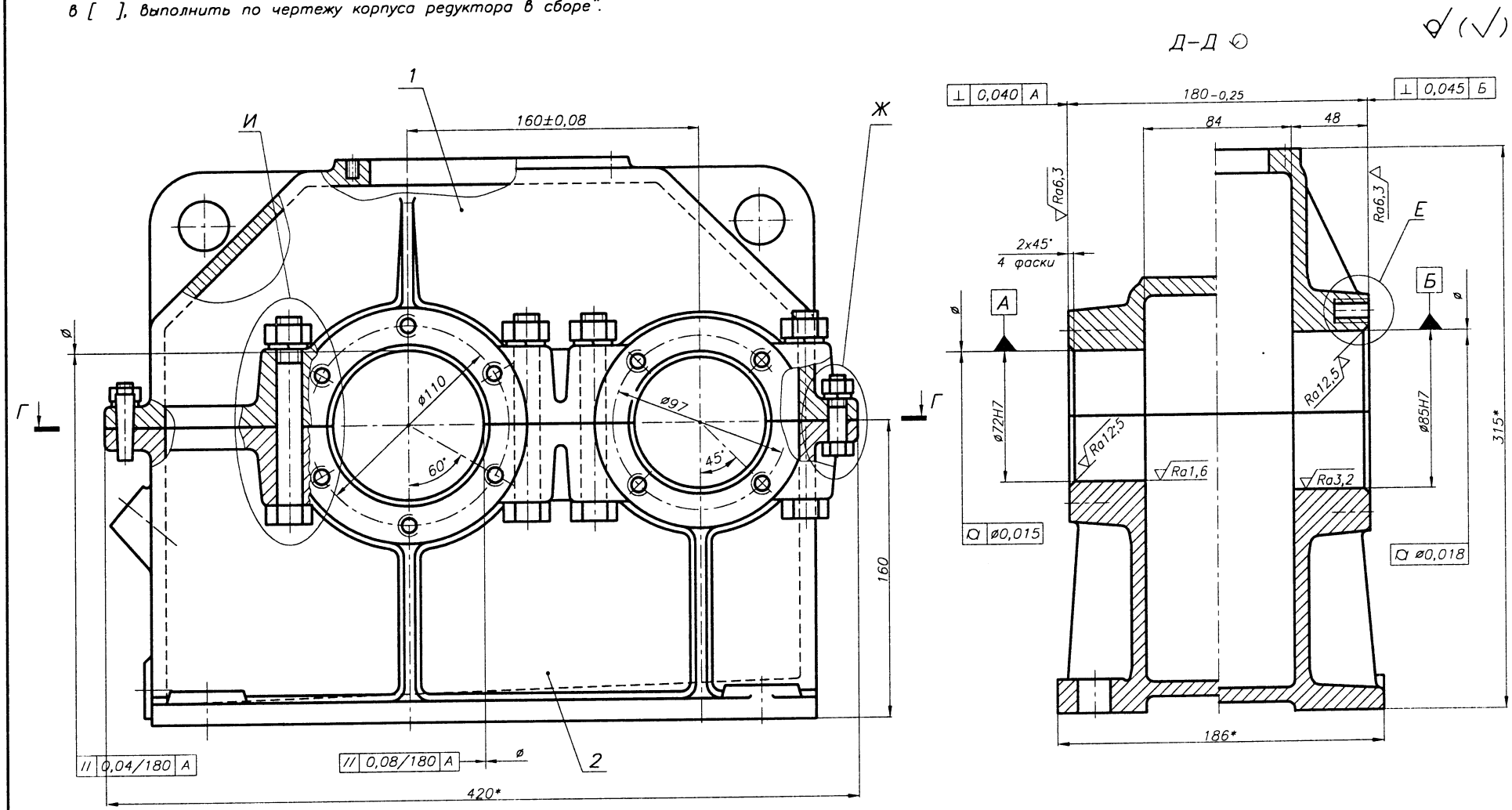
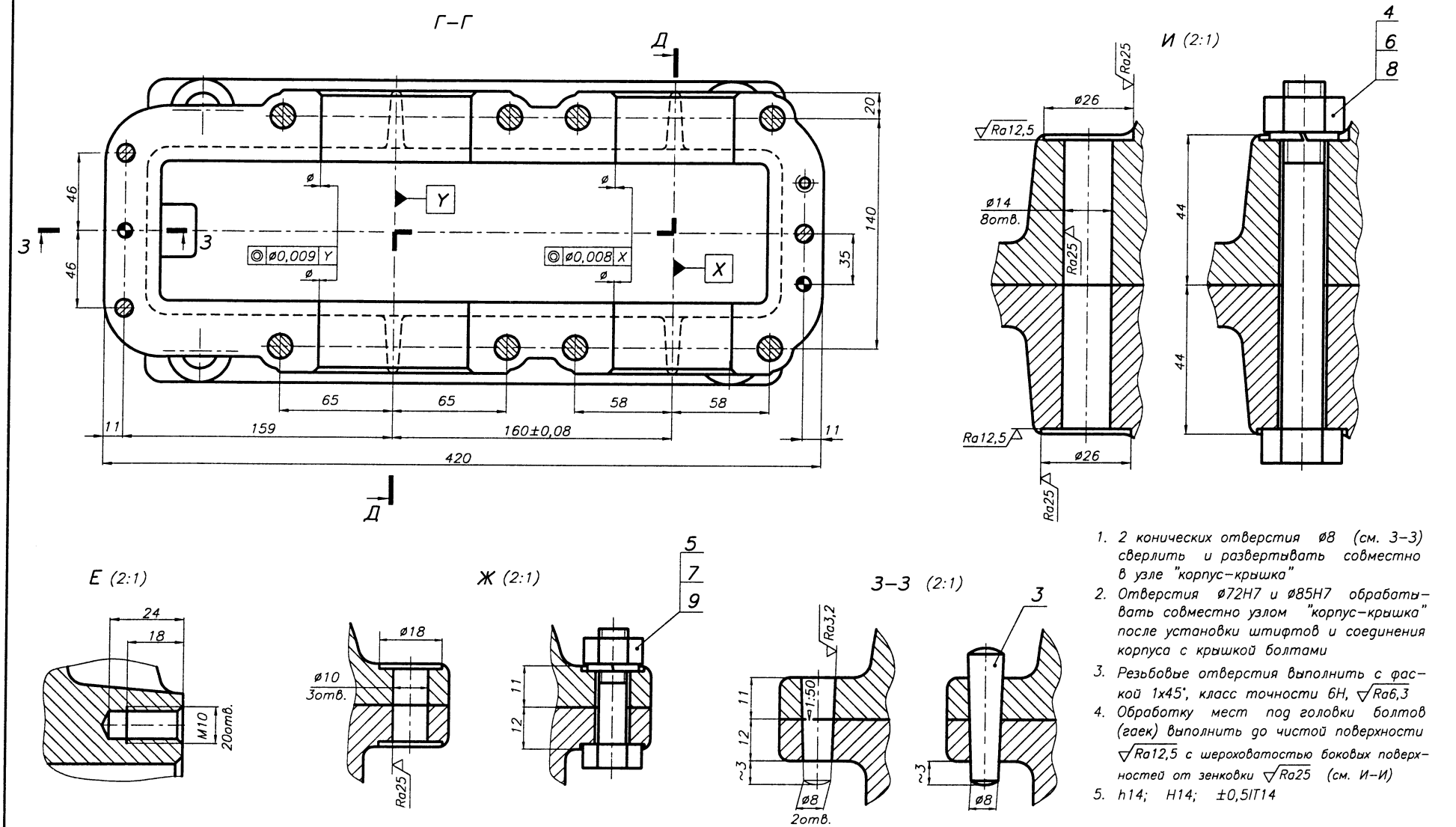


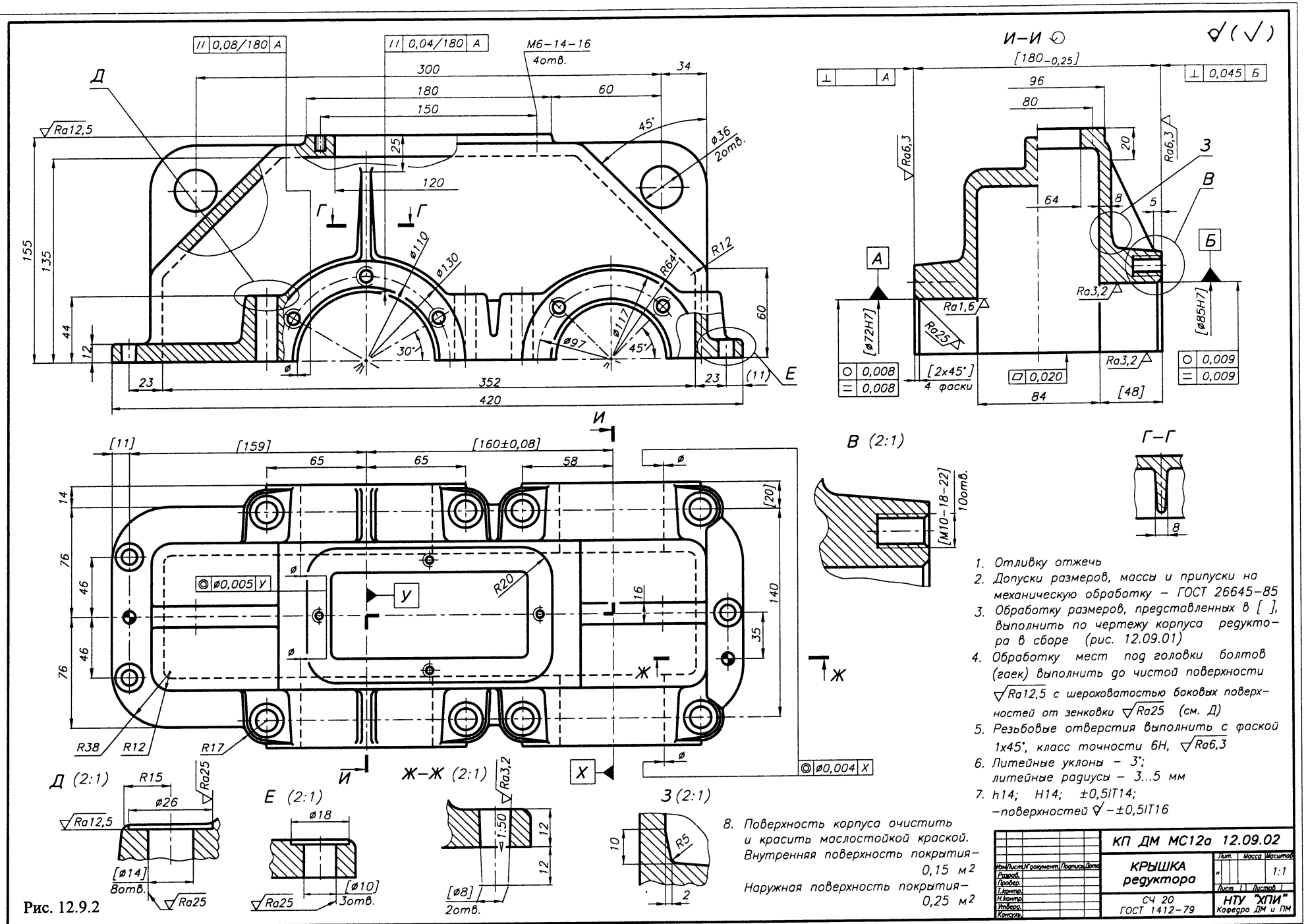
Рис. 12.9.1а



1. 2 конических отверстия ø8 (см. 3–3) сверлить и развертывать совместно в узле "корпус–крышка"
2. Отверстия ø72H7 и ø85H7 обрабатывать совместно узлом "корпус–крышка" после установки штифтов и соединения корпуса с крышкой болтами
3. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1x45°, класс точности 6H, Ra6,3
4. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности Ra12,5 с шероховатостью боковых поверхностей от зенковки Ra25 (см. И–И)
5. h14; H14; ±0,5IT14

Изм.	Лист	N документ	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 12.09.01.СБ		
Разраб.					КОРПУС редуктора в сборе	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 12.9.1б



1. Отливку отжечь
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645–85
3. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить по чертежу корпуса редуктора в сборе (рис. 12.09.01)
4. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности $\sqrt{Ra12,5}$ с шероховатостью боковых поверхностей от зенковки $\sqrt{Ra25}$ (см. Д)
5. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1х45°, класс точности 6Н, $\sqrt{Ra6,3}$
6. Литейные уклоны – 3°; литейные радиусы – 3...5 мм
7. h14; Н14; ±0,5IT14; –поверхностей $\sqrt{}$ –±0,5IT16
8. Поверхность корпуса очистить и красить маслостойкой краской. Внутренняя поверхность покрытия– 0,15 м² Наружная поверхность покрытия– 0,25 м²

Рис. 12.9.2

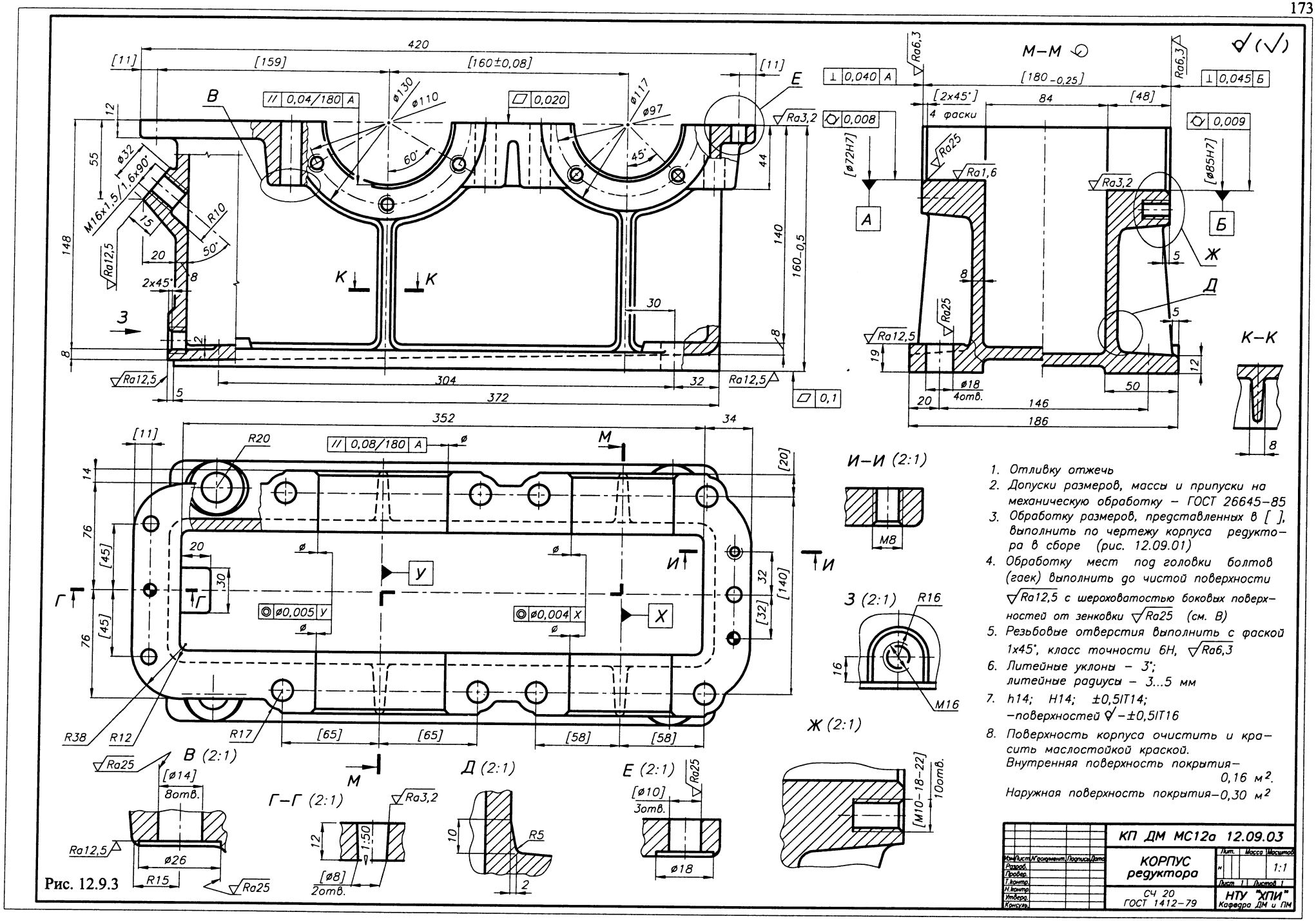
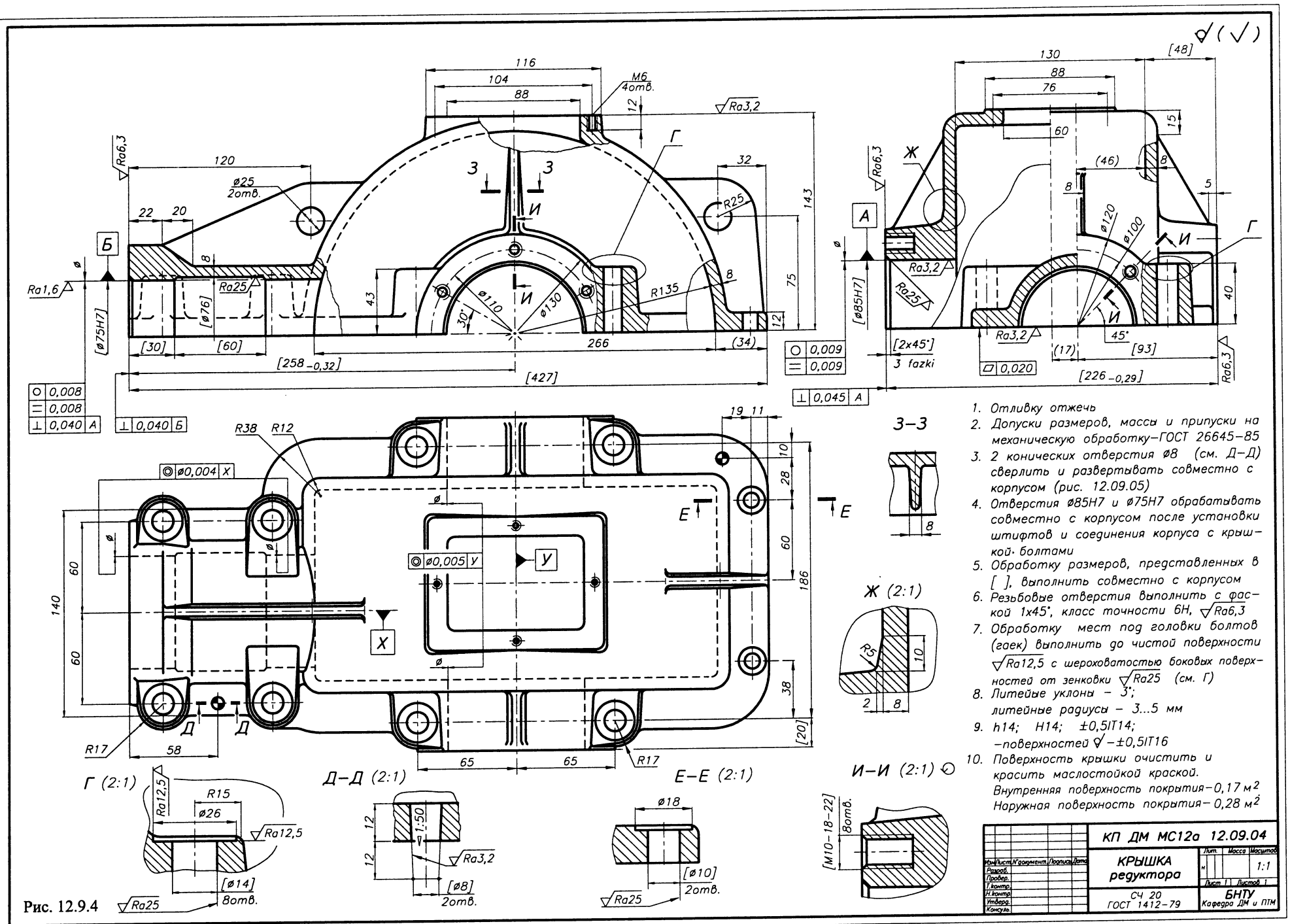

М–М
К–К
В (2:1)
Г–Г (2:1)
Д (2:1)
Е (2:1)
И–И (2:1)
З (2:1)
Ж (2:1)
1. Отливку отжечь
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645–85
3. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить по чертежу корпуса редуктора в сборе (рис. 12.09.01)
4. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности Ra12,5 с шероховатостью боковых поверхностей от зенковки Ra25 (см. В)
5. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1x45°, класс точности 6Н, Ra6,3
6. Литейные уклоны – 3°; литейные радиусы – 3...5 мм
7. h14; H14; ±0,5IT14; –поверхностей – ±0,5IT16
8. Поверхность корпуса очистить и красить маслостойкой краской. Внутренняя поверхность покрытия– 0,16 м². Наружная поверхность покрытия–0,30 м²
КП ДМ МС12а 12.09.03
КОРПУС редуктора
СЧ 20 ГОСТ 1412–79
НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ

Рис. 12.9.3



1. Отливку отжечь
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку–ГОСТ 26645–85
3. 2 конических отверстия ø8 (см. Д–Д) сверлить и развертывать совместно с корпусом (рис. 12.09.05)
4. Отверстия ø85H7 и ø75H7 обрабатывать совместно с корпусом после установки штифтов и соединения корпуса с крышкой болтами
5. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить совместно с корпусом
6. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1x45°, класс точности 6H, Ra6,3
7. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности Ra12,5 с шероховатостью боковых поверхностей от зенковки Ra25 (см. Г)
8. Литейные уклоны – 3°; литейные радиусы – 3...5 мм
9. h14; H14; ±0,5IT14; –поверхностей –±0,5IT16
10. Поверхность крышки очистить и красить маслостойкой краской. Внутренняя поверхность покрытия–0,17 м^2 Наружная поверхность покрытия– 0,28 м^2

Рис. 12.9.4

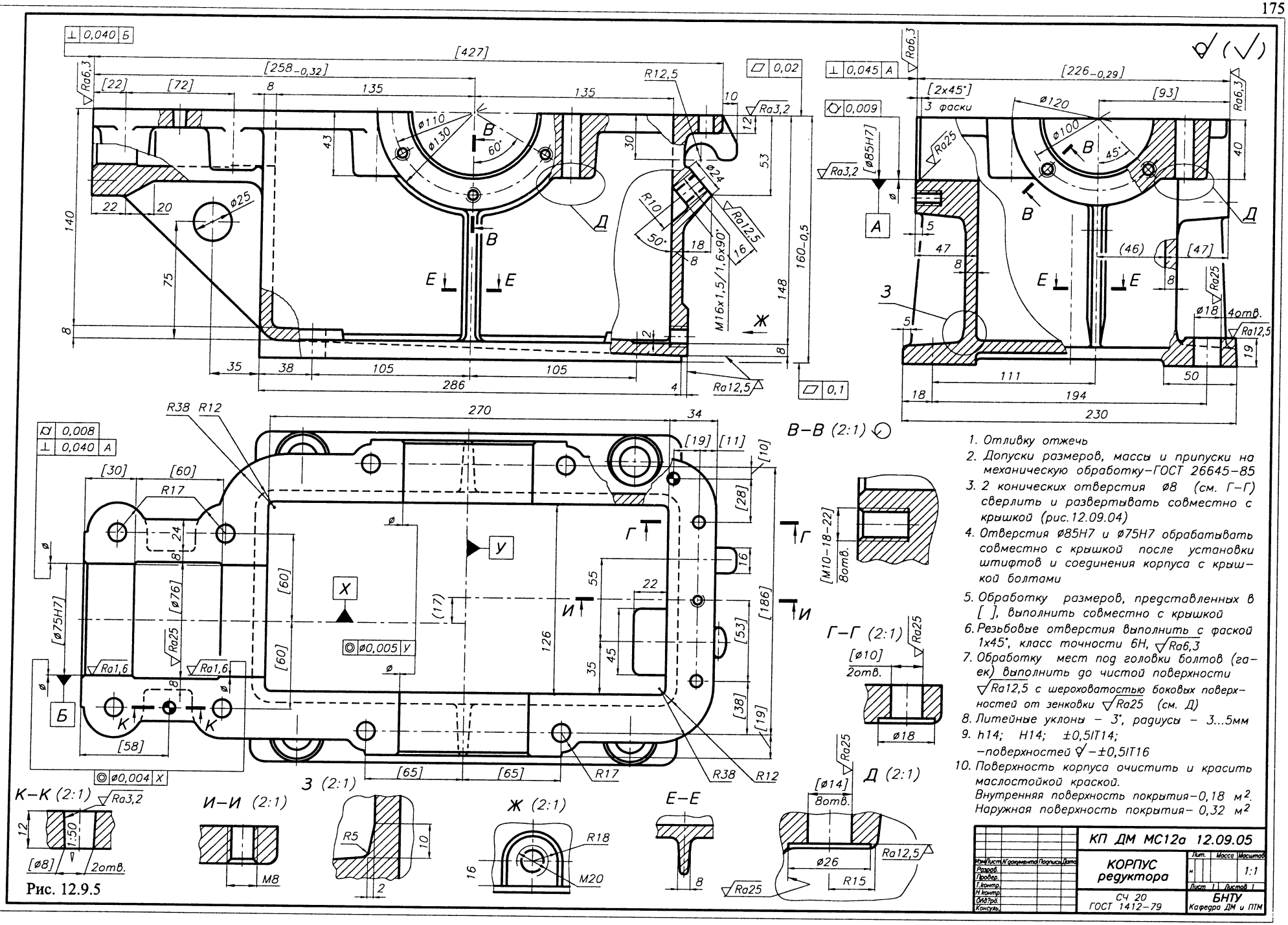
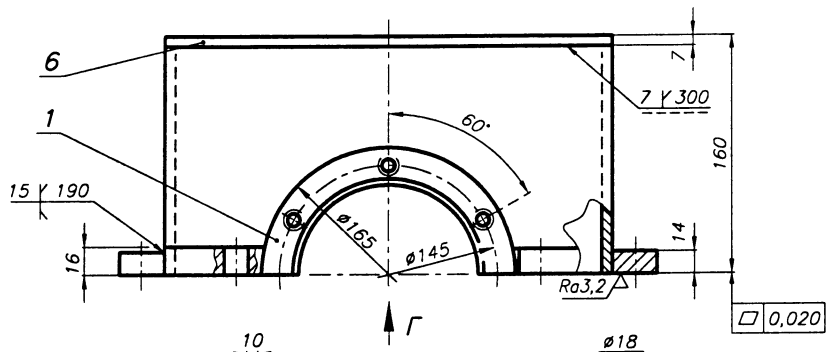
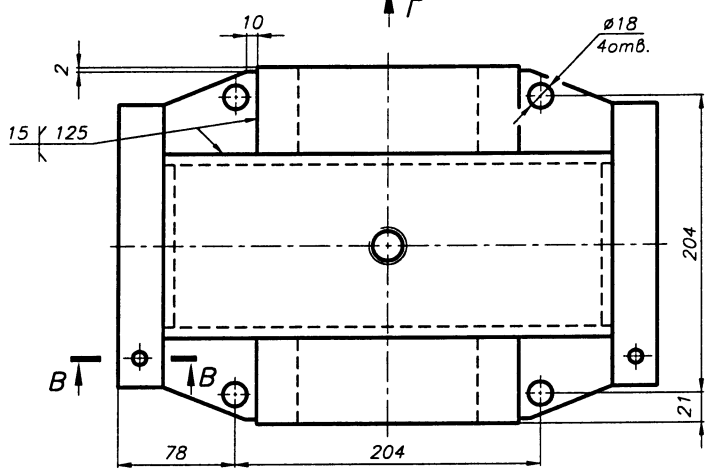
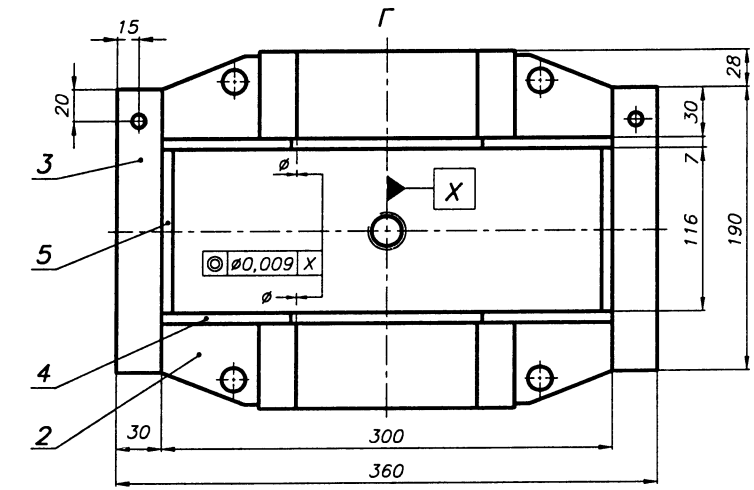
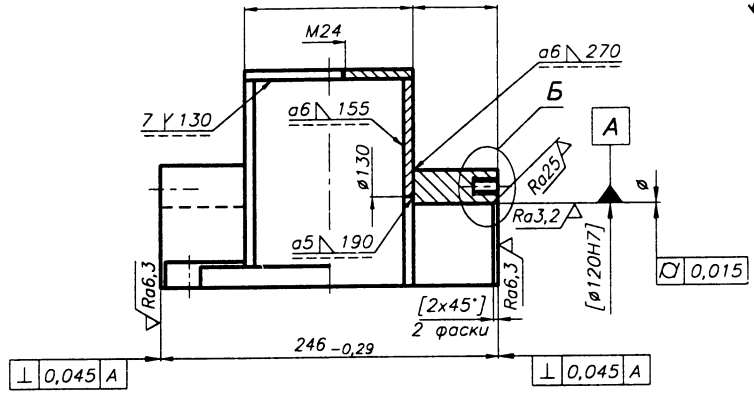

КП ДМ МС12а 12.09.05
КОРПУС редуктора
СЧ 20 ГОСТ 1412–79
БНТУ Кафедра ДМ и ПМ
Лит. Масса Масштаб 1:1
Лист 1 Листов 1
Изм. Лист. N документа Подпись Дата
Разраб.
Провер.
Т.контр.
Н.контр.
Утв.
Консульт.
В–В (2:1)
Г–Г (2:1)
Д (2:1)
Е–Е
Ж (2:1)
И–И (2:1)
З (2:1)
К–К (2:1)
1. Отливку отжечь
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку–ГОСТ 26645–85
3. 2 конических отверстия ø8 (см. Г–Г) сверлить и развертывать совместно с крышкой (рис.12.09.04)
4. Отверстия ø85H7 и ø75H7 обрабатывать совместно с крышкой после установки штифтов и соединения корпуса с крышкой болтами
5. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить совместно с крышкой
6. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1x45°, класс точности 6H, Ra6,3
7. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности Ra12,5 с шероховатостью боковых поверхностей от зенковки Ra25 (см. Д)
8. Литейные уклоны – 3°, радиусы – 3...5мм
9. h14; H14; ±0,5IT14; –поверхностей – ±0,5IT16
10. Поверхность корпуса очистить и красить маслостойкой краской.
Внутренняя поверхность покрытия–0,18 м²
Наружная поверхность покрытия– 0,32 м²

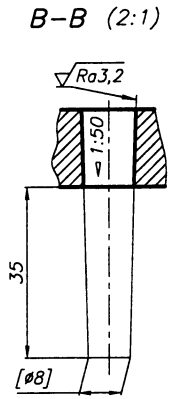
Рис. 12.9.5

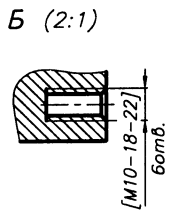












1. После сварки крышку подвергнуть отжигу
2. 2 конических отверстия ø8 (см. B–B) сверлить и развертывать совместно с корпусом (рис. 12.09.07)
3. Отверстия ø120H7 обрабатывать совместно с корпусом после установки штифтов и соединения крышки с корпусом болтами
4. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить совместно с корпусом (рис. 12.09.07)
5. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1x45°, класс точности 6H, Ra6,3
6. h14; H14; ±0,5IT14
7. Поверхность крышки очистить и красить маслостойкой краской.
   Внутренняя поверхность покрытия – 0,15 м².
   Наружная поверхность покрытия – 0,25 м²

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 12.09.06		
Разраб.					КРЫШКА редуктора	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.						и		1:1
Т. контр.						Лист 1	Листов 1	
Н. контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 12.9.6

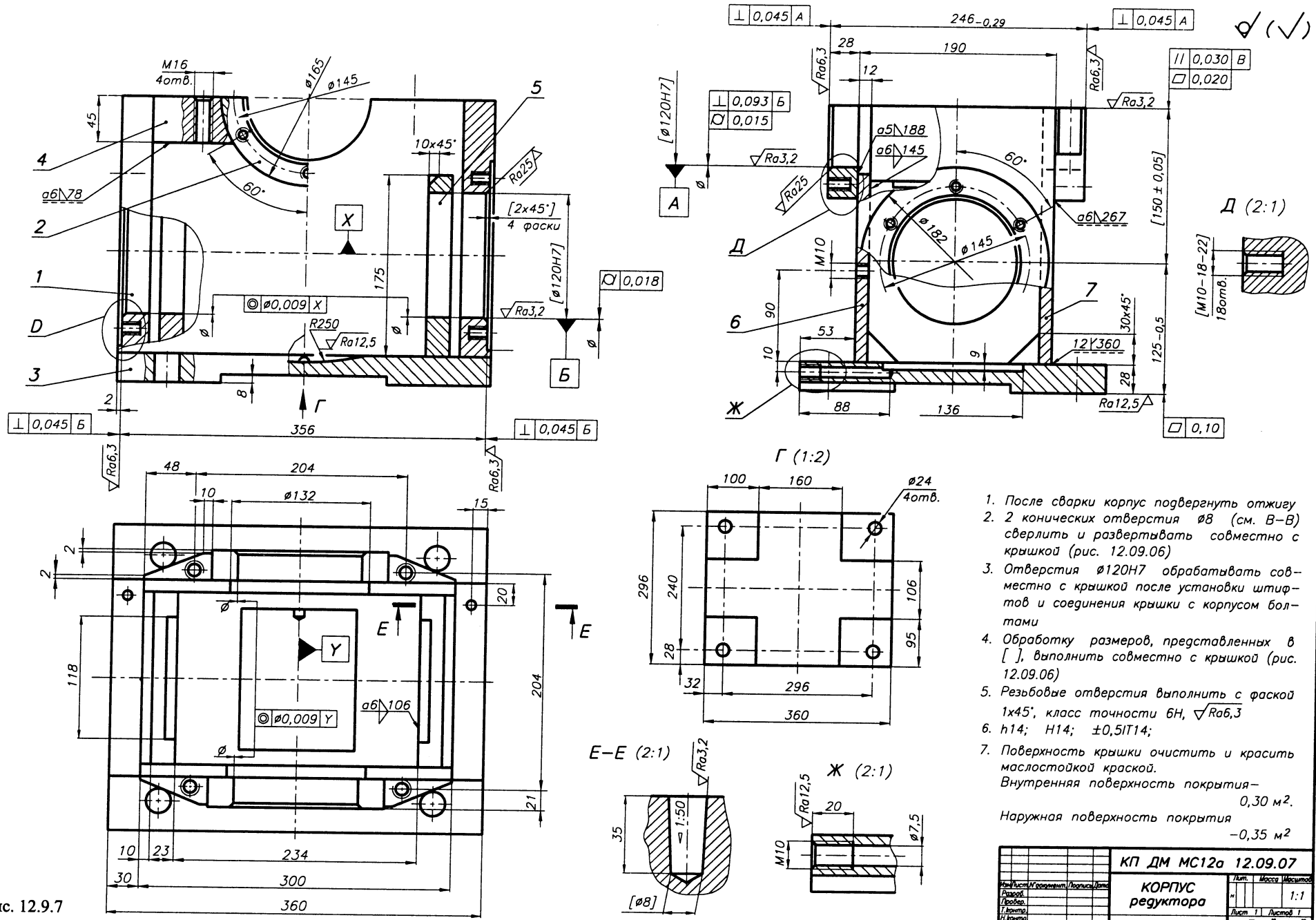


Рис. 12.9.7

1. После сварки корпус подвергнуть отжигу
2. 2 конических отверстия ø8 (см. В–В) сверлить и развертывать совместно с крышкой (рис. 12.09.06)
3. Отверстия ø120H7 обрабатывать совместно с крышкой после установки штифтов и соединения крышки с корпусом болтами
4. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить совместно с крышкой (рис. 12.09.06)
5. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1x45°, класс точности 6H, Ra6,3
6. h14; H14; ±0,5IT14;
7. Поверхность крышки очистить и красить маслостойкой краской.
   Внутренняя поверхность покрытия– 0,30 м².
   Наружная поверхность покрытия –0,35 м²

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 12.09.07		
Разраб.					КОРПУС редуктора	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консуль.								

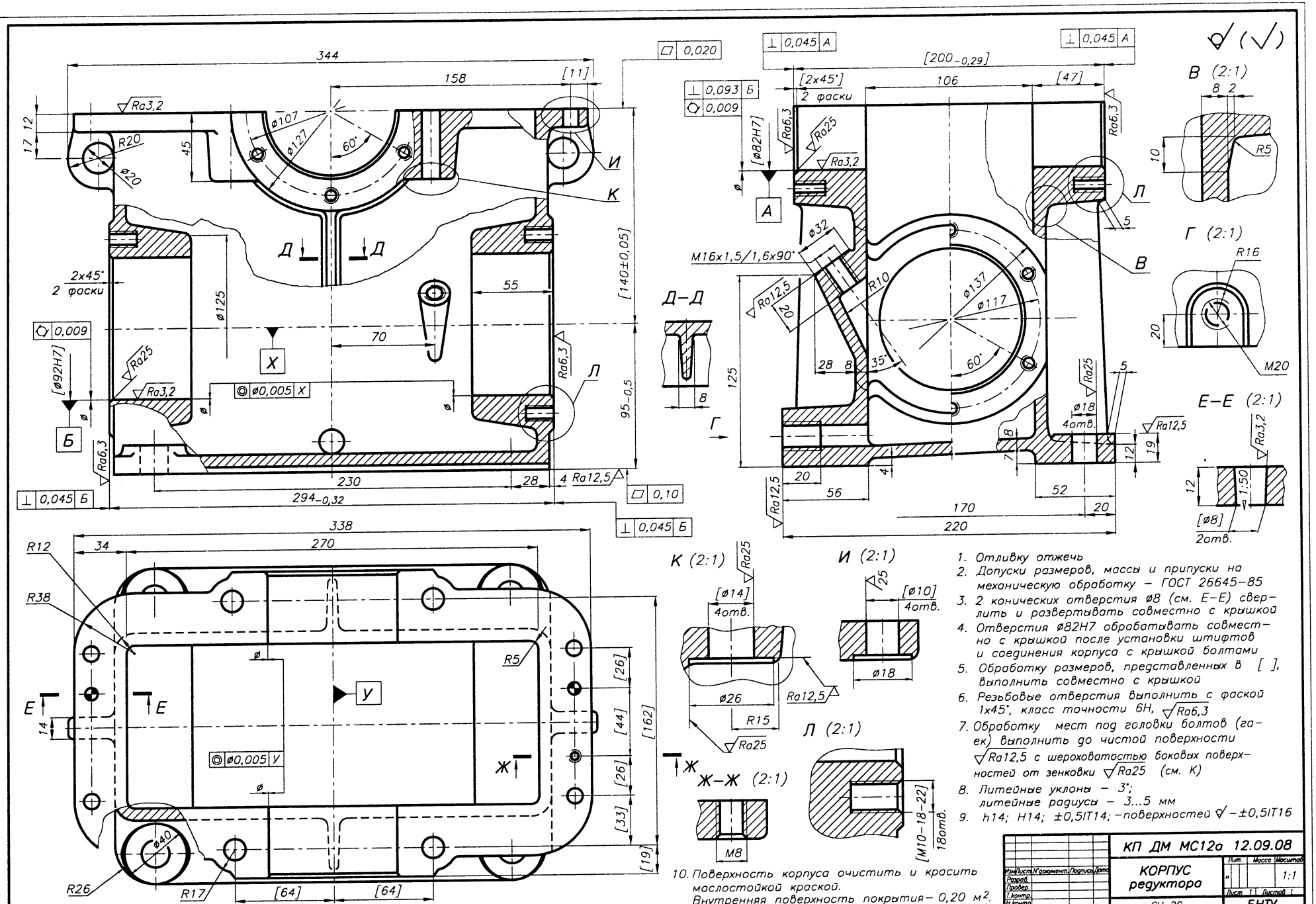
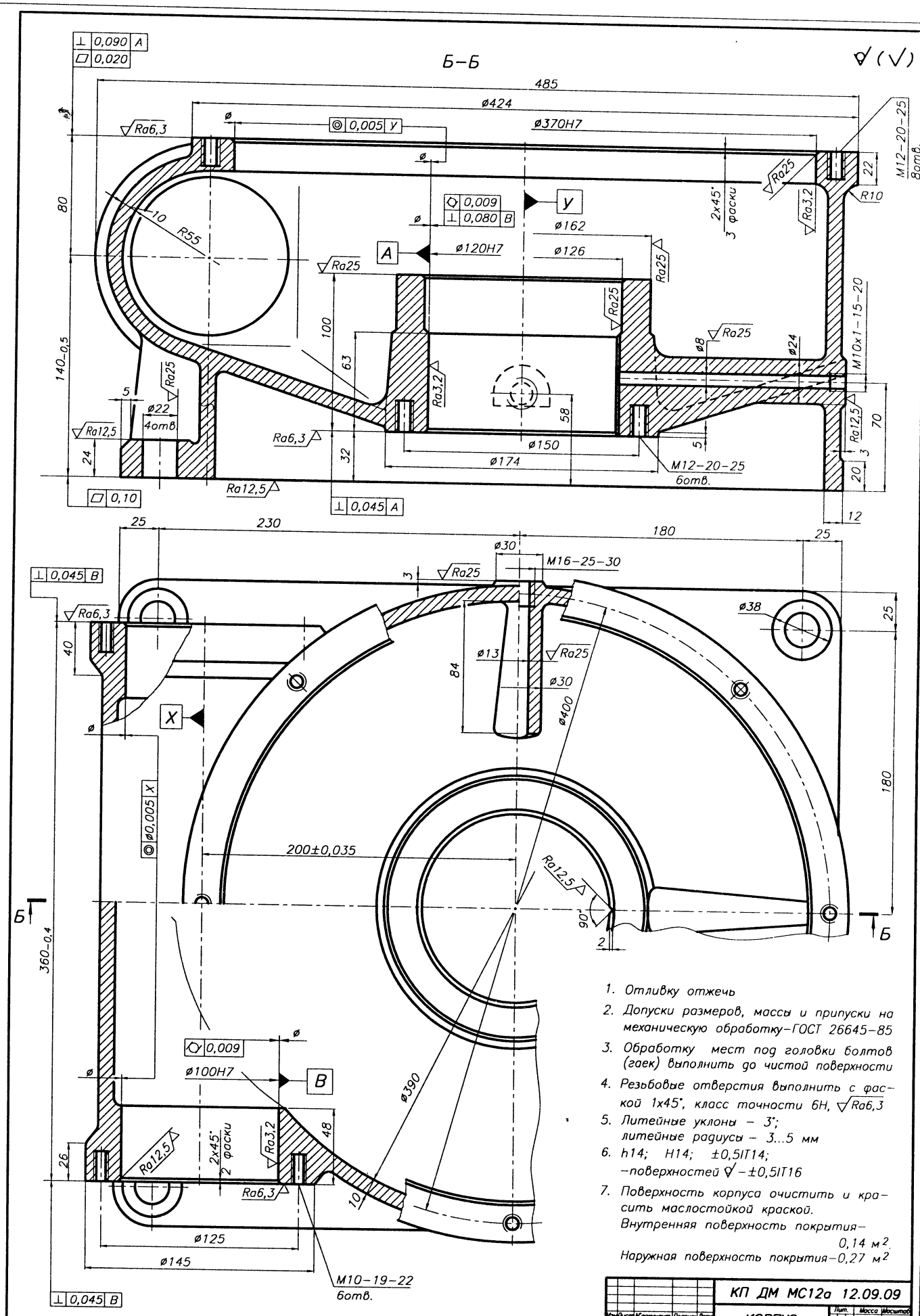

Д–Д
Г (2:1)
В (2:1)
Е–Е (2:1)
К (2:1)
И (2:1)
Л (2:1)
Ж–Ж (2:1)
2 фаски
2x45°
M16x1,5/1,6x90°
294–0,32
220
170
230
338
270
344
158
[200–0,29]
[140±0,05]
95–0,5
1. Отливку отжечь
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645–85
3. 2 конических отверстия ø8 (см. Е–Е) сверлить и развертывать совместно с крышкой
4. Отверстия ø82H7 обрабатывать совместно с крышкой после установки штифтов и соединения корпуса с крышкой болтами
5. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить совместно с крышкой
6. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1x45°, класс точности 6H, Ra6,3
7. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности Ra12,5 с шероховатостью боковых поверхностей от зенковки Ra25 (см. К)
8. Литейные уклоны – 3°; литейные радиусы – 3...5 мм
9. h14; H14; ±0,5IT14; –поверхностей √ – ±0,5IT16
10. Поверхность корпуса очистить и красить маслостойкой краской.
Внутренняя поверхность покрытия – 0,20 м²
Наружная поверхность покрытия – 0,35 м²
КП ДМ МС12а 12.09.08
КОРПУС редуктора
СЧ 20 ГОСТ 1412–79
Лит. Масса Масштаб
1:1
Лист 1 Листов 1
БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ
Изм. Лист. N документ. Подпись Дата
Разраб.
Провер.
Т.контр.
Н.контр.
Утверд.
Консульт.

Рис. 12.9.8



1. Отливку отжечь
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку–ГОСТ 26645–85
3. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности
4. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1x45°, класс точности 6Н, Ra6,3
5. Литейные уклоны – 3°; литейные радиусы – 3...5 мм
6. h14; H14; ±0,5IT14; –поверхностей – ±0,5IT16
7. Поверхность корпуса очистить и красить маслостойкой краской. Внутренняя поверхность покрытия– 0,14 м². Наружная поверхность покрытия–0,27 м²

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 12.09.09		
Разраб.					КОРПУС редуктора	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.								
Утверд.					СЧ 20 ГОСТ 1412–79	БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Консульт.								

Рис. 12.9.9

12.10. КОНСТРУИРОВАНИЕ КРЫШЕК ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ [9, 21, 24, 42]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Наружный диаметр цилиндрической части крышки D (равный наружному диаметру подшипника).

1. ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

Для накладных крышек:

1.1. *Диаметр болтов d_5 крепления крышки к корпусу и их количество z_5* $d_5, z_5 = f(D)$ *(табл. 12.1.1).*

1.2. *Диаметр установки болтов* $D_1 = D + 2{,}5\,d_5$, мм.

1.3. *Наружный диаметр фланца* $D_2 = D_1 + 2{,}0\,d_5$, мм.

1.4. *Диаметр отверстий $d_{отв5}$ в крышке под болты d_5 (табл. 12.7.1)*, мм.

1.5. *Толщина фланца крышки* $h_1 = d_5$, мм.

1.6. *Толщина крышки* $\delta_2 = f(D)$ *(табл. 12.1.1)*, мм.

1.7. *Толщина цилиндрической части крышки* $\delta_3 = (0{,}9...1{,}0)\,h_1$, мм.

1.8. *Толщина цилиндрической части H крышки, контактирующая с подшипником (рис.8.9.1б)*, мм.

1.9. *Длина цилиндрической части крышки L – конструктивно*, мм.

1.10. *Размеры подточек (7.4.3 п. 4)*, мм.

1.11. *Длина цилиндрической части* $b_1 = (1{,}2...2{,}0)\,b$, мм.

1.12. *Размеры места под уплотнение (9.1.1)*, мм.

Для закладных крышек:

1.13. *Ширина выступа l (табл. 12.1.1), ($l_1 \geqslant l$)*, мм.

1.14. *Высота выступа* $c = 0{,}5\,l$, мм.

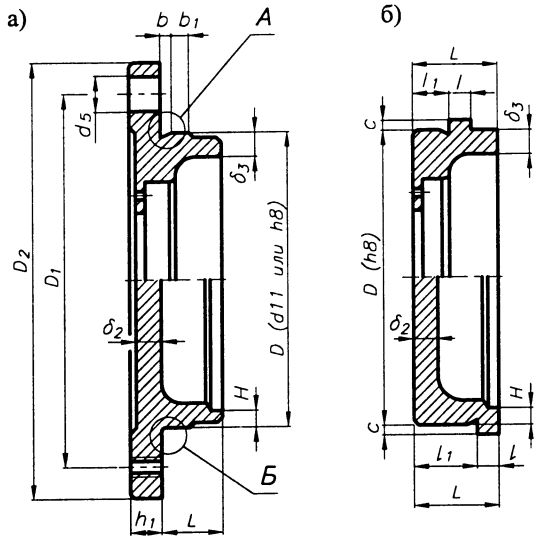


Рис. 12.10.1. Крышки подшипниковых узлов: а) накладная (привертная); б) закладная (врезная)

2. ВАРИАНТЫ ВЫПОЛНЕНИЯ НАКЛАДНЫХ КРЫШЕК

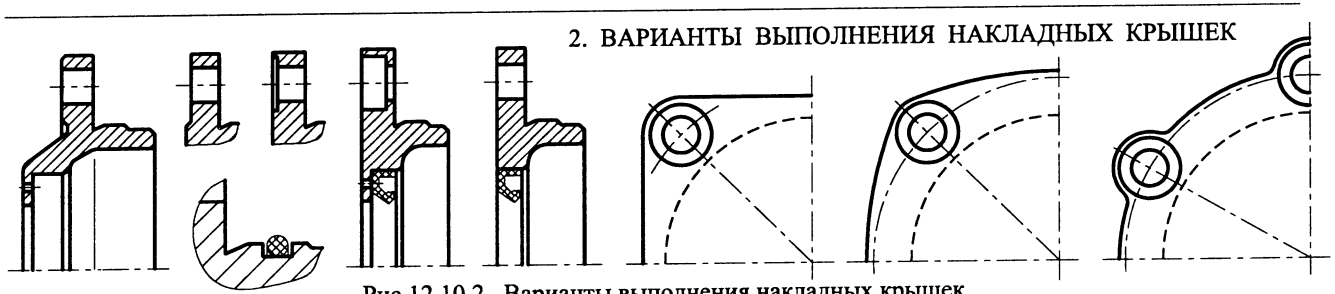


Рис.12.10.2. Варианты выполнения накладных крышек

3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

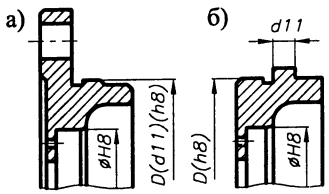


Рис. 12.10.3. Посадки крышек: а) накладных; б) закладных

Для накладных крышек:

Поле допуска диаметра D:
–обычно – d11;
–в случае установки в крышке уплотнения – h8.

Для закладных крышек:

–поле допуска диаметра D – h8;
–поле допуска кольца – d11.

Поле допуска в месте установки уплотнения (9.1.1 п. 2) – H9.

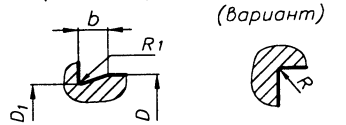
4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

4.1. *Поверхность диаметра D:*
для $D \leqslant 80$ – Ra3,2,
для $D > 80$ – Ra6,3.

4.2. *Опорная поверхность фланца* – Ra6,3.

4.3. *Торцевая поверхность цилиндрической части крышки, контактирующая с подшипником* – Ra1,6.

4.4. *Поверхности установки уплотнения (9.1.1 п.3).*



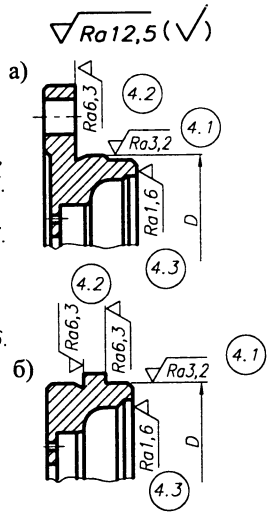


Рис. 12.10.4. Шероховатость поверхностей

5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

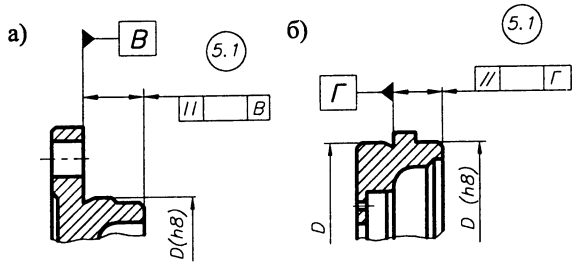


Рис. 12.10.5. Допуски формы и расположения

5.1. *Допуск параллельности торцевой поверхности крышки, контактирующей с подшипником (табл. 8.8.10).*

5.2. *Допуски формы и расположения мест установки уплотнений – 9.1.1 п.4.*

12.11. КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАКАНОВ [9, 21, 24, 42]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Внутренний диаметр втулки D (равный наружному диаметру подшипника), мм.
2. Ширина подшипника B, мм.

1. ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

1.1. Толщина стакана $h_3 = f(D)$ (табл. 12.11.1), мм.

1.2. Толщина фланца $h_2 = h_1$ мм; h_1 (табл. 12.1.1 и рис. 12.1.2а), мм.

1.3. Длина стакана L – конструктивно, мм.

1.4. Диаметр болтов d_5 крепления стакана к корпусу и их количество z_5 $d_5, z_5 = f(D)$ (табл. 12.1.1). (За D принимается значение D_a) (рис. 12.11.1) мм.

1.5. Диаметр установки болтов $D_1 = D + 2{,}5\,d_5$ мм.

1.6. Наружный диаметр фланца $D_2 = D_1 + 2{,}0\,d_5$ мм.

1.7. Диаметр отверстий $d_{отв5}$ во фланце под болты d_5 (табл. 12.7.1), мм.

1.8. Высота заплечика подшипника H (8.9.1 п.1, рис. 8.9.1б) мм.

2. ВИДЫ СТАКАНОВ

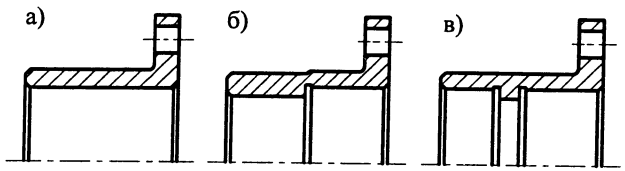


Рис. 12.11.2. Виды стаканов:
а) для радиальной фиксации подшипника;
б) для радиальной и осевой фиксации подшипника;
в) для радиальной и осевой фиксации пары подшипников

3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

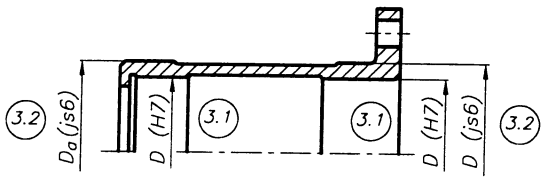


Рис. 12.11.3. Рекомендуемые посадки

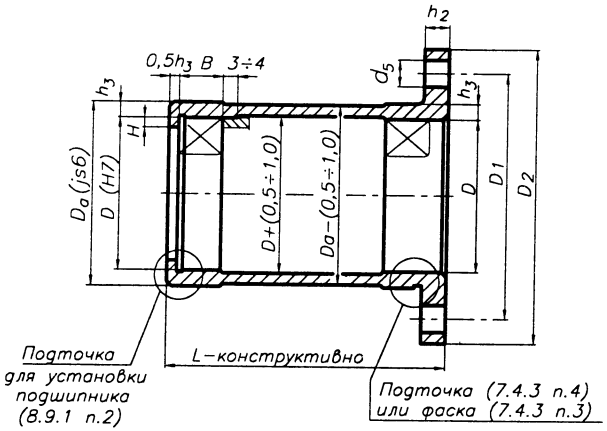


Рис. 12.11.1. Стакан для установки двух подшипников

3.1. Посадки наружных колец подшипников в стакане (8.8.1) – H7.

3.2. Посадки стакана в корпусе:
– стакан перемещается в корпусе – js6;
– стакан неподвижен в корпусе – k6, m6.

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

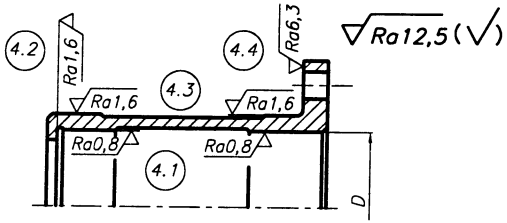


Рис. 12.11.4. Рекомендуемая шероховатость поверхностей

4.1. Поверхности установки подшипников (8.8.2) Ra0,8...1,6.

4.2. Торцевые опорные поверхности подшипников – на класс ниже шероховатости по п. 4.1.

4.3. Наружная поверхность стакана:
для $(D+2\delta) \leq 80$ Ra1,6,
для $(D+2\delta) > 80$ Ra3,2.

4.4. Опорная поверхность фланца стакана Ra6,3.

4.5. Другие поверхности Ra12,5...25.

5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

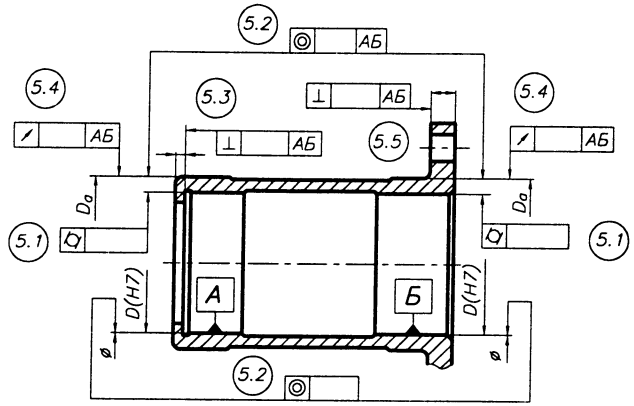


Рис. 12.11.5. Допуски формы и расположения

5.1. Допуски круглости ⊙ и профиля продольного сечения ⌸ (⊙ + ⌸ = ⌭) посадочных поверхностей подшипников (табл. 8.8.9).

5.2. Допуск соосности ◎ отверстий – 0,5 допуска профиля продольного сечения.

5.3. Допуск перпендикулярности ⊥ торцевой опорной поверхности под подшипник (табл. 8.8.10).

5.4. Допуск радиального биения поверхности D_a не более 0,5 IT_n размера D_a.

5.5. Допуск перпендикулярности опорной поверхности фланца (табл. 12.8.5).

Табл. 12.11.1. Толщина стаканов, мм

D	< 52	52...80	80...120	120...170
h_3	4...5	6...8	8...10	10...12,5

12.12. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ КРЫШЕК ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ И СТАКАНОВ [9, 21, 24, 42]

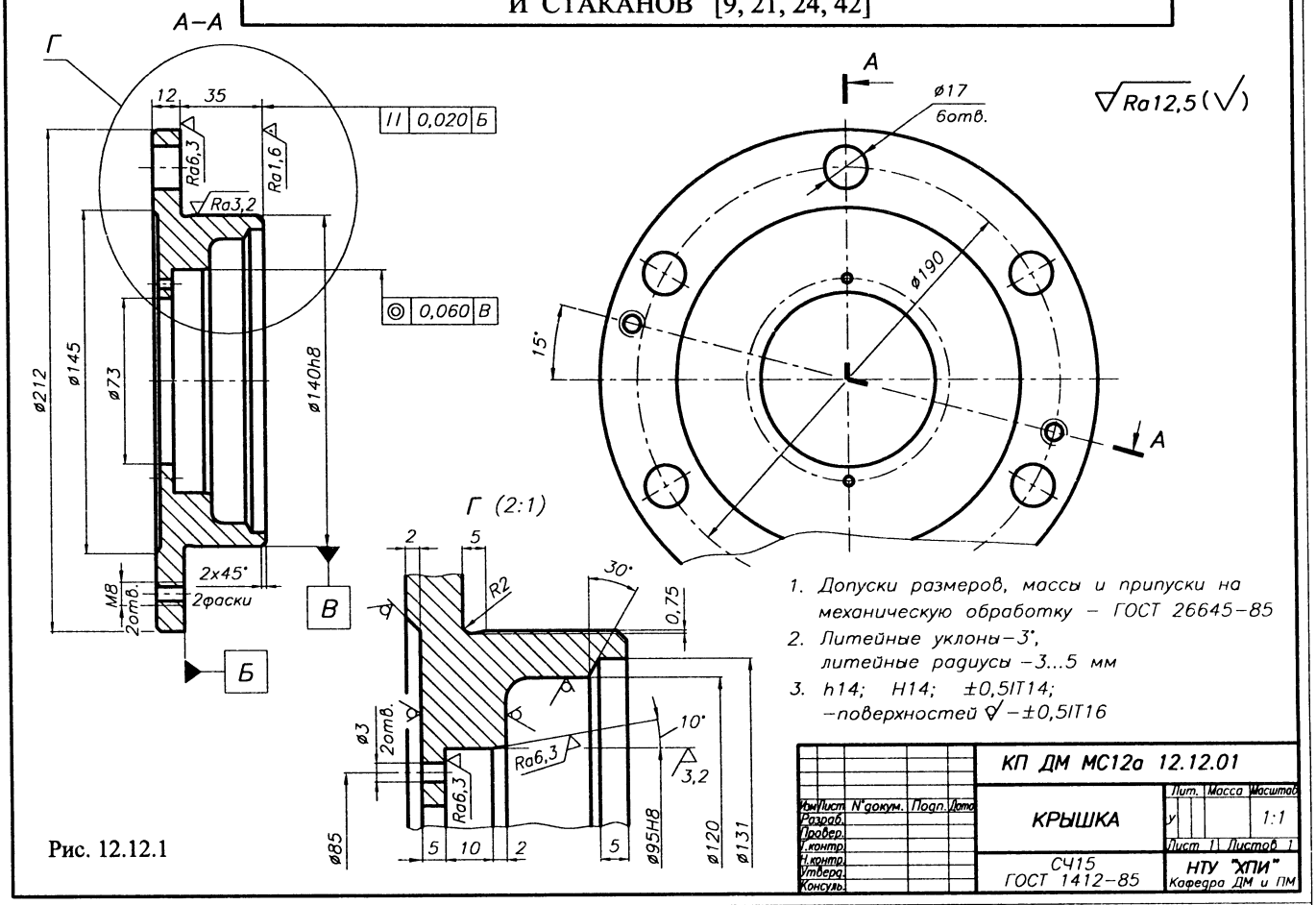


Рис. 12.12.1

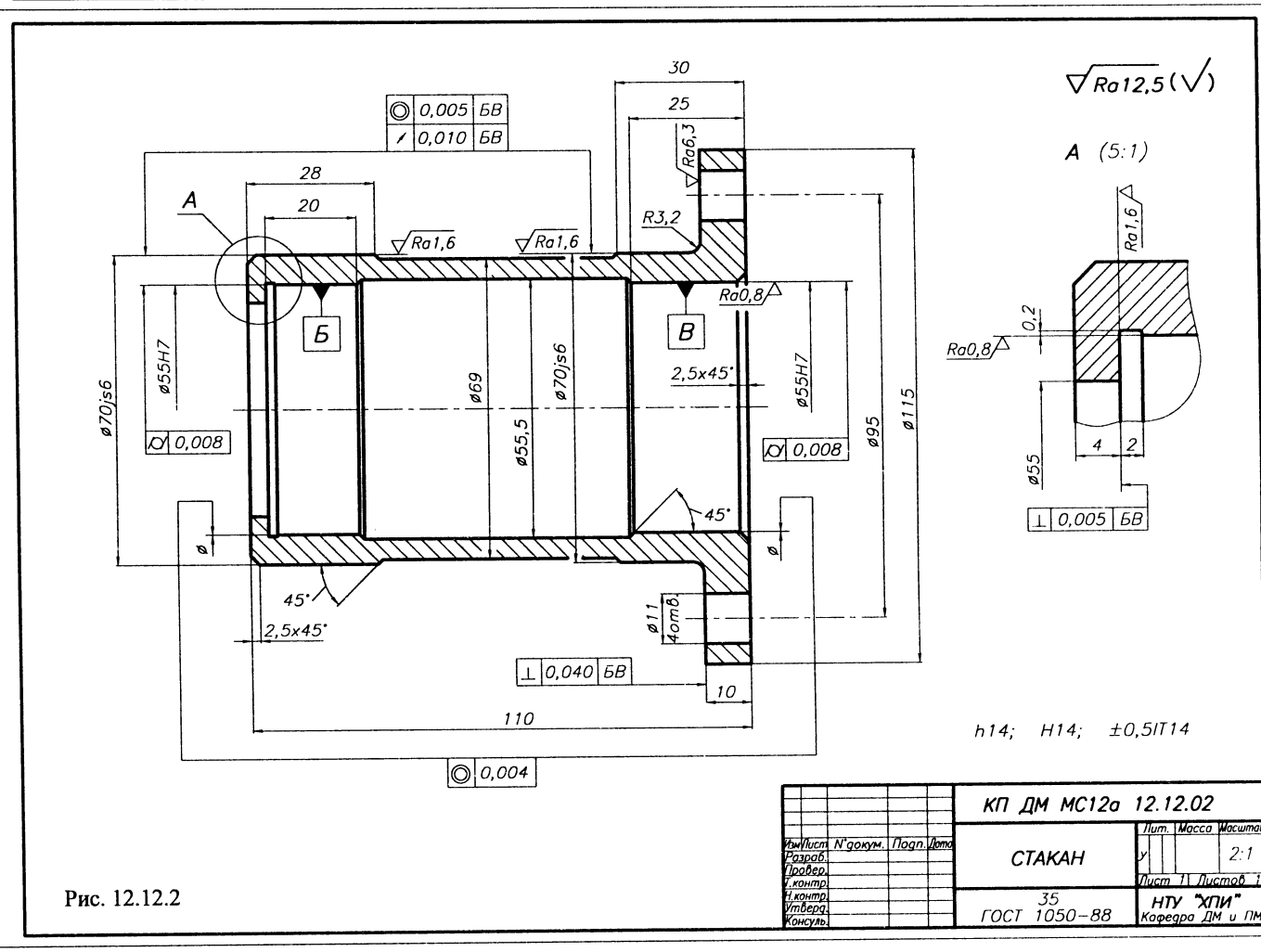
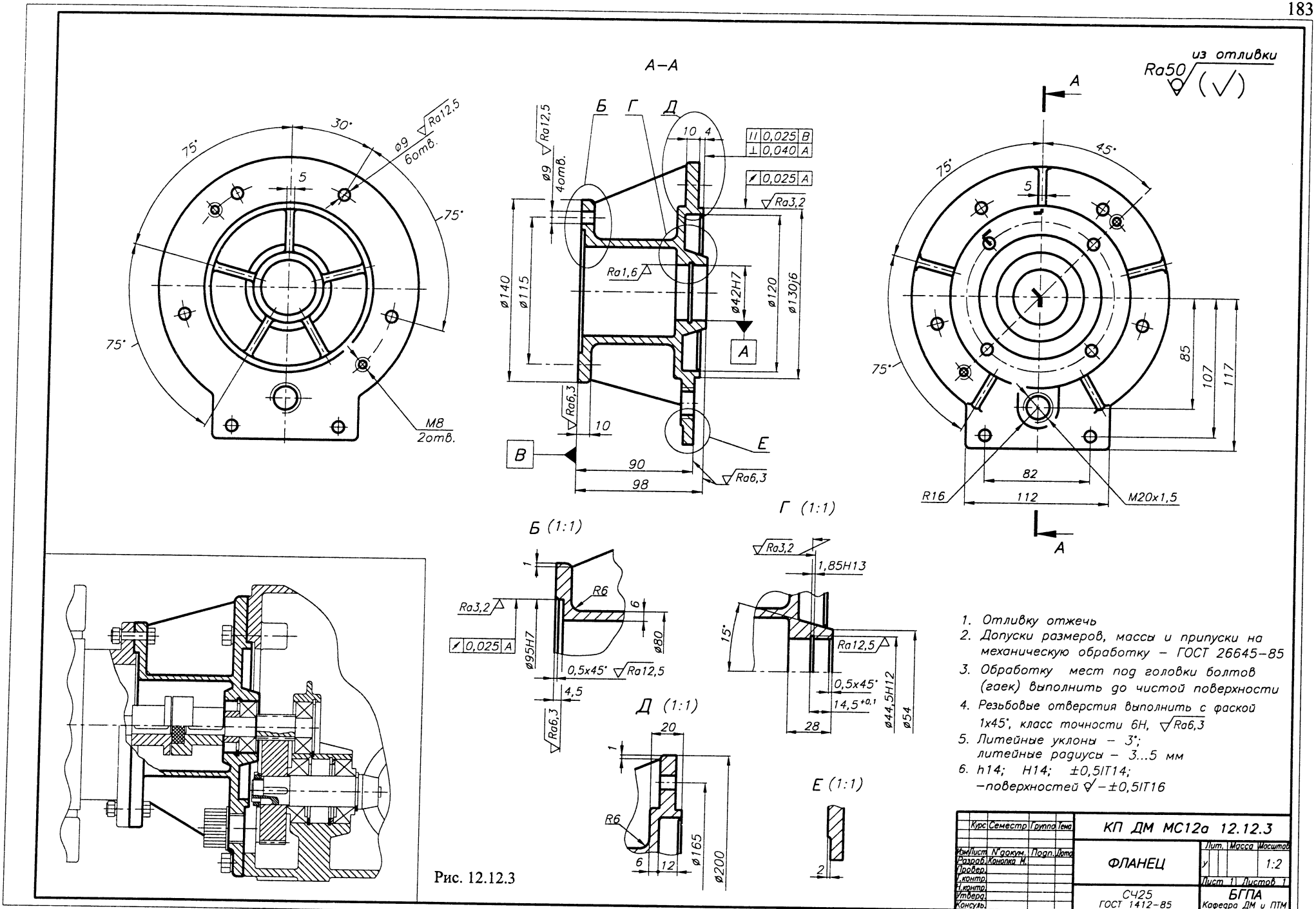


Рис. 12.12.2



1. Отливку отжечь
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645–85
3. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности
4. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1x45°, класс точности 6Н, Ra6,3
5. Литейные уклоны – 3°; литейные радиусы – 3...5 мм
6. h14; H14; ±0,5IT14; –поверхностей – ±0,5IT16

Рис. 12.12.3

13. РЕДУКТОРЫ [2...4, 6, 8...10, 11, 13, 17, 21, 24, 26, 28, 30, 33...35, 42]

13.1. ОСНАЩЕНИЕ РЕДУКТОРОВ

1. РЫМ-БОЛТЫ ГОСТ 4751-73

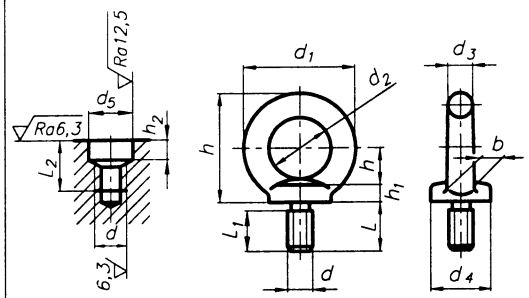
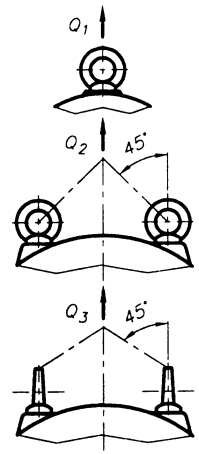


Рис. 13.1.1. Рым-болты



Q, кг - грузоподъемность на 1 рым-болт

Табл. 13.1.1. Размеры рым-болтов, мм

d	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48 ...
d_1	36	45	54	63	72	90	108	126	144	162
d_2	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90
d_3	8	10	12	14	16	20	24	28	32	38
d_4	20	25	30	36	40	50	63	75	85	95
h	12	16	18	20	24	29	37	43	50	52
h_1	6	8	10	12	14	16	18	22	25	30
b	10	12	14	16	19	24	28	32	38	42
L	18	21	25	32	38	45	55	63	72	82
L_1	12	15	19	25	29	35	44	51	58	68
d_5	13	15	17	22	28	32	38	45	52	60
h_2	5	6	6	7	9	10	11	12	14	17
$L_{2\,min}$	19	22	26	33	39	47	57	65	74	84
Q_1	120	200	300	550	850	1250	2000	3000	4000	5000
Q_2	80	125	175	250	325	500	700	1000	1300	1650
Q_3	40	65	90	125	150	250	350	500	650	800

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ рым-болта с резьбой M12:

Рым-болт M12 ГОСТ 4751-73

2. КРЫШКИ СМОТРОВЫХ ЛЮКОВ

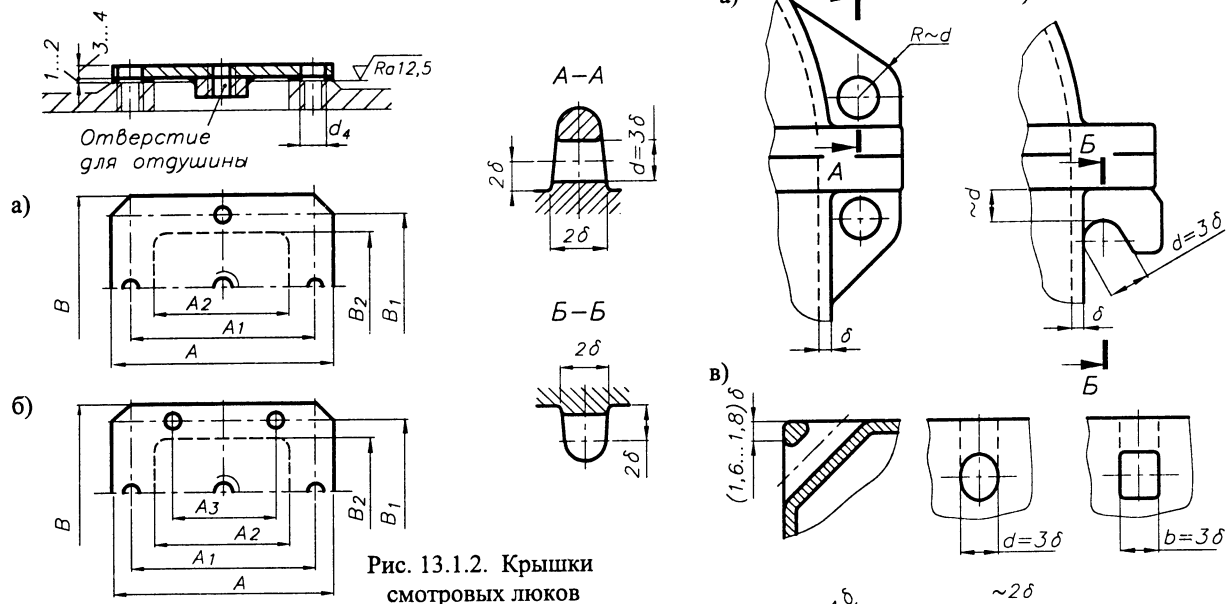


Рис. 13.1.2. Крышки смотровых люков

3. ПРОУШИНЫ

Рис. 13.1.3. Виды проушин

Табл. 13.1.2. Ориентировочные размеры крышек смотровых люков, мм

A	A_1	A_2	A_3	*B*	B_1	B_2	d_4	z_4
150	125	100	-	125	100	75	M6x25	4
200	175	150	-	150	125	100	M6x25	4
260	230	200	130	210	180	150	M8x25	6

4. ОТДУШИНЫ

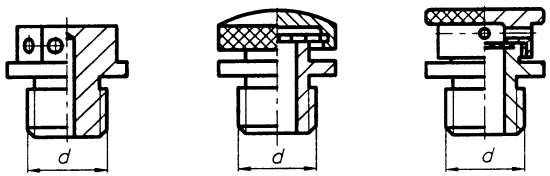


Рис. 13.1.4. Типы отдушин

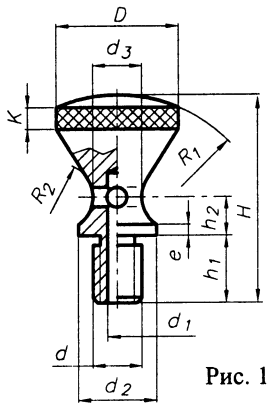


Рис. 13.1.5. Ручка смотрового люка-отдушины

Табл. 13.1.3. Размеры ручки-отдушины, мм

d	d_1	d_2	d_3	*D*	h_1	h_2	*H*	R_1	R_2	*e*	*k*
M6	2,5	10	6	15	10	4	21	15	5	2	2
M8	3,0	12	8	20	12	6	28	20	5	2	3
M10	4,0	16	10	25	14	8	36	25	7	3	4
M12	5,0	20	12	32	18	10	46	30	8	4	5
M14	6,0	22	14	35	22	12	52	35	10	5	6

5. УКАЗАТЕЛИ УРОВНЯ МАСЛА

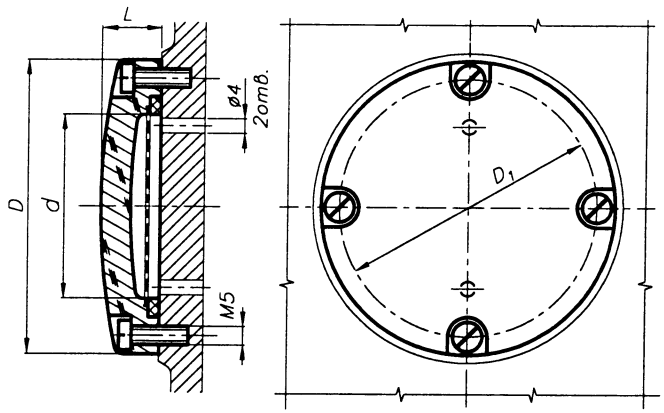


Табл. 13.1.4

	d	D	D_1	L
мм	32	60	50	12
	50	80	70	16

Рис. 13.1.6. Маслоуказатель из оргстекла

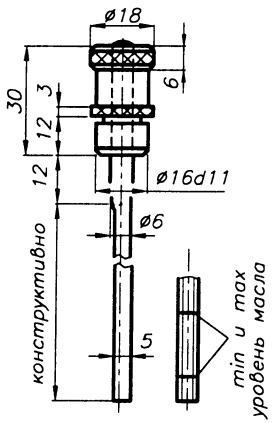


Рис. 13.1.7. Жезловый маслоуказатель

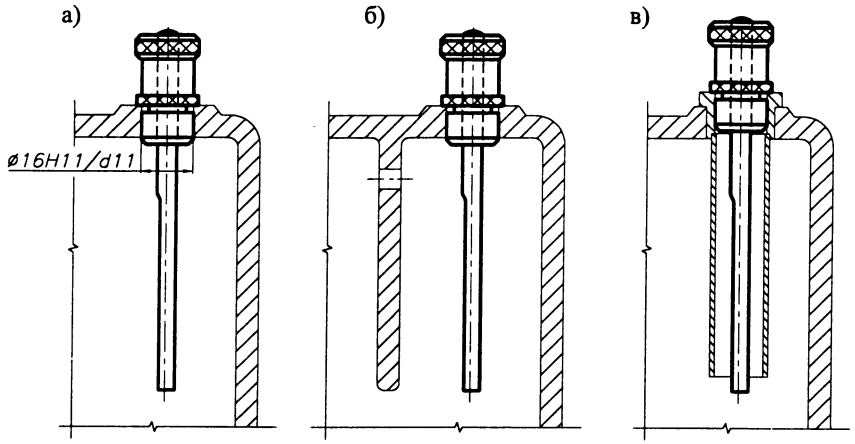


Рис. 13.1.8 . Установка жезлового маслоуказателя:
а) непосредственно в корпусе; б) в камере корпуса; в) в чехле

6. ПРОБКИ СЛИВНЫХ ОТВЕРСТИЙ

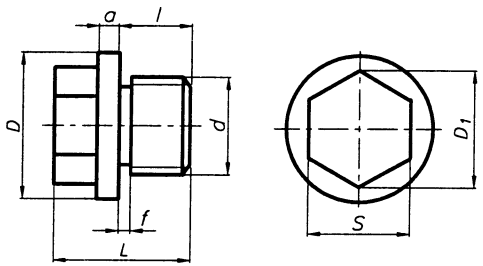


Рис. 13.1.10. Пробки с цилиндрической резьбой

Табл. 13.1.5. Размеры пробок с цилиндрической резьбой, мм

d	D	D_1	S	L	l	a	f
M12	22	19,6	17	20	11	2	2
M16	26	22,0	19	23	12	3	3
M20	30	25,4	22	28	15	4	3
M27	38	31,2	27	34	18	4	4
M30	45	36,9	32	36	18	4	4
M36	50	41,6	36	46	25	5	6

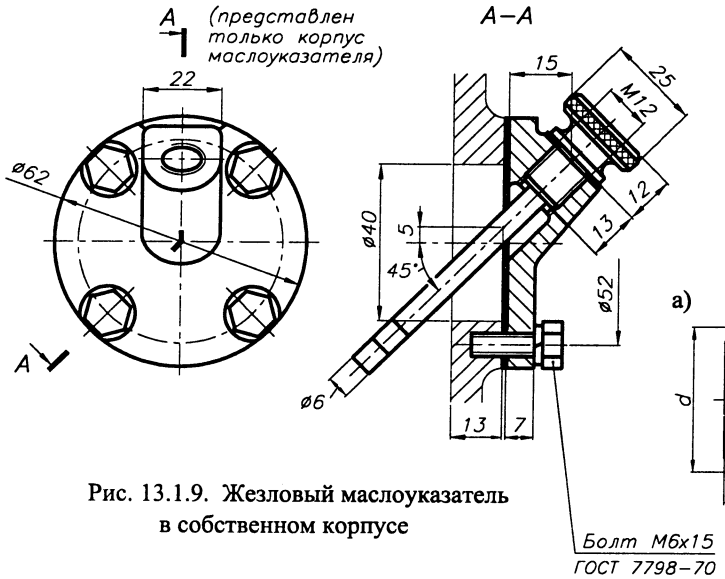


Рис. 13.1.9. Жезловый маслоуказатель в собственном корпусе

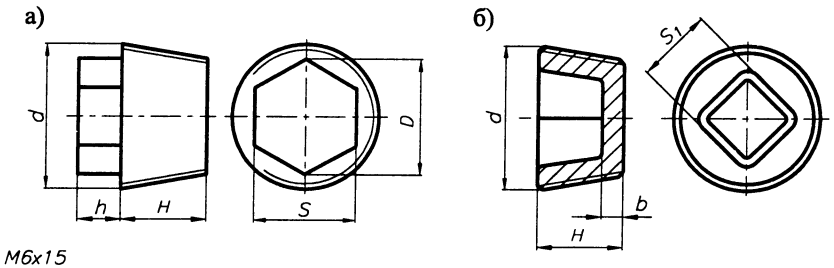


Рис. 13.1.11. Пробки с конической резьбой

Табл. 13.1.6. Размеры пробок с конической резьбой, мм

d	H	h	b	D	s	s_1
$К_{труб}$ 1/2" (21,0 мм)	15	7	4	16,2	14	8
$К_{труб}$ 3/4" (26,4 мм)	16	9	5	19,6	17	12
$К_{труб}$ 1" (33,2 мм)	19	10	5	25,4	22	14
$К_{труб}$ 1,5" (47,8 мм)	24	16	6	41,6	36	24

13.2. РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ

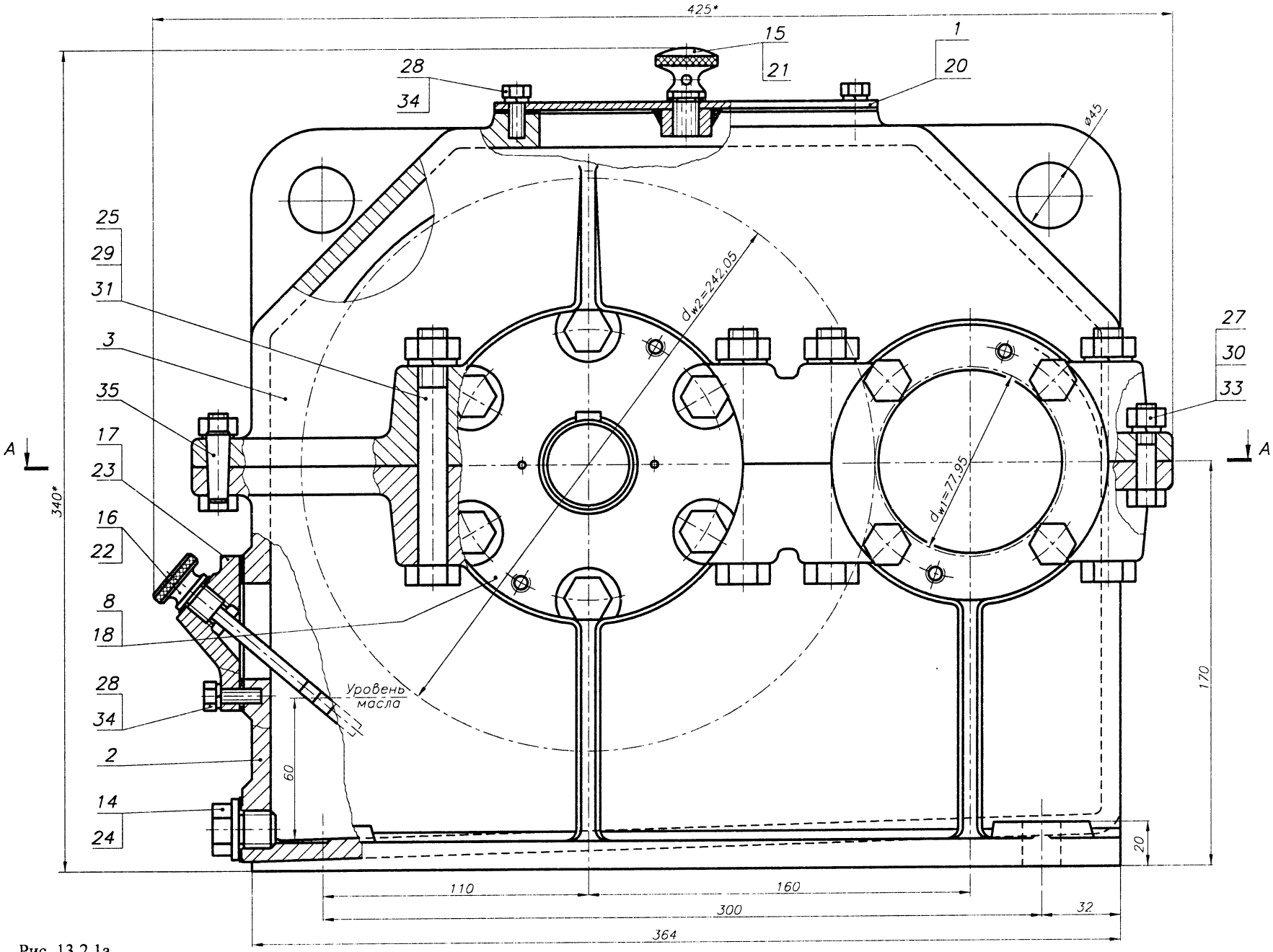
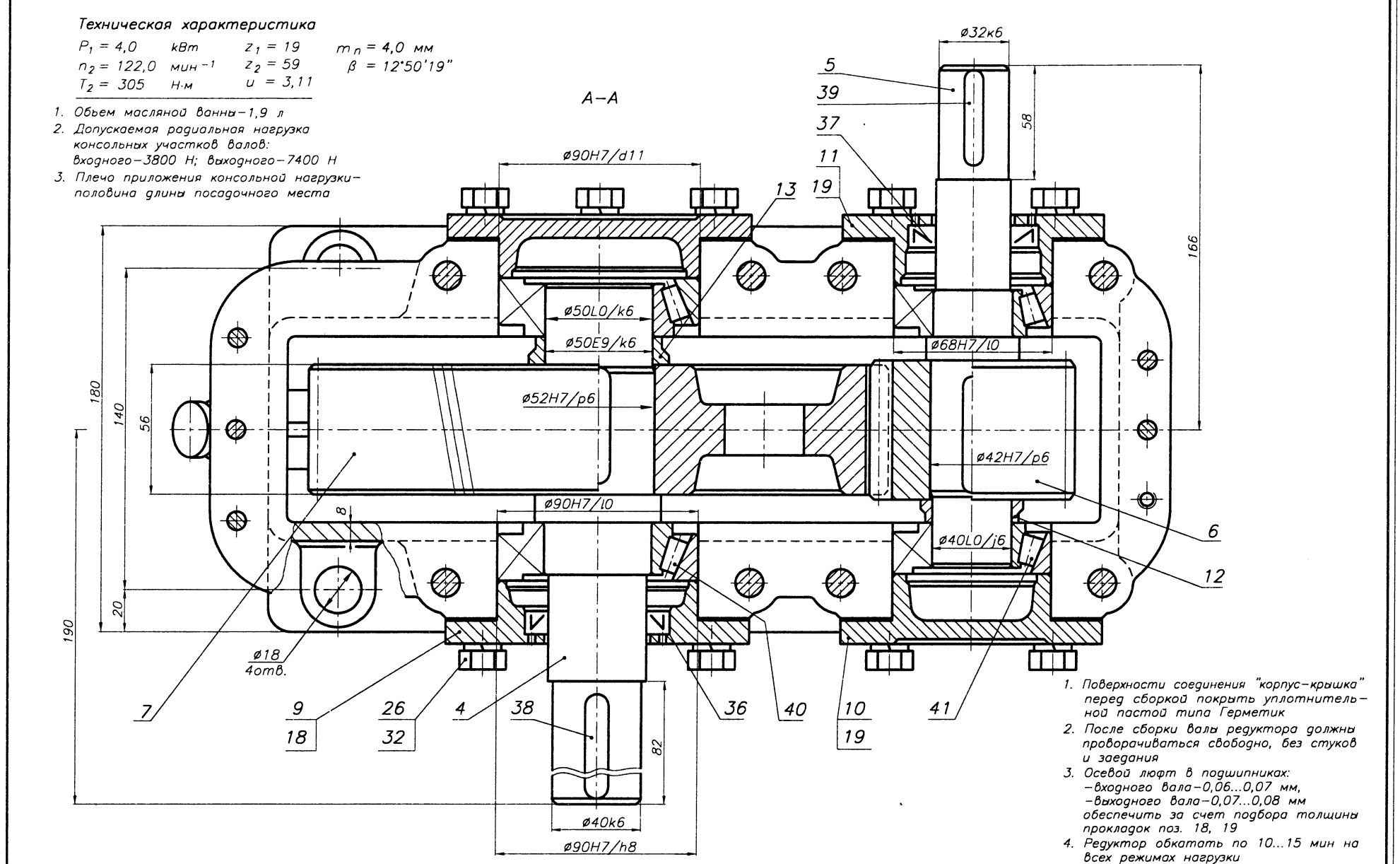


Рис. 13.2.1а

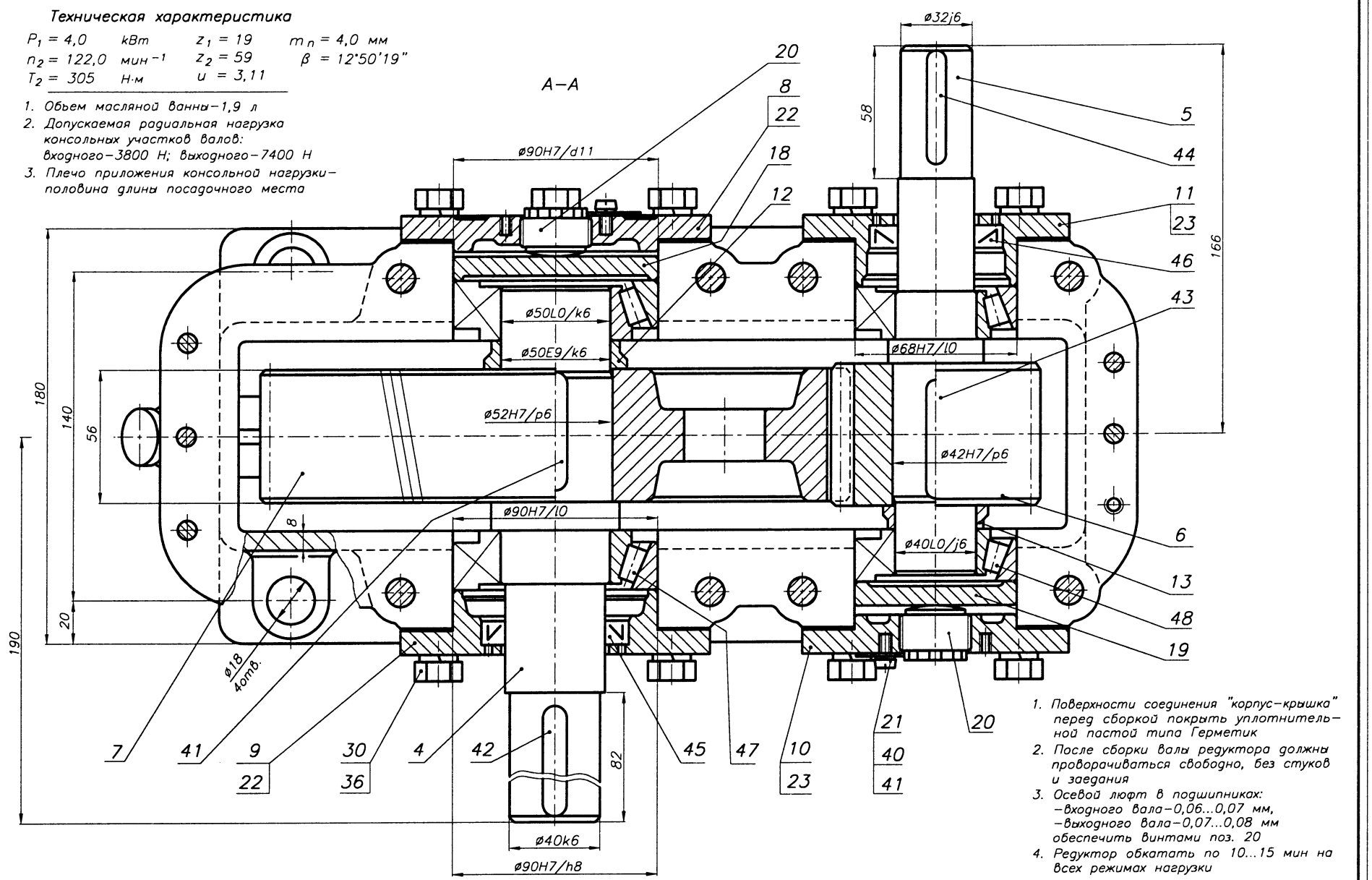


1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
   – входного вала – 0,06...0,07 мм,
   – выходного вала – 0,07...0,08 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 18, 19
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 18 и19.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.02.01.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.2.1б

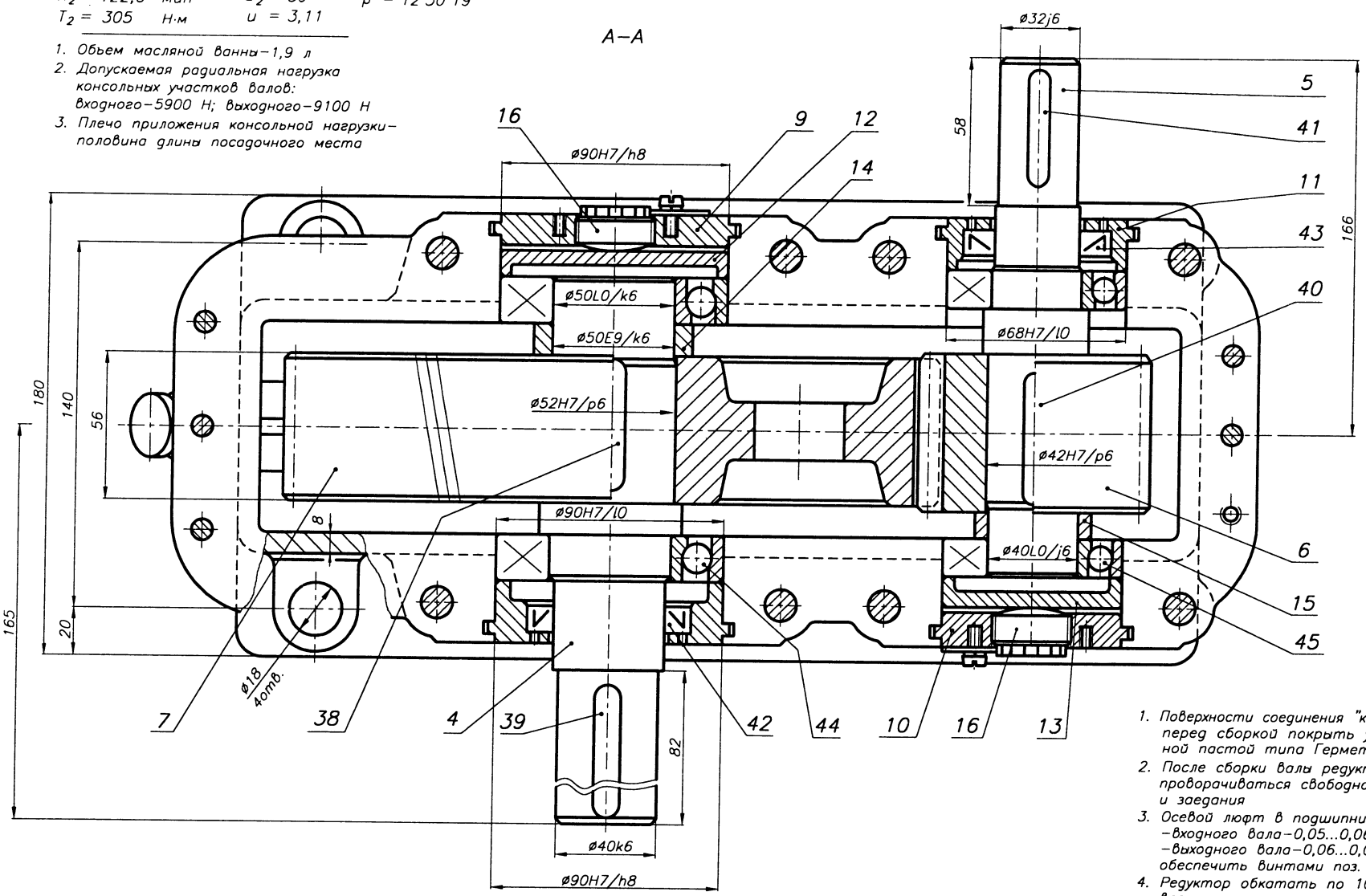


1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках: –входного вала–0,06...0,07 мм, –выходного вала–0,07...0,08 мм обеспечить винтами поз. 20
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 20.
5. Вид редуктора сбоку - рис. 13.2.1а с небольшими изменениями.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Изм.	Лист	N документа	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.02.02.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.2.2б

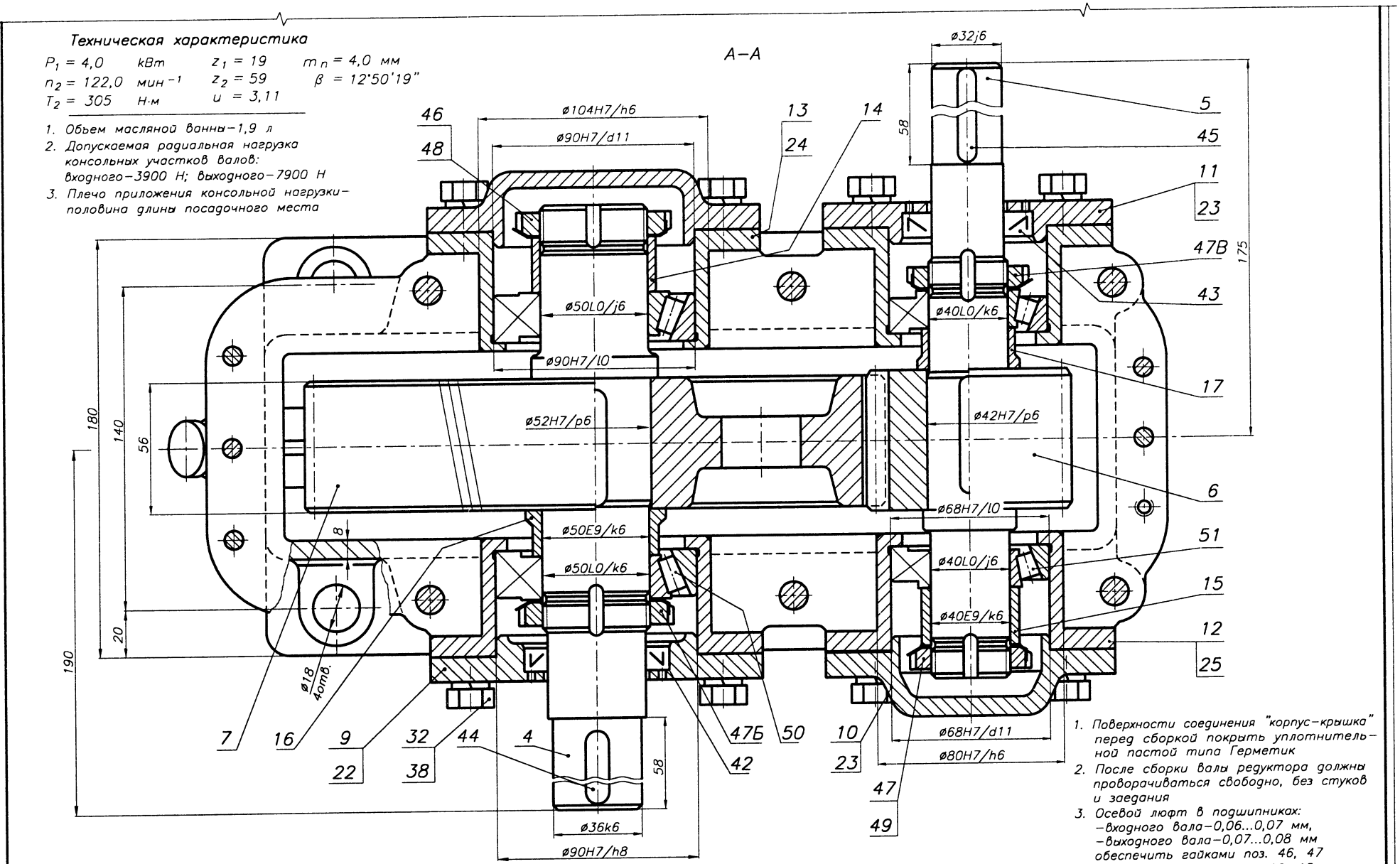


1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках: –входного вала–0,05...0,06 мм, –выходного вала–0,06...0,07 мм обеспечить винтами поз. 16
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены врезными.
4. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 16.
5. Вид редуктора сбоку - рис. 13.2.1а с небольшими изменениями.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.02.03.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.						и		1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.2.3б

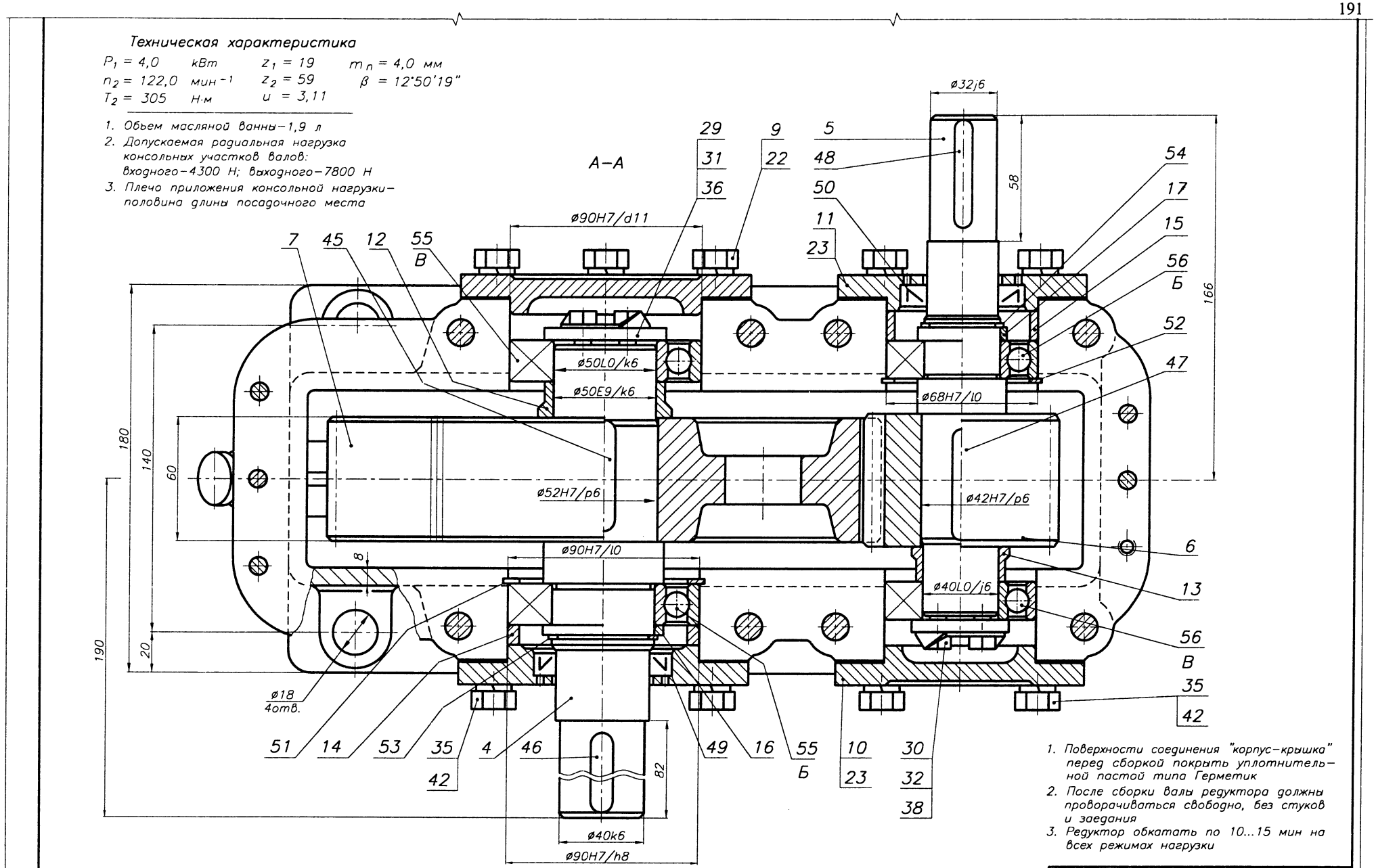


1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках: –входного вала–0,06...0,07 мм, –выходного вала–0,07...0,08 мм обеспечить гайками поз. 46, 47
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в растяжку" (вал между подшипниками растянут).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется гайками поз. 46 (вал выходной) и 47 (вал входной).
5. Гайки поз. 47Б и 47В выполняют функцию крепления на валу следующих деталей: вал выходной - поз. 7, 16, 50; вал входной - поз. 6, 17, 51.
6. Вид редуктора сбоку - рис. 13.2.1а с небольшими изменениями.
7. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Изм.	Лист	N документа	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.02.04.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консуль.								

Рис. 13.2.4б



1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники Б выполнены фиксированными в осевом направлении, подшипники В - плавающими.
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Вид редуктора сбоку - рис. 13.2.1а с небольшими изменениями.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.02.05.СБ			
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.2.5б

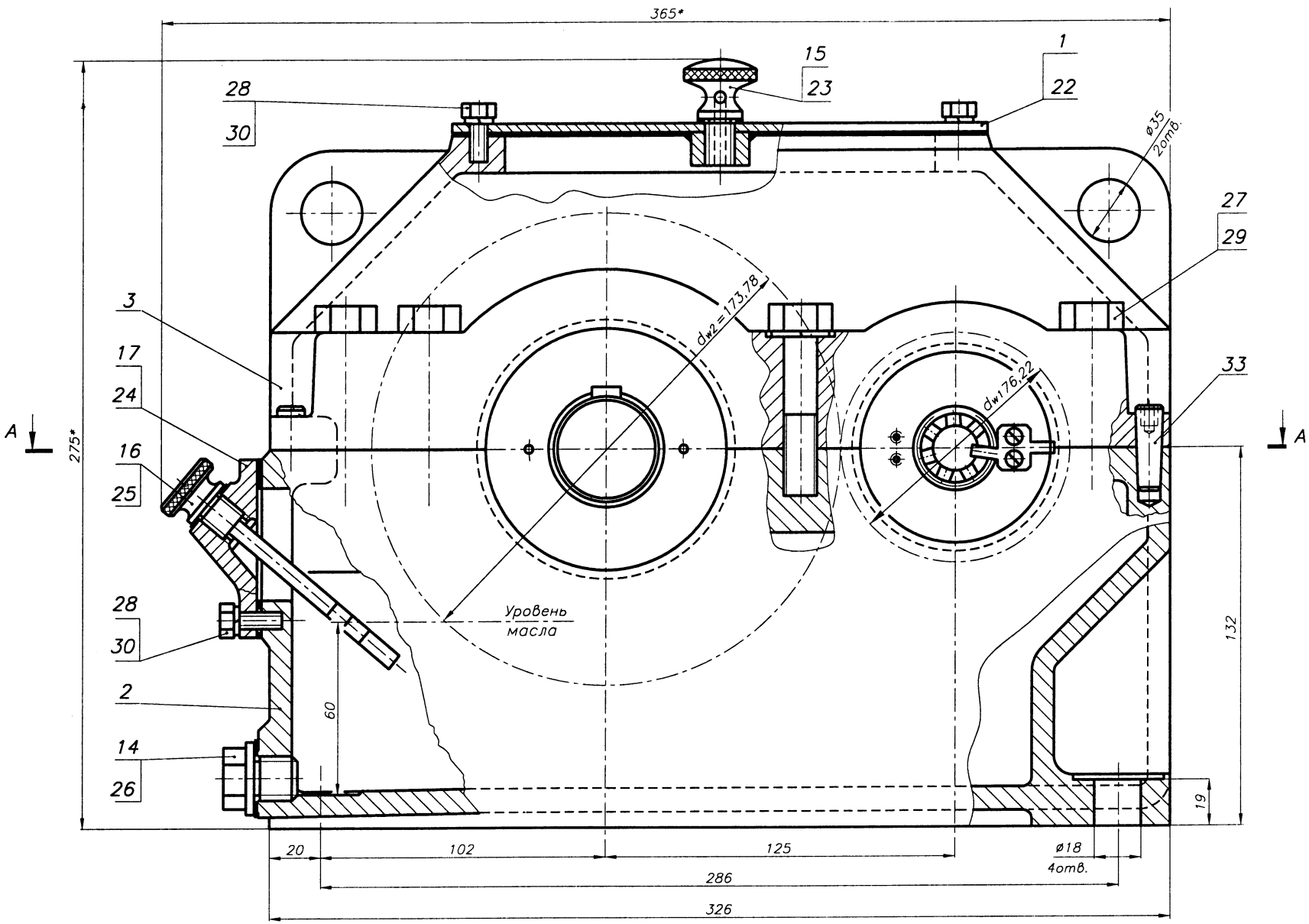
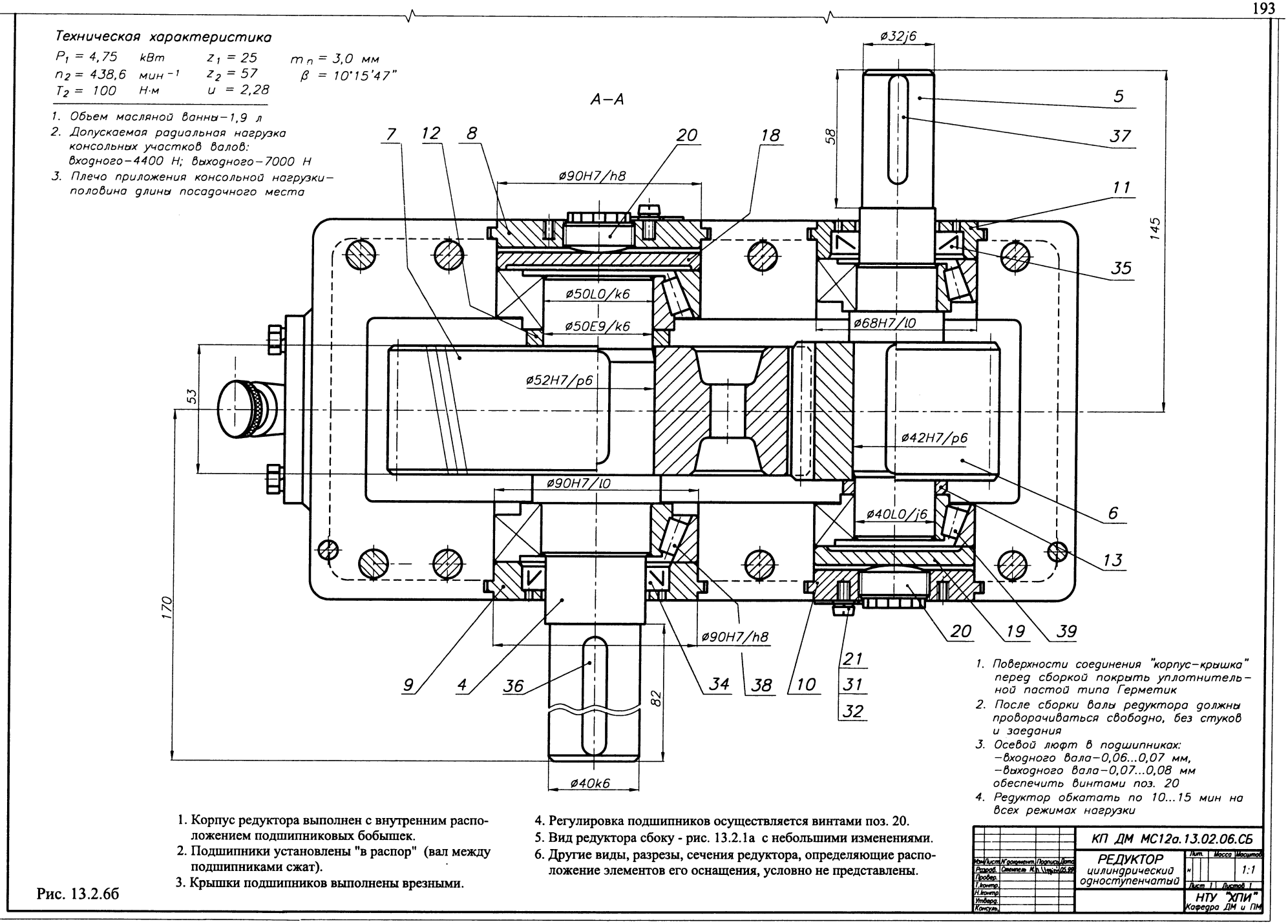

365*
15
23
1
22
28
30
ø35
2отв.
27
29
3
17
24
16
25
A
275*
dw2=173,78
dw1=76,22
33
A
28
30
Уровень
масла
132
2
60
14
26
19
20
102
125
ø18
4отв.
286
326

Рис. 13.2.6а



1. Корпус редуктора выполнен с внутренним расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены врезными.
4. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 20.
5. Вид редуктора сбоку - рис. 13.2.1а с небольшими изменениями.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.2.6б

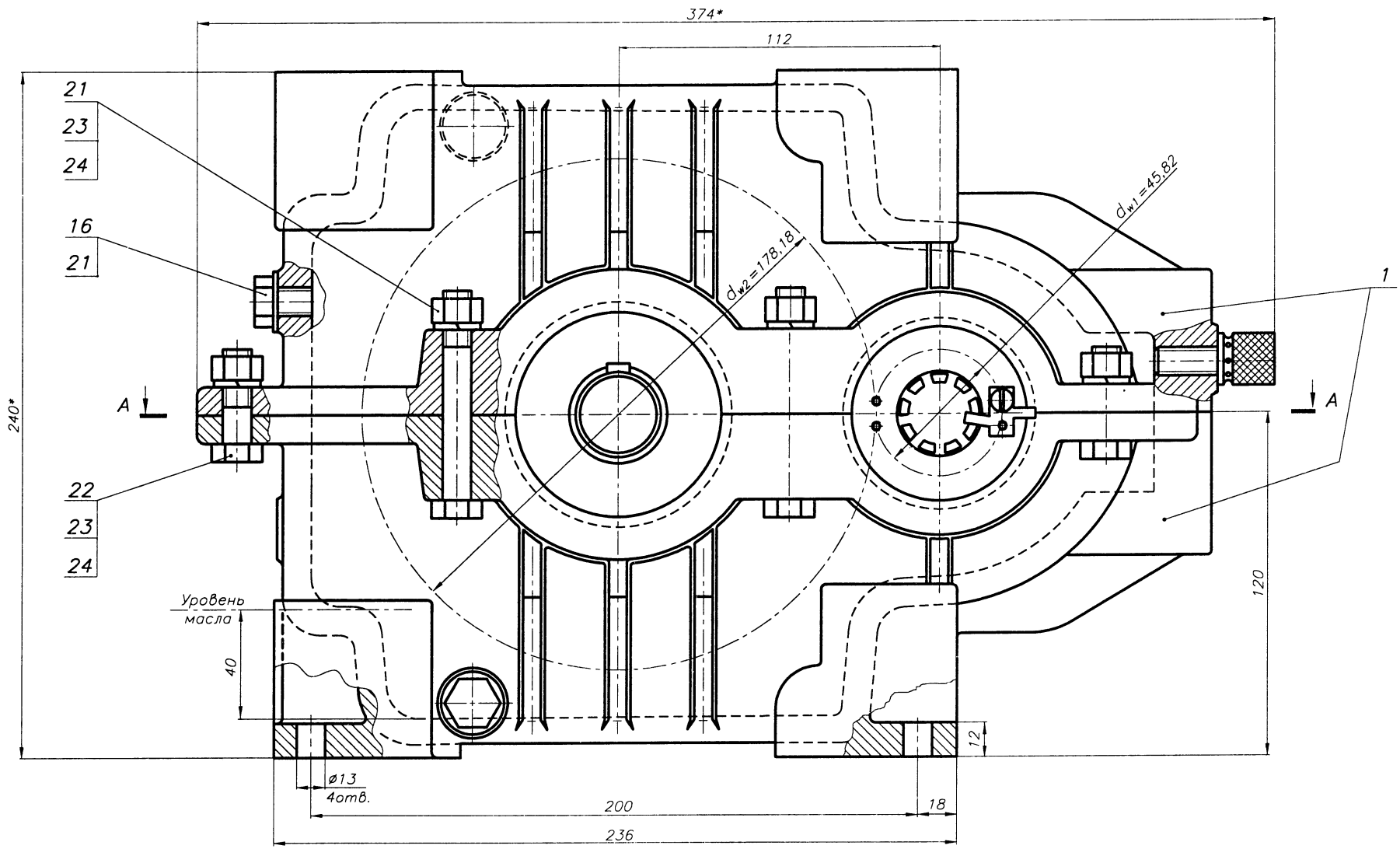
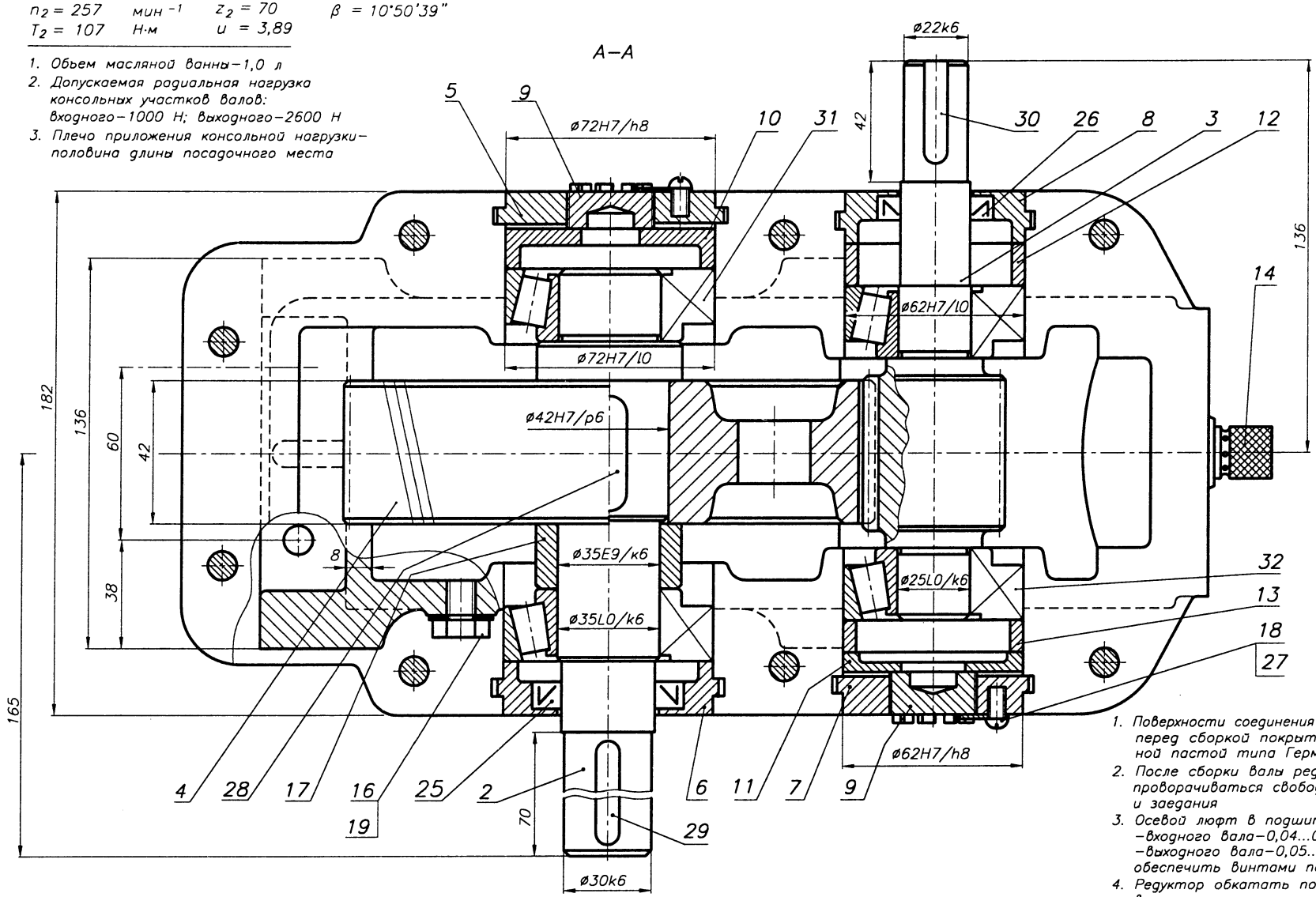

374*
112
21
23
24
16
21
22
23
24
A
A
1
240*
120
$d_{w2}=178,18$
$d_{w1}=45,82$
Уровень масла
40
12
ø13
4отв.
200
18
236

Рис. 13.2.7а



1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках: –входного вала – 0,04...0,05 мм, –выходного вала – 0,05...0,06 мм обеспечить винтами поз. 9
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Корпус и крышка выполнены одинаковыми, приспособленными для комплектования как цилиндрического, так и конического одноступенчатого редуктора.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены врезными.
4. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 9.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.2.7б

Изм. Лист. N документа. Подпись. Дата		КП ДМ МС12а.13.02.07.СБ			
Разраб. Стеняев Н.В.		РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.			и		1:1
Т.контр.			Лист 1	Листов 1	
Н.контр.			БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.					
Консульт.					

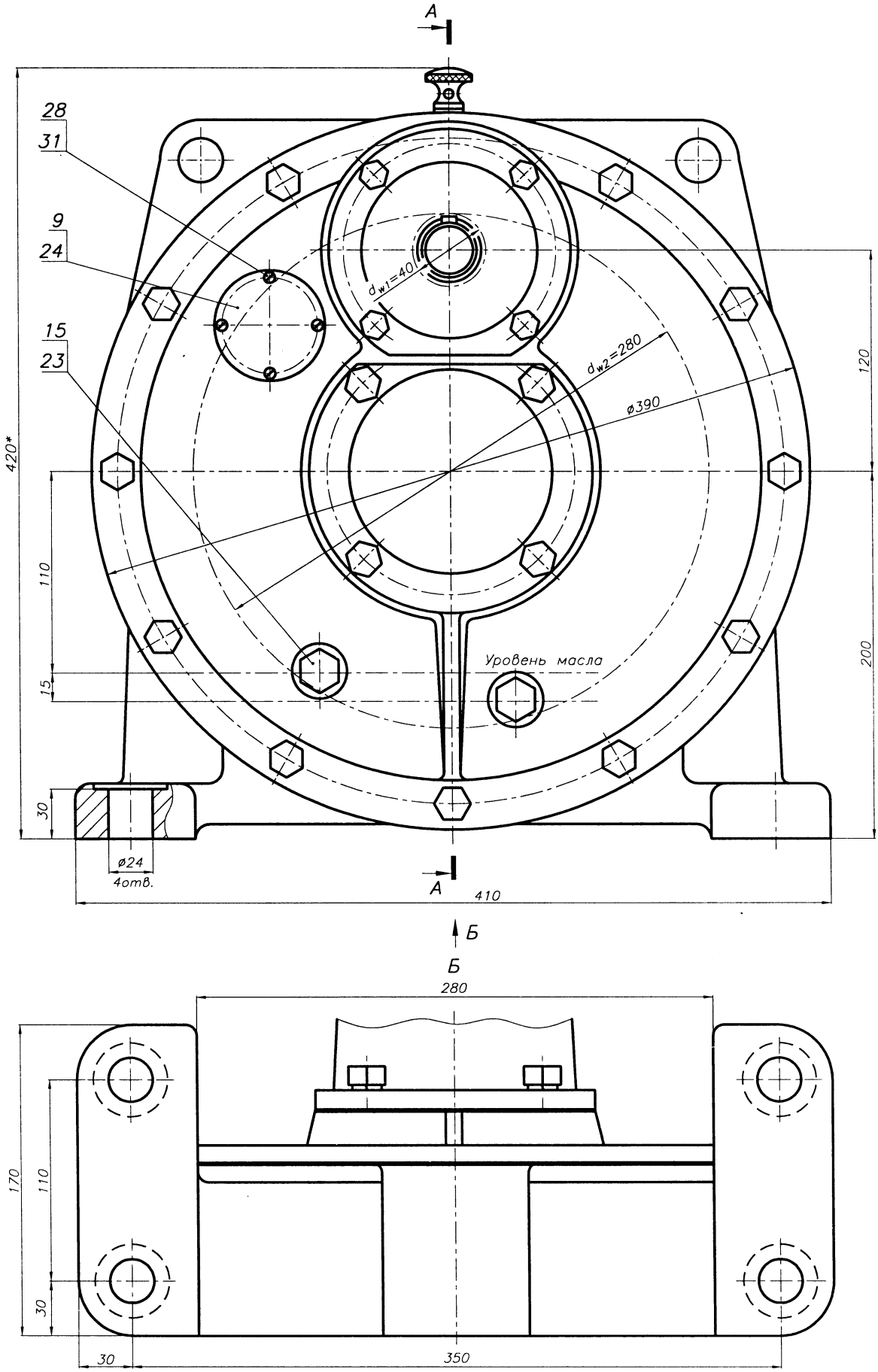
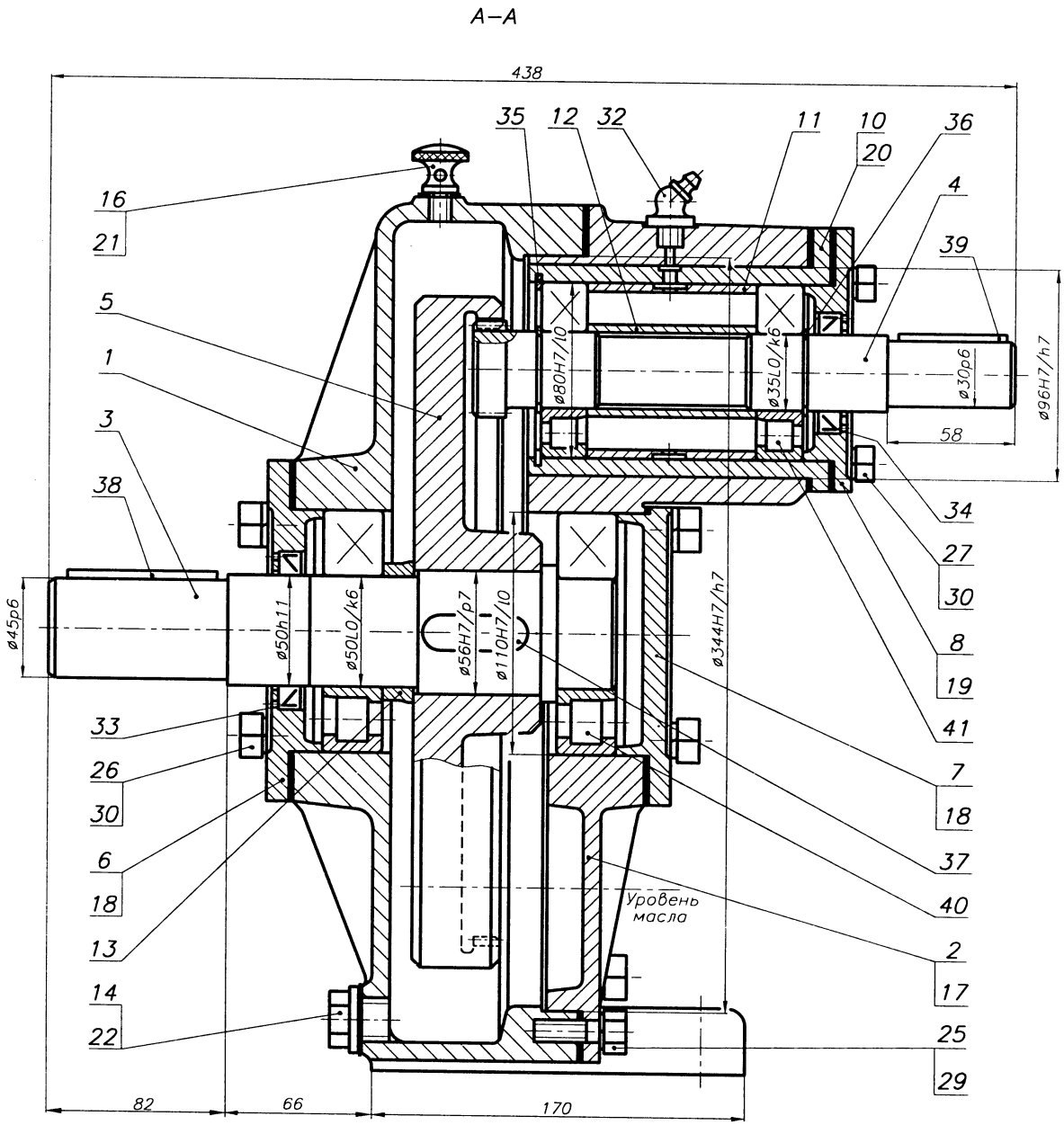

А
28
31
9
24
15
23
420*
110
15
30
ø24
4отв.
А
410
dw1=40
dw2=280
ø390
120
200
Уровень масла
Б
Б
280
170
110
30
30
350

Рис. 13.2.8а



Техническая характеристика

$P_1 = 0,75$	кВт	$u = 7$
$n_2 = 133,6$	мин$^{-1}$	$z_1 = 20$
$T_2 = 50,3$	Н·м	$z_2 = 140$
		$m_n = 2,0$ мм
		$\beta = 0°$

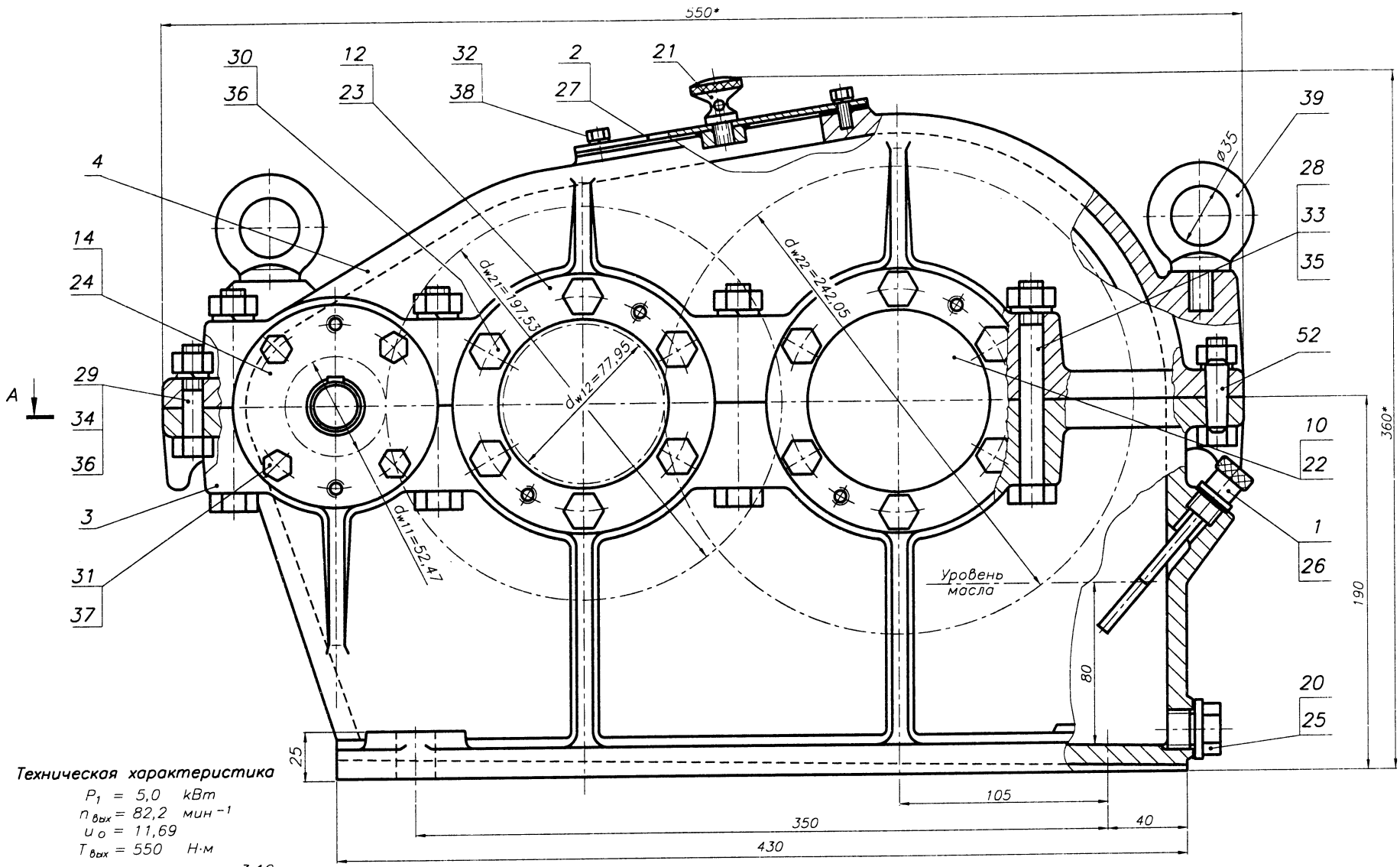
1. Объем масляной ванны – 1,2 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 4100 Н; выходного – 10000 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Изм.	Лист.	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.02.08.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический внутреннего зацепления	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.2.8б

13.3. РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ



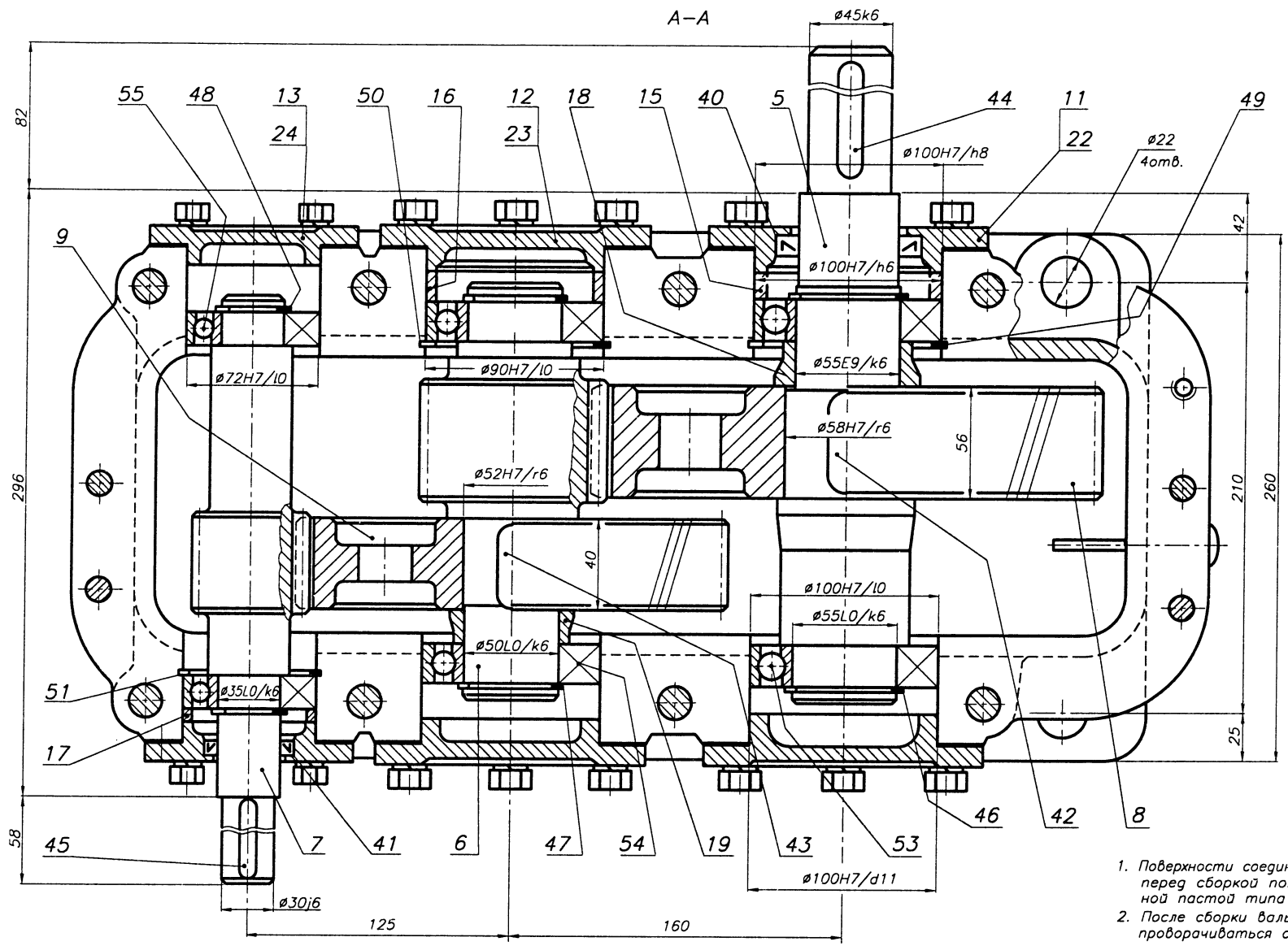
Техническая характеристика

P_1 = 5,0 кВт
$n_{вых}$ = 82,2 мин$^{-1}$
u_0 = 11,69
$T_{вых}$ = 550 Н·м

$u_{цил1}$ = 3,76	$u_{цил2}$ = 3,10
z_1 = 17	z_1 = 19
z_2 = 64	z_2 = 59
m_n = 3,0 мм	m_n = 4,0 мм
β = 13°35'26"	β = 12°50'19"

1. Объем масляной ванны – 4,0 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 3300 Н; выходного – 12200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

Рис. 13.3.1а

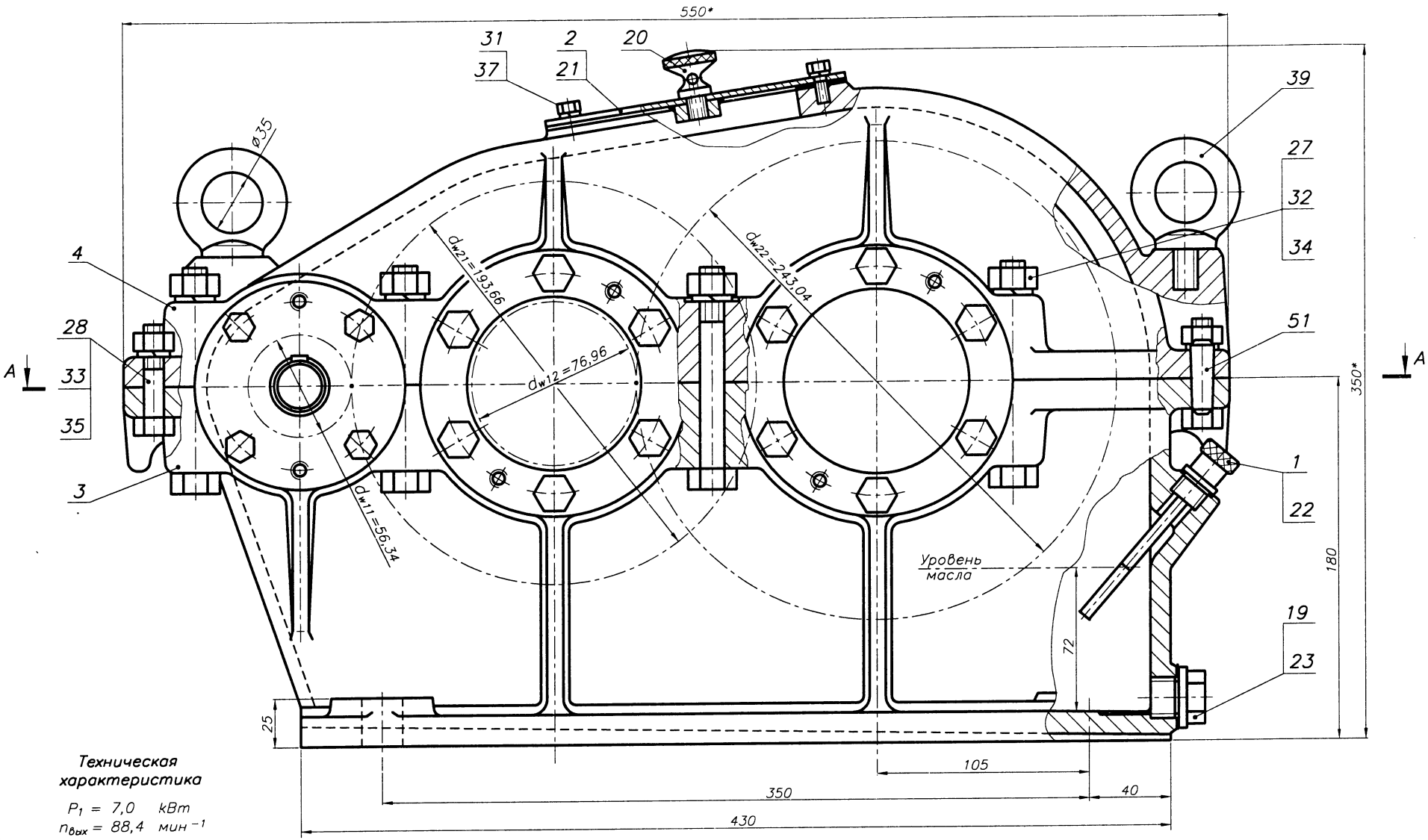


1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Редуктор выполнен по развернутой схеме с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Крышки подшипниковых узлов выполнены накладными.
3. Подшипники - шариковые радиальные однорядные.
4. Опора, ближняя к выходному (входному) участку вала, выполнена фиксирующей. Противоположная опора вала выполнена плавающей.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Изм.	Лист	Nдокумента	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.03.01.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический двухступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.3.1б



Техническая характеристика

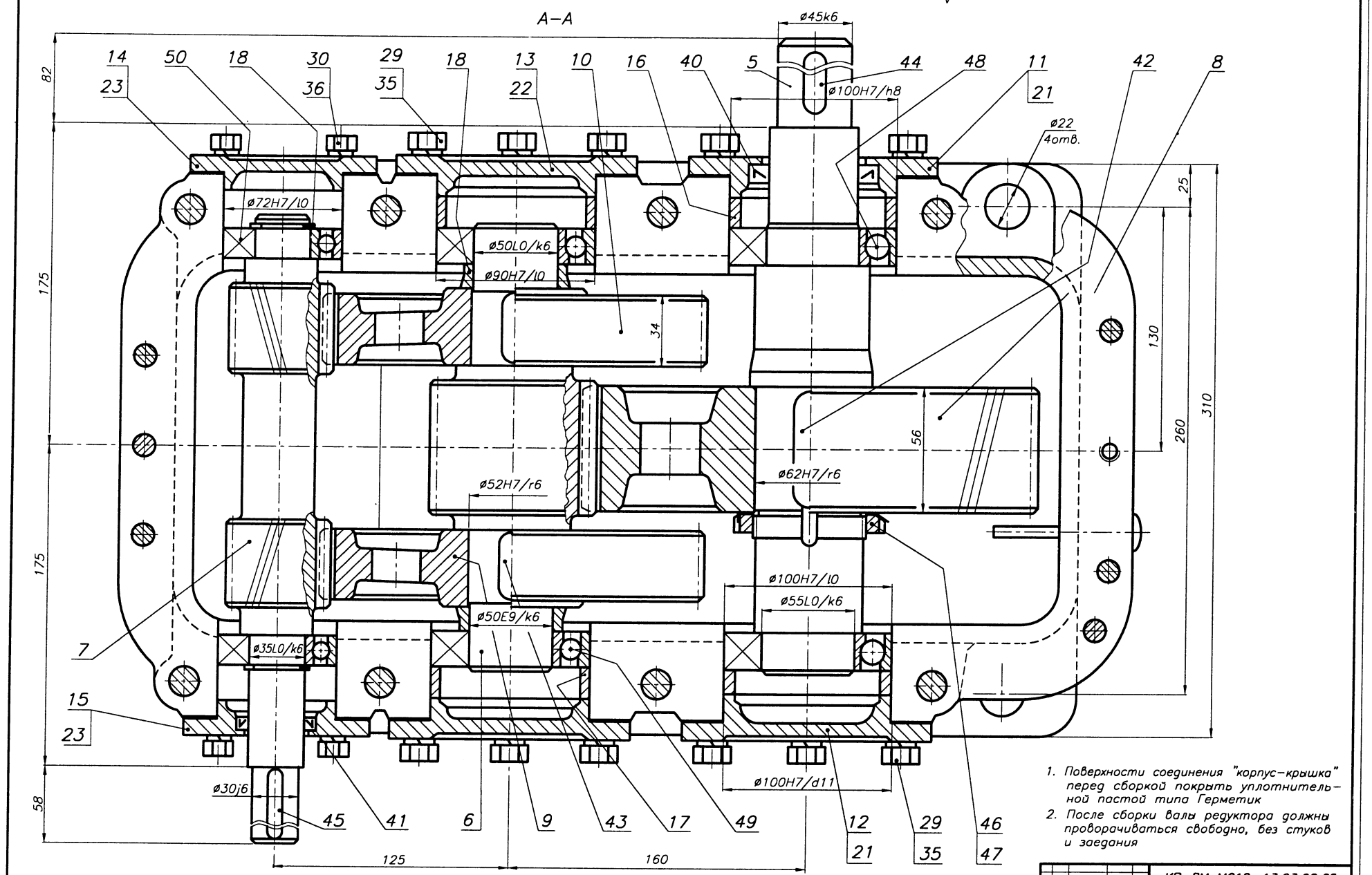
$P_1 = 7{,}0$ кВт
$n_{вых} = 88{,}4$ мин$^{-1}$
$u_0 = 10{,}86$
$T_{вых} = 700$ Н·м

$u_{цил1} = 3{,}43$	$u_{цил2} = 3{,}16$
$z_1 = 16$	$z_1 = 19$
$z_2 = 55$	$z_2 = 60$
$m_n = 3{,}0$ мм	$m_n = 4{,}0$ мм
$\beta = 31°34'12''$	$\beta = 9°04'07''$

1. Объем масляной ванны–4,0 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного–4000 Н; выходного–13200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки–половина длины посадочного места

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Первая ступень редуктора выполнена раздвоенной.
3. Оба подшипника входного вала (шариковые радиальные однорядные) выполнены по плавающей схеме. Входной вал устанавливается шестернями относительно косозубых колес промежуточного вала.
4. Подшипники промежуточного и выходного валов - радиально-упорные шариковые с регулированием толщиною прокладок поз. 21 и 22.
5. Боковые крышки - накладные.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.3.2а



1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания

кладок поз. 21, 22
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

3. Осевой люфт в подшипниках:
–промежуточного вала–0,04...0,05 мм,
–выходного вала–0,05...0,06 мм
обеспечить подбором толщины про–

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.03.02.СБ
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический двухступенчатый
Провер.					
Т.контр.					
Н.контр.					
Утверд.					
Консульт.					

Лит.	Масса	Масштаб
и		1:1
Лист 1	Листов 1	
НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		

Рис. 13.3.2б

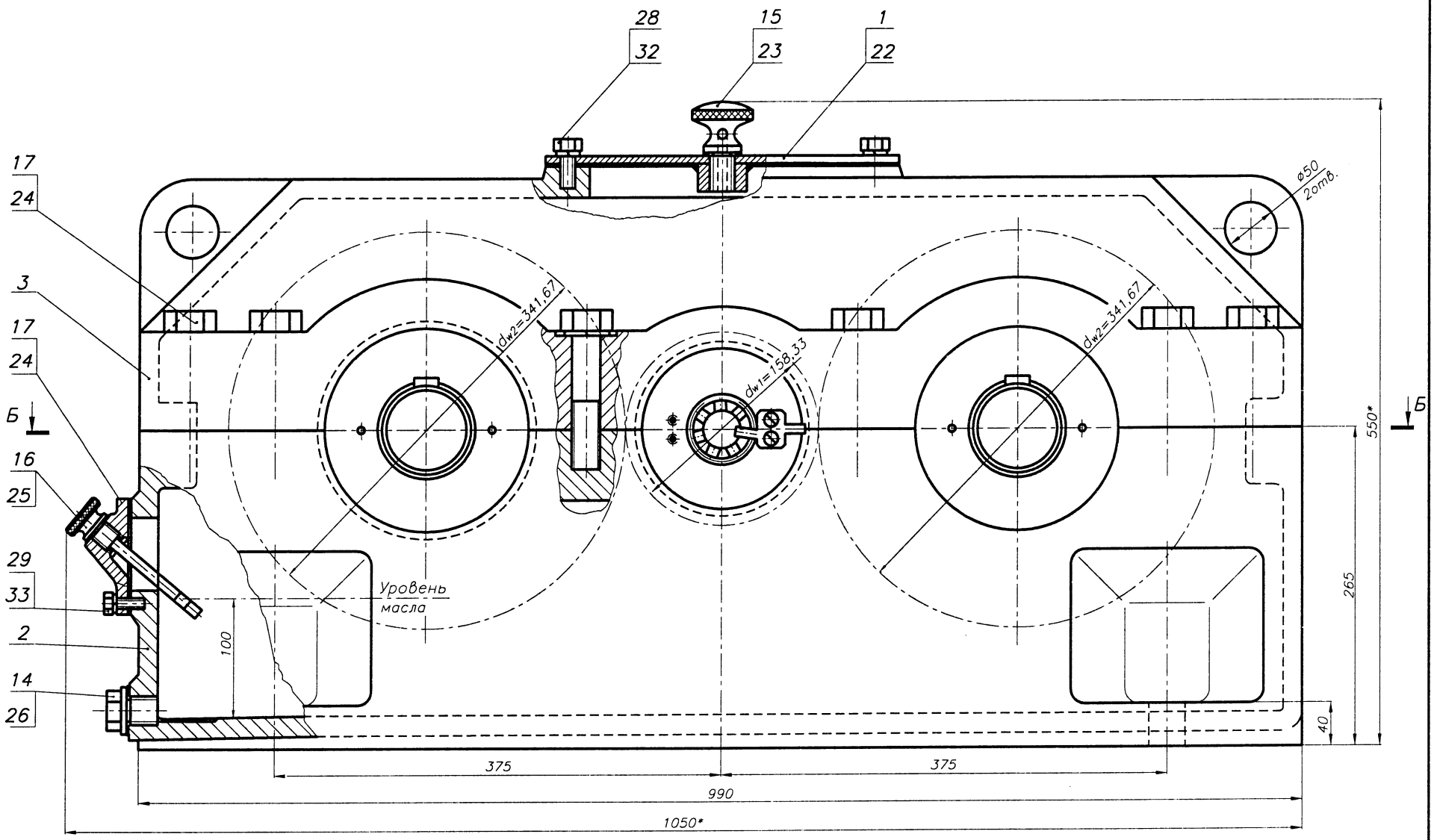
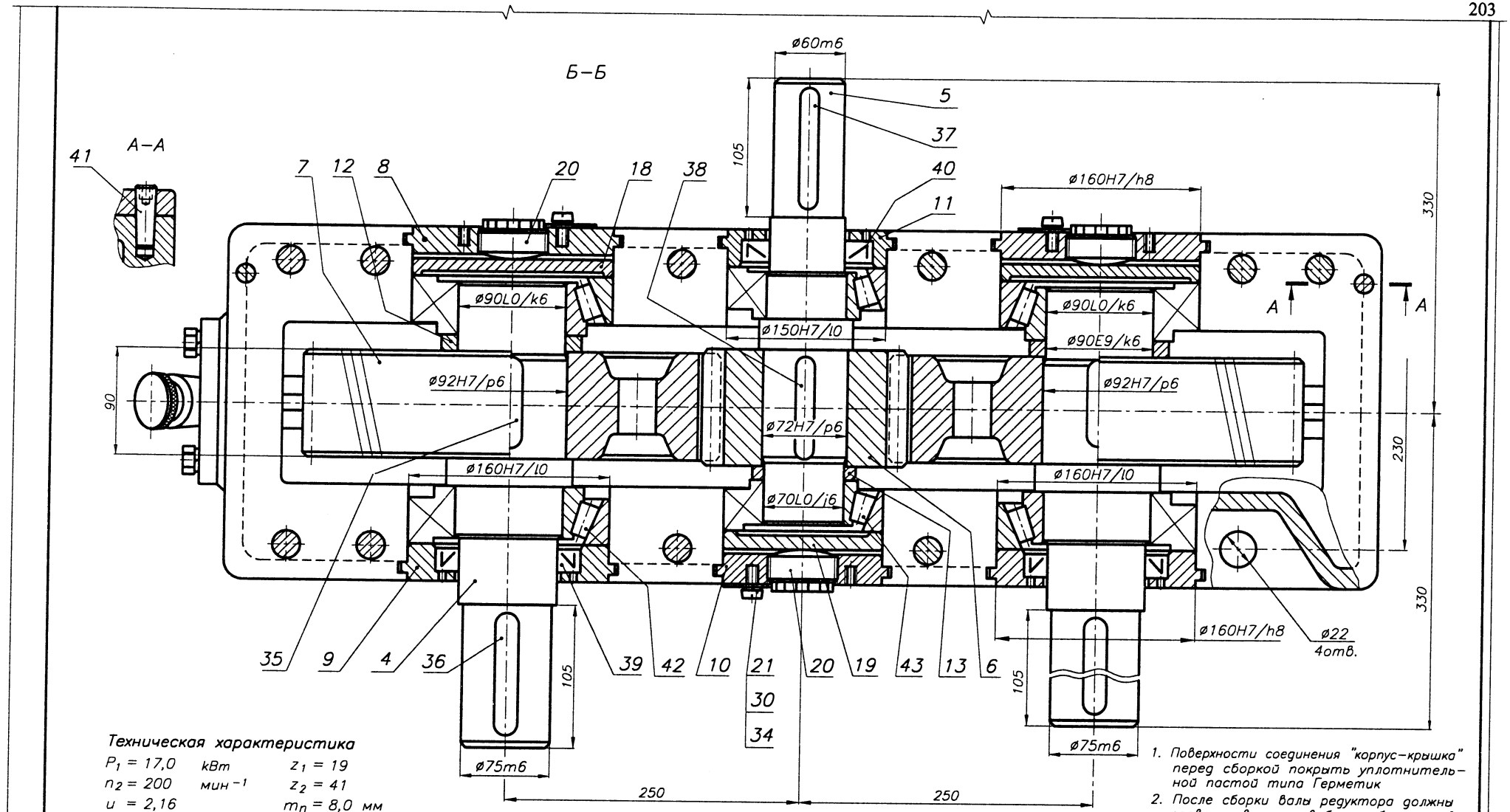

28
32
15
23
1
22
17
24
3
17
24
Б
16
25
29
33
2
14
26
ø50
2отв.
dw2=341,67
dw1=158,33
dw2=341,67
Уровень
масла
100
550*
265
40
Б
375
375
990
1050*

Рис. 13.3.3а



Техническая характеристика

$P_1 = 17{,}0$	кВт	$z_1 = 19$	
$n_2 = 200$	мин$^{-1}$	$z_2 = 41$	
$u = 2{,}16$		$m_n = 8{,}0$ мм	
$T_2 = 2x400$ Н·м		$\beta = 16°15'37''$	

1. Объем масляной ванны–6,5 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного–22000 Н; выходного–50000 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки–половина длины посадочного места

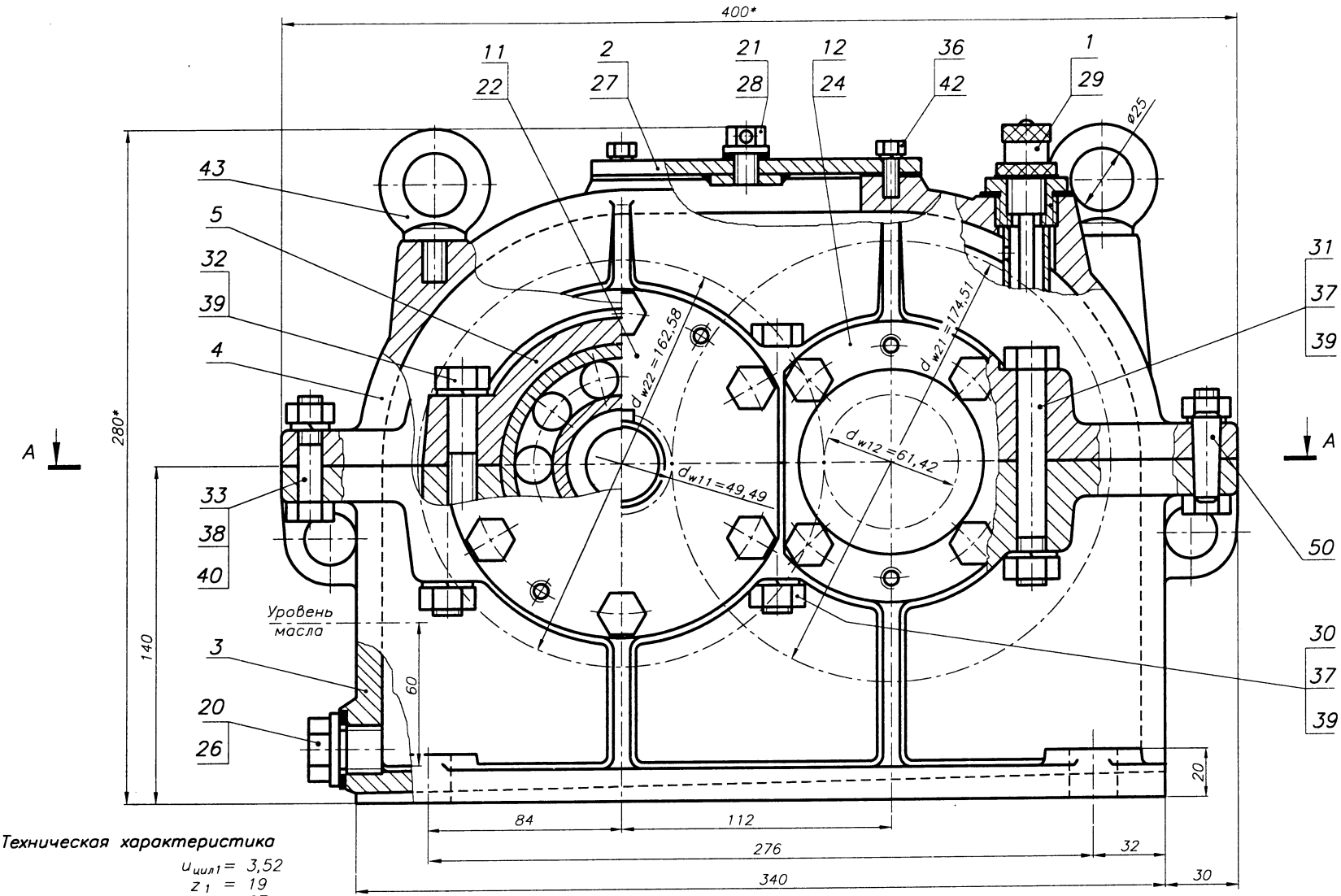
1. Корпус выполнен с внутренним расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (валы между подшипниками сжаты).
3. Крышки подшипников выполнены врезными.
4. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 20.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках: –входного вала–0,08...0,10 мм, –выходных валов–0,11...0,12 мм обеспечить винтами поз. 20
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Изм. Лист. N документ. Подпись Дата		КП ДМ МС12а.13.03.03.СБ			
Разраб. Сергеев К. 05.99	РЕДУКТОР цилиндрический	Лит.	Масса	Масштаб	
Провер.				1:1	
Т.контр.		Лист 1	Листов 1		
Н.контр.		БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ			
Утверд.					
Консульт.					

Рис. 13.3.3б

13.4. РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ СООСНЫЕ



Техническая характеристика

$P_1 = 5,0$ кВт
$n_{вых} = 103,1$ мин$^{-1}$
$u_o = 9,31$
$T_{вых} = 430$ Н·м

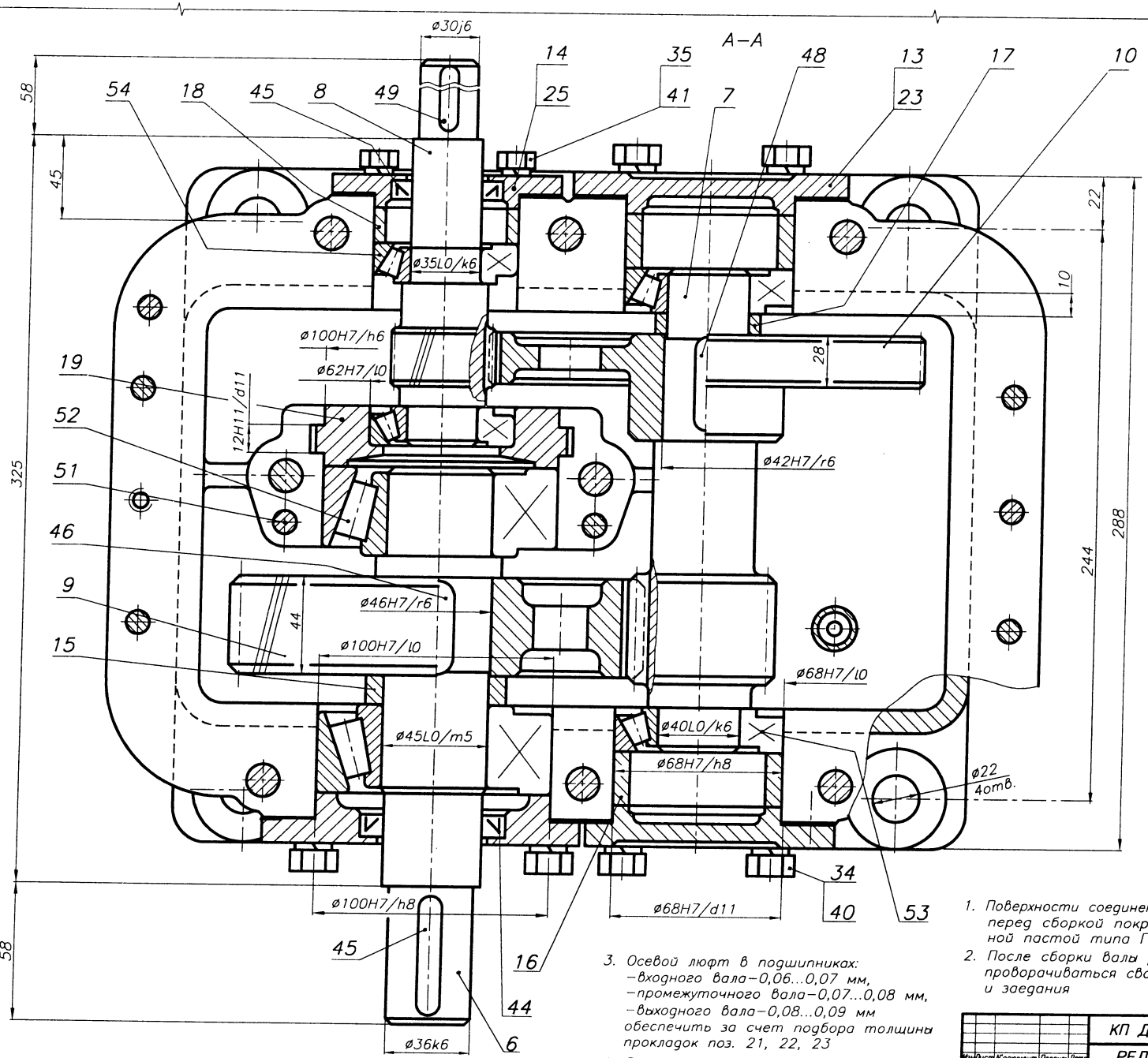
$u_{цил1} = 3,52$
$z_1 = 19$
$z_2 = 67$
$m_n = 2,5$ мм
$\beta = 16°17'48''$

$u_{цил2} = 2,65$
$z_1 = 17$
$z_2 = 45$
$m_n = 3,5$ мм
$\beta = 14°21'41''$

Рис. 13.4.1а

1. Объем масляной ванны – 3,1 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 4600 Н; выходного – 6100 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

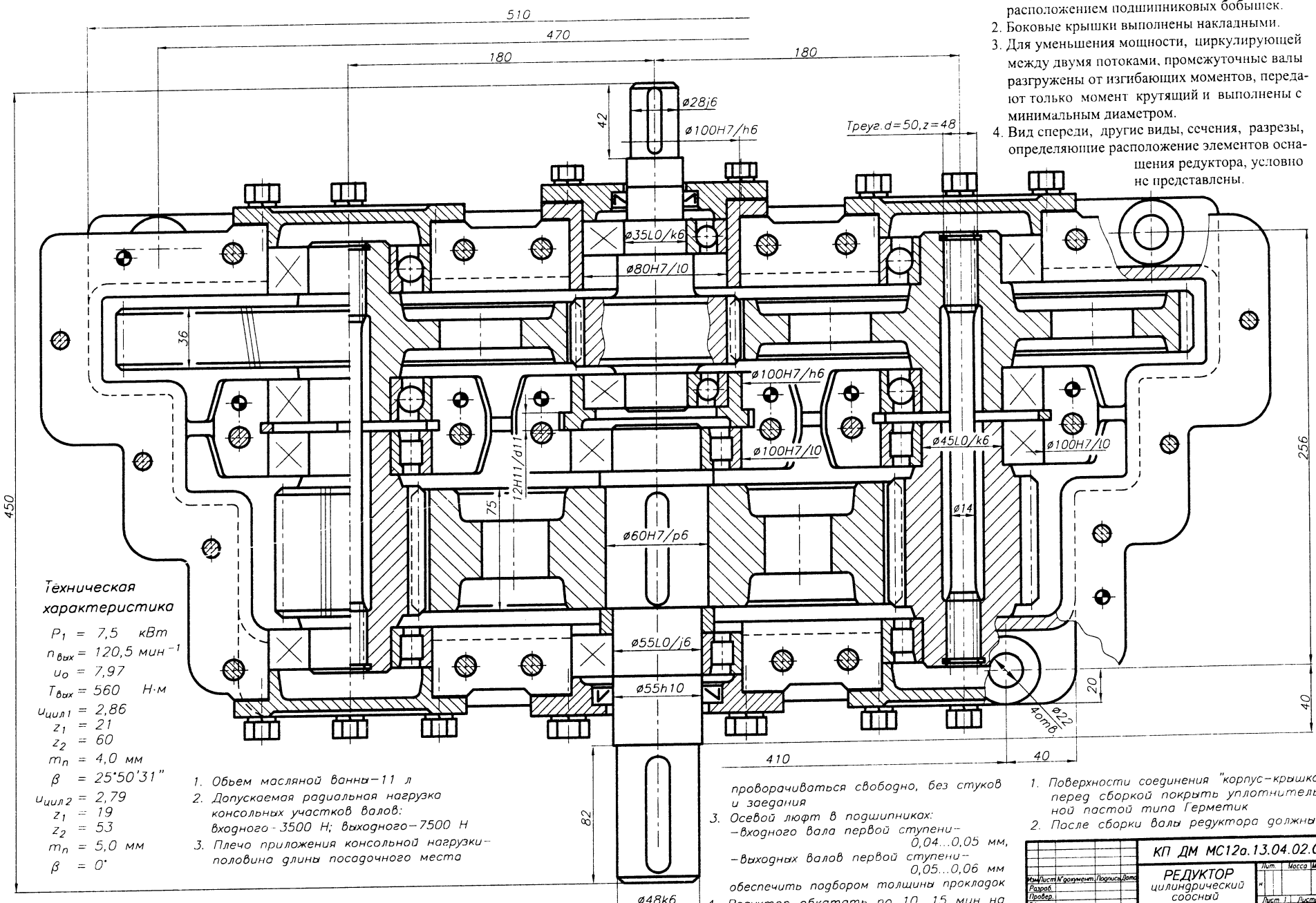
1. Редуктор соосный с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Радиально-упорные роликоподшипники установлены "в распор".
3. Боковые крышки выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 21, 22 и 23.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.



1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала–0,06...0,07 мм,
   –промежуточного вала–0,07...0,08 мм,
   –выходного вала–0,08...0,09 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21, 22, 23
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Изм.	Лист	N документ	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.04.01.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический соосный	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.4.1б



1. Редуктор соосный, двупоточный с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Боковые крышки выполнены накладными.
3. Для уменьшения мощности, циркулирующей между двумя потоками, промежуточные валы разгружены от изгибающих моментов, передают только момент крутящий и выполнены с минимальным диаметром.
4. Вид спереди, другие виды, сечения, разрезы, определяющие расположение элементов оснащения редуктора, условно не представлены.

Техническая характеристика

P_1 = 7,5 кВт
$n_{вых}$ = 120,5 мин$^{-1}$
u_0 = 7,97
$T_{вых}$ = 560 Н·м
$u_{цил1}$ = 2,86
z_1 = 21
z_2 = 60
m_n = 4,0 мм
β = 25°50'31"
$u_{цил2}$ = 2,79
z_1 = 19
z_2 = 53
m_n = 5,0 мм
β = 0°

1. Объем масляной ванны – 11 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного - 3500 Н; выходного – 7500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
– входного вала первой ступени – 0,04...0,05 мм,
– выходных валов первой ступени – 0,05...0,06 мм
обеспечить подбором толщины прокладок
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.04.02.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический соосный	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.								
Консуль.								

Рис. 13.4.2

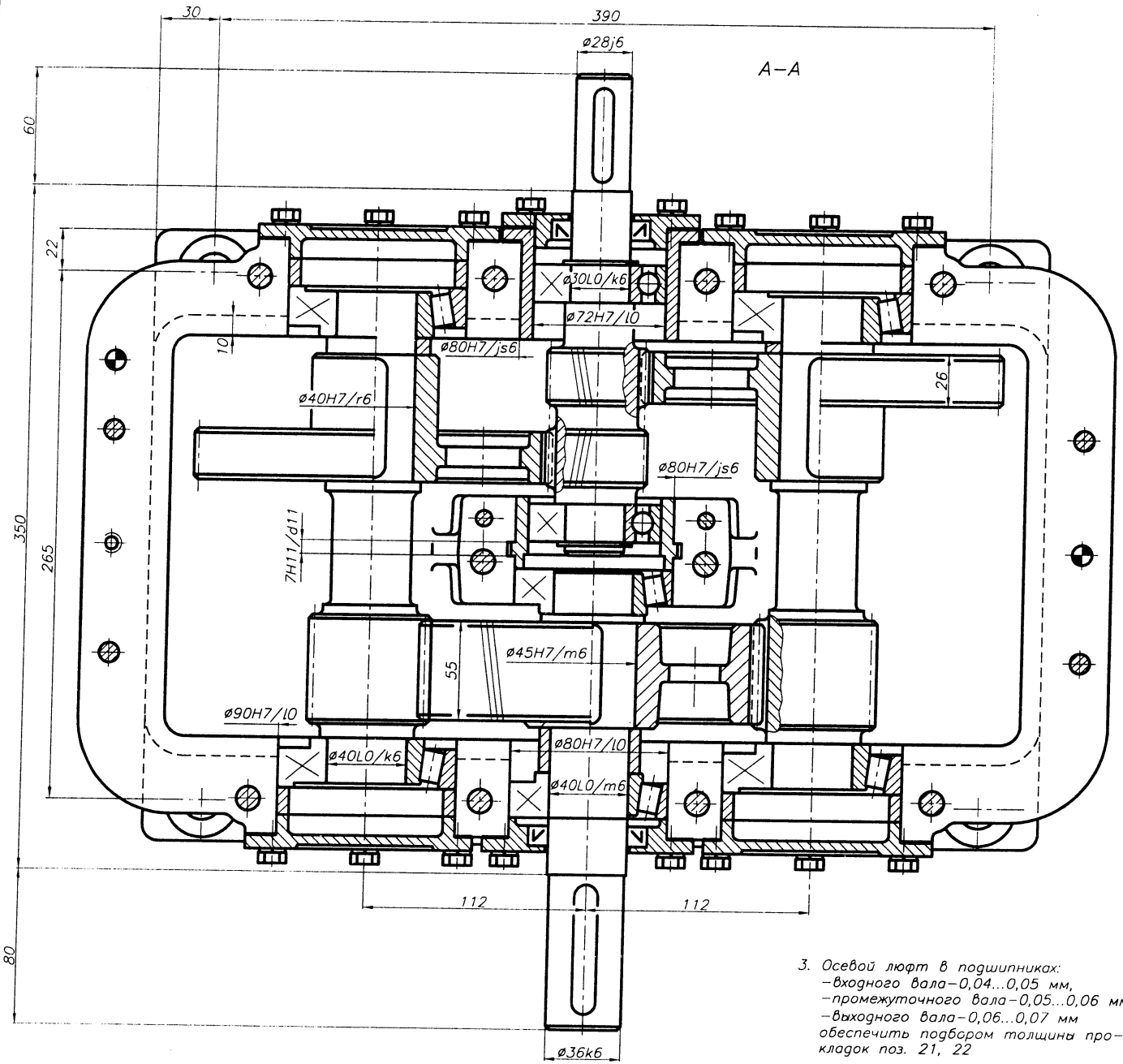


Рис. 13.4.3

1. Редуктор соосный двухпоточный с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Для уменьшения мощности, циркулирующей между двумя патоками, входной вал выполнен с шевронным зацеплением.
3. Подшипники выходного и промежуточных валов установлены "в распор". Входной вал самоустанавливается шевронной шестерней относительно косозубых колес.
4. Боковые крышки - накладные.
5. Регулировка подшипников выходного и промежуточных валов осуществляется изменением толщины подкладок под боковыми крышками.
6. Вид спереди, другие виды, разрезы, сечения, определяющие расположение элементов оснащения редуктора, условно не представлены.

Техническая характеристика

$P_1 = 5,5$ кВт
$n_{вых} = 102,3$ мин$^{-1}$
$U_o = 9,29$
$T_{вых} = 480$ Н·м

$u_{цил1} = 3,81$	$u_{цил2} = 2,44$
$z_1 = 16$	$z_1 = 16$
$z_2 = 61$	$z_2 = 39$
$m_n = 2,5$ мм	$m_n = 3,5$ мм
$\beta = 30°45'13''$	$\beta = 30°45'13''$

1. Объем масляной ванны–5,2 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного–6600 Н; выходного–8100 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки–половина длины посадочного места

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала–0,04...0,05 мм,
   –промежуточного вала–0,05...0,06 мм,
   –выходного вала–0,06...0,07 мм
   обеспечить подбором толщины прокладок поз. 21, 22
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Изм.	Лист	N докумен.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.04.03.СБ	
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический соосный	Лит. / Масса / Масштаб 1:1
Провер.						Лист 1 / Листов 1
Т.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Н.контр.						
Утверд.						
Консульт.						

13.5. РЕДУКТОРЫ КОНИЧЕСКИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ

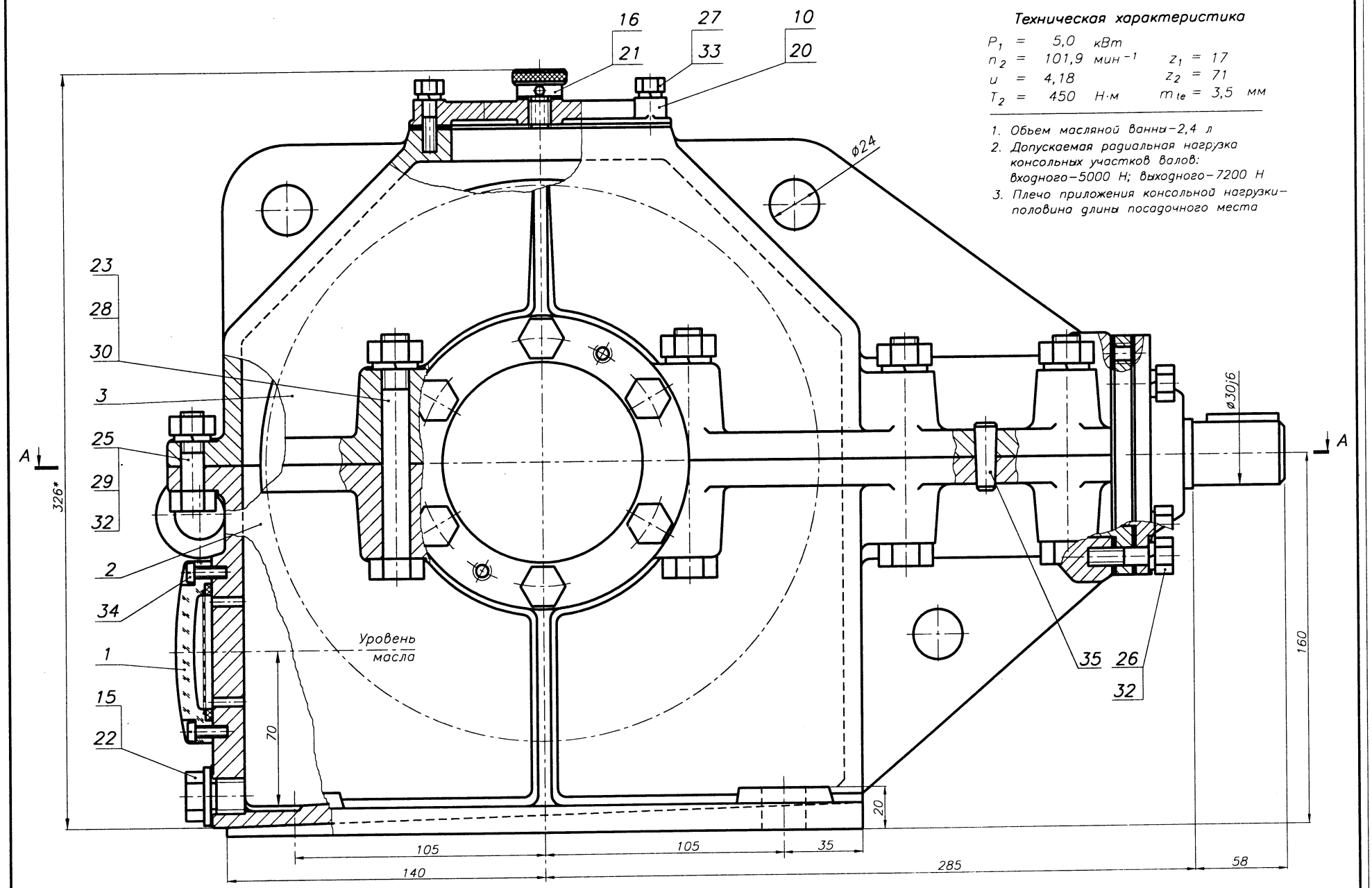
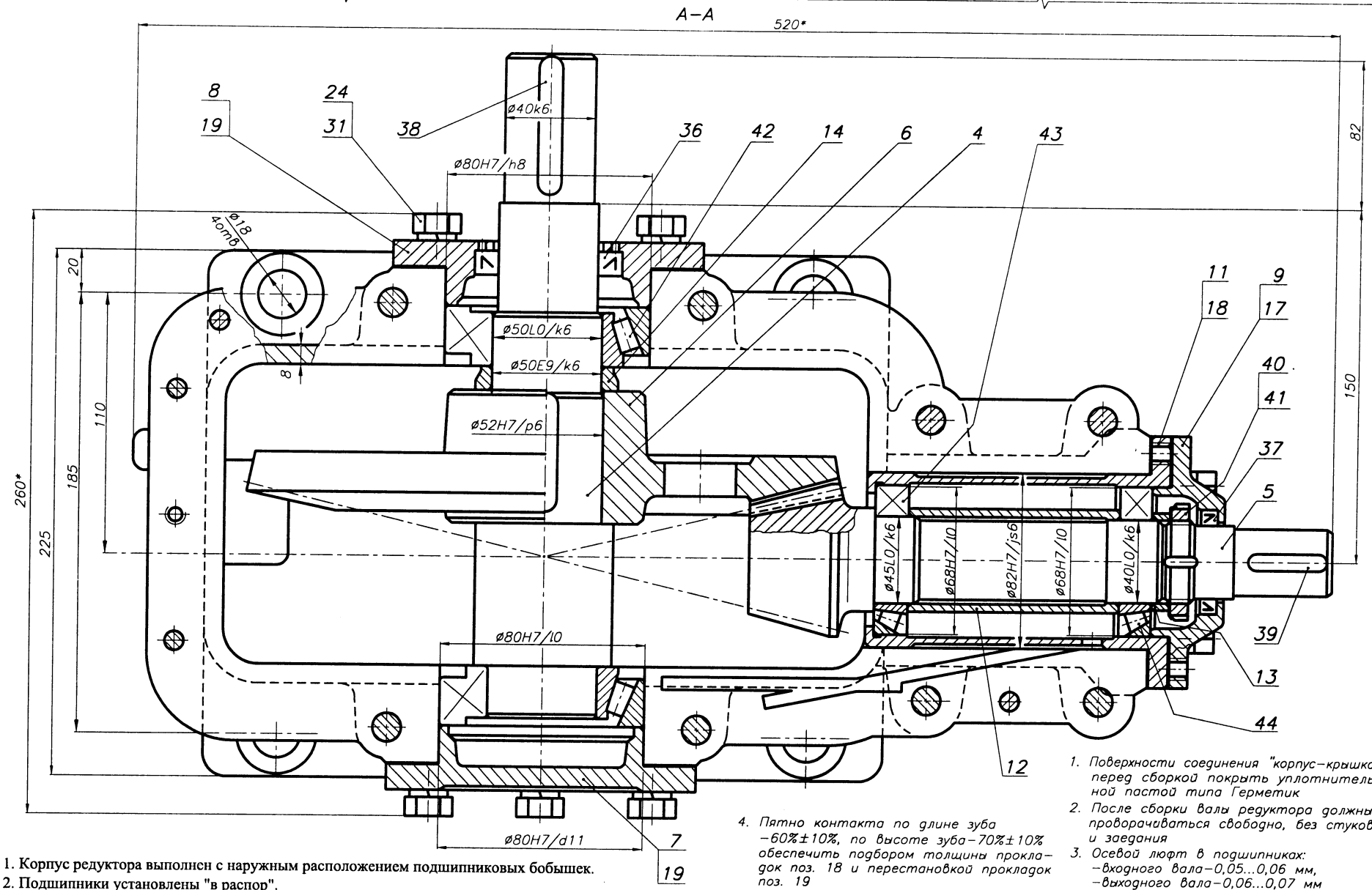


Рис. 13.5.1а



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 17 (вал 1) и поз. 19 (вал 2).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 18 (вал 1) и перестановкой прокладок поз. 19 (вал 2).
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.5.1б

4. Пятно контакта по длине зуба –60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 18 и перестановкой прокладок поз. 19
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
–входного вала–0,05...0,06 мм,
–выходного вала–0,06...0,07 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 17, 19

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.05.01.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР конический одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.								
Консульт.								

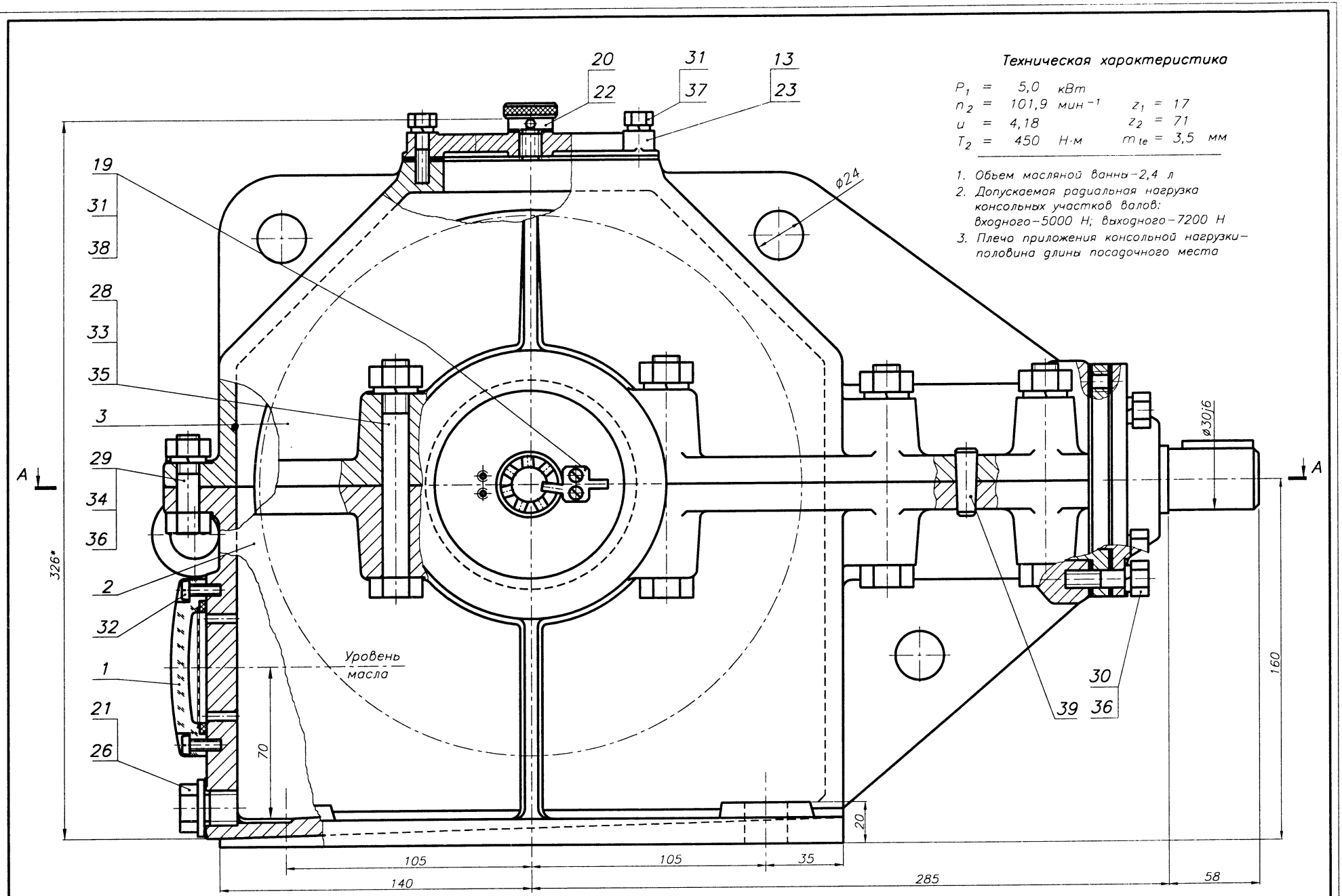
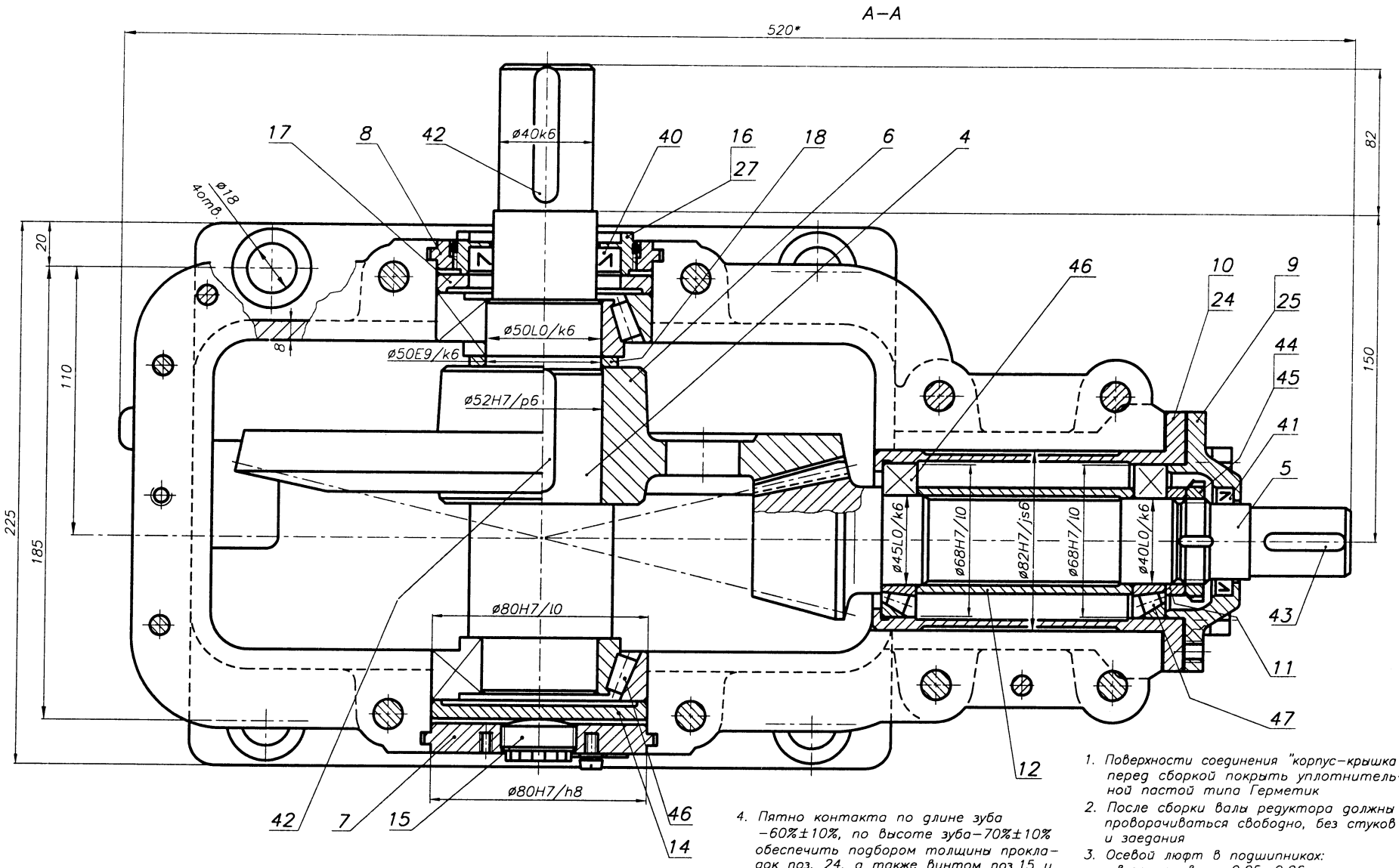

Техническая характеристика
P_1 = 5,0 кВт
n_2 = 101,9 мин$^{-1}$
u = 4,18
T_2 = 450 Н·м
z_1 = 17
z_2 = 71
m_{te} = 3,5 мм
1. Объем масляной ванны – 2,4 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 5000 Н; выходного – 7200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места
20
22
31
37
13
23
19
31
38
28
33
35
3
29
34
36
2
32
1
21
26
A
A
326*
Уровень масла
70
20
105
105
35
140
285
58
160
ø24
ø30j6
39
30
36

Рис. 13.5.2а



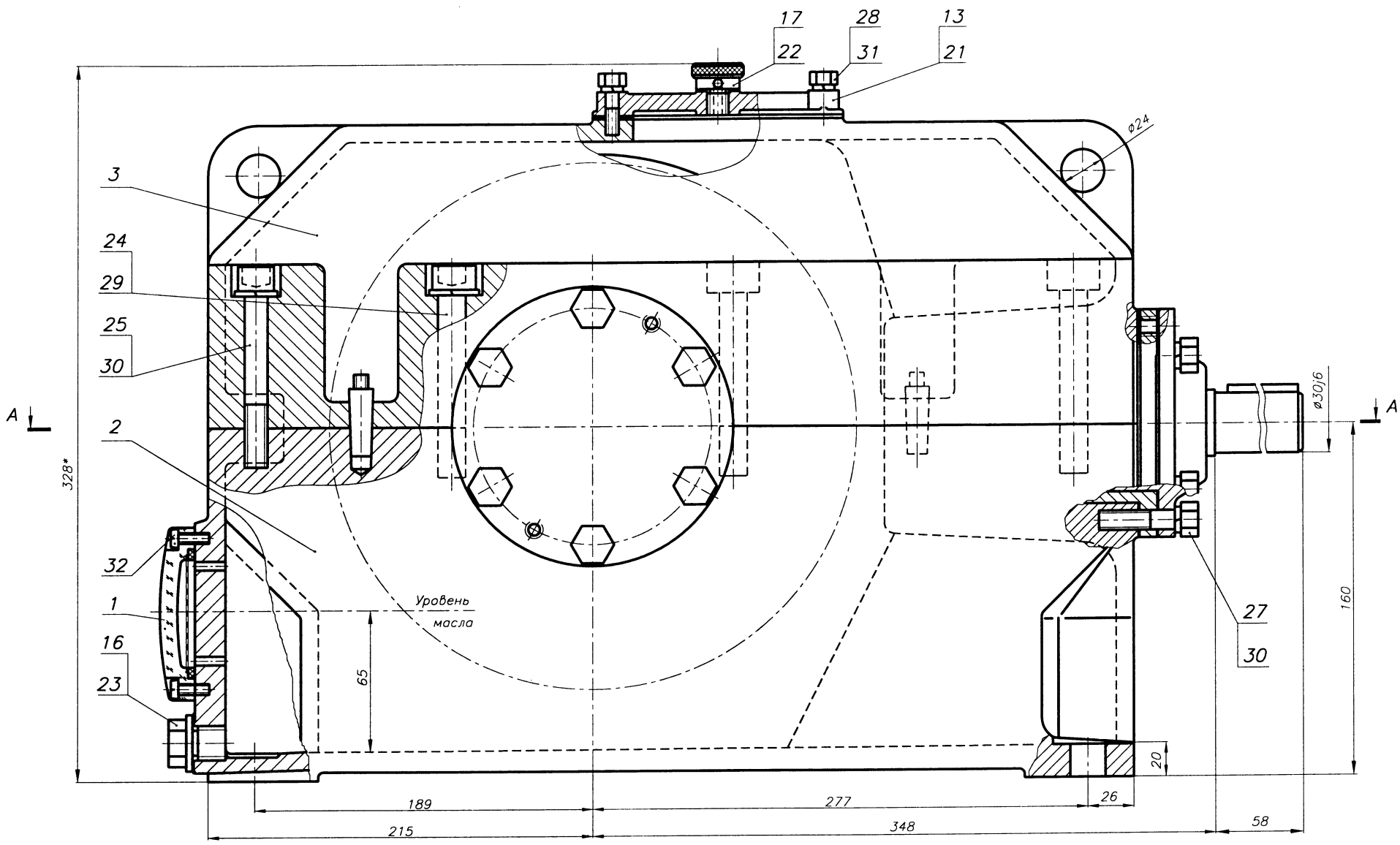
1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 25 (вал 1); винтом поз.15 и резьбовой втулкой поз.16 (вал 2).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 24 (вал 1); винтом поз.15 и резьбовой втулкой поз.16 (вал 2).
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

4. Пятно контакта по длине зуба –60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 24, а также винтом поз.15 и резьбовой втулкой поз.16
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
–входного вала–0,05...0,06 мм,
–выходного вала–0,06...0,07 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 25 и винтом поз. 15

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.05.02.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР конический одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.						н		1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.5.2б

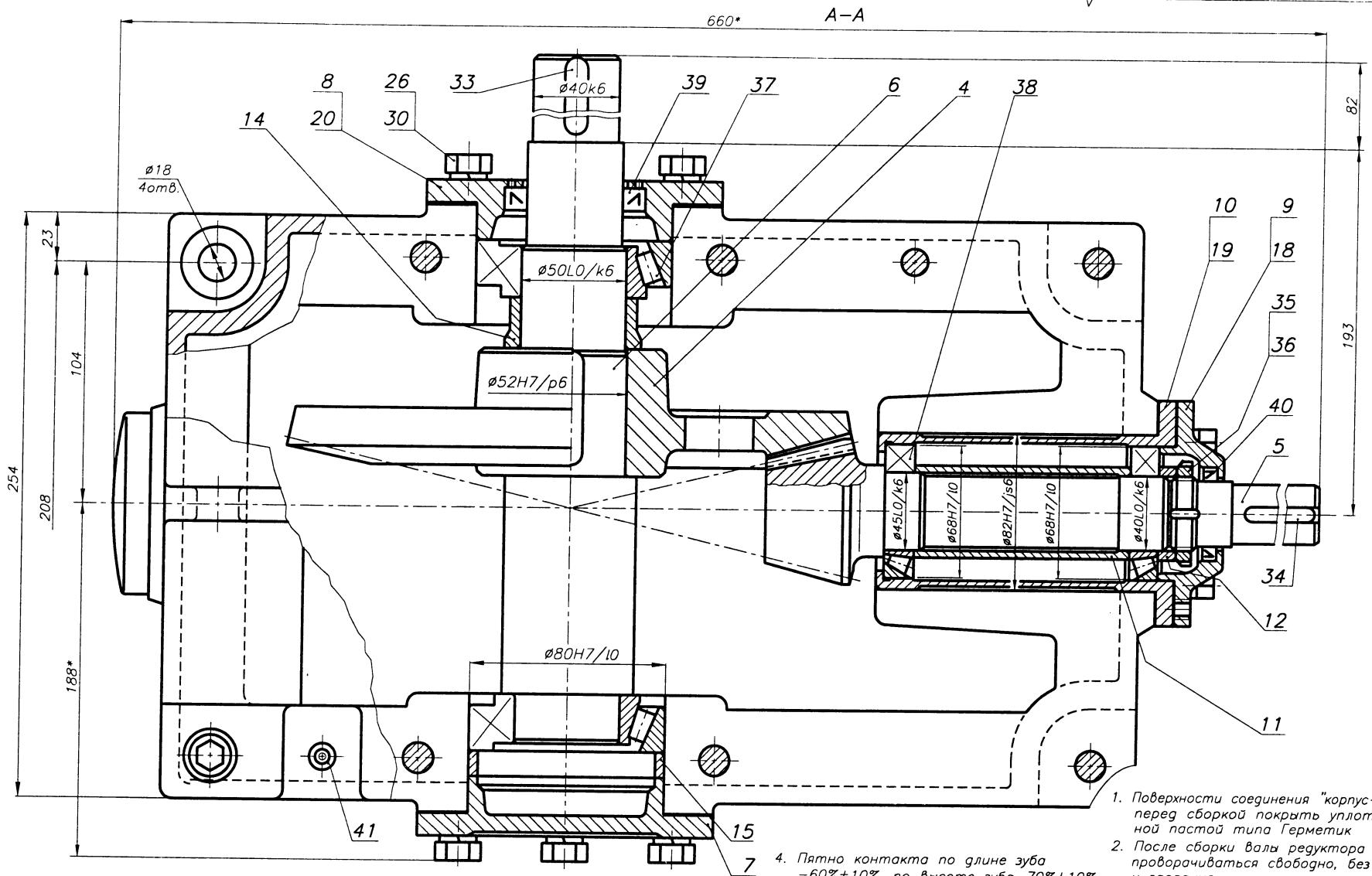


Техническая характеристика

P_1 = 4,0 кВт	u = 3,89	z_1 = 18
n_2 = 92,6 мин$^{-1}$	T_2 = 400 Н·м	z_2 = 70
		m_{te} = 3,5 мм

1. Объем масляной ванны – 4,5 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 5000 Н; выходного – 7200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

Рис. 13.5.3а



1. Корпус редуктора выполнен с внутренним расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 18 (вал 1) и поз. 20 (вал 2).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 19 (вал 1) и перестановкой прокладок поз. 20 (вал 2).
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.5.3б

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала–0,05÷0,06 мм,
   –выходного вала–0,06...0,07 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 18, 20
4. Пятно контакта по длине зуба –60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 19 и перестановкой прокладок поз. 20
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.05.03.СБ		
Разраб.	Печенко П.			01.99	РЕДУКТОР конический одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.								
Консульт.								

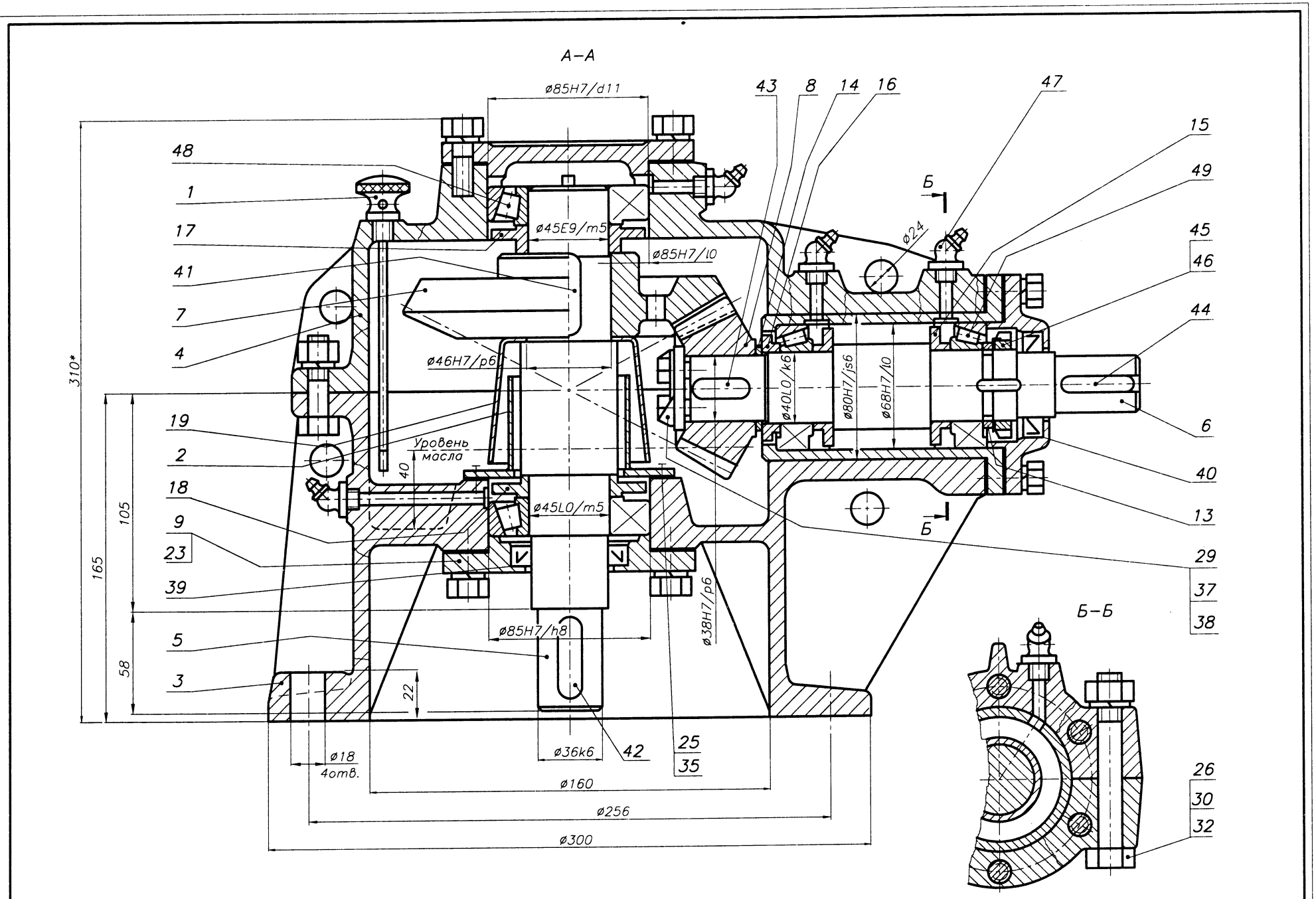
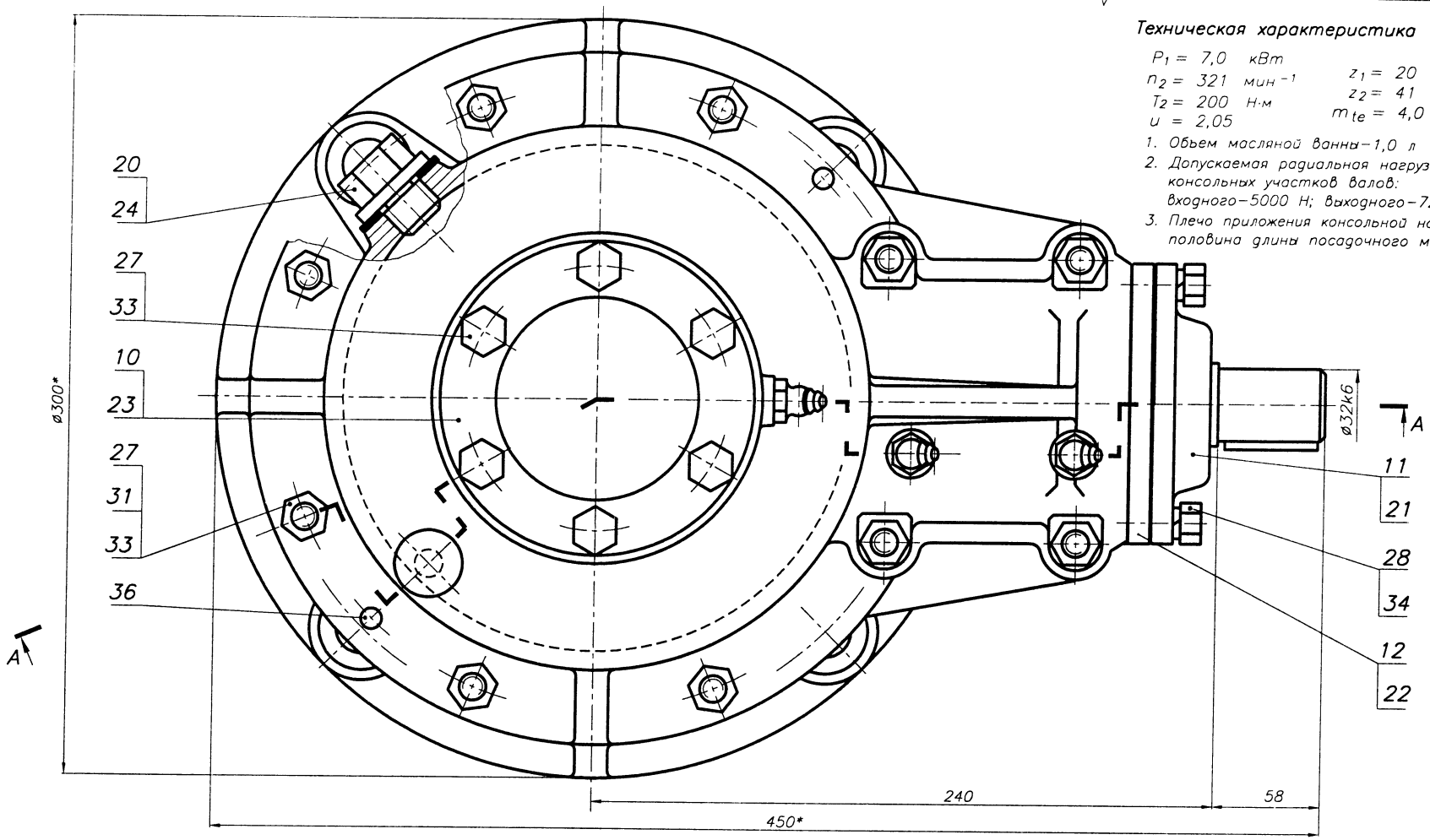

А–А
Б–Б
ø85H7/d11
ø45E9/m5
ø85H7/l0
ø46H7/p6
ø45L0/m5
ø85H7/h8
ø38H7/p6
ø40L0/k6
ø80H7/js6
ø68H7/l0
ø24
Уровень масла
40
310*
165
105
58
22
ø18
4отв.
ø36k6
ø160
ø256
ø300
Б
48
1
17
41
7
4
19
2
18
9
23
39
5
3
42
25
35
43
8
14
16
47
15
49
45
46
44
6
40
13
29
37
38
26
30
32

Рис. 13.5.4а



Техническая характеристика

$P_1 = 7{,}0$ кВт
$n_2 = 321$ мин$^{-1}$
$T_2 = 200$ Н·м
$u = 2{,}05$

$z_1 = 20$
$z_2 = 41$
$m_{te} = 4{,}0$ мм

1. Объем масляной ванны – 1,0 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 5000 Н; выходного – 7200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

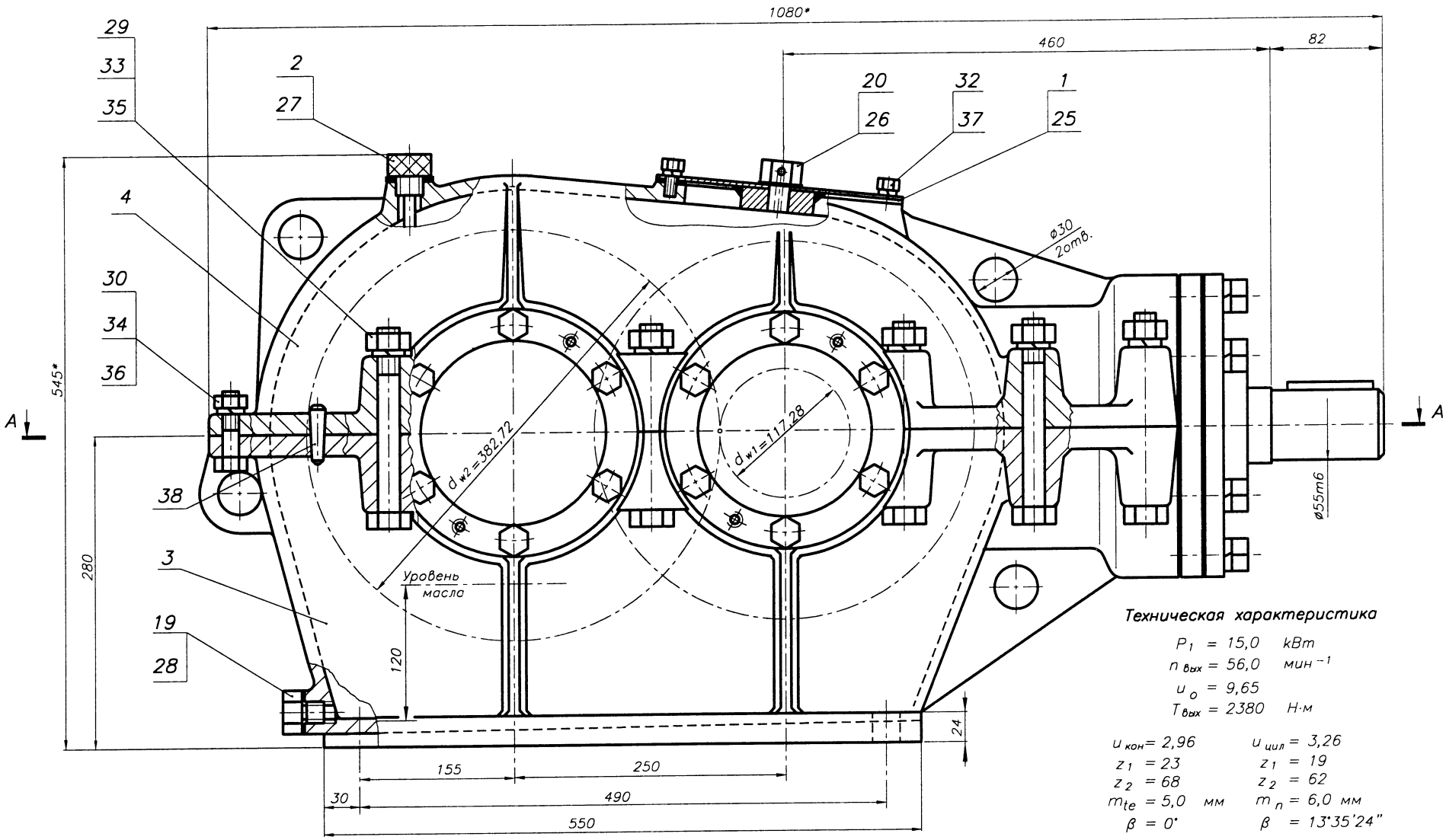
1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках: –входного вала – 0,05...0,06 мм, –выходного вала – 0,06...0,07 мм обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21, 23
4. Пятно контакта по длине зуба –60%±10%, по высоте зуба – 70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 22 и перестановкой прокладок поз. 23
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 21 (вал 1) и поз. 23 (вал 2).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 22 (вал 1) и перестановкой прокладок поз. 23 (вал 2).
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата				
Разраб.					КП ДМ МС12а 13.05.04.СБ			
Провер.					РЕДУКТОР конический одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Т.контр.								1:1
Н.контр.						Лист 1	Листов 1	
Утверд.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Консуль.								

Рис. 13.5.4б

13.6. РЕДУКТОРЫ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ



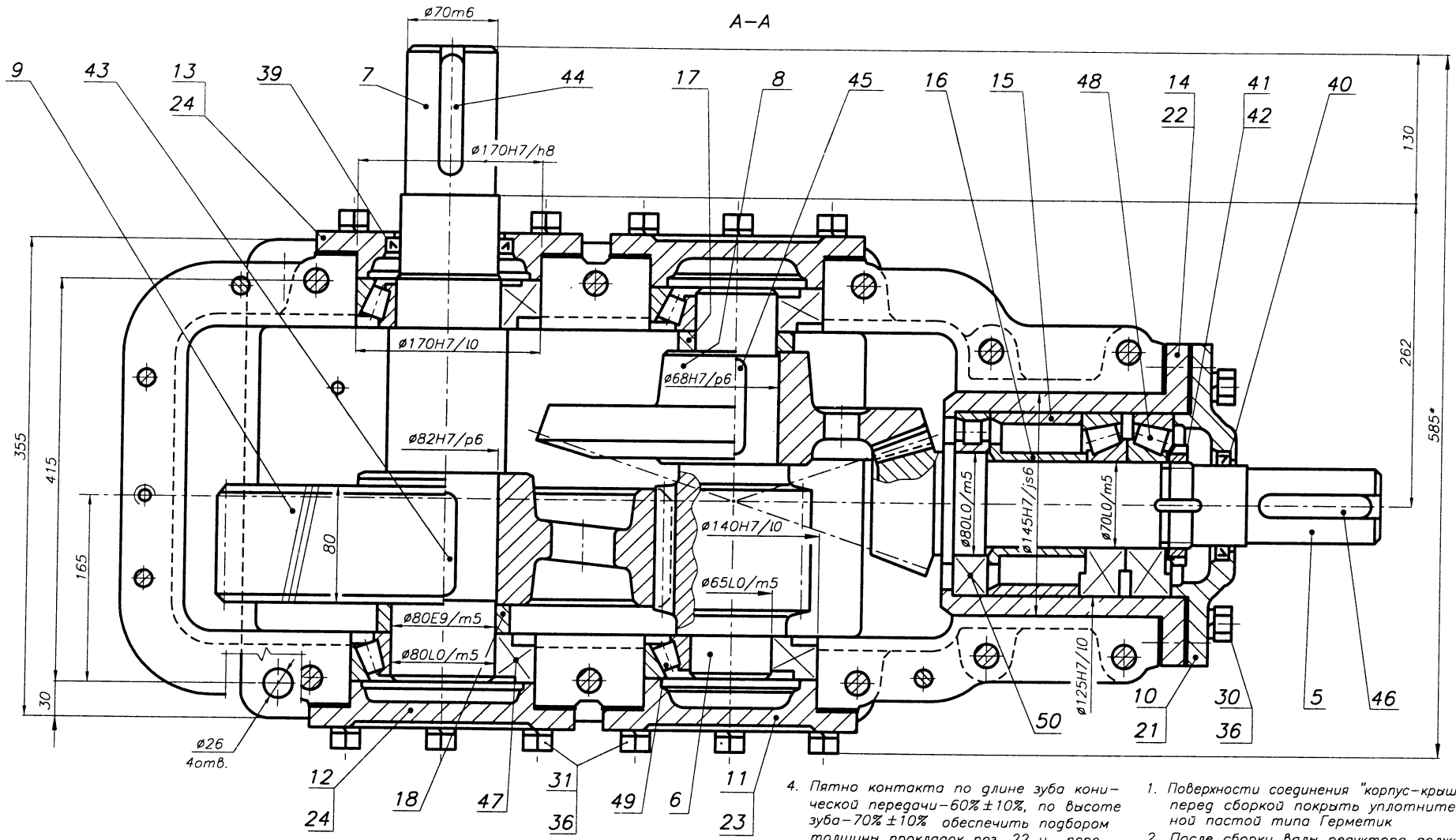
Техническая характеристика

P_1 = 15,0 кВт
$n_{вых}$ = 56,0 мин$^{-1}$
u_o = 9,65
$T_{вых}$ = 2380 Н·м

$u_{кон}$ = 2,96	$u_{цил}$ = 3,26
z_1 = 23	z_1 = 19
z_2 = 68	z_2 = 62
m_{te} = 5,0 мм	m_n = 6,0 мм
β = 0°	β = 13°35'24"

1. Объем масляной ванны – 13 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 10300 Н; выходного – 13500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

Рис. 13.6.1а



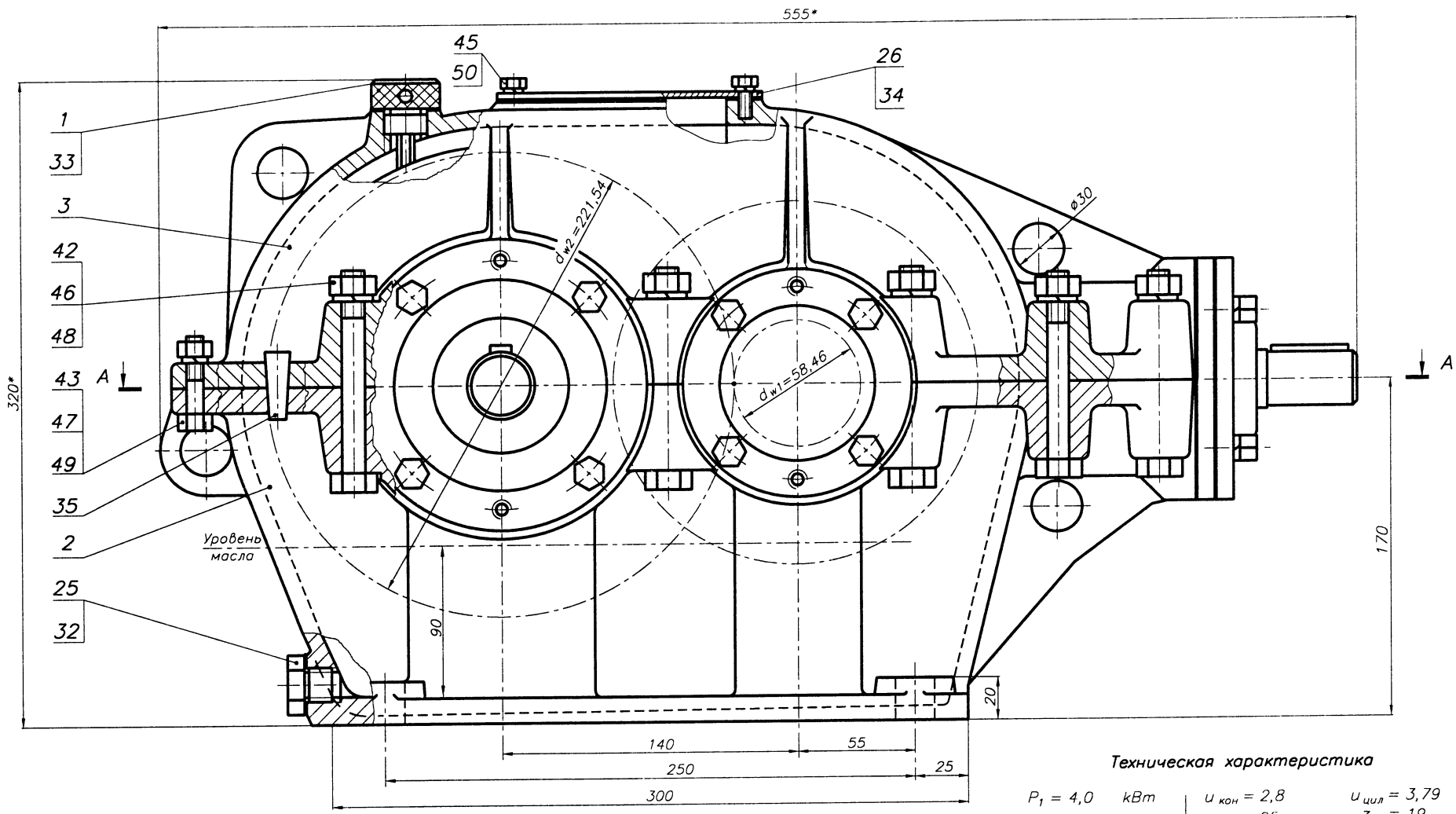
4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи–60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 22 и перестановкой прокладок поз. 23
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
–входного вала–0,04...0,05 мм,
–промежуточного вала–0,08...0,09 мм,
–выходного вала–0,12...0,13 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21, 23, 24

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Опора входного вала со стороны конической шестерни выполнена с использованием роликового радиального подшипника. Другая опора этого вала выполнена с использованием двух роликовых конических однорядных подшипников, установленных "в распор". Подшипники промежуточного и выходного валов также установлены "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 21, 23, 24.
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз.22, а также перестановкой прокладок поз. 23.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.6.1б

Изм.	Лист	N документ	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.06.01.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР коническо-цилиндрический	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.								
Консульт.								

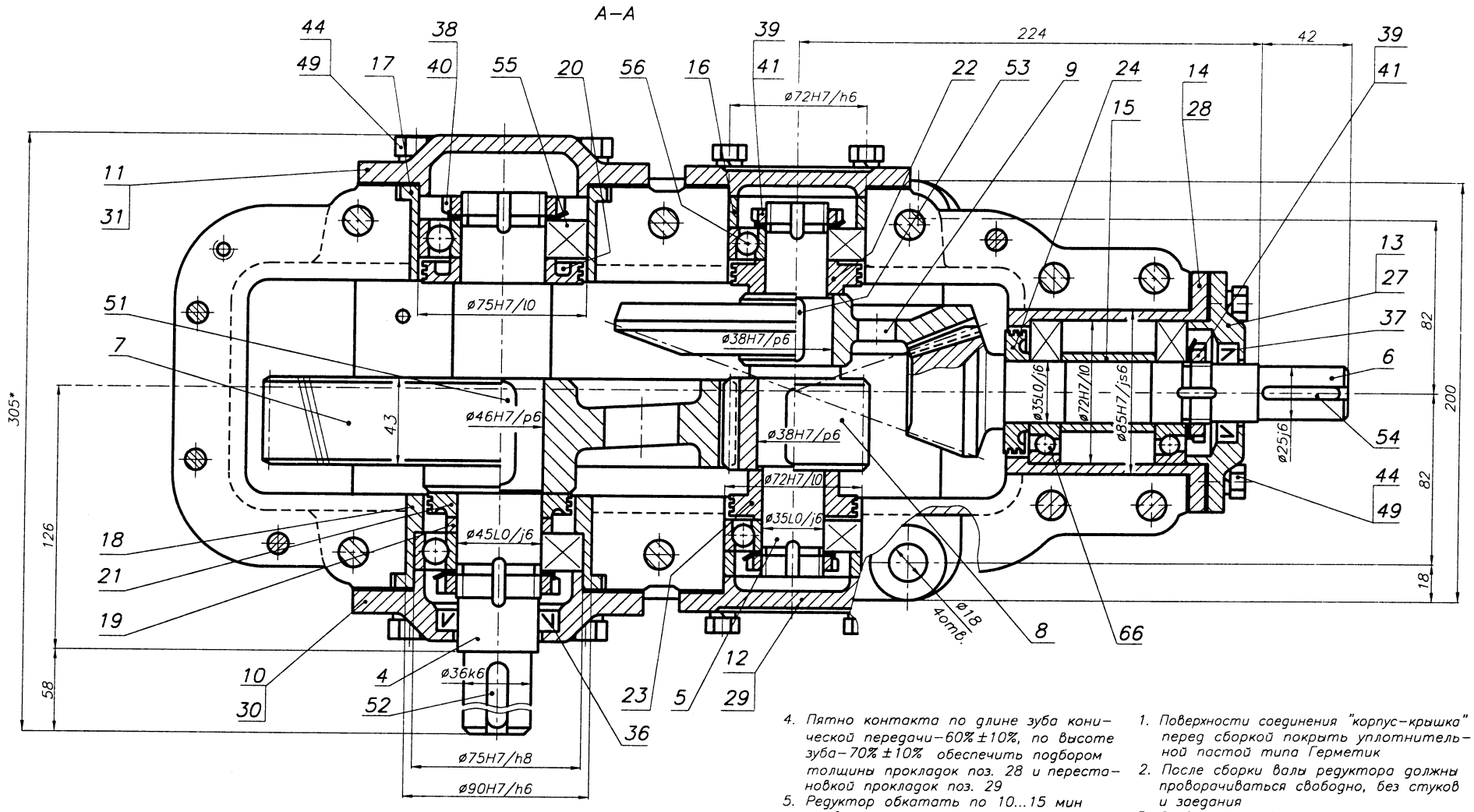


Техническая характеристика

$P_1 = 4,0$ кВт	$u_{кон} = 2,8$	$u_{цил} = 3,79$
$n_{вых} = 89,1$ мин$^{-1}$	$z_1 = 25$	$z_1 = 19$
$u_o = 10,61$	$z_2 = 70$	$z_2 = 72$
$T_{вых} = 407$ Н·м	$m_{te} = 2,5$ мм	$m_n = 3,0$ мм
	$\beta = 0°$	$\beta = 15°21'32''$

1. Объем масляной ванны – 2,8 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 4000 Н; выходного – 6200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

Рис. 13.6.2а



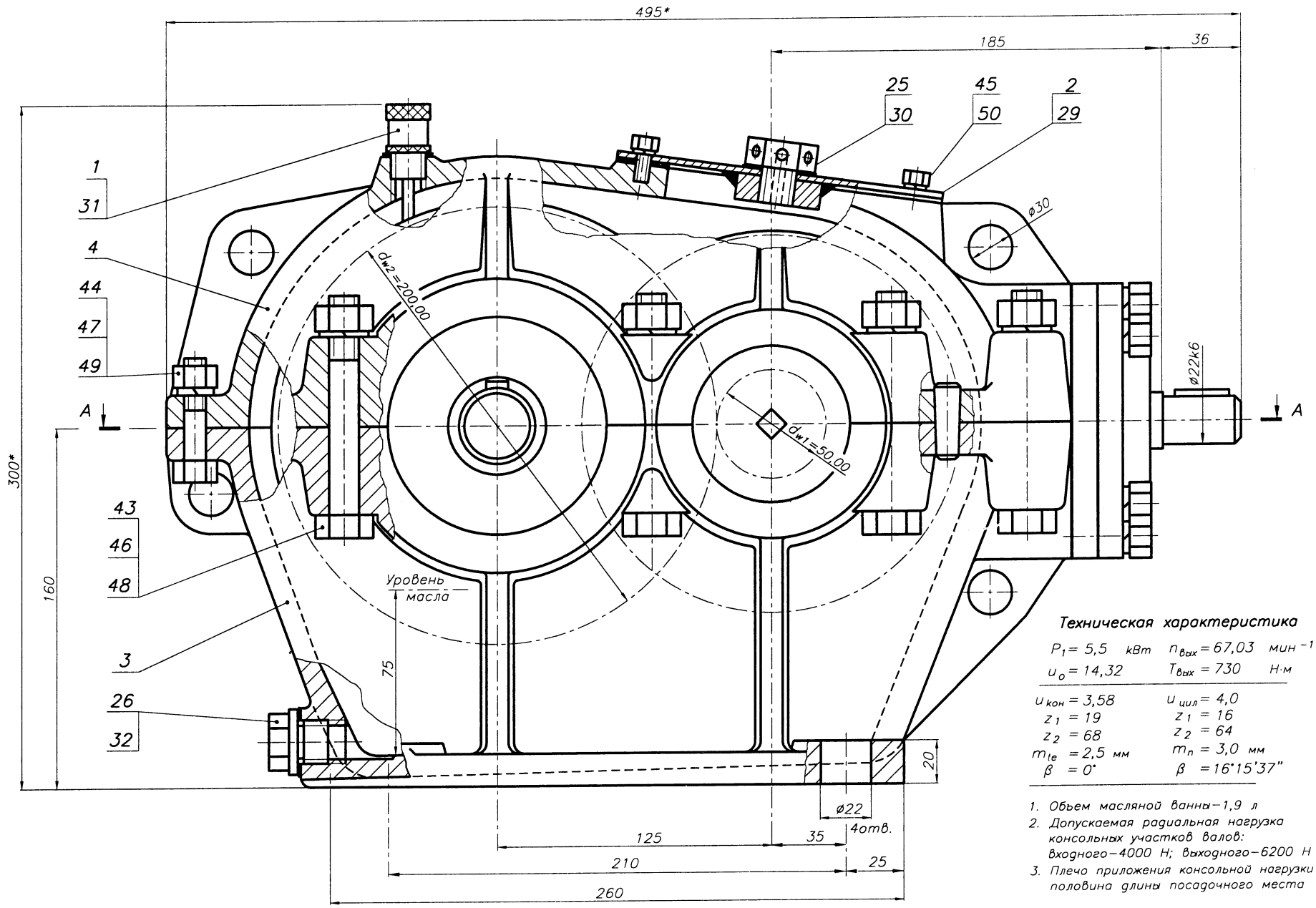
4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи–60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 28 и перестановкой прокладок поз. 29
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
–входного вала–0,04...0,05 мм,
–промежуточного вала–0,04...0,05 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 27, 29

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники входного и промежуточного валов - шариковые радиально упорные, установлены "в распор".
   Подшипники выходного вала - шариковые радиальные, установлены во втулках.
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников входного и промежуточного валов осуществляется изменением толщины прокладок поз. 26, 28.
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 27 и перестановкой прокладок поз. 28.
6. Подшипниковые узлы валов выполнены с мазеудерживающими кольцами поз. 20-24.
7. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.6.2б

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.06.02.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР коническо-цилиндрический	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консуль.								

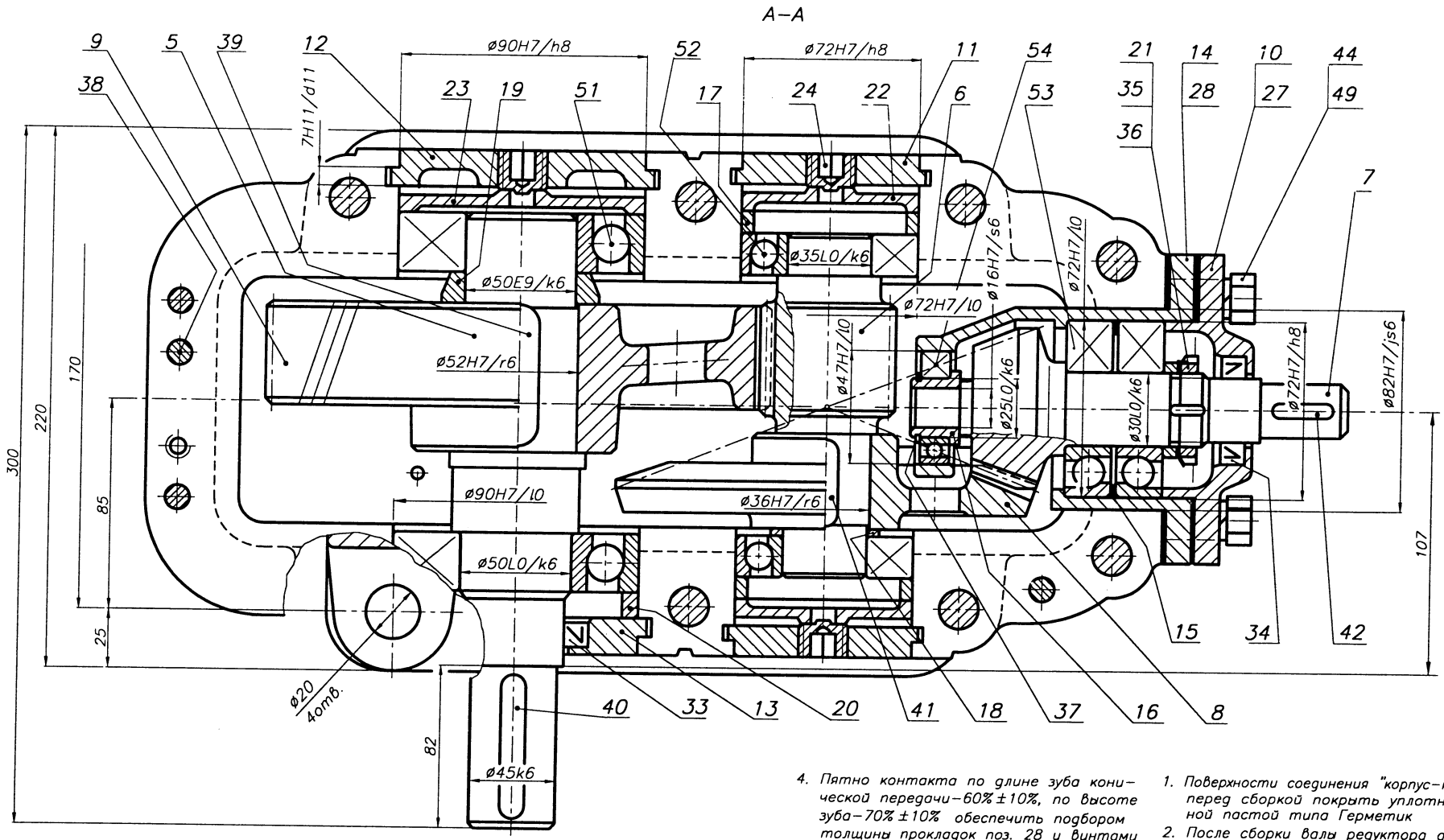


Техническая характеристика

P_1 = 5,5 кВт	$n_{вых}$ = 67,03 мин$^{-1}$
u_o = 14,32	$T_{вых}$ = 730 Н·м
$u_{кон}$ = 3,58	$u_{цил}$ = 4,0
z_1 = 19	z_1 = 16
z_2 = 68	z_2 = 64
m_{te} = 2,5 мм	m_n = 3,0 мм
β = 0°	β = 16°15'37"

1. Объем масляной ванны – 1,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 4000 Н; выходного – 6200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

Рис. 13.6.3а



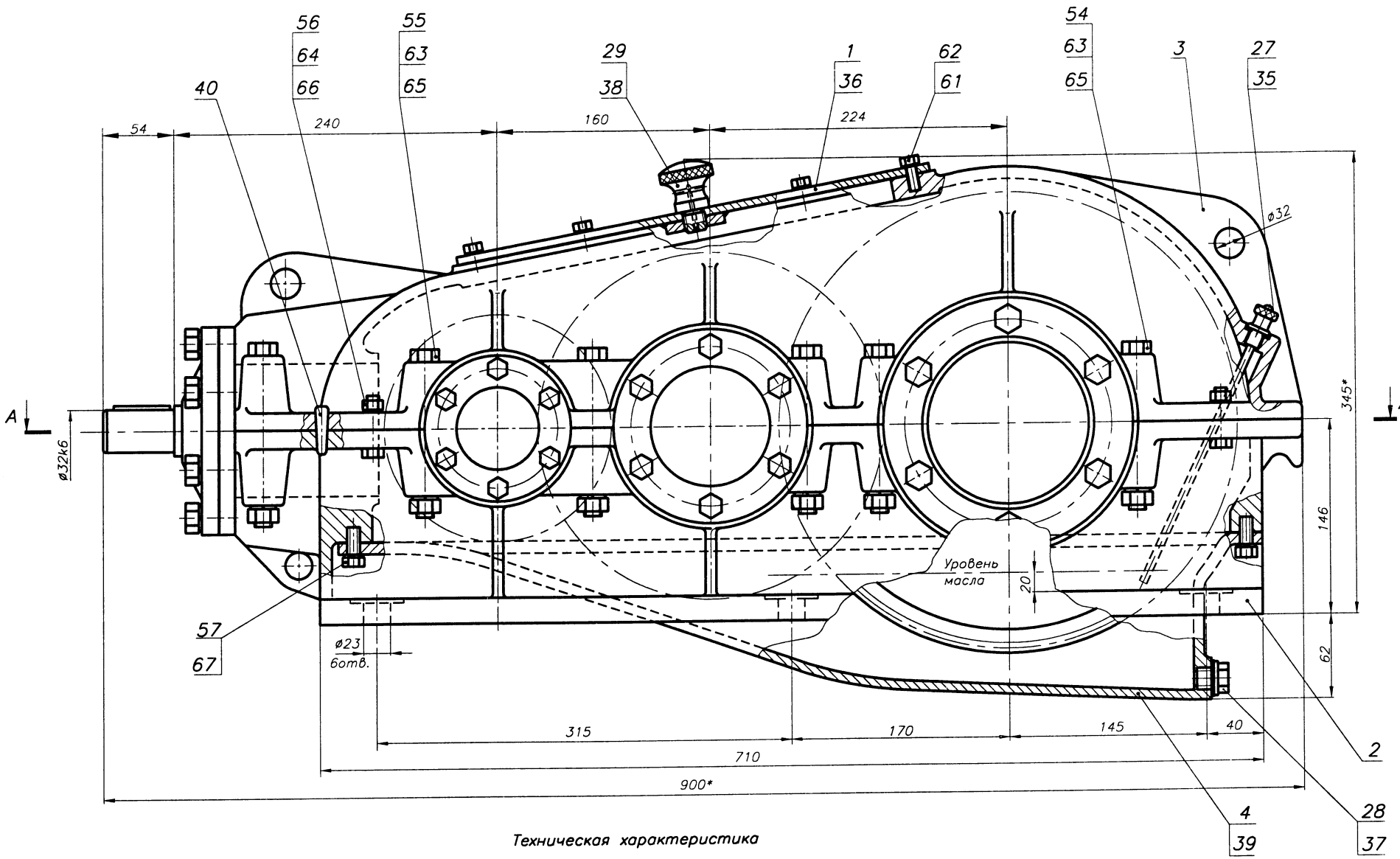
4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи–60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 28 и винтами поз. 24
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
–входного вала–0,03...0,04 мм,
–промежуточного вала–0,04...0,05 мм,
–выходного вала–0,05...0,06 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 27 и винтами поз. 24

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Коническая шестерня установлена между подшипниковыми узлами. Опора с входной стороны вала выполнена с использованием двух шариковых радиально-упорных однорядных подшипников, установленных по схеме "в растяжку". Внутренняя опора вала выполнена с использованием шарикового радиального однорядного подшипника.
3. Крышки подшипников выполнены врезными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 27 (вал 1), винтами поз. 24 (валы 2, 3).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз.28, а также винтами поз 24 (вал 2).
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.6.3б

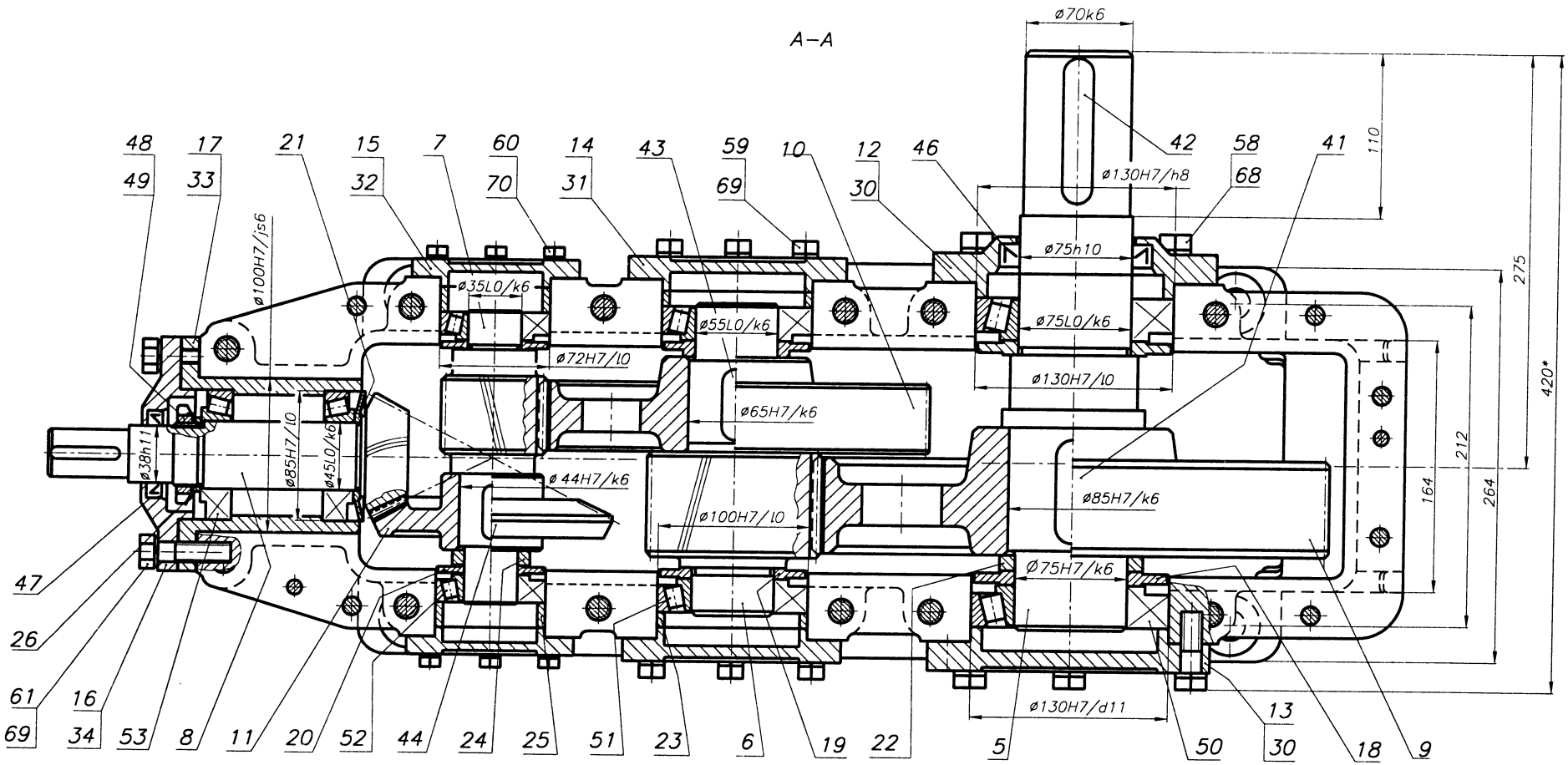
Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.06.03.СБ			
Разраб.					РЕДУКТОР коническо-цилиндрический	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.								
Консульт.								



Техническая характеристика

$P_1 = 5,5$ кВт	$u_{кон} = 2,00$	$u_{цил1} = 3,89$	$u_{цил2} = 3,14$	1. Объем масляной ванны – 3,9 л
$u_o = 24,4$	$z_1 = 25$	$z_1 = 18$	$z_1 = 21$	2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 7300 Н; выходного – 12500 Н
$n_{вых} = 29,5$ мин$^{-1}$	$z_2 = 50$	$z_2 = 70$	$z_2 = 66$	3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места
$T_{вых} = 1600$ Н·м	$m_{пе} = 3,0$ мм	$m_n = 3,5$ мм	$m_n = 5,0$ мм	
	$\beta = 35°$	$\beta = 15°44'26''$	$\beta = 13°50'11''$	

Рис. 13.6.4а



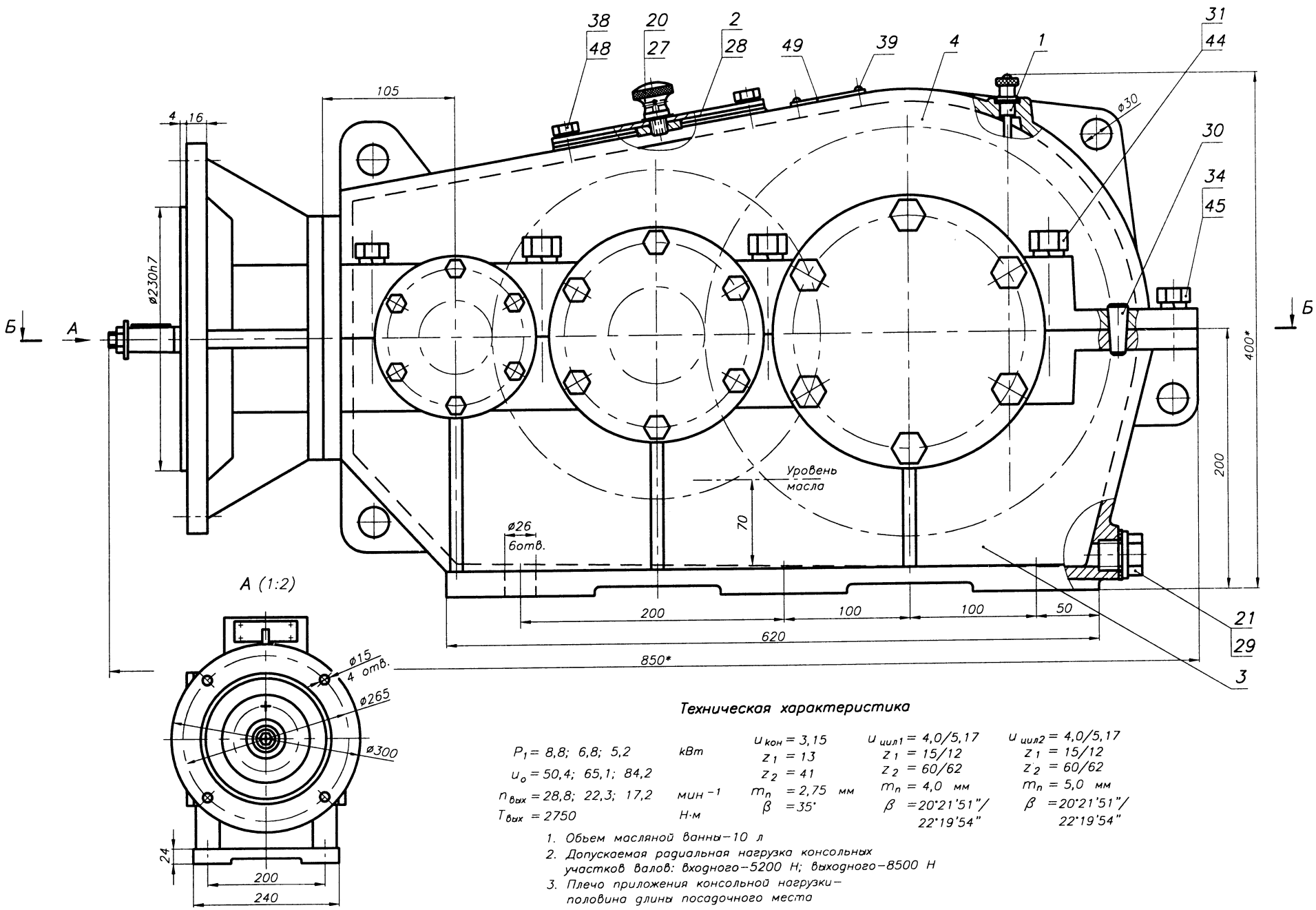
1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники входного вала установлены по схеме "в растяжку", остальных валов - "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется:
   - вала входного - гайкой круглой шлицевой поз. 48;
   - остальных валов - толщиною прокладок поз. 30, 31, 32.
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз.33, а также перестановкой прокладок поз.32.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.6.4б

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи–60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 33 и перестановкой прокладок поз. поз. 32
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала–0,05...0,06 мм,
   – I промежуточного вала–0,05...0,06 мм,
   – II промежуточного вала–0,08...0,09 мм,
   –выходного вала–0,09...0,10 мм
   обеспечить гайкой поз. 48 и за счет подбора толщины прокладок поз. 32, 31, 30

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.06.04.СБ		
Разраб.		Азаров			РЕДУКТОР коническо-цилиндрический	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.						н		1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консуль.								

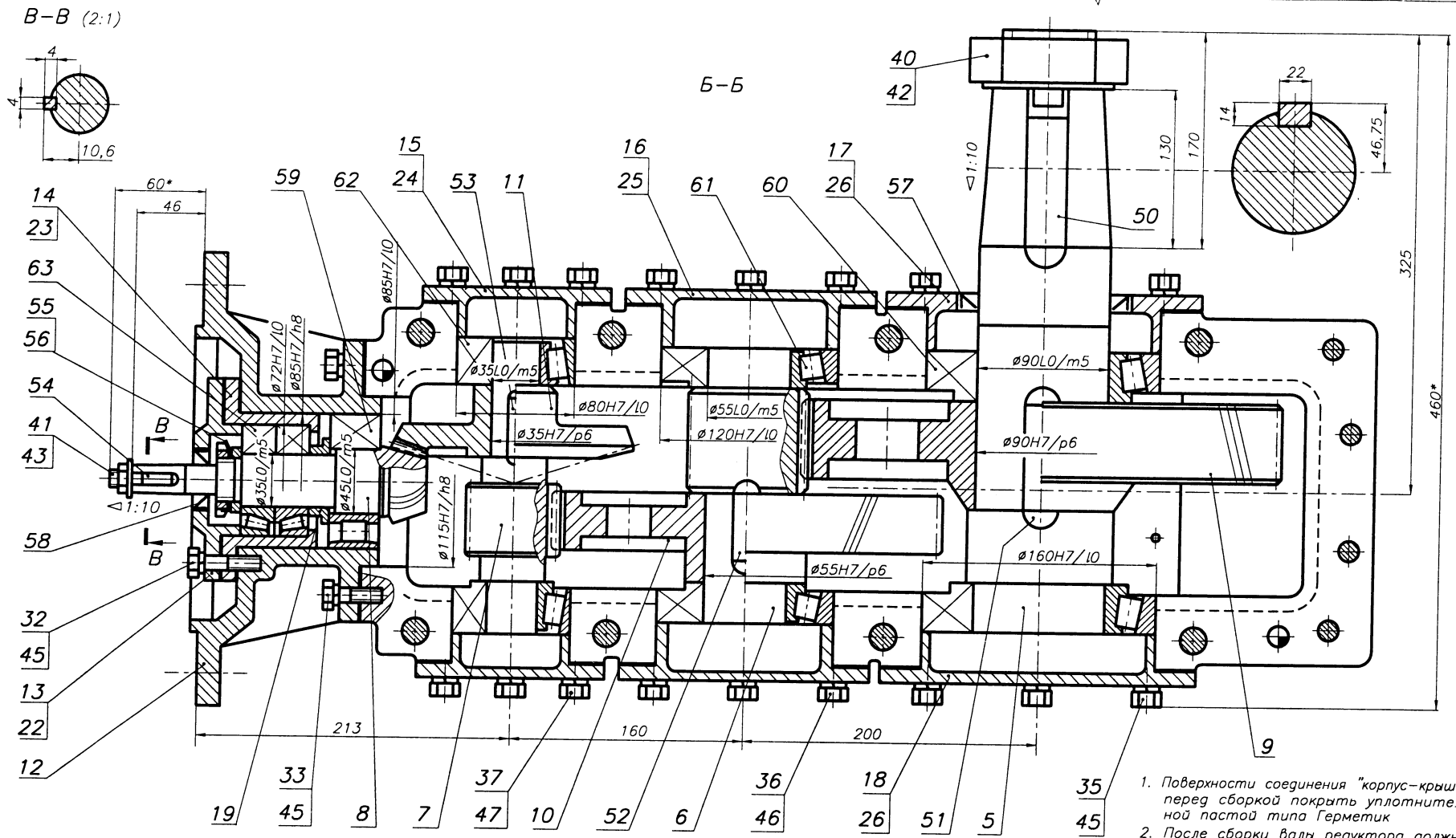


Техническая характеристика

P_1 = 8,8; 6,8; 5,2	кВт	$u_{кон}$ = 3,15	$u_{цил1}$ = 4,0/5,17	$u_{цил2}$ = 4,0/5,17
u_o = 50,4; 65,1; 84,2		z_1 = 13	z_1 = 15/12	z_1 = 15/12
$n_{вых}$ = 28,8; 22,3; 17,2	мин$^{-1}$	z_2 = 41	z_2 = 60/62	z_2 = 60/62
$T_{вых}$ = 2750	Н·м	m_n = 2,75 мм	m_n = 4,0 мм	m_n = 5,0 мм
		β = 35°	β = 20°21'51"/ 22°19'54"	β = 20°21'51"/ 22°19'54"

1. Объем масляной ванны – 10 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 5200 Н; выходного – 8500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

Рис. 13.6.5а



1. Редуктор специальный.
2. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
3. Опора входного вала со стороны конической шестерни выполнена с использованием роликового радиального подшипника. Другая опора этого вала выполнена с использованием двух роликовых конических однорядных подшипников, установленных "в распор". Подшипники промежуточного и выходного валов также установлены "в распор".
4. Крышки подшипников выполнены накладными.
5. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 22, 24, 25, 26.
6. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз.23, а также перестановкой прокладок поз. 24.
7. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

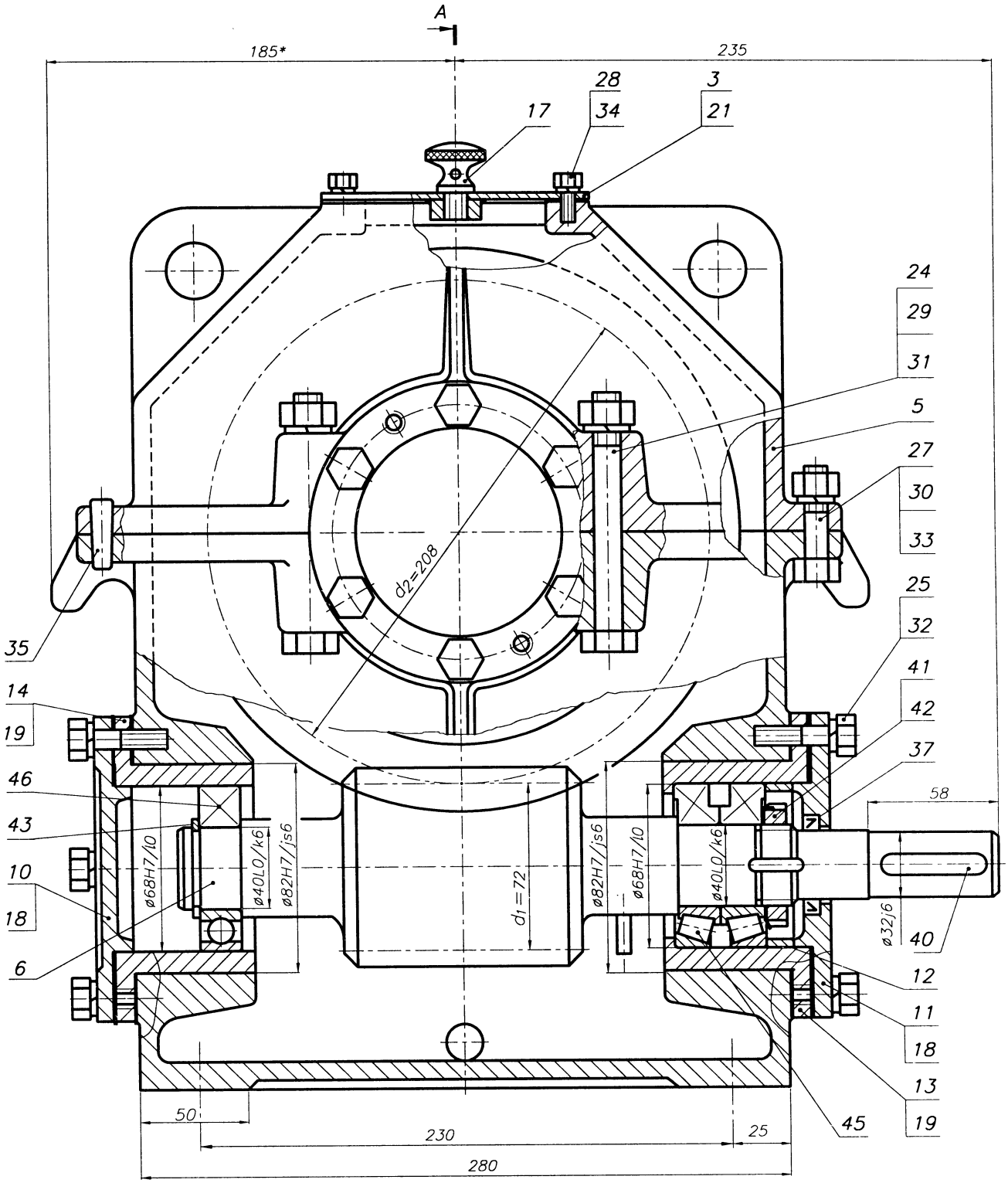
4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи–60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 23 и перестановкой прокладок поз. поз. 24
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
–входного вала–0,04...0,05 мм,
– I промежуточного вала–0,05...0,06 мм,
– II промежуточного вала–0,08...0,09 мм,
–выходного вала–0,12...0,13 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 22, 24, 25, 26

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.06.05.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР коническо-цилиндрический	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.6.5б

13.7. РЕДУКТОРЫ ЧЕРВЯЧНЫЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ



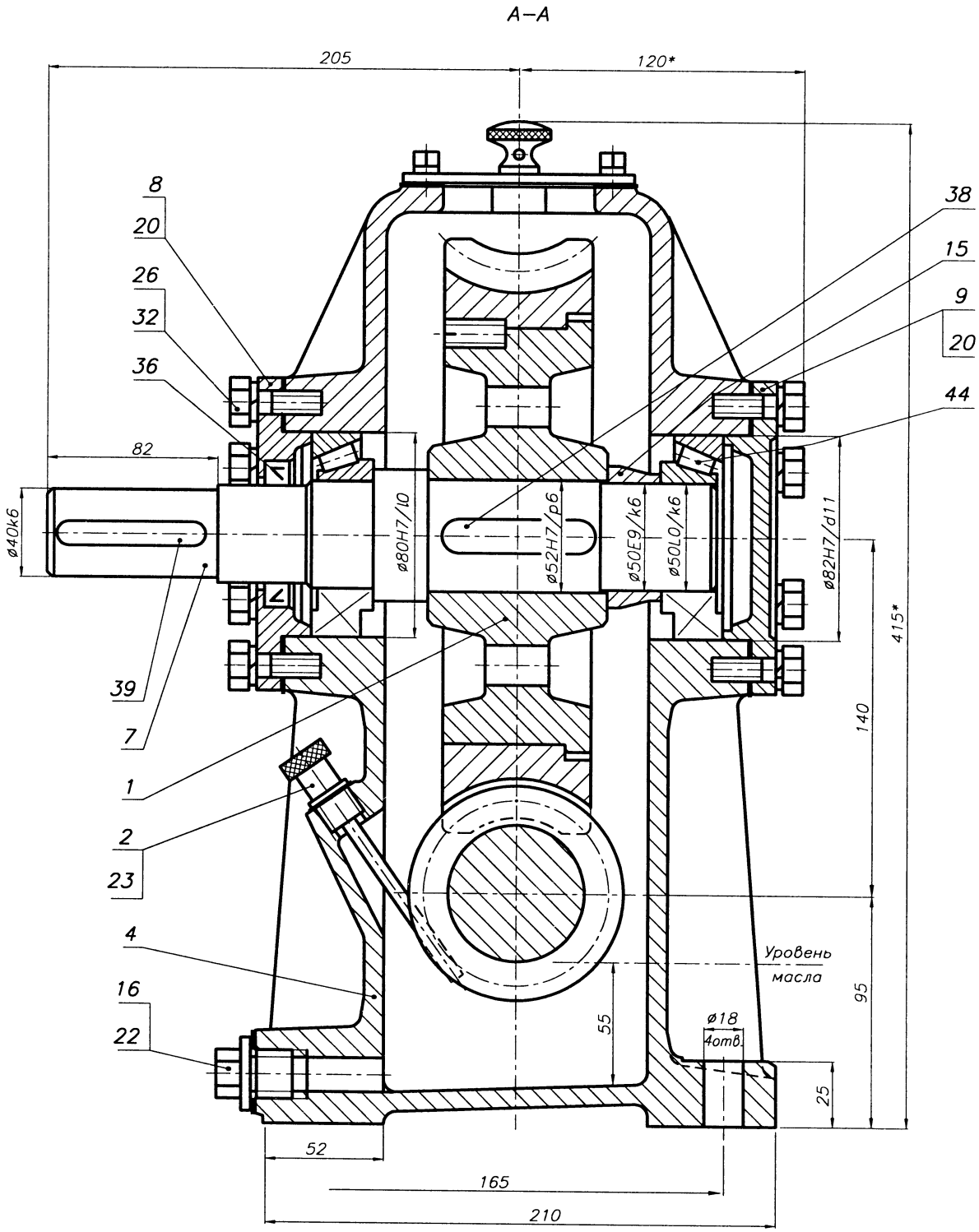
1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 18 и 20.
5. Регулировка зацепления осуществляется перестановкой прокладок поз. 20 выходного вала.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Техническая характеристика

$P_1 = 3{,}5$ кВт	$z_1 = 2$
$n_2 = 56{,}8$ мин$^{-1}$	$z_2 = 52$
$u = 26$	$m = 4{,}0$ мм
$T_2 = 500$ Н·м	$q = 18$

1. *Объем масляной ванны – 1,5 л*
2. *Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 4500 Н; выходного – 7300 Н*
3. *Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места*

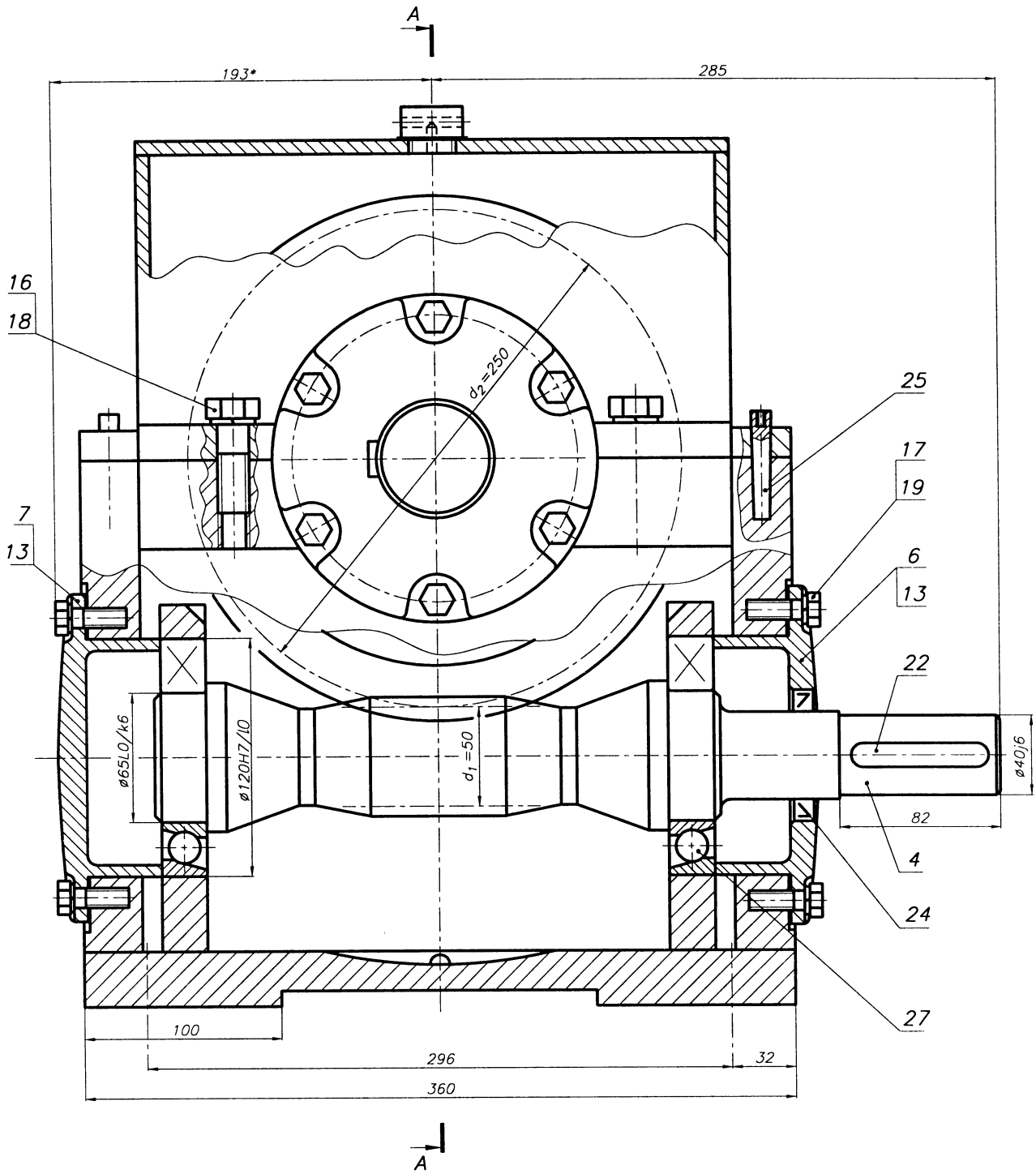
Рис. 13.7.1а



1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала–0,04...0,05 мм,
   –выходного вала–0,06...0,07 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 18, 20
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок поз. 20 выходного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.07.01.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР червячный одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ППМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.7.1б

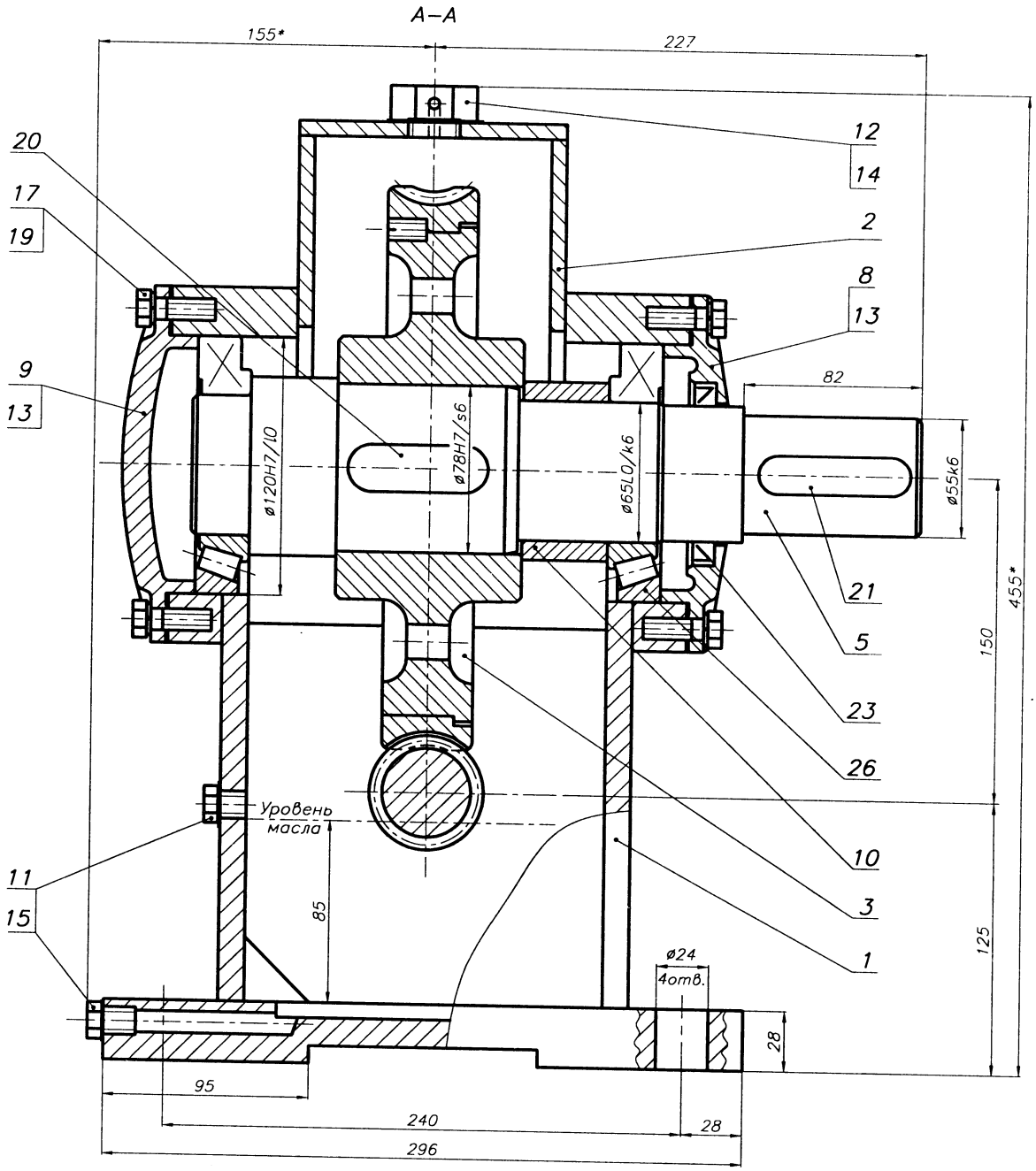


Техническая характеристика

P_1 = 1,2 кВт	z_1 = 1
n_2 = 17,8 мин$^{-1}$	z_2 = 50
T_2 = 545 Н·м	q = 10
u = 50	m = 5 мм

1. Объем масляной ванны – 2,5 дм^3
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 5000 Н; выходного – 8800 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

Рис. 13.7.2а

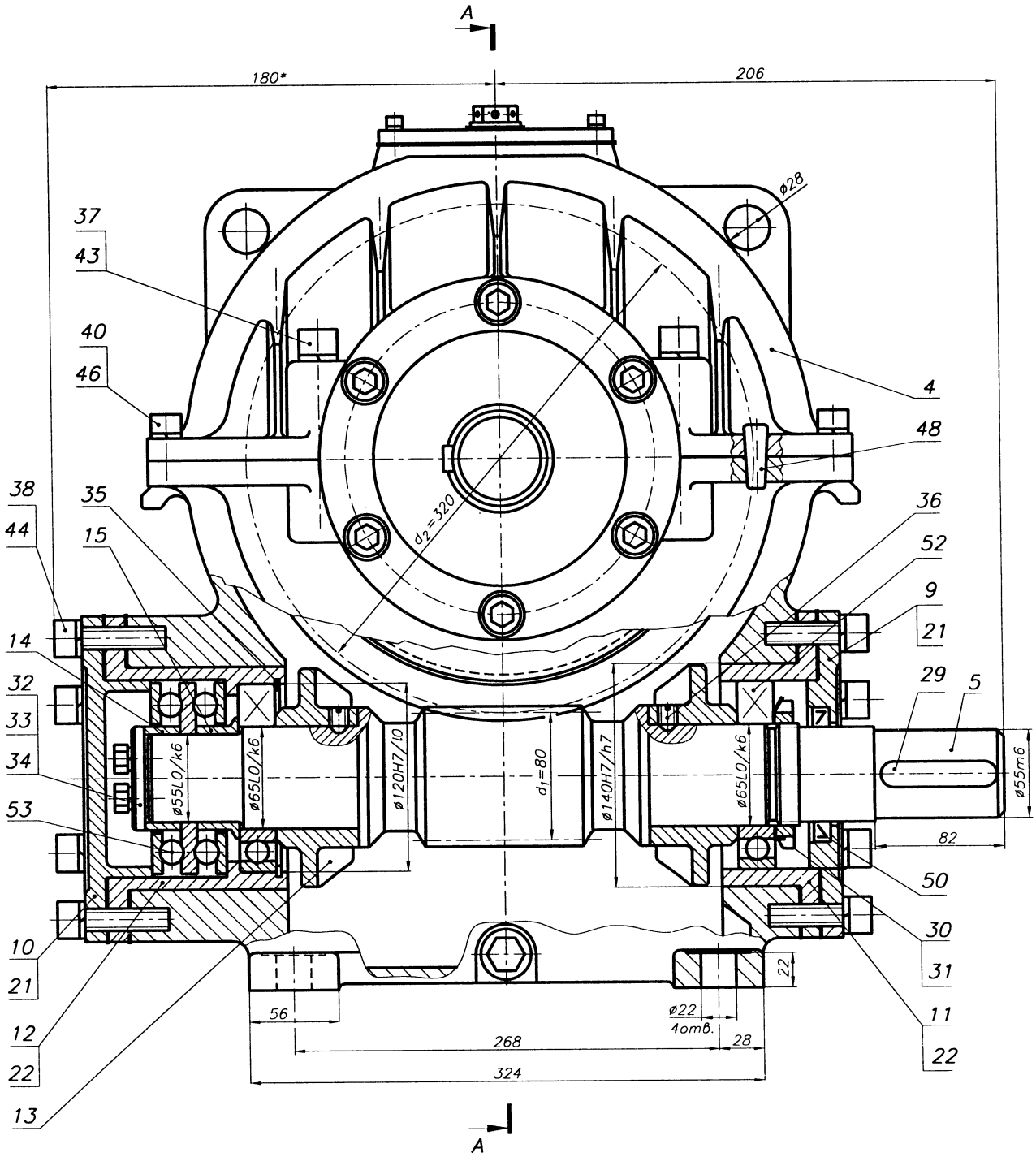


1. Редуктор со сварным корпусом и крышкой, выполнен с наружным размещением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 13.
5. Регулировка зацепления осуществляется перестановкой прокладок поз. 13 выходного вала.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала–0,06...0,07 мм,
   –выходного вала–0,09...0,10 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 13
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок поз. 13 выходного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.07.02СБ			
Разраб.					РЕДУКТОР червячный одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 11	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.7.2б

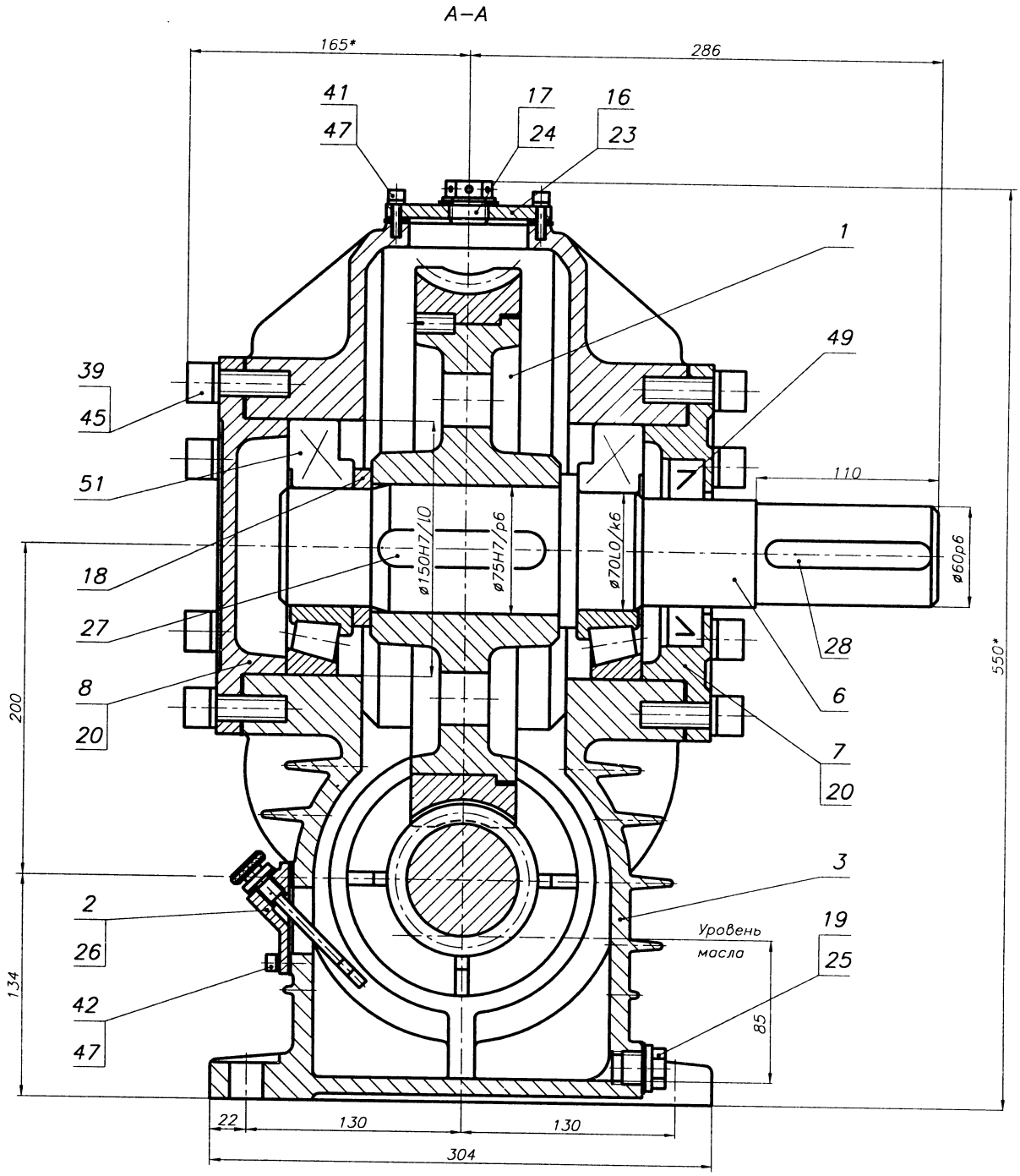


Техническая характеристика

$P_1 = 3,5$	кВт	$z_1 = 2$	
$n_2 = 56,8$	мин$^{-1}$	$z_2 = 64$	
$T_2 = 500$	Н·м	$q = 16$	
$u = 32$		$m = 5$	мм

1. Объем масляной ванны – 1,2 дм^3
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 4500 Н; выходного – 7300 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

Рис. 13.7.3а



1. Редуктор выполнен с наружным размещением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники выходного вала - роликовые конические однорядные установлены "в распор".
3. Входной вал установлен на шариковых радиальных однорядных подшипшипниках. Осевая нагрузка воспринимается упорным двойным подшипником.
4. Крышки подшипников выполнены накладными.
5. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 20 и 21.
6. Регулировка зацепления осуществляется перестановкой прокладок поз. 20 выходного вала.
7. Для сохранения теплового баланса корпус и крышка снабжены ребрами.
8. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала–0,07...0,08 мм,
   –выходного вала–0,09...0,10 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21 и 20
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок поз. 20 выходного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Рис. 13.7.3б

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.07.03.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР червячный одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 11	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ		
Утверд.								
Конструк.								

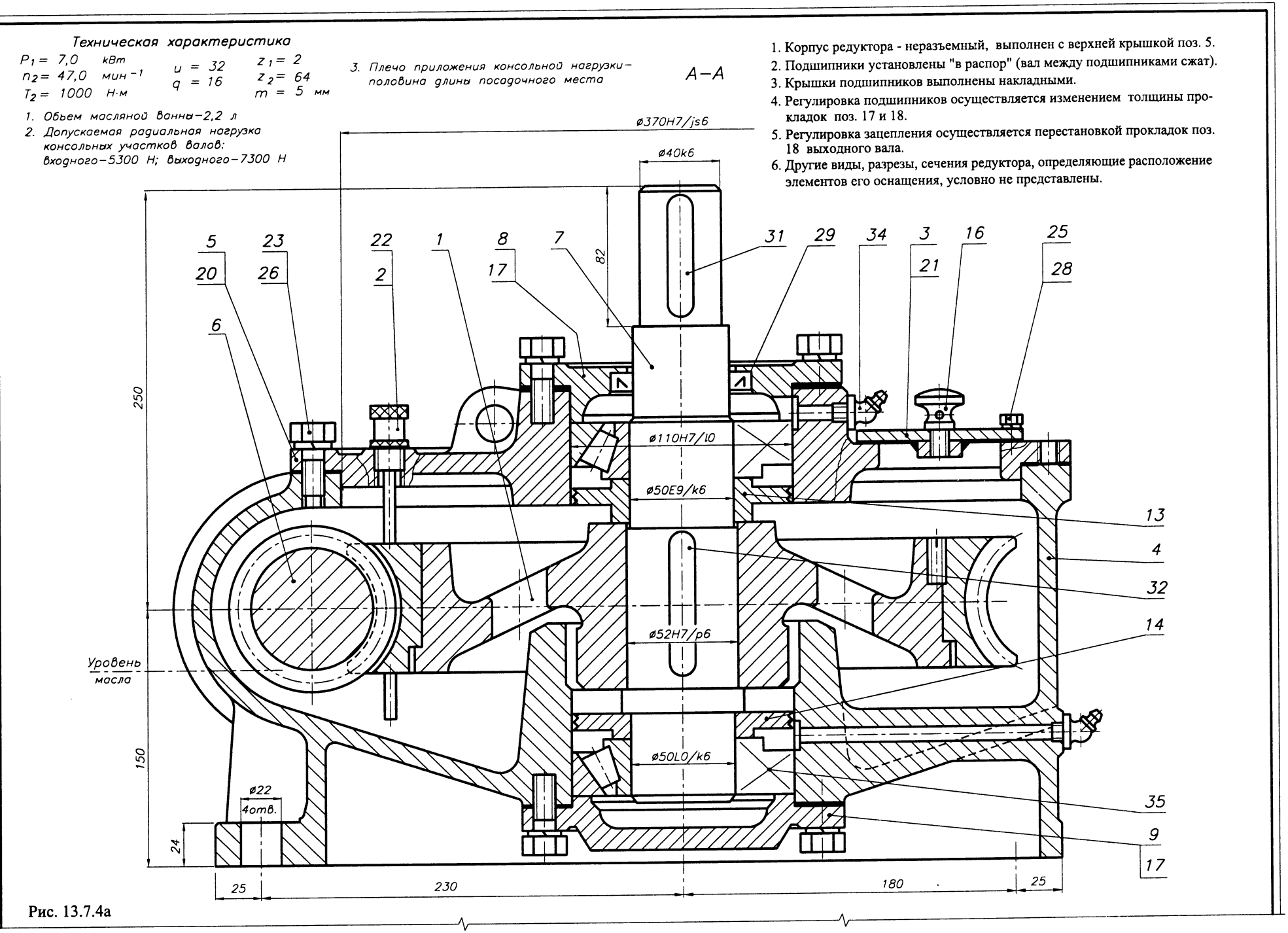
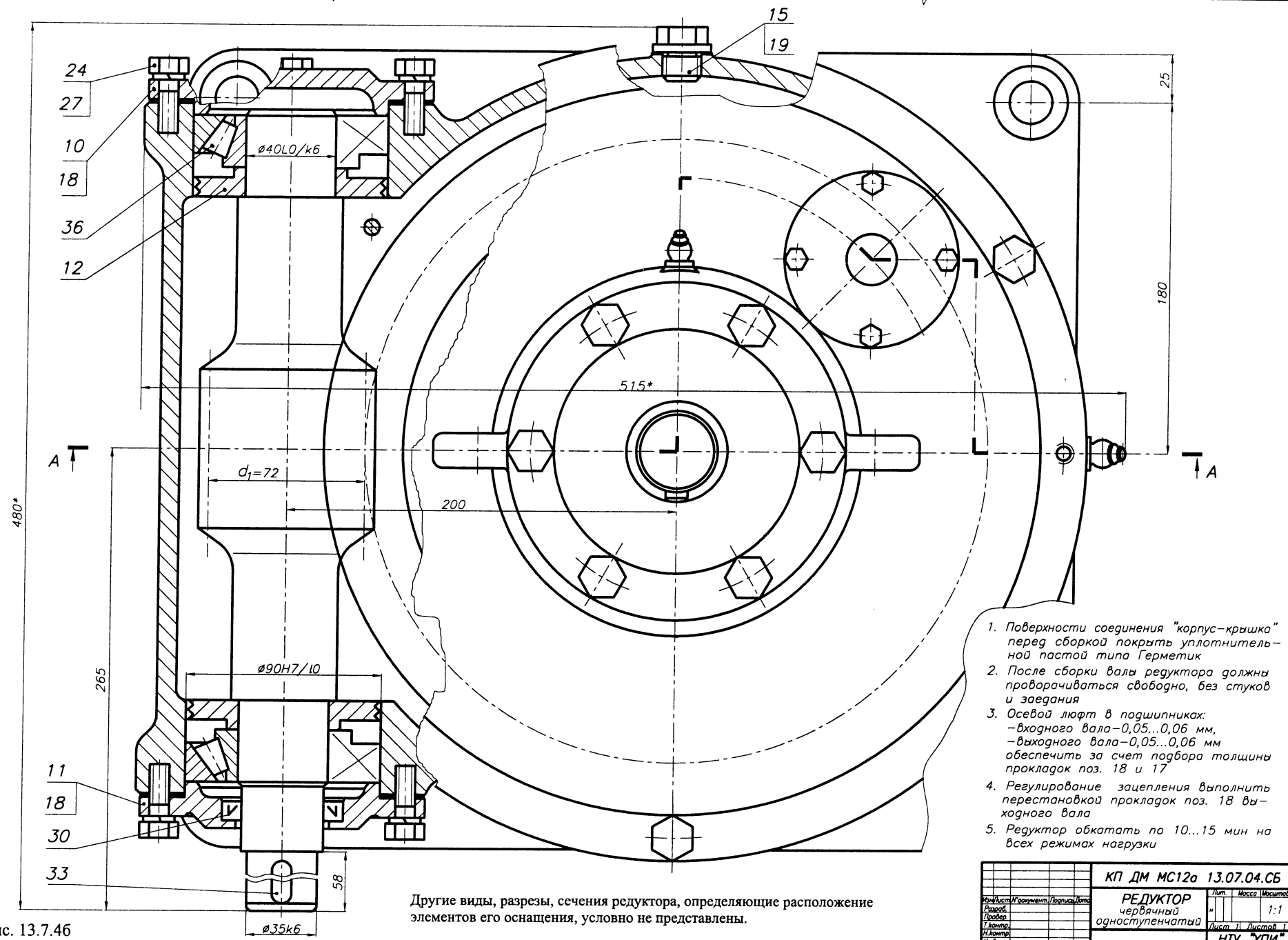

Техническая характеристика
P1 = 7,0 кВт
n2 = 47,0 мин-1
T2 = 1000 Н·м
u = 32
q = 16
z1 = 2
z2 = 64
m = 5 мм
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места
1. Объем масляной ванны – 2,2 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 5300 Н; выходного – 7300 Н
А–А
1. Корпус редуктора - неразъемный, выполнен с верхней крышкой поз. 5.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 17 и 18.
5. Регулировка зацепления осуществляется перестановкой прокладок поз. 18 выходного вала.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.
ø370H7/js6
ø40k6
82
ø110H7/l0
ø50E9/k6
ø52H7/p6
ø50L0/k6
Уровень масла
250
150
24
ø22
4отв.
25
230
180
25
5
20
23
26
22
2
1
6
8
17
7
31
29
34
3
21
16
25
28
13
4
32
14
35
9
17

Рис. 13.7.4а



1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала–0,05...0,06 мм,
   –выходного вала–0,05...0,06 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 18 и 17
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок поз. 18 выходного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Изм.	Лист	N документ	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.07.04.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР червячный одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.7.4б

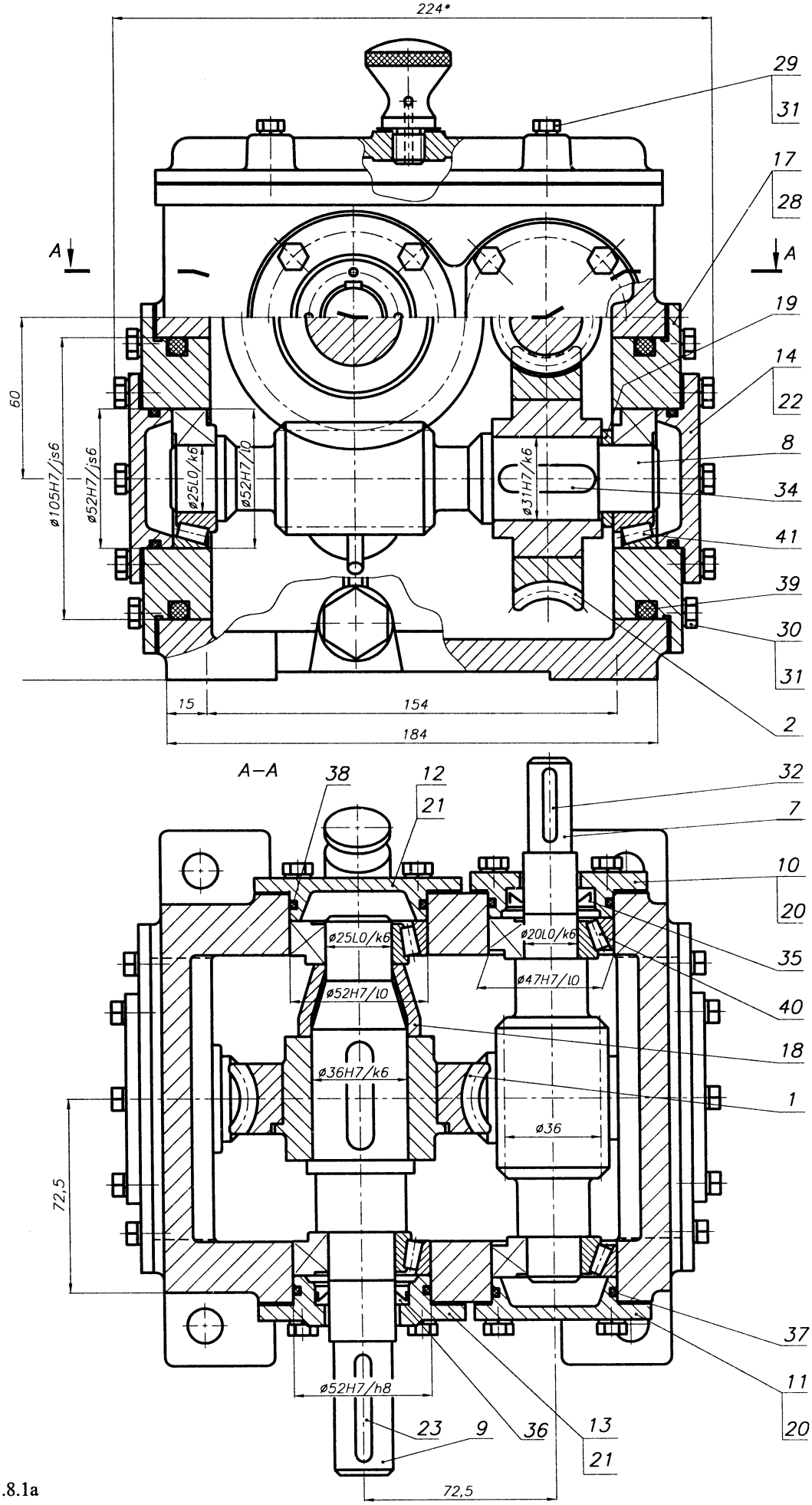
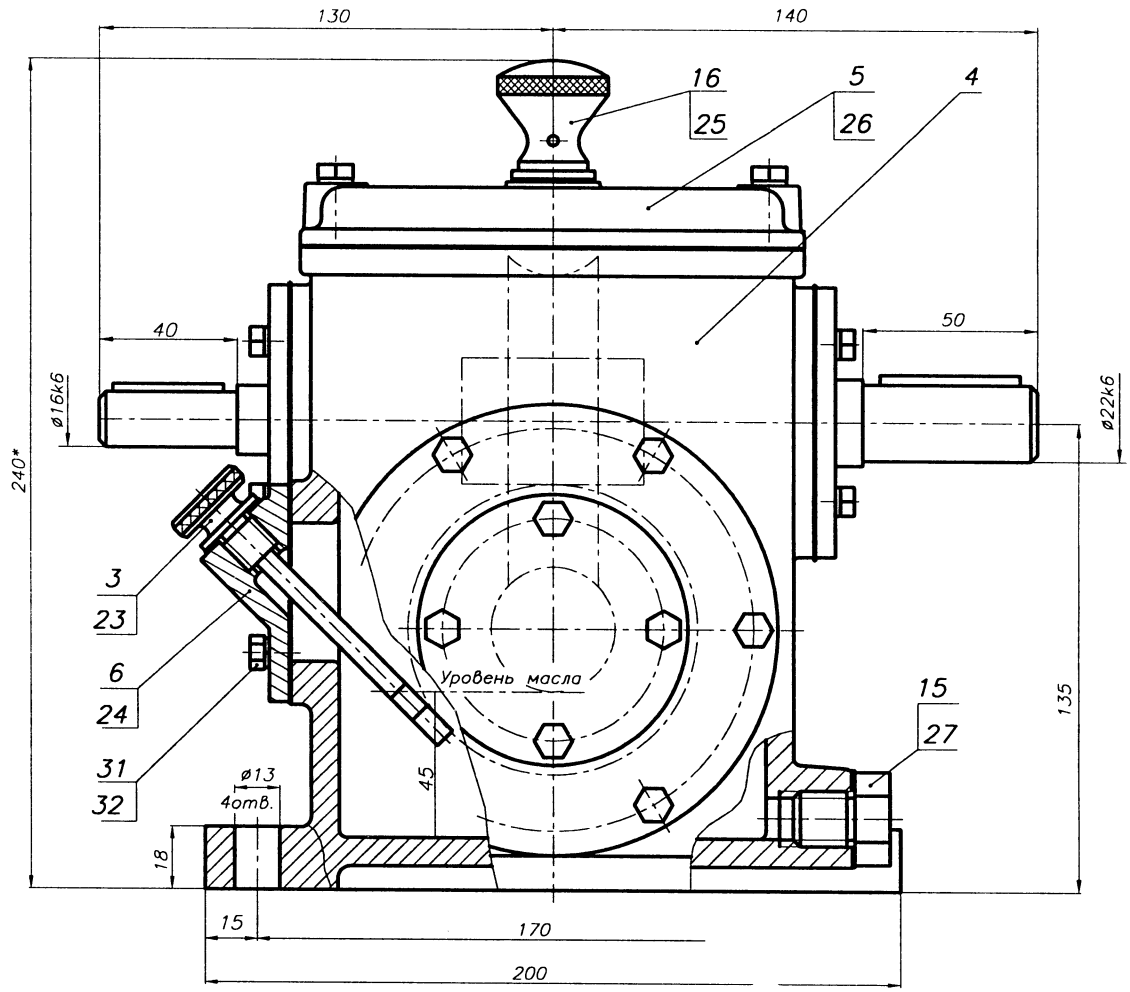

224*
29
31
17
28
A
A
19
14
22
8
34
41
39
30
31
2
60
ø105H7/js6
ø52H7/js6
ø25L0/k6
ø52H7/l0
ø31H7/k6
15
154
184
A–A
38
12
21
32
7
10
20
35
40
18
1
ø25L0/k6
ø52H7/l0
ø20L0/k6
ø47H7/l0
ø36H7/k6
ø36
72,5
37
11
20
ø52H7/h8
23
9
36
13
21
72,5

Рис. 13.8.1а



1. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
2. Крышки подшипников выполнены накладными.
3. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 20, 21 и 22.
4. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Техническая характеристика

$P_{вх}$ = 0,1 кВт
$n_{вх}$ = 2905 мин$^{-1}$
u = 392
$n_{вых}$ = 7,4 мин$^{-1}$
$T_{вых}$ = 62,43 Н·м

I ступень	II ступень
$u_1 = 28$	$u_2 = 14$
$z_{11} = 1$	$z_{21} = 2$
$z_{12} = 28$	$z_{22} = 28$
$m_1 = 3$ мм	$m_2 = 3$ мм
$q_1 = 12$	$q_2 = 12$

1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала–0,04...05 мм,
   –промежуточного вала–0,05...0,06 мм,
   –выходного вала–0,06...0,07 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 20, 22, 21
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок поз. 22 промежуточного и поз. 21 выходного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Объем масляной ванны–1,2 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
   входного–4400 Н; выходного–5400 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки–половина длины посадочного места

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.08.01.СБ		
Разраб.	Яровский В.				РЕДУКТОР червячный двухступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.8.1б

13.9. РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ

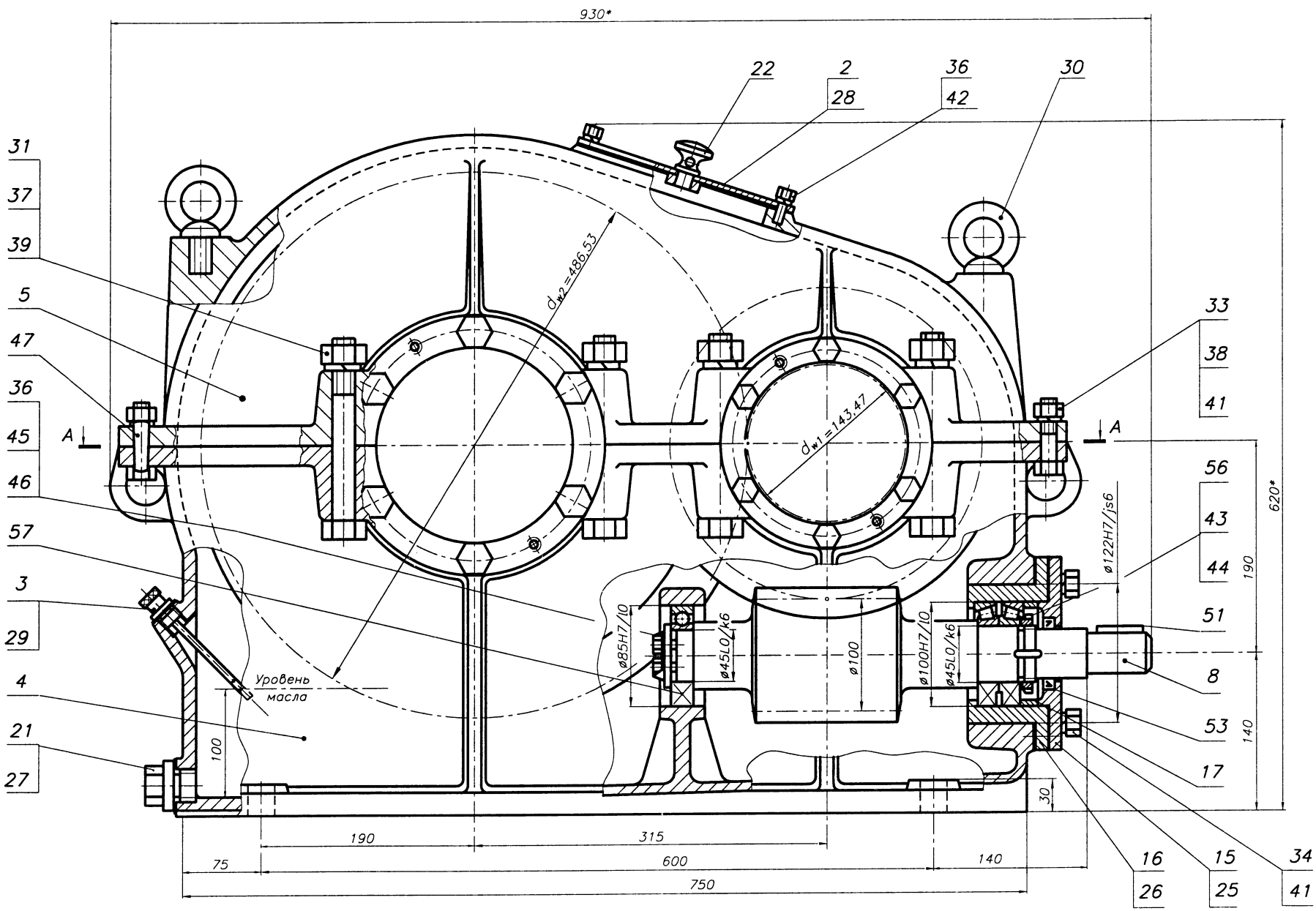
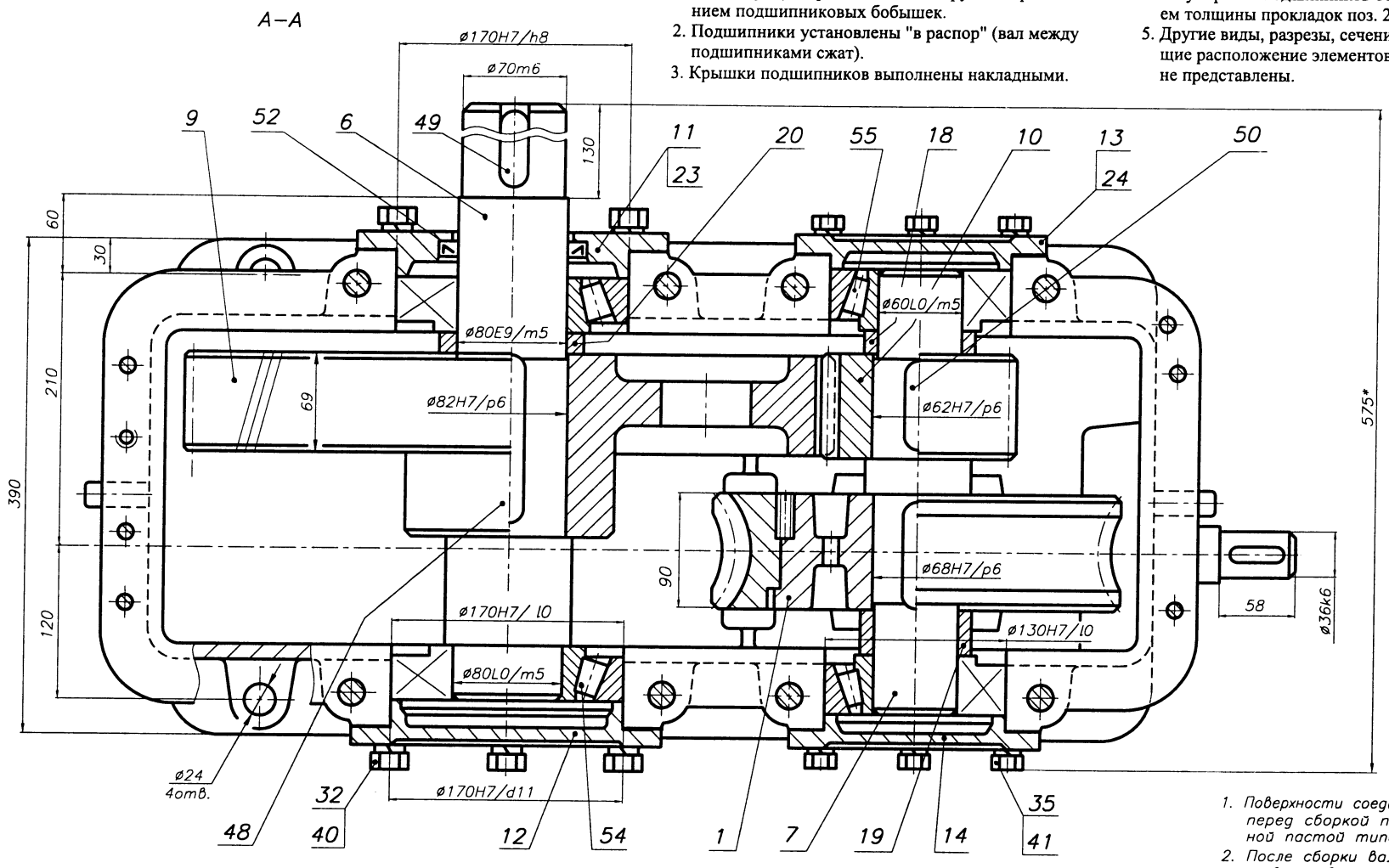


Рис. 13.9.1а

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 23, 24 и 25.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.



1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала–0,03...0,04 мм,
   –промежуточного вала–0,08...0,09 мм,
   –выходного вала–0,09...0,10 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 25, 24, 23
4. Регулирование зацепления червячной передачи выполнить перестановкой прокладок поз. 24 промежуточного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Техническая характеристика

$P_1 = 5{,}0$ кВт	$u_{черв} = 28$	$u_{цил} = 3{,}81$
$n_{вых} = 15{,}83$ мин$^{-1}$	$z_1 = 1$	$z_1 = 21$
$T_{вых} = 2100$ Н·м	$z_2 = 28$	$z_2 = 80$
$u_o = 106{,}67$	$m = 10$ мм	$m_n = 6$ мм
	$q = 10$	$\beta = 15°51'57''$

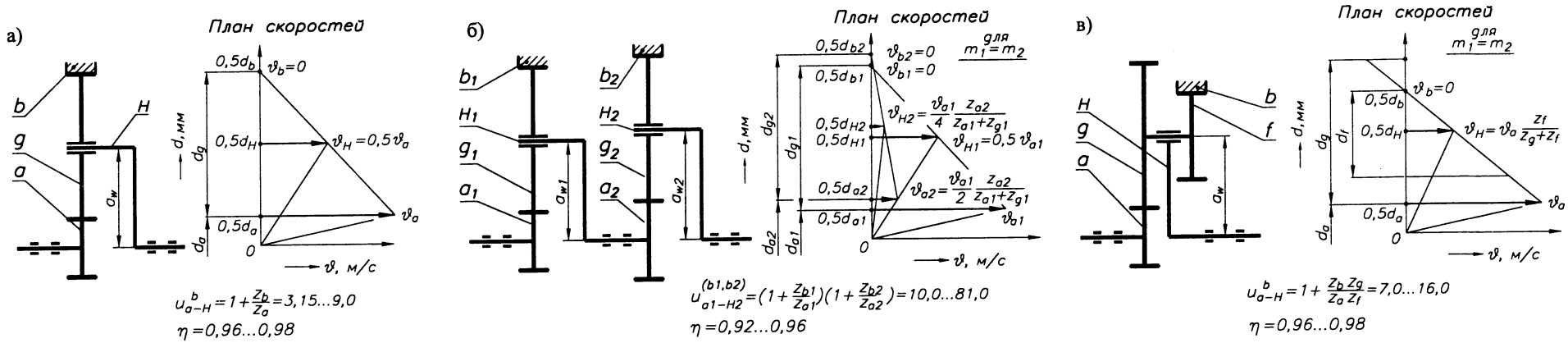
1. Объем масляной ванны–2,5 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного–4500 Н; выходного–7300 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки–половина длины посадочного места

Изм.	Лист	N документ	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.09.01.СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР червячно–цилиндрический	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						БНТУ		
Утверд.						Кафедра ДМ и ПТМ		
Консульт.								

Рис. 13.9.1б

13.10. ПЕРЕДАЧИ ПЛАНЕТАРНЫЕ [9, 18, 30]

13.10.1. НЕКОТОРЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ, РАСЧЕТУ И КОНСТРУИРОВАНИЮ ПЕРЕДАЧ [9]



u^b_{a-H} ⇒ a–ведущее звено; H–ведомое звено; b–неподвижное звено.

Рис. 13.10.1. Кинематические схемы некоторых планетарных передач, наиболее широко используемых в машиностроении: а) схема $\overline{AI}$ *; б) схема $\overline{AI}$-$\overline{AI}$ *; в) схема AI *, а также планы скоростей и некоторые параметры представленных передач

ИСХОДНЫЙ ПАРАМЕТР для конструирования - передаточное отношение u.

ВЫПОЛНЯЮТСЯ:

1. Кинематический расчет передачи.
2. Прочностной расчет передачи.
3. Конструирование передачи.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ сводится к подбору чисел зубьев колес при соблюдении:
   - уравнения передаточного отношения;
   - уравнения соосности;
   - условия соседства сателлитов при их числе $n_c \geq 2$;
   - условия сборки (зацепляемости) при $n_c \geq 2$.

Решение этих уравнений и условий обычно представляется в виде так называемых генеральных уравнений, что дает возможность определения областей безусловного существования параметров рассматриваемых схем механических передач.

* - В основу структурной символики схем планетарных передач положена символика зацеплений и видов колес:
A - внешнее зацеплений (или колесо с внешними зубьями);
I - внутреннее зацеплений (или колесо с внутренними зубьями);
- черта над символом обозначает одновенцовость сателлита.

Если на указанные области безусловного существования параметров планетарной передачи нанести линии (или условия) качественных ее показателей (КПД, равнопрочность всех ступеней, минимальный вес и габариты, максимальное быстродействие, требуемая точность и тд.), то такое решение позволит конструктору на уровне выбора схемы определить также качественные показатели будущей передачи.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ для передач с прямыми зубьями выполняется по ниже представленным зависимостям.

1. Выбирают схему рассчитываемой передачи, обеспечивающую заданное передаточное отношение (рис. 13.10.1а-в).
2. Предварительное число зубьев передачи:
   - для схем рис. 13.10.1а,б:
     Принимают z_a=12; 15; 18.
     Рекомендуемые z_a - см. табл. 13.10.2.
     Тогда $z_b = z_a(u-1)$ и $z_g = 0,5(z_b - z_a)$;
   - для схем рис. 13.10.1в:
     Принимают z_a = 12; 15; 18 (табл. 13.10.2).
     Тогда $z_b = z_a(u-1)/e$, где $e = f(u)$ (табл. 13.10.1).

Полученные значения z_b округляют до целых чисел кратных числу сателлитов n_c.

Табл. 13.10.1. Зависимость $e = f(u)$

u	10	12	14	16
e	1,4	1,5	1,6	1,8

3. Уточняют коэффициент $e = z_a(u-1)/z_b$.
4. Предварительно определяют $z_f = (z_b - z_a)/(e+1)$; и $z_g = e\,z_f$. z_f, z_g - целые числа.
5. По табл. 13.10.2 выбирают коэффициенты смещения x_a - для колеса a и x_b - для колеса b.
   $x_a, x_b = f(z_a, z_g)$.
6. Вычисляют коэффициент
   $B = 1000\,(x_a + x_b)/(z_a + z_g)$
   и по номограмме (рис. 13.10.2) определяют угол зацепления α_w коррегированной передачи.

Принимая в первом приближении модули обеих ступеней одинаковыми, производят уточнение чисел зубьев по условиям соосности, соседства и сборки.

УРАВНЕНИЕ СООСНОСТИ (для схем рис.13.10.1а,б)

$$z_g = (z_b - z_a)/2.$$

Для схемы рис. 13.10.1в

$$(z_a+z_g)=(z_b-z_f)$$

УСЛОВИЕ СБОРКИ (зацепляемости) передачи

$z_b/n_c=\gamma$; $z_a/n_c=\gamma$, где γ - целое число.

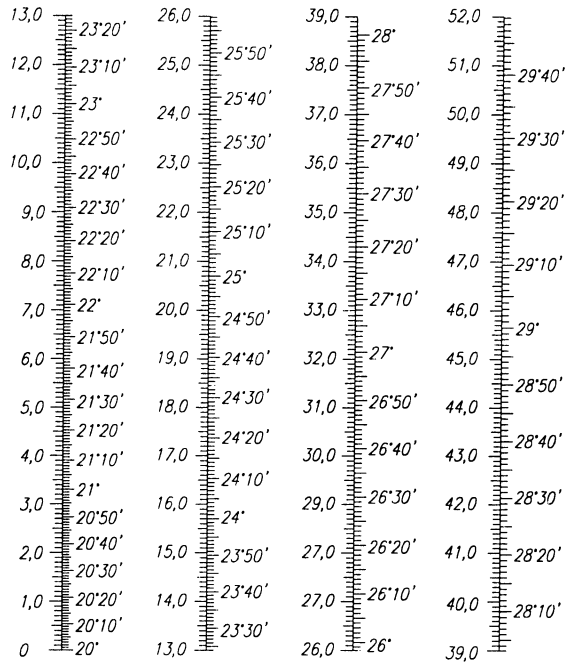


Рис. 13.10.2. Номограмма для определения угла зацепления коррегированной передачи

Табл. 13.10.2. Значения коэффициентов смещения x_a и x_b

z_g	$z_a=12$		$z_a=15$		$z_a=18$		$z_a=22$		$z_a=28$		$z_a=34$	
	$+x_a$	$+x_b$	$+x_a$	$+x_b$	$+x_a$	$+x_b$	$+x_a$	$+x_b$	$+x_a$	$+x_b$	$+x_a$	$+x_b$
18	0,30	0,61	0,34	0,64	0,54	0,54	-	-	-	-	-	-
22	0,30	0,66	0,39	0,75	0,60	0,64	0,68	0,68	-	-	-	-
28	0,30	0,88	0,26	1,04	0,40	1,02	0,59	0,94	0,86	0,86	-	-
34	0,30	1,03	0,13	1,42	0,30	1,30	0,48	1,20	0,80	1,08	1,01	1,01
42	0,30	1,30	0,20	1,53	0,29	1,48	0,40	1,48	0,72	1,33	0,90	1,30
50	0,30	1,43	0,25	1,65	0,32	1,63	0,43	1,60	0,64	1,60	0,80	1,58
65	0,30	1,69	0,26	1,87	0,41	1,89	0,53	1,80	0,70	1,84	0,83	1,79
80	0,30	1,96	0,30	2,14	0,48	2,08	0,61	1,99	0,75	2,04	0,89	1,97
100	0,30	2,90	0,36	2,32	0,52	2,31	0,65	2,19	0,80	2,26	0,94	2,22
125	-	-	-	-	-	-	0,75	2,43	0,83	2,47	1,00	2,46

УСЛОВИЕ СОСЕДСТВА будет проверено ниже (см. прочностной расчет передачи п. 7).

2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ включает:

2.1. Выбор материалов зубчатых колес и вида их химико-термической обработки (4.1).

2.2. Определение допускаемых напряжений $\sigma_{HPa)}$ (4.1). Эквивалентное число циклов нагружения (4.1 п. 2.2):

- шестерни a $N_{HEa}=60\,n'_a L_h\,c\,k_{HE}$,

  где $n'_a=n_a-n_h$ - относительная частота вращения шестерни a и водила h;

- сателлита $N_{HEg}=60\,n'_g L_h\,c\,k_{HE}$,

  где $n'_g=n_a z_a/z_g$ - относительная частота вращения сателлита g и шестерни a.

Определение допускаемых напряжений $\sigma_{HPa)}$ для пары "центральная шестерня a - сателлит g" проводится, следуя (4.1 п. 2).

2.3. Прочностной расчет закрытых зубчатых передач относительно a_w (4.2.2).

1. Из двух пар зацепления передачи "b-g" (зацепление внутреннее) и "a-g" (зацепление внешнее) определение межосевого расстояния a_w проводят по зависимости для внешнего зацепления, как более нагруженного.

$$a'_w=k_a(u'+1)\sqrt[3]{\frac{T_a\,k_{H\beta}\,k_A\,\Omega}{\psi_{ba}\,\sigma^2_{HPa)}\,u'\,n_c}\,10^3},$$

где $u'=n_a/n'_g$;

Ω - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам.

При отсутствии компенсирующих устройств в передаче (рис. 13.10.3) Ω = 1,3...2,0. В передачах с самоустанавливающимся одним из центральных колес (рис. 13.10.4) Ω = 1,1...1,2.

$\psi_{ba}=b/a_w=0{,}5$ для $u\leqslant 6{,}3$;

$\psi_{ba}=0{,}4$ для $u>6{,}3$.

2. Величину a'_w округляют до **ближайшего** значения a_w, мм ($a_w\approx a'_w$) в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.3).

3. Ширина колеса внутреннего зацепления $b_b=\psi_{ba}\,a_w$.

Ширина венца сателлитов $b_g=(1{,}03...1{,}04)\,b_b$.

Ширина колеса внешнего зацепления

$$b_a=(1{,}03...1{,}04)\,b_g.$$

4. Модуль передачи $m'=2a_w/[(u'+1)z_a]$.

m' округляют до **ближайшей** величины m_n, мм ($m_n\approx m'$) в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).

5. Уточняют числа зубьев колес z_a, z_b и z_g с проверкой условий соосности и сборки.

6. Определяют диаметры колес a, b и g и уточняют коэффициенты смещения для получения a_w.

7. УСЛОВИЕ СОСЕДСТВА

$$a_w\sin(\pi/n_c)>0{,}5\,d_{ag},$$

где d_{ag} - диаметр вершин зубьев сателлита.

8. Определяют предварительные размеры валов (1.2 п. 11).

9. Выпоняют компоновку редуктора (п. 5), принимая типы подшипников:

- для опор центральных валов - шариковые радиальные легкой серии;
- для опор сателлитов - шариковые или роликовые сферические средней серии.

10. Выпоняют проектный расчет валов.

Учитывая наибольшую возможную неравномерность распределения нагрузки по потокам, окружную силу в зацеплении колес вычисляют по зависимости

$$F_t=4\,T_a/(d_a k_c).$$

11. Проводят выбор подшипников.

3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ

Тенденции развития планетарных редукторов прослеживаются при сравнении конструкций редукторов рис. 13.10.3 и 13.10.4.

На рис. 13.10.3 представлен планетарный одноступенчатый редуктор с жестко установленными колесами a и b, что приводит к повышенным величинам Ω.

Для уменьшения неравномерности распределения нагрузки по потокам одно из центральных колес выполняют самоустанавливающимся. На рис. 13.10.4 самоустанавливающимся выполнено колесо a. Возможно выполнение самоустанавливающимся колеса b.

Для уменьшения неравномерности распределения нагрузки по ширине венца сателлита его устанавливают на сферическом шариковом или роликовом подшипнике.

Водила выполняют цельными (литыми из стали или высокопрочного чугуна), сварными или составными.

Другие рекомендации по конструированию [9].

13.10.2. РЕДУКТОРЫ ПЛАНЕТАРНЫЕ [9, 21, 30]

Редуктор планетарный одноступенчатый с жестко установленными центральными колесами *a* и *b*.
Водило выполнено составным.

1. Объем масляной ванны – 1,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 2900 Н; выходного – 12500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

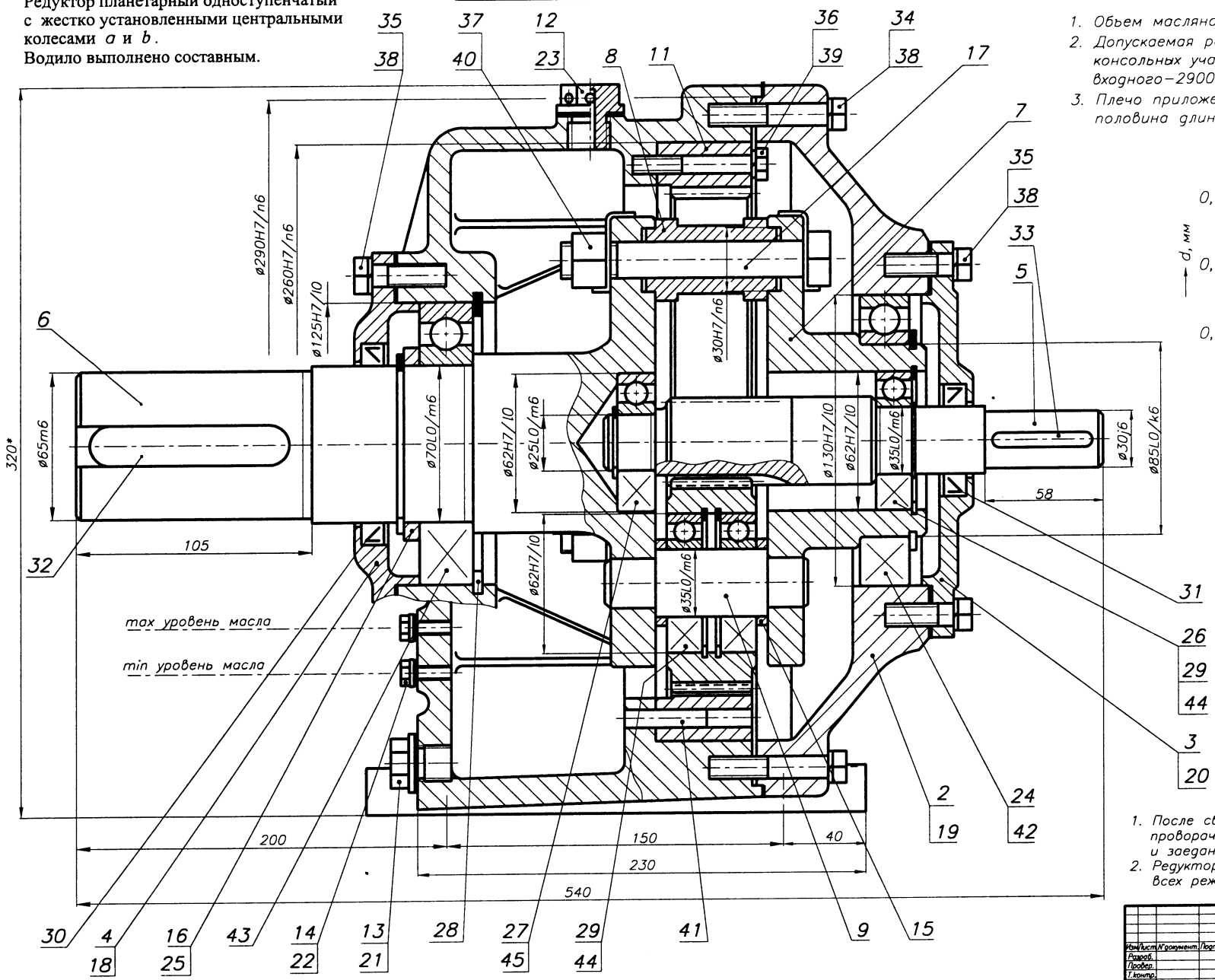
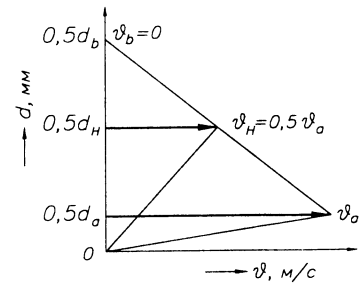


Рис. 13.10.3

План скоростей



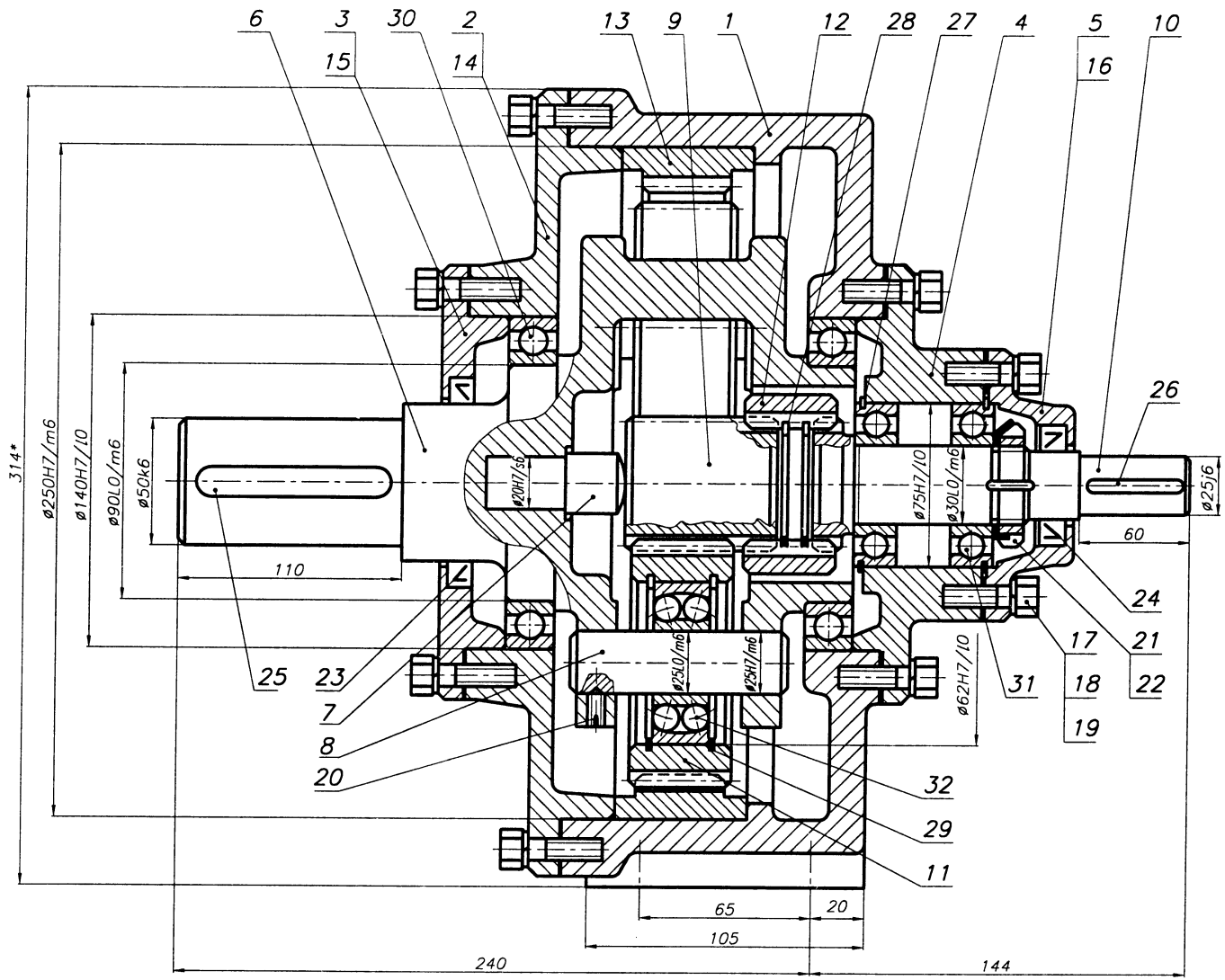
$$u^{b}_{a-j} = \frac{z_a + z_b}{z_a} = 7,14$$

Техническая характеристика

$P_1 = 4,0$	кВт
$n_1 = 950$	мин$^{-1}$
$n_2 = 133$	мин$^{-1}$
$T_2 = 275$	Н·м
$z_a = 21$	
$z_b = 129$	
$z_g = 54$	
$m_n = 2,0$	мм
$\beta = 0°$	
$u^{b}_{aH} = 7,14$	

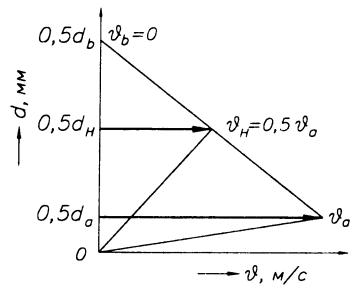
1. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
2. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.10.03.СБ
Разраб.					РЕДУКТОР планетарный одноступенчатый
Провер.					Лит. / Масса / Масштаб: 1:1
Т.контр.					Лист 1 / Листов 1
Н.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Утверд.					
Консульт.					



1. Объем масляной ванны – 1,6 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 2600 Н; выходного – 10500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места

План скоростей



$$u^{b}_{a-j} = \frac{z_a + z_b}{z_a} = 5,75$$

Техническая характеристика

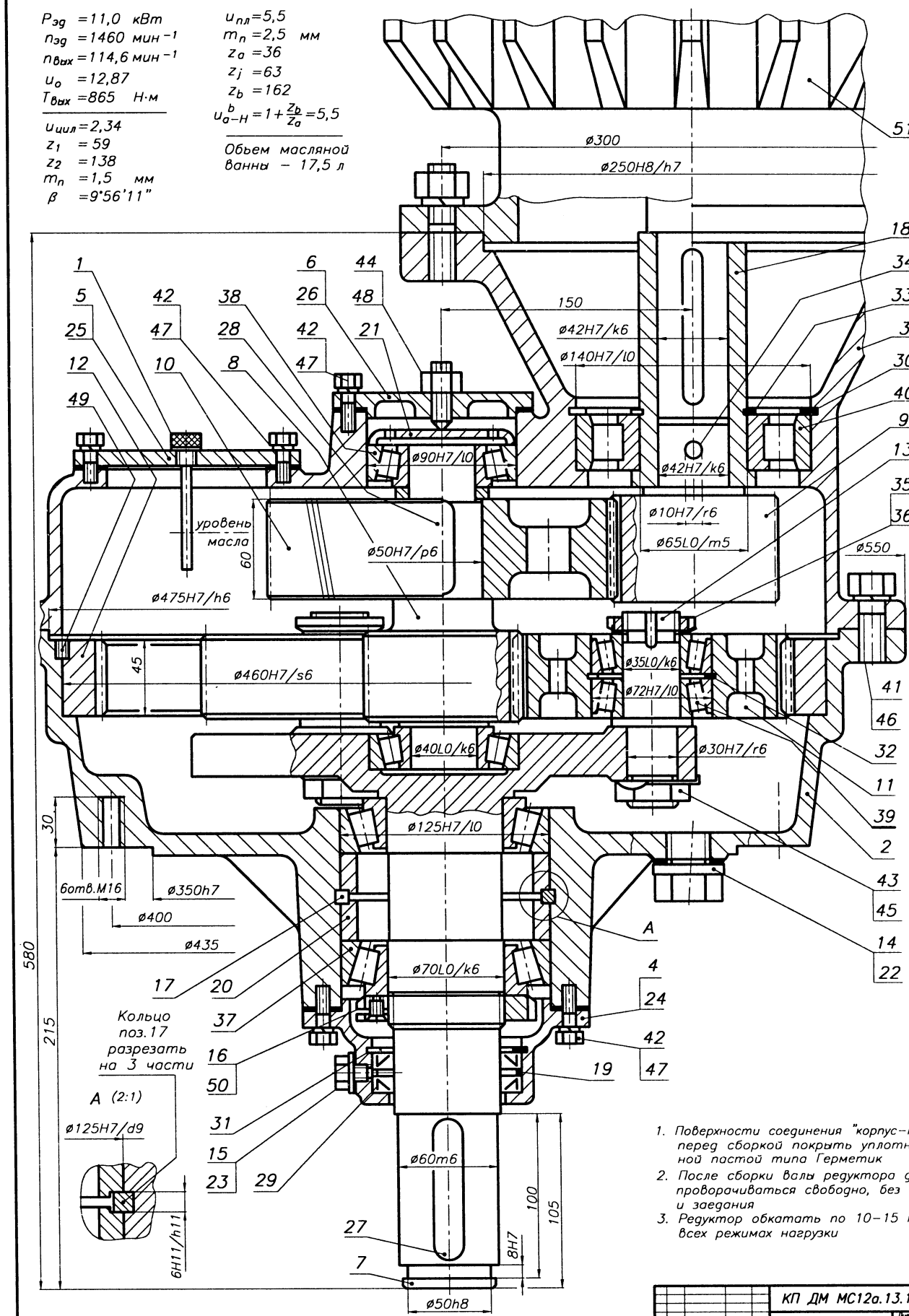
$P_1 = 4,0$ кВт
$n_1 = 950$ мин$^{-1}$
$n_2 = 165,2$ мин$^{-1}$
$T_2 = 220$ Н·м
$z_a = 24$
$z_b = 114$
$z_g = 45$
$m_n = 2,0$ мм
$\beta = 0°$
$u^{b}_{aH} = 5,75$

1. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
2. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Редуктор планетарный одноступенчатый с самоустанавливающимся центральным колесом *a*. Колесо *b* жестко установлено в корпусе.
Водило выполнено цельным (отливка).

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 13.10.04.СБ			
Разраб.					РЕДУКТОР планетарный одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.10.4



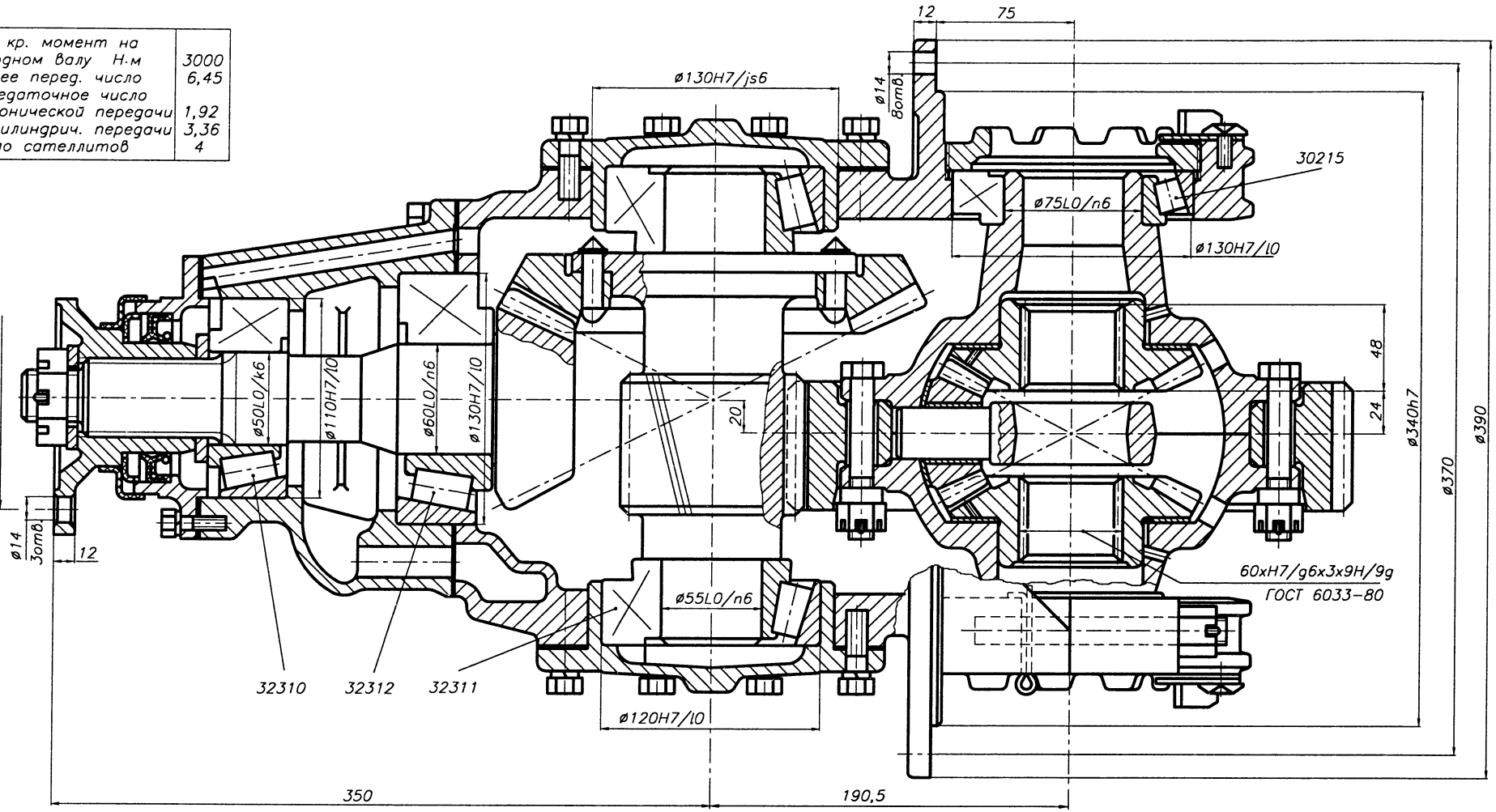
1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10–15 мин на всех режимах нагрузки

Изм.	Лист	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а.13.11.01.СБ		
Разраб.					МОТОР–РЕДУКТОР цилиндрическо-планетарный	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 13.11.1

13.12. ПЕРЕДАЧА ГЛАВНАЯ АВТОМОБИЛЯ

Мах кр. момент на выходном валу Н·м	3000
Общее перед. число	6,45
Передаточное число	
– конической передачи	1,92
– цилиндрич. передачи	3,36
Число сателлитов	4



Передача коническая				Передача цилиндрическая				Передача планетарная коническая			
Модуль, мм	m_{ne}	9,0		Модуль, мм	m_n	6,0		Модуль, мм	m_{ne}	6,35	
Число зубьев	z	13	25	Число зубьев	z	14	47	Число зубьев	z	11	22
Внешний делит. диаметр, мм	d_e	117	225	Диаметр начальн. окружностей, мм	d_w	87,44	293,56	Внешний делит. диаметр, мм	d_e	69,85	139,7
Ширина, мм	b	40		Ширина, мм	b	75	70	Ширина, мм	b	27	
Угол наклона зуба, град	β	35°		Угол наклона зуба, град	β	16°07'52''		Угол наклона зуба, град	β	0°	
Угол зацепл., град	α	20°		Угол зацепл., град	α	20°		Угол зацепл., град	α	22°30'	
Дл. образующ.,мм	R_e	126,8		Межос.расст.,мм	a_w	190,5		Дл. образующ.,мм	R_e	78,1	
Материал		30ХГТ	30ХГТ	Материал		30ХГТ	55Х	Материал		30ХГТ	25ХГТ

Рис. 13.12.1

Изм. Лист. N документ. Подпись Дата			КП ДМ МС12а.13.12.01.СБ		
Разраб.			ПЕРЕДАЧА ГЛАВНАЯ автомобиля	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.				м		1:1
Т.контр.				Лист 1	Листов 1	
Н.контр.				БНТУ		
Утверд.				Кафедра ДМ и ПТМ		
Консульт.						

13.13. СМАЗЫВАНИЕ РЕДУКТОРОВ

В редукторах смазываются:
- зубчатые колеса,
- подшипники валов.

1. Смазывание зубчатых колес:
- погружением в масляную ванну при скорости колес $\upsilon_{кол} \leqslant 12...15$ м/с;
- струйное или под давлением при $\upsilon_{кол} > 12...15$ м/с.

При смазывании зубчатых колес погружением в масляную ванну придерживаются следующих правил:
- если в масляную ванну погружается быстроходное колесо, то глубина погружения обычно не превышает две высоты зуба;
- если в масляную ванну погружается тихоходное колесо, то глубина погружения обычно не превышает 0,25 радиуса колеса;
- объем масляной ванны составляет (0,3...0,8) л/кВт, что при известных размерах поперечного сечения редуктора определяет положение его дна;
- минимальное расстояние от вершин зубьев до дна масляной ванны должно быть не менее $(5...10)m$;
- рекомендуемая вязкость масла в градусах Энглера Е°50 для зубчатых передач (табл. 13.13.1), для червячных передач (табл. 4.2.25). Рекомендуемые масла для редукторов общемашиностроительного применения (табл. 13.13.2).
- для многоступенчатых редукторов разделение общего передаточного числа редуктора между отдельными его ступенями следует выполнить так, чтобы диаметры колес (не шестерен) всех ступеней были приблизительно одинаковыми (рис. 13.13.1). Из этого условия следуют рекомендации по распределению передаточных чисел многоступенчатых редукторов;
- при невыполнении вышеуказанного условия $d_{2\,I} \simeq d_{2\,II}$ следует для зубчатых колес с недосточным смазыванием предусмотреть дополнительную масляную ванну (рис. 13.13.2а), смазывающее паразитное колесо (рис. 13.13.2б) или другие конструктивные решения.

2. Смазывание подшипников валов осуществляется:
тем же маслом, что и зубчатых колес при $\upsilon_{кол} \geqslant 3$ м/с;
смазывание пластичными смазочными материалами при $\upsilon_{кол} < 3$ м/с.

С целью предотвращения вымывания смазок из подшипниковых узлов рекомендуется последние выполнять с защитными шайбами (рис. 8.6.4а, 8.6.5б, 8.6.7а,к и др.).

Некоторые конструктивные решения по смазыванию подшипников и зубчатых колес представлены на рис. 13.13.2, 13.13.3.

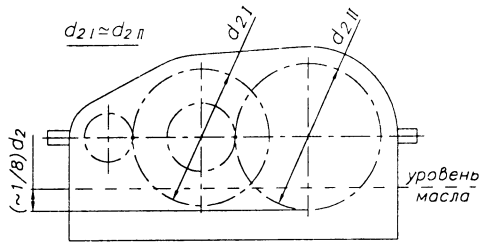
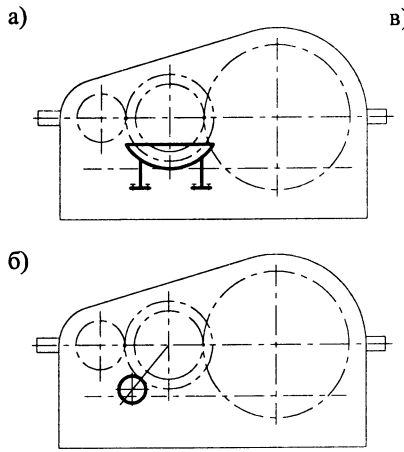


Рис. 13.13.1. Оптимальные значения передаточных чисел $u_{1(2)}$ для получения $d_{2\,I} \simeq d_{2\,II}$

Табл. 13.13.1. Рекомендуемая вязкость масел Е° для зубчатых передач

Материал колес	σ_T MPa	E°_{50} (E°_{100}) при скорости колес $\upsilon_{кол}$, м/с					
		< 0,5	0,5...1,0	1,0...2,5	2,5...5,0	5...12	>12
Синтетические материалы		24(3)	16(2)	11	8	6	4,5
Чугун, Бронза	470...1000	36(4,5)	24(3)	16(2)	11	8	6
Сталь	1000...1200	36(4,5)	36(4,5)	24(3)	16(2)	11	6
Стали для цементации	>1200	60(7)	36(4,5)	36(4,5)	24(3)	16(2)	11



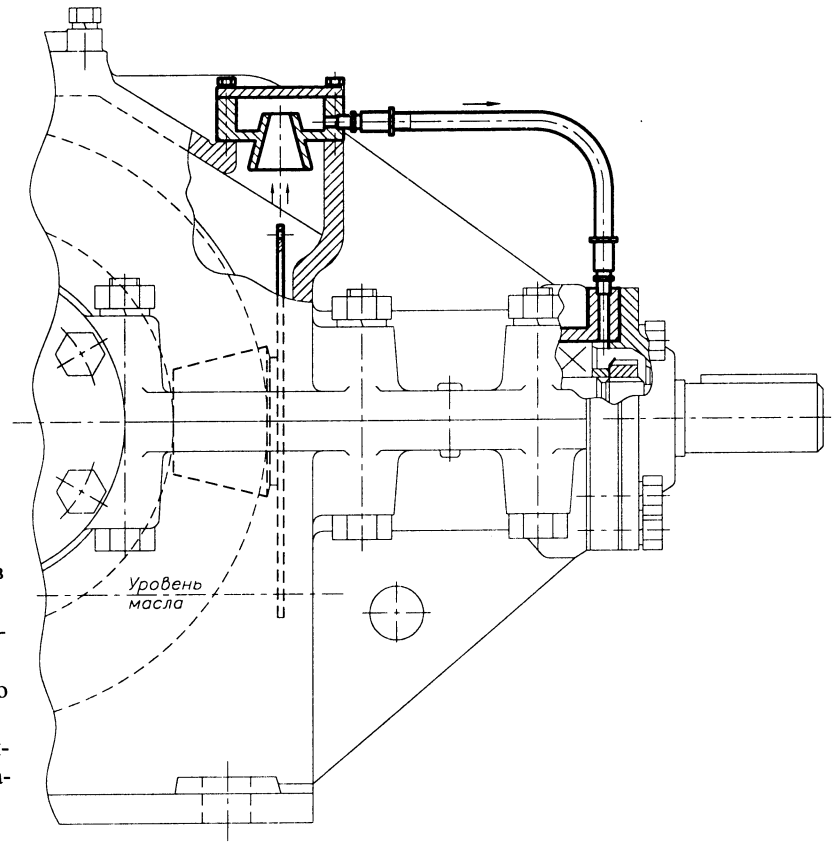
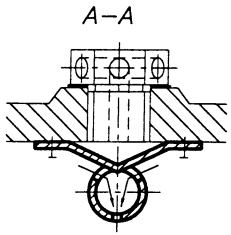
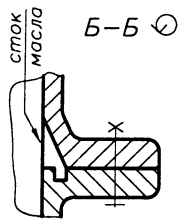


Рис. 13.13.2. Конструктивные решения по смазыванию подшипников и зубчатых колес редукторов:
а) использование дополнительной масляной ванны;
б) использование паразитного зубчатого колеса;
в) решение по смазыванию подшипников входного вала конической передачи

Табл. 13.13.2. Масла для редукторов общемашиностроительного применения [28]

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм²/с при температуре, °С		ГОСТ, ТУ	Условия применения									Примечания
				Температура окружающей среды, °С	Контактные напряжения: 1 - до 800 МПа 2 - до 1600 МПа	Окружная скорость или скорость скольжения, м/с							
	50	100				До 1	0,5...2,5	2,0...4,0	3,5...6,0	5,0...10	8,0...15	12...25	
Передачи зубчатые													
ИРП-40	35...45	8...10	ТУ 38-101451-78	- 10...+50	1					+	+	+	Масло основное, а также для волновых редукторов с диаметром гибкого колеса до 80 мм
					2					+	+	+	
ИРП-75	72...80	11...13	ТУ 38-101451-78	- 10...+50	1				+	+	+		Масло основное, а также для волновых редукторов с диаметром гибкого колеса до 160 мм
					2				+	+	+		
ИРП-150	140...160	18...20	ТУ 38-101451-78	- 10...+50	1			+	+	+	+		Масла основные
					2			+	+	+	+		
ИТП-200	220...240	–	ТУ 38-101292-79	- 10...+50	1		+	+	+				
					2		+	+	+				
ИТП-300	304...357	35...45	ТУ 38-101292-79	- 7...+50	1		+	+					
					2		+	+					
И-40А	40	–	ГОСТ 20799-75	-15...+45	1					+	+	+	Возможная замена для волновых редукторов с диаметром гибкого колеса до 80 мм
И-50А	50	7	ГОСТ 20799-75	- 20...+45	1					+	+	+	Возможная замена для волновых редукторов с диаметром гибкого колеса до 160 мм
Передачи червячные													
ИГП-114	110...120	15	ТУ 38-101413-78	- 15...+50	1				+	+	+		Масла основные
ИГП-152	147...158	20	ТУ 38-101413-78	- 15...+50	1			+	+	+			
ИГП-182	175...190	23...28	ТУ 38-101413-78	- 8 ...+50	1		+	+	+				
МС-20	157	20	ГОСТ 21743-76	- 18...+50	1			+	+	+	+		Масла для замены
Цилиндровое 52	60	50...70	ГОСТ 6411-76	- 5...+50	1		+	+	+				
АСЗп-6	–	6	ТУ 38-10111-75	- 42...+25	1			+	+	+	+		
АСЗп-10	–	10	ТУ 38-101267-72	- 36...+25	1		+	+	+	+	+		





а)

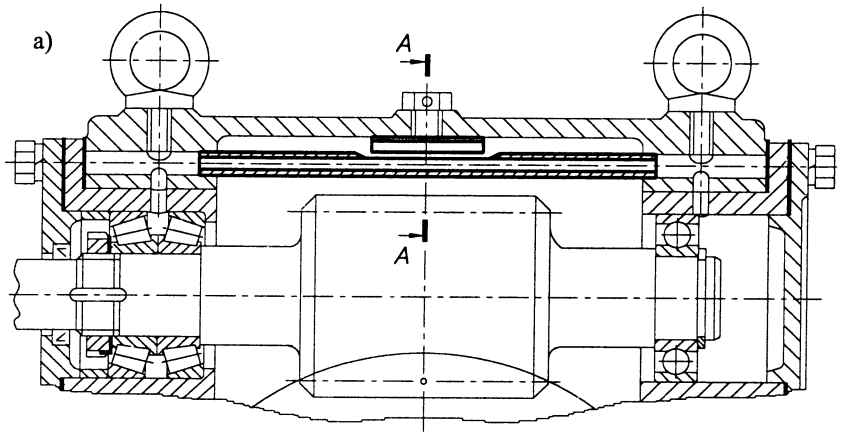
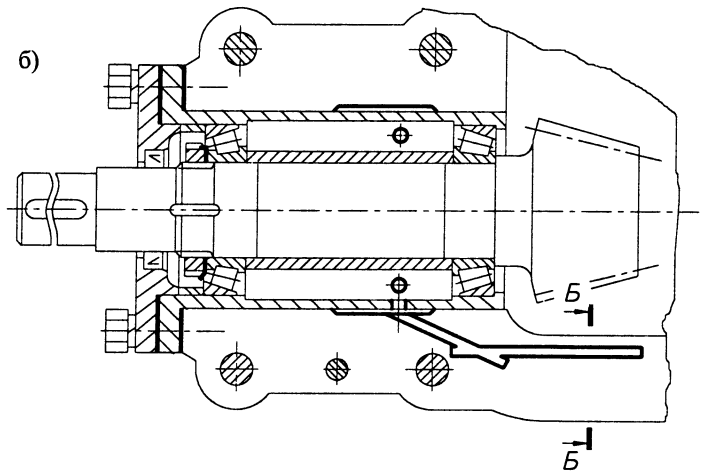


Рис. 13.13.3. Конструктивные решения по смазыванию подшипников и зубчатых колес редукторов:

а) решение по смазыванию подшипников и червяка в передаче с верхним его расположением;

в) решение по смазыванию подшипников входного вала конической передачи

б)



14. МУФТЫ [8, 10, 25]

14.1. МУФТЫ ГЛУХИЕ

1. МУФТЫ ПРОДОЛЬНО-СВЕРТНЫЕ ГОСТ 23106-93

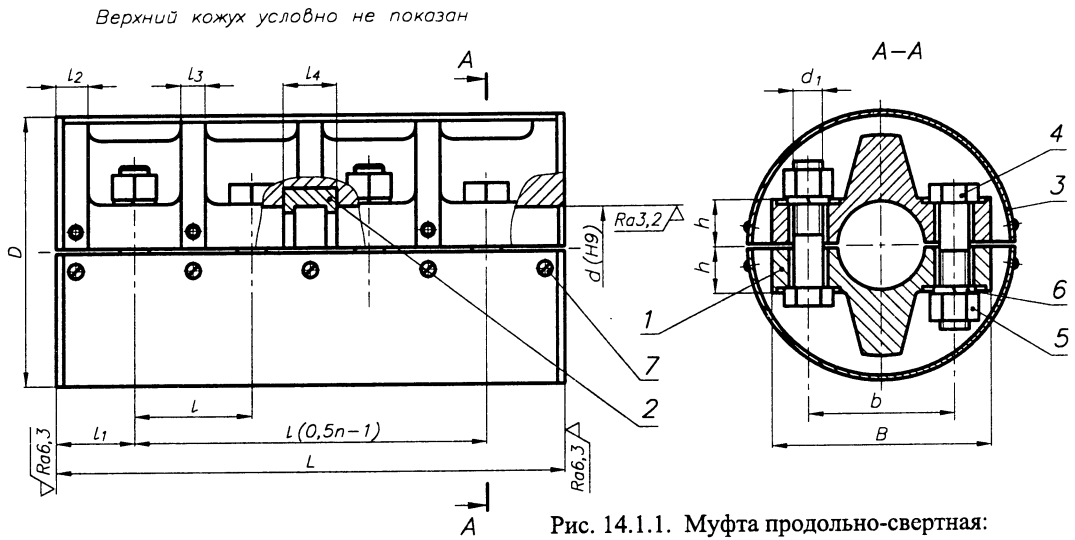


Рис. 14.1.1. Муфта продольно-свертная:
1 - полумуфта; *2* - фиксирующее полукольцо;
3 - полукожух; *4* - болт; *5* - гайка; *6* - шайба; *7* - винт

Полумуфты изготавливаются из чугуна СЧ20 по ГОСТ 1412-79, полукольца фиксирующие - из стали 45 по ГОСТ1050-74. Муфта может быть выполнена без фиксирующих полуколец.

Табл. 14.1.1. Параметры муфт и их основные размеры, мм
ГОСТ 23106-93

T кН·м	d	D	L	l	l_1	l_2	l_3	l_4	h	d_1	К-во n
0,125	25...28	90	90	38	26	11	8	20	16	M10	4
0,200	30...35	105	120	50	35	15	10	22	16	M12	4
0,315	35...40	110	120	50	35	15	10	22	19	M12	4
0,50	40...45	120	170	50	35	15	10	28	22	M12	6
0,80	48...50	140	170	50	35	15	10	28	25	M16	6
1,25	55...63	150	170	50	35	15	10	28	25	M16	6
2,00	63...71	170	220	50	35	15	10	38	35	M16	8
3,15	75...85	200	220	50	35	15	10	38	35	M16	8
5,0	85...95	210	270	62	42	17	12	46	35	M20	8
8,0	100...110	240	340	76	56	26,5	15	54	39,5	M24	8
12,5	120...130	280	340	76	56	26,5	15	54	49	M24	8

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п.1).
Фаски (7.4.3 п. 2).
Размеры опорных поверхностей под крепежные детали; диаметры отверстий под болты (12.7.1).

При определении силы, нагружающей валы от муфты, следует принимать $d_э = d$ (см. 6.5).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ продольно-свертной муфты, передающей номинальный крутящий момент T= 200 Н·м, с диаметром посадочных отверстий d = 32 мм, с фиксирующими полукольцами:

Муфта продольно–свертная 200–32–1
ГОСТ 23106–93

То же, без фиксирующих полуколец:

Муфта продольно–свертная 200–32–2
ГОСТ 23106–93

2. МУФТЫ ВТУЛОЧНЫЕ ГОСТ 24246-80

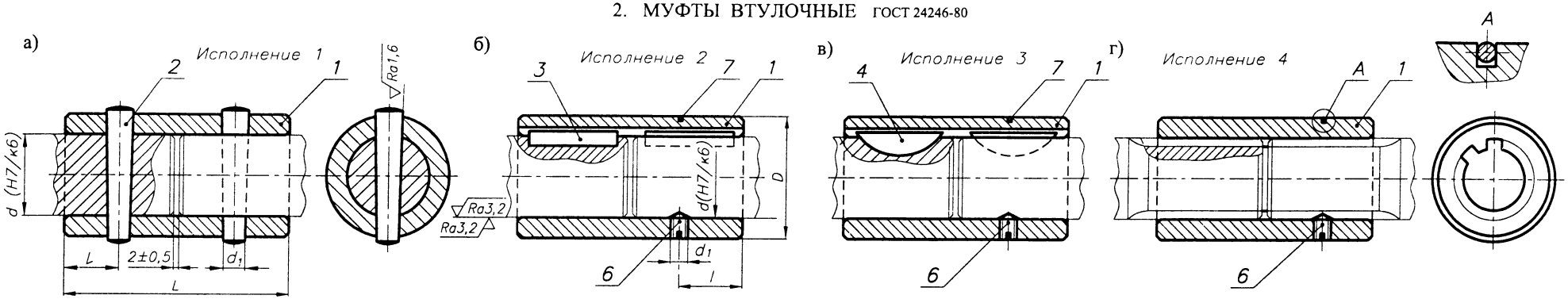


Рис. 14.1.2. Муфты втулочные, в которых для передачи крутящего момента используются:
а) - штифты, б) - шпонки призматические, в) - шпонки сегментные, г) - шлицы;
1 - втулка; *2* - штифт; *3* - шпонка призматическая; *4* - шпонка сегментная; *5* - соединение шлицевое; *6* - винт; *7* - кольцо пружинное

Табл. 14.1.2. Параметры муфт и их основные размеры, мм

ГОСТ 24246-80

T, кН·м для исполнений 1	2	3	4	*d* для исполнений 1, 2, 3	4	*D*	*L* для исполнений 1, 2, 3	4	Штифт	Шпонка поз.3	Шпонка поз.4	Винт поз.5	Кольцо поз.6
...	...	...	...										
0,032	–	0,063	–	18 19, 20	–	32	55	–	5x36	–	5x6,5 5x7,5	M6x8,66	32
0,05	0,071	0,1	0,14	20 22 24	16 18	38	65	45	6x40	6x6x25 8x7x25	5x7,5 5x9,0 6x9,0	M6x8,66	38
0,09	0,125	0,18	0,25	25 28	21 23	42	75	50	8x45	8x7x28	6x9,0 6x10	M6x8,66	42
0,125	0,180	0,25	0,355	28 30 32	23 26	48	90	55	8x50	8x7x36 10x8x36	6x10 8x11	M6x8,66	48
0,2	0,280	0,4	0,56	32 35...38	26 28, 32	55	105	65	10x60	10x8x45	8x11 10x13	M6x10,66	55
0,28	0,4	0,56	0,8	38 40...42	32 36	60	120	80	10x65	10x8x50 12x8x50	10x13 –	M6x10,66 M8x12,66	60
0,4	0,56	–	1,12	42 45, 48	36 42	70	140	90	12x80	12x8x63 14x9x63	–	M8x12,66	70
0,56	0,8	–	1,6	48, 50 53	42 46	80	150	100	12x90	14x9x63 16x10x63	–	M10x16,66	80
0,8	1,12	–	2,24	53...56 60	46 52	90	170	110	16x100	16x10x70 18x11x70	–	M10x16,66	90
1,12	1,6	–	3,15	60...65	52, 56	100	180	120	16x110	18x11x80	–	M10x20,66	100
1,6	2,24	–	4,5	65 70...75	56 62	110	200	130	20x120	18x11x90 20x12x90	–	M10x20,66	110
2,24	3,150	–	6,3	75 89, 85	72	120	220	150	20x120	20x12x100 20x14x100	–	M12x20,66	120
3,15	4,5	–	9,0	85 90, 95	82	130	240	170	25x140	22x14x110 25x14x110	–	M12x20,66	130
4,5	6,3	–	12,5	95 100, 105	92	140	280	190	25x140	25x14x125 28x16x125	–	M12x20,66	140

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Втулки изготавливаются из стали 45 по ГОСТ 1050-74.

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).
Штифты конические по ГОСТ 3129-70 (17.6 п. 11).
Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
Шпоночные соединения сегментныее - ГОСТ 24071-80 (10.1.1).
Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).
Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).
Кольцо пружинное - ГОСТ 2833-77.
Фаски - (7.4.3 п. 2).

При определении силы, нагружающей валы от муфты, следует принимать $d_э = d$ (см. 6.5).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ втулочной муфты исполнения 1, передающей номинальный крутящий момент T = 200 Н·м, с диаметром посадочного отверстия d = 38 мм:

Муфта Втулочная 1–280–38 ГОСТ 24246–80

3. МУФТЫ ФЛАНЦЕВЫЕ ГОСТ 20761-80

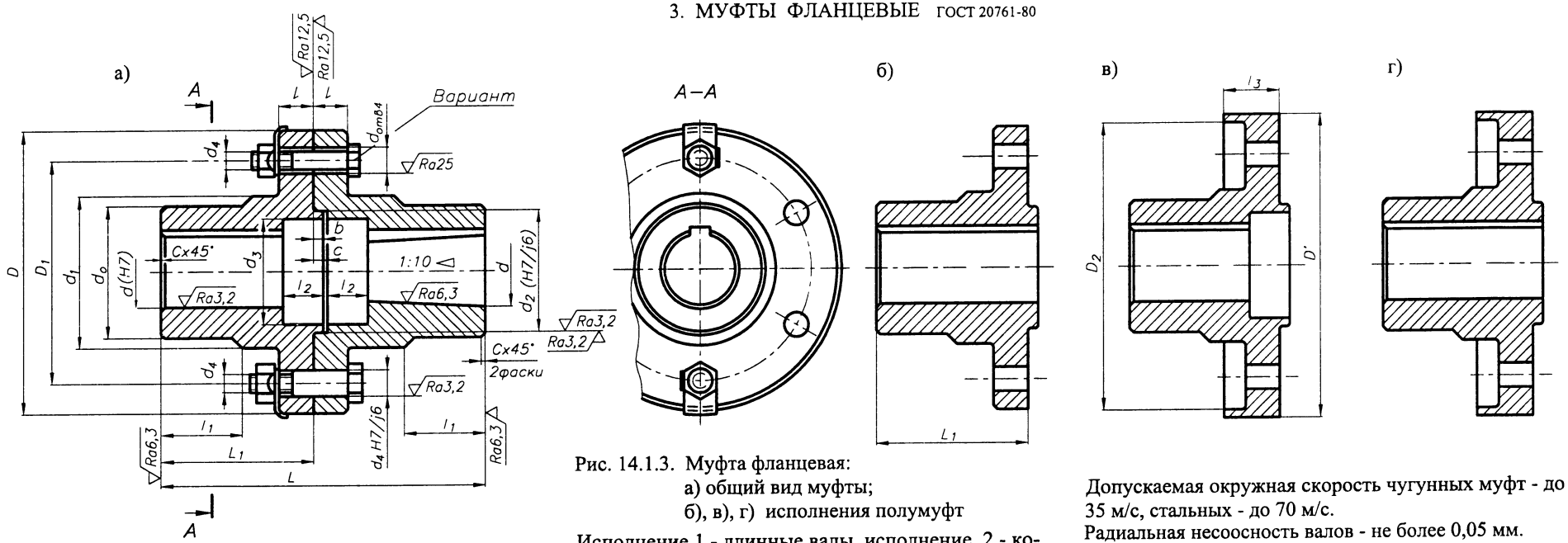


Рис. 14.1.3. Муфта фланцевая:
а) общий вид муфты;
б), в), г) исполнения полумуфт

Полумуфты изготавливаются из стали 40 по ГОСТ 1050-74, 35Л по ГОСТ 977-75 или чугуна СЧ20 по ГОСТ 1412-79.

Исполнение 1 - длинные валы, исполнение 2 - короткие валы по ГОСТ 12080-66.

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Допускаемая окружная скорость чугунных муфт - до 35 м/с, стальных - до 70 м/с.
Радиальная несоосность валов - не более 0,05 мм.

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).
Шпоночные соединения - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
ГОСТ 10748-79 (10.1.1).
Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).
Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).
Фаски - (7.4.3 п. 2).

При определении силы, нагружающей валы от муфты, следует принимать $d_э = d$ (см. 6.5).

Табл. 14.1.3. Параметры муфт и их присоединительные размеры, мм
ГОСТ 20761-80

T кН·м		d	D max	L_1 max		L	
				Исполнение			
Сталь	Чугун			1	2	1	2
0,016	0,008	11...14	80	40	28	84	60
0,032	0,016	16...22	90	50	36	104	76
0,063	0,032	20...28	100	60	42	124	83
0,125	0,063	25...36	112	80	58	170	120
0,160	0,080	30...38	130	80	58	170	120
0,250	0,125	32...45	140	110	82	230	170
0,400	0,200	35...50	150	110	82	230	170
0,630	0,315	45...60	170	140	105	290	220
1,0	0,5	50...71	180	140	105	290	220
1,6	0,8	60...85	190	170	130	350	270
2,5	1,25	70...100	224	210	165	430	340
4,0	2,0	80...110	250	210	165	430	340
6,3	3,15	95...130	280	250	200	510	410
10	5,0	110...160	320	300	240	610	490
16	8,0	125...180	360	300	240	610	490
25	12,5	150...210	400	350	280	710	570
40	20	180...250	515	410	330	830	670

Табл. 13.1.4. Размеры фланцевых муфт, мм [8], [10]

d	D	D'	D_1	D_2	d_o	d_1	d_2	d_3	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	b	c	d_4	К-во
11..14	80	90	60	85	25	35	30	25	60	27	8	15	10	20	3	4	M8	4
16...18	90	100	65	90	30	40	35	30	80	37	10	20	10	25				
20...22	100	110	75	100	40	50	45	35	100	47	12	25	12	30				
25...28	120	130	90	120	50	60	50	40	120	55	15	30	16	35	5	6	M10	
30...38	140	150	110	140	65	75	60	50	160	75	17	40	20	28				
40...45	160	170	125	160	80	90	75	65	220	105	20	55	26	45			M12	
48...55	190	200	150	190	90	110	90	80	220	105	22	55	26	50				6
60...75	220	240	180	220	120	140	120	105	280	135	25	70	32	55			M16	
80...95	260	280	220	260	160	180	150	135	340	165	28	85	38	60				
100...120	340	360	280	340	190	220	180	165	420	200	32	105	42	67	10	12	M20	
125...150	375	400	320	380	230	270	210	190	500	240	36	125	48	75				
160...180	440	480	375	440	280	320	280	260	600	290	40	150	58	85			M24	8
190...220	515	560	440	520	330	380	320	300	700	340	45	175	68	90				

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ фланцевой муфты, передающей номинальный крутящий момент $T = 63$ Н·м, с диаметром посадочных отверстий $d = 20$ мм, полумуфты в исполнении 1, из стали:

Муфта фланцевая 63–20–11
ГОСТ 20761–80

То же, из чугуна:

Муфта фланцевая 63–20–12
ГОСТ 20761–80

То же, одна полумуфта с $d = 20$ мм в исполнении 1, другая с $d = 25$ мм в исполнении 2, обе полумуфты из стали:

Муфта фланцевая 63–20–11–25–21
ГОСТ 20761–80

14.2. МУФТЫ ПОДВИЖНЫЕ

1. МУФТЫ ЗУБЧАТЫЕ ГОСТ 5006-94

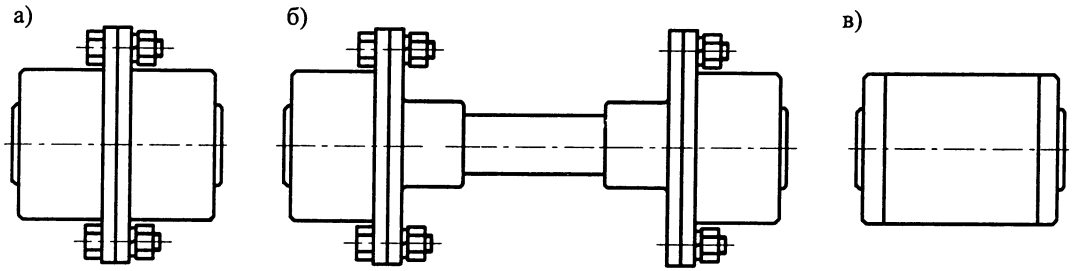


Рис. 14.2.1. Типы зубчатых муфт:
а) - тип 1 (с разъемной обоймой);
б) - тип 2 (с промежуточным валом);
в) - тип 3 (с неразъемой обоймой)

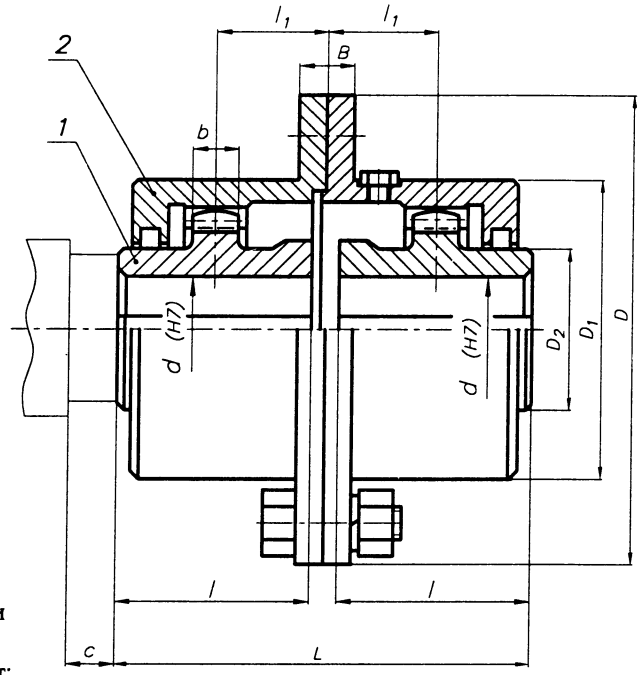


Рис. 14.2.2. Муфта зубчатая типа 1:
1 - втулка, *2* - обойма

Втулки муфт изготовляются в исполнениях:

1 - с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

2 - с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

3 - с отверстиями для валов, соответствующими соединениям средней серии с прямобочными шлицами по ГОСТ 1139-80;

4 - с отверстиями для валов с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033-80.

Втулки, обоймы и фланцевые полумуфты изготавливают:

- кованными из стали марок 35ХМ по ГОСТ 4543-71, сталей 40, 45, 50 по ГОСТ 1050-88;
- литыми из сталей марок 40Л, 45Л, 50Л по ГОСТ 977-88.

Твердость зубьев после термообработки - 42...51 *HRC*.

Угловая несоосность осей валов - не более 1,5°.

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э = m\,z$ (см. 6.5).

Табл. 14.2.1. Параметры муфт и их основные размеры, мм

ГОСТ 5006-94

T кН·м	n мин$^{-1}$ max	d	D	D_1	D_2	L	l	c	B	Зацепление			
										m	z	b	l_1
1,0	2500	40	145	105	60	174	82	12	50	2,5	30	12	60
1,6	2100	55	170	125	80	174	82	12	50	2,5	38	13	75
2,5	1900	60	15	135	85	220	105	12	50	3,0	36	15	75
4,0	1600	65	200	150	95	220	105	18	50	3,0	40	18	85
6,3	1300	80	230	175	115	270	130	18	60	3,0	48	20	125
10	1100	100	270	200	145	340	165	18	60	3,0	56	24	145
16	1000	120	300	230	175	345	165	25	70	4,0	48	30	180
25	800	140	330	260	200	415	200	30	70	4,0	56	32	180
40	700	160	410	330	230	415	200	30	90	6,0	46	35	210
63	600	200	470	390	290	500	240	35	90	6,0	56	40	250

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).
Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).
Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).
Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).
Фаски (7.4.3 п. 2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ зубчатой муфты типа 1 с номинальным крутящим моментом T = 1000 Н·м, с диаметрами посадочных отверстий во втулках d = 40 мм, со втулками исполнения 1:

Муфта 1–1000–40–1 ГОСТ 5006–94

То же, типа 1 с диаметром посадочного отверстия d = 45 мм во второй втулке исполнения 2:

Муфта 1–1000–40–1–45–2 ГОСТ 5006–94

То же, типа 2 с диаметрами посадочных отверстий во фланцевых полумуфтах d = 50 мм

Муфта 2–1000–40–1–50–1 ГОСТ 5006–94

2. МУФТЫ ЦЕПНЫЕ С ОДНОРЯДНОЙ ЦЕПЬЮ ГОСТ 20742-93

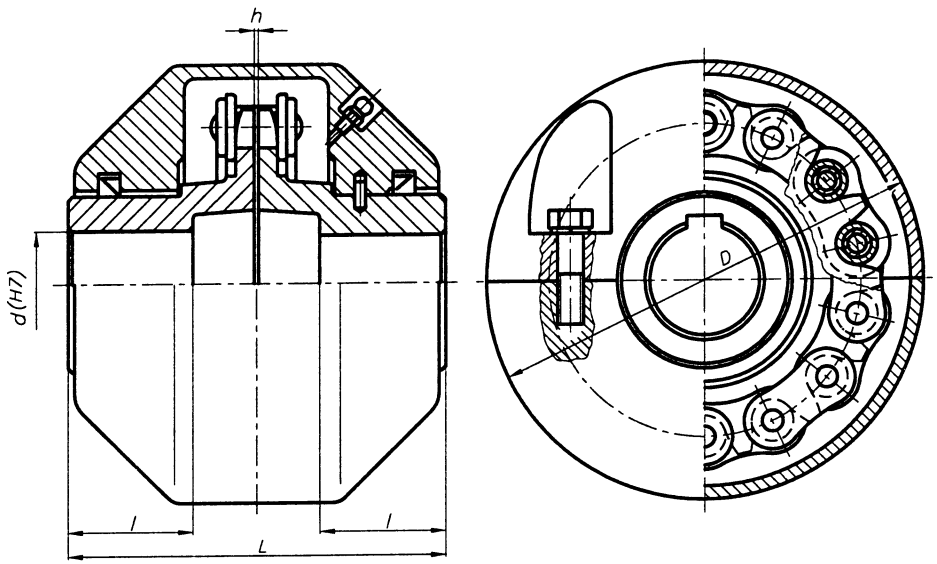


Рис. 14.2.3. Цепная муфта с однорядной цепью (тип 1)

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть пересчитаны.

Табл. 14.2.2. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 20742-93

T кН·м	d	D	L для исполн. 1	L для исполн. 2	L для исполн. 3, 4	l для исполн. 1	l для исполн. 2	l для исполн. 3, 4	Цепь ГОСТ 13568-75	Шаг цепи P	Число зубьев z	h	Радиальное смещение осей валов, не более
0,063	20...28	110	102 122	80 92	74 86	36 42	25 27	36 42	ПР-19,05-3180	19,05	12	1,3	0,16
0,125	25...36	125	122 162	92 124	86 86	42 58	27 39	42 42	ПР-25,4-6000	25,4	10	1,8	0,20
0,25	32...45	140	162	124	86	58	39	42	ПР-25,4-6000	25,4	12	1,8	0,25
0,5	40...56	200	222	172	118	82	57	58	ПР-31,75-8900	31,75	14	2,0	0,32
1,0	50...71	210	222 284	172 220	118 168	82 105	57 73	58 82	ПР-38,1-12700	38,1	12	3,5	0,40
2,0	63...90	280	284 344	220 272	168 214	105 130	73 94	82 105	ПР-50,8-22700	50,8	12	3,8	0,50
4,0	80...110	310	344 424	272 264	214 264	130 165	94 124	105 130	ПР-50,8-22700	50,8	14	3,8	0,60
8,0	100...140	350	504	334	334	200	154	165	ПР-50,8-22700	50,8	16	3,8	0,80

Типы муфт: 1- с однорядной цепью;
2 - с двухрядной цепью (13.2. п.3).

Исполнения полумуфт:

1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

2 - с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081-66;

3 - с отверстием для валов со средней серией прямобочных шлицов по ГОСТ 1139-80;

4 - с отверстием для валов с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033-80.

Материал полумуфт - сталь:

45 по ГОСТ 1050-88, 45Л по ГОСТ 977-88.

Твердость рабочих поверхностей зубьев 40...45 *HRC*.

Угловая несоосность осей валов - не более 1°.

Радиальная несоосность осей валов (табл. 14.2.2).

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э = Pz/\pi$ (см. 6.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).
Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).
Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).
Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).
Фаски - (7.4.3 п. 2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепной муфты, передающей номинальный крутящий момент T = 500 Н·м, типа 1, с диаметром посадочных отверстий d = 50 мм, с полумуфтами исполнения 1:

Муфта 500-1-50-1 ГОСТ 20742-93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты d = 50 мм, исполнения 1, с диаметром другой полумуфты d = 56 мм, исполнения 2:

Муфта 500-1-50-1-56-2 ГОСТ 20742-93

То же, с полумуфтами исполнения 3 с наружным диаметром шлицев d = 48 мм:

Муфта 500-1-8x42x48 ГОСТ 20742-93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты d = 50 мм, исполнения 1, с наружным диаметром зубьев шлицев другой полумуфты d = 48 мм, посадкой по диаметру центрирования $H7$, модулем m = 1,5 мм, исполнения 4:

Муфта 500-1-48xH7x1,5-4 ГОСТ 20742-93

3. МУФТЫ ЦЕПНЫЕ С ДВУХРЯДНОЙ ЦЕПЬЮ ГОСТ 20742-93

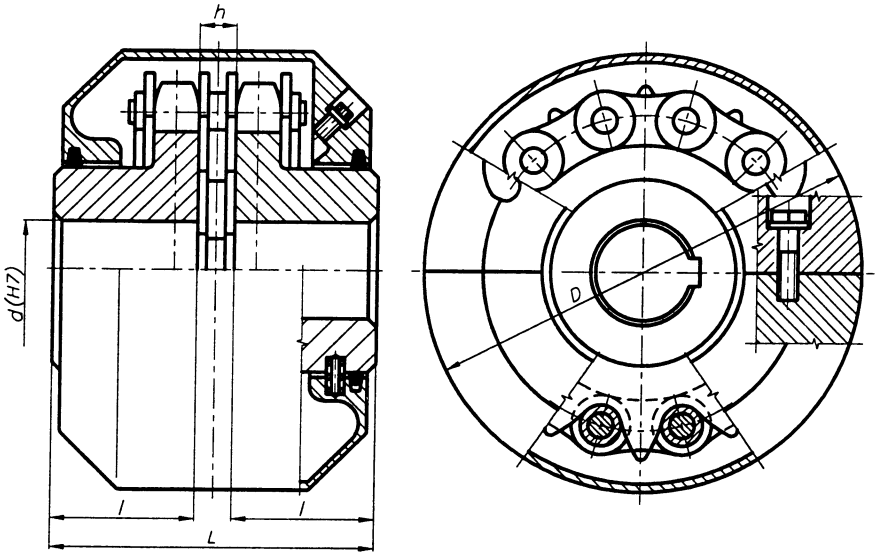


Рис. 14.2.4. Цепная муфта с двухрядной цепью (тип 2)

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть пересчитаны.

Табл. 14.2.3. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 20742-93

T кН·м	d	D	L для исполн. 1	L для исполн. 2	L для исполн. 3, 4	l для исполн. 1	l для исполн. 2	l для исполн. 3, 4	Цепь ГОСТ 13568-75	Шаг цепи P	Число зубьев z	h	Радиальное смещение осей валов, не более
0,063	20...24	75	108	86	80	36	25	36	2ПР-12,7-3180	12,7	12	7,5	0,20
	25	85									14		
	28	95	128	98	92	42	27	36	2ПР-12,7-3180	12,7	16		
0,125	25...30	95	128	98	92	42	27	36	2ПР-12,7-3180	12,7	16	7,5	0,25
	32...36	105	170	132	94	58	39	42	2ПР-15,875-4540	15,875	14	9,5	
0,25	32...40	115	170	132	94	58	39	42	2ПР-15,875-4540	15,875	16	9,5	0,32
	42...46	125	230	180	126	82	57	58			18		
0,50	40...50	170	232	182	128	82	57	58	2ПР-19,05-6400	19,05	18	11,5	0,40
	53...56										22		
1,0	50...56	190	232	182	128	82	57	58	2ПР-25,4-11400	25,4	16	15,5	0,50
	60...71		296	232	180	105	73	82			18		
2,0	63...65	250	296	232	180	105	73	82	2ПР-25,4-11400	25,4	22	15,5	0,60
	70...75				183				2ПР-31,75-17700	31,75	16	19	
	80...90		363	291	233	130	94	105			20		
4,0	80...95	320	363	291	233	130	94	105	2ПР-38,1-25400	38,1	18	22,5	0,80
	100...110		447	369	287	165	124	130	2ПР-44.45-34480	44.45	22		
8,0	100...125	340	447	369	287	165	124	130	2ПР-44.45-34480	44.45	20	26,3	1,00
	130...140		530	434	360	200	154	165	2ПР-50,8-45360	50,8	16	30	
16	125...150	440	530	434	360	200	154	165	2ПР-50,8-45360	50,8	18	30	1,20
	160...180		610	490	430	240	184	200			22		

Типы муфт: 1- с однорядной цепью (13.2 п.2);
2 - с двухрядной цепью.

Исполнения полумуфт:

1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
2 - с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081-66;
3 - с отверстием для валов со средней серией прямобочных шлицов по ГОСТ 1139-80;
4 - с отверстием для валов с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033-80.

Материал полумуфт - сталь:
45 по ГОСТ 1050-88, 45Л по ГОСТ 977-88.

Твердость рабочих поверхностей зубьев 40...45 *HRC*.

Угловая несоосность осей валов - не более 1°.

Радиальная несоосность осей валов (табл. 14.2.3).

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э = Pz/\pi$ (см. 6.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).
Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).
Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).
Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).
Фаски (7.4.3 п. 2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепной муфты, передающей номинальный крутящий момент T = 500 Н·м, типа 2, с диаметром посадочных отверстий d = 50 мм, с полумуфтами исполнения 1:

Муфта 500–2–50–1 ГОСТ 20742–93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты d = 50 мм, исполнения 1, с диаметром другой полумуфты d = 56 мм, исполнения 2:

Муфта 500–2–50–1–56–2 ГОСТ 20742–93

То же, с полумуфтами исполнения 3 с наружным диаметром шлицев d = 48 мм:

Муфта 500–2–8x42x48 ГОСТ 20742–93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты d = 50 мм, исполнения 1, с наружным диаметром зубьев шлицев другой полумуфты d = 48 мм, посадкой по диаметру центрирования $H7$, модулем m = 1,5 мм, исполнения 4:

Муфта 500–2–48xH7x1,5–4 ГОСТ 20742–93

14.3. МУФТЫ УПРУГИЕ

1. МУФТЫ УПРУГИЕ ВТУЛОЧНО-ПАЛЬЦЕВЫЕ ГОСТ 21424-93

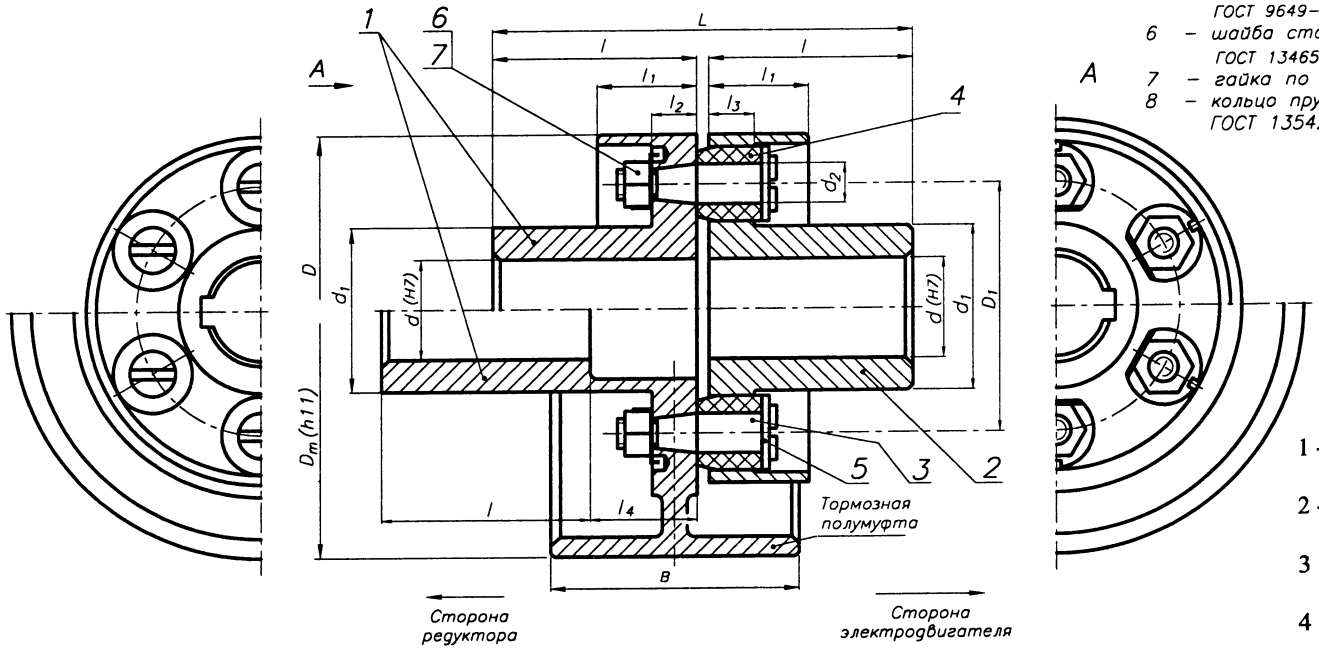


Рис. 14.3.1. Муфта втулочно-пальцевая

1,2 – полумуфты;
3 – палец;
4 – втулка упругая;
5 – шайба для пальцев ГОСТ 9649-78;
6 – шайба стопорная с носком ГОСТ 13465-77
7 – гайка по ГОСТ 5915-70;
8 – кольцо пружинное ГОСТ 13542-86.

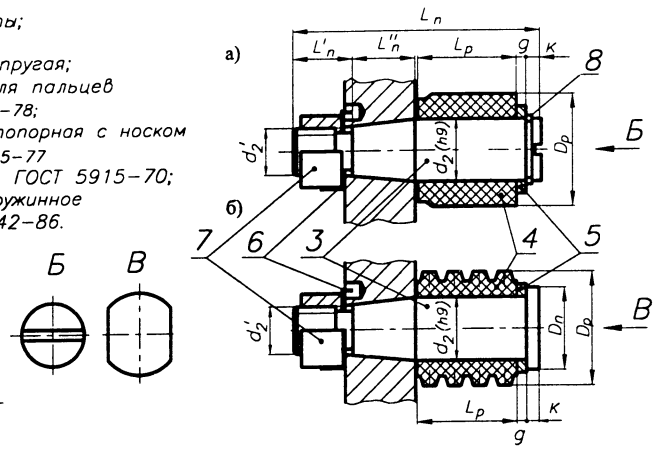


Рис. 14.3.2. Варианты выполнения пальца

Материал полумуфт - чугун СЧ20 по ГОСТ 1412-85, пальцев - сталь 45 по ГОСТ 1050-88.

Табл. 14.3.1. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 21424-93

T кН·м	d	D	L Исполнения 1	2	3	4	l Исполнения 1	2	3	4	Несоосность валов не более радиальная	угловая	l_1	l_2	l_3	d_1	d_2	D_1	Тормозной шкив $D_т$	B	l_4
...																					
0,063	20...24	100	104	76	104	76	50	36	38	24	0,2	1°30'	28	16	16	40	14	63	120	50	33
0,125	25, 28	120	125	89	125	89	60	42	44	26	0,3	1°00'	32	18	18	55	14	86	120	50	33
	30		165	121	165	121	80	58	60	38											
0,25	32...38	140	165	121	165	121	80	58	60	38	0,3	1°00'	40	20	20	75	16	100	160	60	37
	40...45		225	169	225	160	110	82	85	56											
0,5	40...45	170	225	169	225	160	110	82	85	56	0,3	1°00'	50	24	26	80	18	120	200	80	43
0,71	45...56	190	226	170	226	170	110	82	85	56	0,4	1°00'	55	24	26	100	20	135	250	100	53
1,0	50...56	220	226	170	226	170	110	82	85	56	0,4	1°00'	60	30	32	120	25	160	250	100	53
	60...70		286	216	286	216	140	105	107	72											
2,0	63...75	250	288	218	283	218	140	105	107	72	0,4	1°00'	70	34	42	150	28	180	320	120	58
	80...90		348	268	348	268	170	130	135	95											
4,0	80...95	320	350	270	350	270	170	130	135	95	0,5	0°30'	80	40	50	160	35	230	400	150	58
8,0	100...125	400	432	342	432	342	210	165	170	125	0,5	0°30'	110	57	72	200	45	280	500	180	61
16,0	120, 125	500	435	345	435	345	210	165	170	125	0,6	0°30'	140	72	86	240	55	360	630	235	61
	130...150		515	415	515	415	250	200	205	155											
	160		615	495	615	495	300	240	245	185											

Исполнения полумуфт:

1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

2 - с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66;

3 - с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72;

4 - с коническим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12081-72;

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э = D_1$ (см. 6.5).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упругой втулочно-пальцевой муфты с номинальным крутящим моментом $T = 250$ Н·м, диаметром посадочного отверстия $d = 40$ мм, исполнения 1:

Муфта 250-40-1 ГОСТ 21424-93

То же, одна из полумуфт диаметром $d = 32$ мм, исполнения 1, другая - диаметром $d = 40$ мм, исполнения 4:

Муфта 250-32-1-40-4 ГОСТ 21424-93

Табл. 14.3.2. Размеры пальцев, мм

d_2	$D_п$	d'_2	$L_п$	$l'_п$	$l''_п$	k	$D_р$	$L_р$	g
14	22	M10	56	14	14	3	26	22	3
16	22	M12	64	16	16		30	25	4
18	26		70		18		32	28	
20	28	M16	80	20	20		35	32	
25	32	M20	101	25	26	4	45	40	5
28	36		111		28		50	45	
35	48	M24	133	30	34	6	63	55	6
45	58	M36	177	44	46	7	80	71	
55	70	M42	216	53	54		100	90	8

2. МУФТЫ УПРУГИЕ СО ЗВЕЗДОЧКОЙ ГОСТ 14084-93

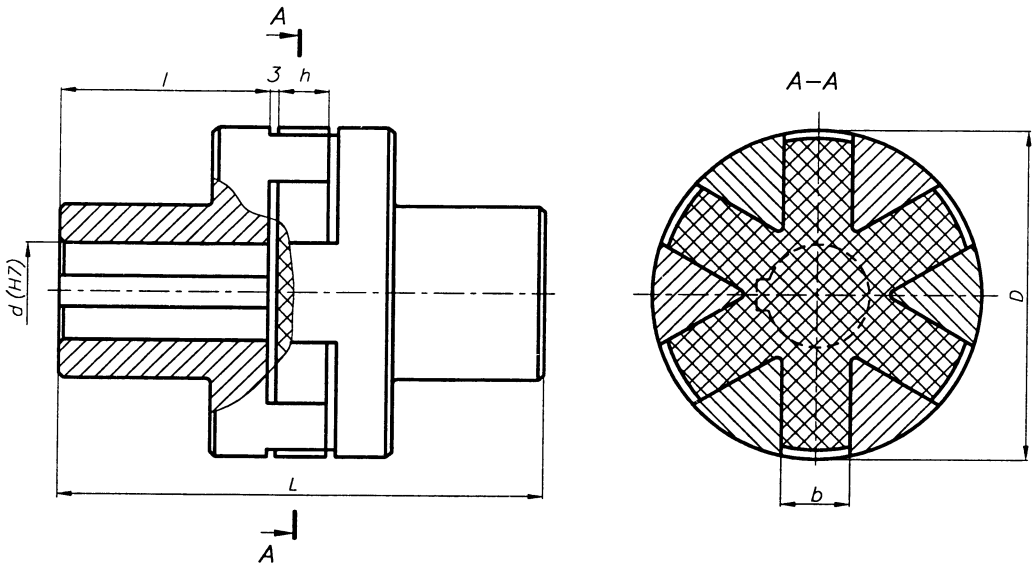


Рис. 14.3.3. Муфта со звездочкой

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Исполнения полумуфт:

1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

2 - с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66.

Материал полумуфт - сталь 35 по ГОСТ 1050-88. При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э = 0{,}75D$ (см. 6.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).
Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
Фаски (7.4.3 п. 2).

Табл. 14.3.3. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 14084-93

T Н·м	Отверстие d	l для исполн. 1	l для исполн. 2	D	L для исполнения 1	L для исполнения 2	ω, с$^{-1}$ max	Несоосность валов не более радиальная	Несоосность валов не более угловая	b	h
...											
16,0	12; 14	30	25	53	81	71	400	0,2	1°30'	10,5	15
	16; 18	40	28		101	77					
25,0	14	30	25	63	81	71	370	0,2	1°30'	12,5	15
	16...19	40	28		101	77					
	20	50	36		121	93					
31,5	16; 19	40	28	71	101	77	315	0,2	1°30'	12,5	15
	20; 22	50	36		121	93					
63	20...24	50	36	85	128	100	235	0,2	1°30'	14,5	22
	25; 28	60	42		143	112					
125	25; 28	60	42	105	143	112	210	0,3	1°30'	16,5	22
	30...36	80	58		188	144					
250	32...38	80	58	135	191	147	160	0,4	1°00'	18,5	25
	40...45	110	82		251	195					
400	38	80	58	166	196	152	140	0,4	1°00'	20,5	30
	40...48	110	82		256	200					

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упругой муфты со звездочкой, передающей номинальный крутящий момент T = 125 Н·м, с диаметром посадочных отверстий d = 32 мм, с полумуфтами исполнения 1:

Муфта 125–32–1 ГОСТ 14084–93

То же, с полумуфтами: одна - исполнения 1, другая - исполнения 2:

Муфта 125–32–1–2 ГОСТ 14084–93

То же, с полумуфтами: одна - диаметром d = 32 мм, исполнения 1, другая - диаметром d = 25 мм, исполнения 2: *Муфта 125–32–1–25–2 ГОСТ 14084–93*

3. МУФТЫ УПРУГИЕ С ТОРООБРАЗНОЙ ОБОЛОЧКОЙ ГОСТ 20884-93

Табл. 14.3.4. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 20884-93

T кН·м	T max кН·м	d	D	L Исполнения 1	L Исполнения 2	l Исполнения 1	l Исполнения 2	Угол закручив. max	Несоосность осевая	Несоосность радиальн.	Несоосность угловая
...											
0,04	0,125	18, 19	125	115	100	-	-	5°30'	1,0	1,0	1°00'
		22...24		130	120	38	26				
		25		140	130	44	28				
0,08	0,25	22, 24	160	140	130	38	26	5°30'	2,0	1,6	1°00'
		25, 28		150	140	44	28				
		30		185	170	60	40				
0,125	0,4	25, 28	180	155	145	44	28	5°30'	2,0	1,6	1°00'
		30...36		190	175	60	40				
0,2	0,63	30...38	200	200	185	6	40	5°30'	2,5	2,0	1°00'
		40		250	235	84	60				
0,25	0,8	32...38	220	205	185	60	40	5°30'	3,0	2,5	1°30'
		40...45		255	240	84	60				
0,315	1,0	35...38	250	21	195	60	40	5°30'	3,0	2,5	1°30'
		40...48		270	250	84	60				
0,5	1,6	40..56	280	270	250	84	60	5°30'	3,6	3,0	1°30'
0,8	2,5	48...56	320	280	270	84	60	5°30'	3,6	3,0	1°30'
		60, 63		330	310	108	75				
1,25	3,15	55, 56	360	280	270	84	60	4°30'	4,0	3,6	1°30'
		60...75		330	280	108	75				
2,0	5,0	63...75	400	350	270	108	75	4°30'	4,5	4,0	1°30'
		89...90		400	320	132	96				
3,15	8,0	75	450	355	285	108	75	4°30'	4,5	4,0	1°30'
		80...95		405	325	132	96				
		100		475	385	168	125				
5,0	12,5	90, 95	500	415	325	132	96	4°30'	5,0	4,0	1°30'
		100...125		490	400	168	126				
8,0	20	100...125	560	495	400	168	126	3°30'	5,6	5,0	1°30'
		130, 140		570	465	204	158				
12,5	25	110...125	630	525	420	168	126	3°30'	6,0	5,0	1°30'
		130...145		585	480	204	158				
		160		665	540	244	185				
16	31,5	120, 125	710	510	430	168	126	3°30'	6,7	5,0	1°30'
		130...150		590	490	204	158				
		160...180		670	550	244	188				
20	40	140, 150	800	600	500	204	158	2°30'	7,5	5,0	1°30'
		160...180		680	560	244	188				
		180, 190		760	620	284	218				
25	50	150	900	10	510	204	158	2°30'	9,0	5,0	1°30'
		160...180		690	570	244	188				
		190, 200		770	630	284	218				
31,5	63	160...180	1000	710	580	244	188	2°30'	10	5,0	1°30'
		190...220		790	640	284	218				
40	80	170, 180	1120	720	590	244	188	2°30'	11	5,0	1°30'
		190...210		800	650	284	218				
		220, 240		900		334	-				

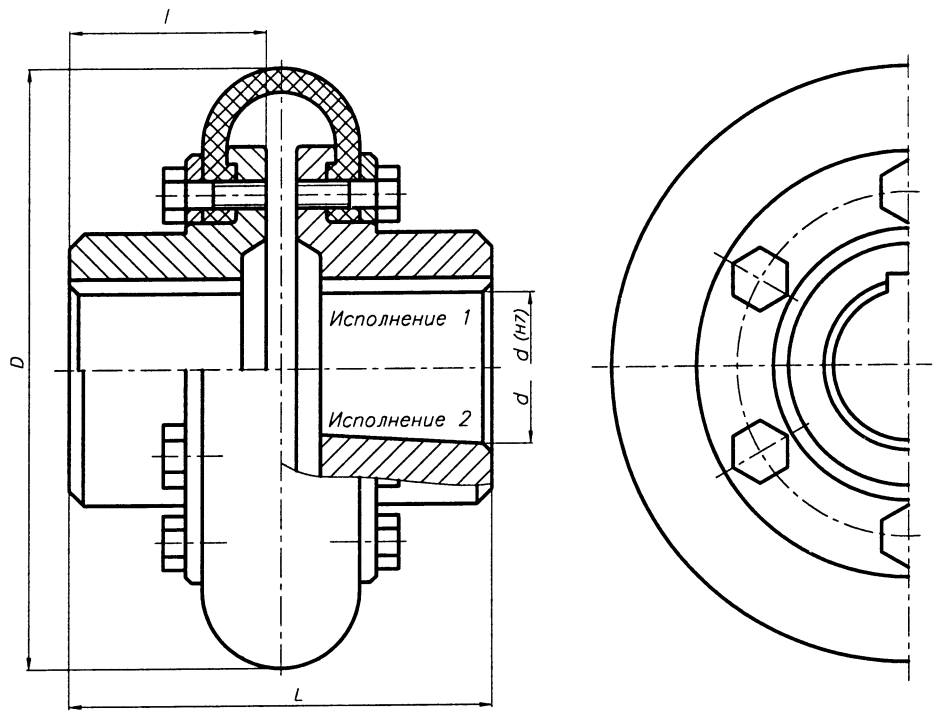


Рис. 14.3.4. Муфта с торообразной оболочкой выпуклого профиля

Типы муфт:

1 - с оболочкой выпуклого профиля;

2 - с оболочкой вогнутого профиля.

Исполнения полумуфт:

1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

2 - с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72.

Материал полумуфт - чугун марки Вч-35... ВЧ-50 по ГОСТ 7293-85;

- сталь 45 по ГОСТ 1050-88.

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э \approx 2{,}2d$ (см. 6.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).

Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).

Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).

Фаски (7.4.3 п. 2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упругой муфты с торобразной оболочкой, передающей номинальный крутящий момент $T = 250$ Н·м, типа 1, с диаметром отверстий полумуфт $d =$ 40 мм, исполнения 1: *Муфта 250–1–40–1 ГОСТ 20884–93*

То же, одна из полумуфт диаметром $d = 40$ мм, исполнения 1, другая - $d = 36$ мм, исполнения 2: *Муфта 250–1–40–1–36–2 ГОСТ 20884–93*

4. УПРУГАЯ МУФТА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПРУЖИНАМИ

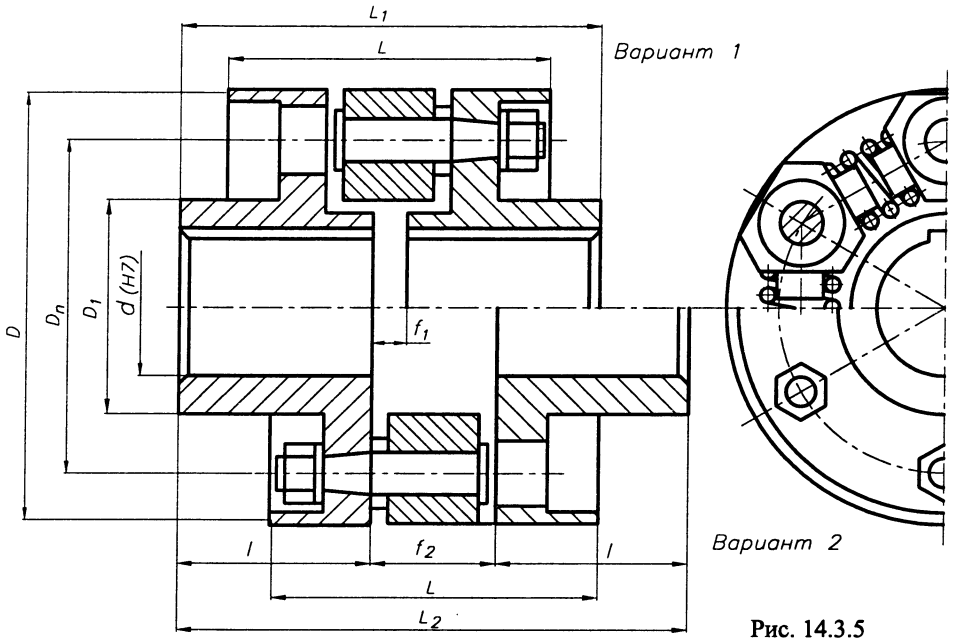


Рис. 14.3.5

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э = D_п$ (см. 6.5).

Табл. 14.3.5. Параметры и размеры, мм, упругих муфт с цилиндрическими пружинами [24], [41]

T кН·м	n мин$^{-1}$	D	L	l	$D_п$	Вариант 1				Вариант 2			
						D_1	d_{max}	f_1	L_1	D_1	d_{max}	f_2	L_2
0,047	4200	100	75	45	80	45	25	8	98	50	28	30	120
0,07	3800	112	85	50	90	50	28	8	108	60	32	33	133
0,10	3500	125	95	55	100	60	32	8	118	65	35	36	146
0,135	3200	140	105	60	110	65	35	8	128	70	40	40	160
0,18	2900	160	110	70	125	70	40	10	150	80	45	46	185
0,26	2600	180	130	75	145	80	45	10	160	90	50	50	200
0,375	2300	200	140	85	160	90	50	10	180	100	55	54	224
0,55	2100	225	155	95	180	100	55	10	200	115	65	60	250
0,79	1950	150	170	105	144	115	65	10	220	135	75	66	276
1,09	1800	180	184	115	170	135	75	10	240	150	90	72	302
1,43	1650	315	202	125	245	150	85	10	260	170	100	78	328
2,12	1500	335	220	140	270	170	95	10	290	190	110	86	356
3,0	1350	400	244	160	315	190	105	10	330	215	125	94	414
4,35	1200	450	270	180	360	215	120	10	370	240	140	106	466
6,2	1080	500	300	200	400	240	135	10	410	270	160	116	516
8,95	950	560	340	225	450	270	150	15	465	300	180	128	578
12,75	840	630	380	250	500	300	170	15	515	350	200	142	642
17,95	750	710	425	280	570	350	200	15	575	400	225	158	718

5. УПРУГАЯ МУФТА С ПАКЕТАМИ ГИЛЬЗОВЫХ ПРУЖИН

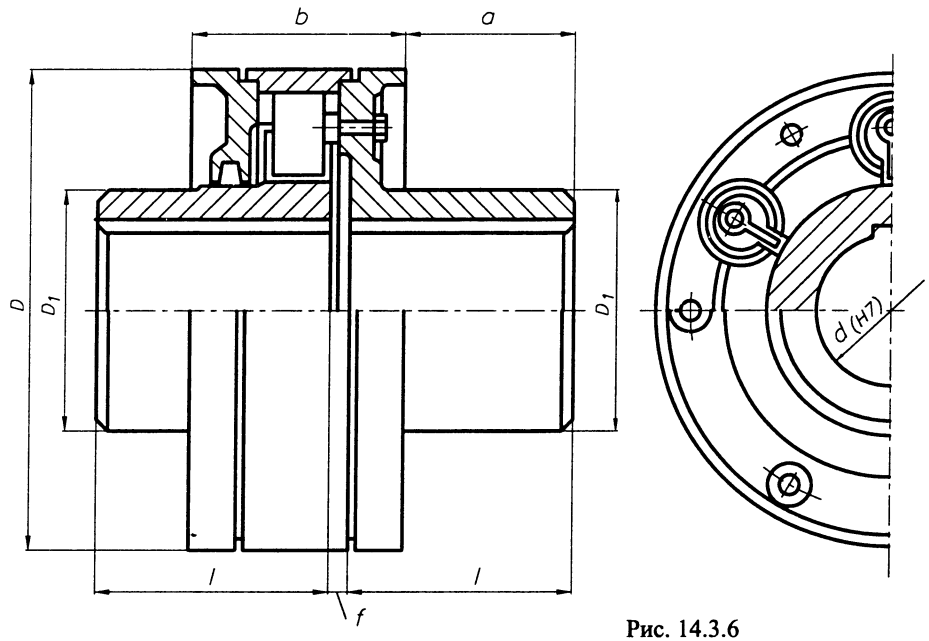


Рис. 14.3.6

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э = 0{,}5(D+D_1)$. (см. 6.5).

Табл. 14.3.6. Параметры и размеры, мм, упругих муфт с пакетами гильзовых пружин [24]

T кН·м	n мин$^{-1}$	d	D	D_1	l	f	b	a
0,143	3850	35	185	70	50	2	60	30
0,215	3850	35	185	70	60	2	60	40
0,288	2850	35	185	70	70	2	60	50
0,43	3400	45	210	90	70	2	60	50
0,575	3180	50	225	100	80	2	60	60
0,716	3180	50	225	100	80	3	90	60
1,07	2860	60	250	120	90	3	90	65
1,43	2600	75	275	150	100	4	100	75
1,86	2380	80	300	155	100	4	100	75
2,3	2230	85	320	160	100	4	100	75
2,87	2080	90	345	170	120	4	100	95
3,58	1880	100	380	180	140	5	100	115

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Присоединительные размеры электродвигателя.
2. Присоединительные размеры редуктора.
3. Присоединительные размеры муфты.

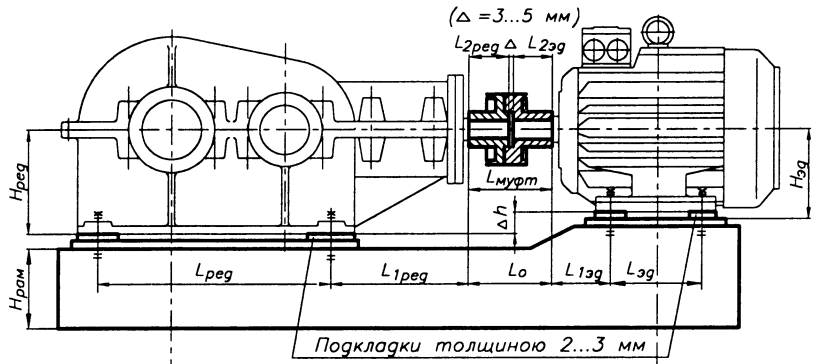


Рис. 15.1.1. Схема привода

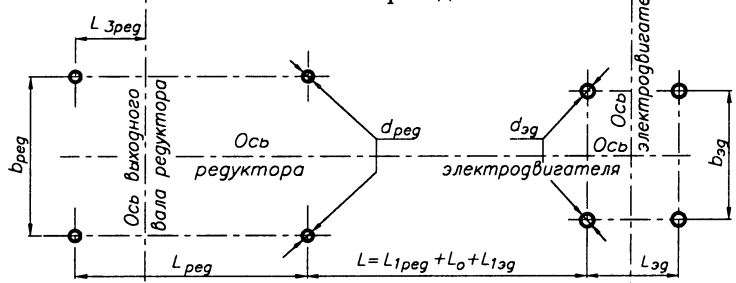


Рис. 15.1.2. Схема расположения болтов крепления электродвигателя и редуктора к раме

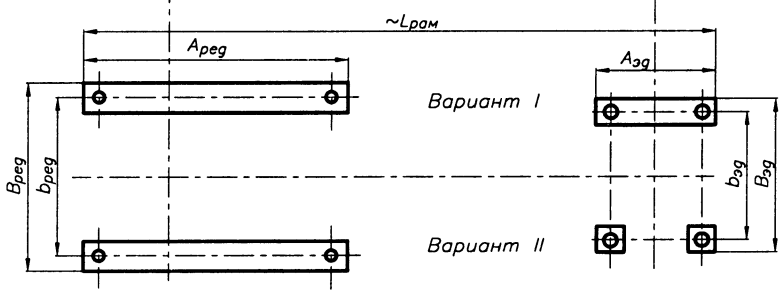


Рис. 15.1.3. Размещение опорных поверхностей электродвигателя и редуктора на раме

15. ПРИВОДЫ

15.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ РАМ [21]

1. СОЕДИНЕНИЕ ВАЛА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С ВАЛОМ РЕДУКТОРА и схема расположения болтов крепления элементов привода на плоскости рамы

1.1. Выставить соосно электродвигатель и редуктор так, чтобы между торцевыми поверхностями соединяемых валов был зазор $\Delta = 3...5$ мм.

1.2. Оценить расстояние L_o между заплечиками валов электродвигателя и редуктора $L_o = L_{2ред} + \Delta + L_{2эд}$, мм.

1.3. Для выбранного типо-размера муфты определить ее длину $L_{муфт}$, мм.

1.4. Наилучшим вариантом есть условие $L_o = L_{муфт}$, мм (рис. 15.1.4а).

1.5. Если $L_o > L_{муфт}$, то между заплечиками валов и муфты следует установить дистанционные кольца (рис. 15.1.4б).

1.6. Если $L_o < L_{муфт}$, то зазор Δ между валами электродвигателя и редуктора следует увеличить, чтобы соблюдалось условие п. 1.4 (рис. 15.1.4в).

Выполнение п. 1 определяет схему расположения болтов на плоскости рамы, где смонтированы электродвигатель и редуктор (рис. 15.1.2).

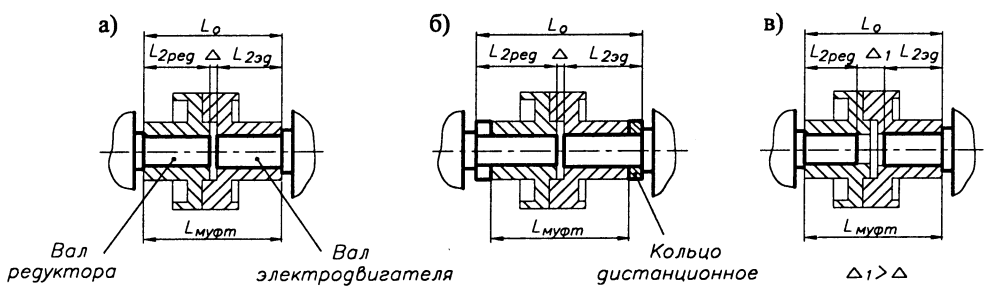


Рис. 15.1.4. Варианты соединения валов электродвигателя и редуктора

2. ОПОРНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И РЕДУКТОРА

Используя присоединительные размеры элементов привода, обрисовать на схеме размещения болтов опорные поверхности электродвигателя и редуктора (рис. 15.1.3), что определяет ориентировочно длину рамы $L_{рам}$, мм.

3. РАМА

3.1. Высота рамы определяется из 2-х условий:

а) $H_{рам} = (0,09...0,12) L_{рам}$, мм.

б) Учитывая, что для изготовления рам чаще используется сортамент швеллера, высота его выбирается из возможности размещения большего из болтов $d_{ред}$ или $d_{эд}$ (диаметры отверстий в швеллерах представлены в табл. 15.2.3).

3.2. Поперечный размер установки швеллеров (рис. 15.1.5)

$$A_{реd} = b_{реd} - 2a, \text{ мм},$$
$$A_{эд} = b_{эд} - 2a, \text{ мм},$$

где a - расстояние от стенки швеллера до оси отверстия (рис. 15.2.1.б).

Так как обычно $b_{реd} \neq b_{эд}$, то ширина швеллеров в месте установки редуктора и электродвигателя различная. Это требует разрезания полок швеллера (рис. 15.1.5а) и укрепления мест резки накладками (рис. 15.1.5б).

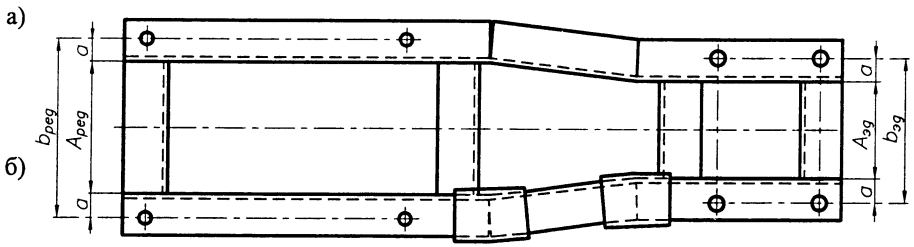


Рис. 15.1.5. Установка швеллеров рамы

Продольные швеллеры перевязываюся поперечными связями, выполняемыми также из швеллеров (рис. 15.1.5).

3.3. Разность уровней опорных поверхностей электродвигателя и редуктора $\Delta h = |H_{эд} - H_{реd}|$, мм.

Швеллеры определяют минимальную высоту рамы (для наибольшего из размеров $H_{эд}$ или $H_{реd}$). Для меньшего из размеров ($H_{эд}$ или $H_{реd}$) выполняется надстройка рамы по одному из вариантов рис. 15.1.6.

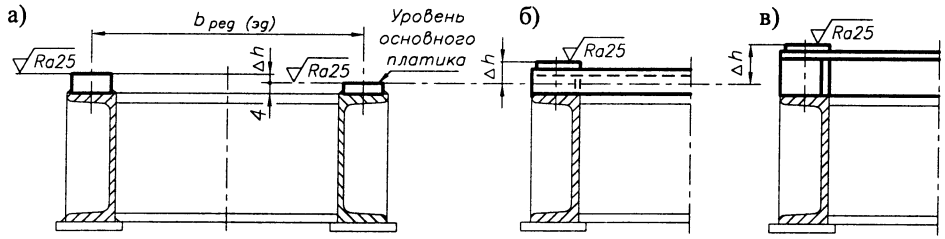


Рис. 15.1.6. Варианты выполнения надстройки рамы

3.4. Под опорные места редуктора и электродвигателя на швеллеры рамы и на надстройку приваривают платики толщиною ~ 6 мм с последующей их обработкой до толщины ~ 4 мм, что устраняет результаты коробления рамы после сварки и позволяет выдержать разницу уровней опорных поверхностей Δh (рис. 15.1.6).

Размеры платиков можно принимать равными размерам опорных поверхностей элементов привода.

3.5. Платики приваривают также на нижней опорной поверхности рамы в местах ее крепления к фундаменту с использованием фундаментных болтов. Варианты крепления рамы к фундаменту с использованием фундаментных болтов (17.15) представлены на рис. 15.1.7.

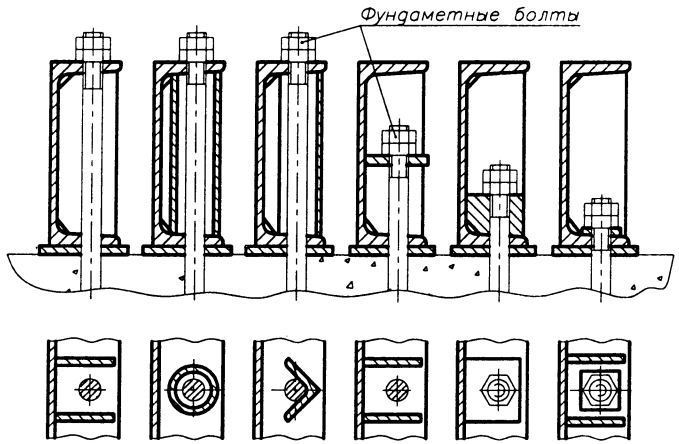


Рис. 15.1.7. Варианты установки в раме фундаментных болтов

3.6. В связи с допуском на высоту центров электродвигателя и редуктора, следует предусмотреть установку под болты их крепления к раме комплекта регулировочных прокладок толщиною 2...3 мм.

3.7. Основные размеры рамы представлены на рис. 15.1.8.

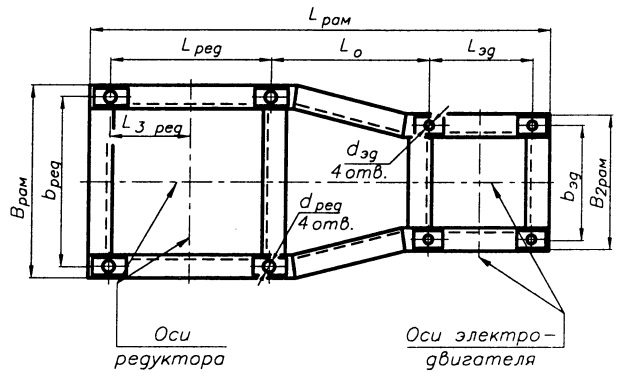


Рис. 15.1.8. Основные размеры рамы

15.2. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ РАМ

1. ШВЕЛЛЕРЫ. ОТВЕРСТИЯ В ШВЕЛЛЕРАХ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.2.1. Размеры поперечного сечения швеллеров

ГОСТ 8240-89

№ швеллера	h	b	s	t	R max	r max
	мм					
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5
16а	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5
18а	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0

Табл. 15.2.2. Параметры сечения швеллеров

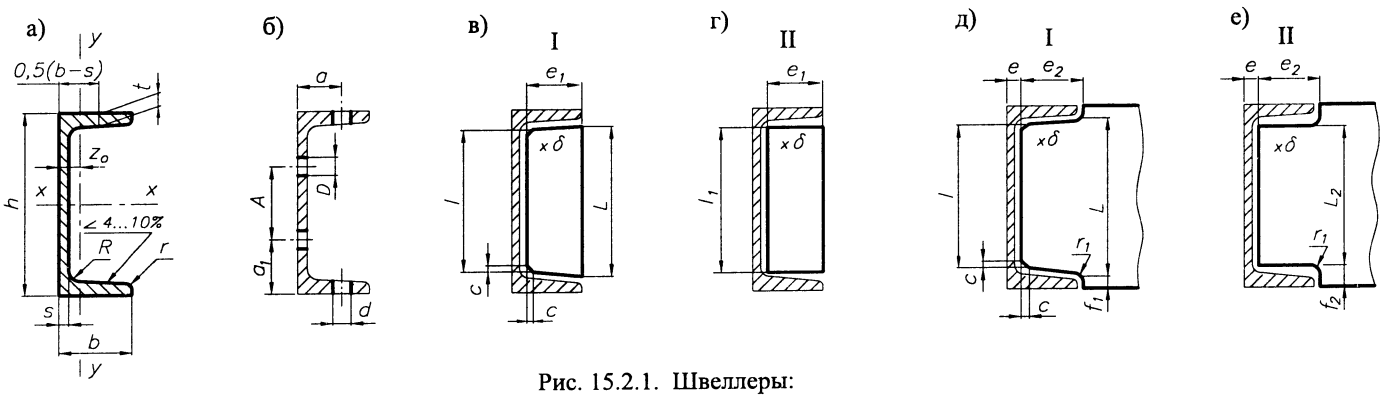
Площ. попер. сечен.	Масса	I_x	W_x	i_x	S_x	I_y	W_y	i_y	z_o
см^2	кг/м	см^4	см^3	см	см^3	см^4	см^3	см	см
6,16	4,84	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,95	1,16
7,51	5,90	48,6	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,08	1,24
8,98	7,05	89,4	22,4	3,16	23,3	12,8	4,75	1,19	1,31
10,9	8,59	174	34,8	3,99	20,4	20,4	6,46	1,37	1,44
13,3	10,4	304	50,6	4,78	29,6	31,2	8,52	1,53	1,54
15,6	12,3	491	70,2	5,60	40,8	45,4	11,0	1,70	1,67
18,1	14,2	747	93,4	6,42	54,1	63,3	13,8	1,87	1,80
19,5	15,3	823	103	6,49	59,4	78,8	16,4	2,01	2,00
20,7	16,3	1090	121	7,24	69,8	86,0	17,0	2,04	1,94
22,2	17,4	1190	132	7,32	76,1	105	20,0	2,18	2,13
23,4	18,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,20	2,07
26,7	21,0	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37	2,21
30,6	24,0	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,60	2,42
35,2	27,7	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73	2,47
40,5	31,8	5810	387	12,0	224	327	43,6	2,84	2,52
46,5	36,5	7980	484	13,1	281	410	51,8	2,97	2,59
53,4	41,9	10820	601	14,2	350	513	61,7	3,10	2,68
61,5	48,3	15220	761	15,7	444	642	73,4	3,23	2,75

Табл. 15.2.3. Размеры отверстий в швеллерах

d	D	a	A max	a_1
мм				
9	-	20	-	-
9	-	20	-	-
11	-	25	-	-
13	9	30	34	33
15	13	30	44	38
17	15	35	56	42
20	17	35	60	50
20	17	40	60	50
22	20	40	70	55
22	23,5	45	70	55
24	23,5	45	80	60
26	26	50	90	65
26	26	50	110	65
26	26	60	130	70
26	26	60	160	70
26	26	60	190	70
26	26	70	210	75
30	26	70	250	75

Табл 15.2.4. Размеры профиля примыкающих к швеллеру деталей

e_1	e_2	e	L	l	L_1	l_1	L_2	f_1	f_2	r_1	c	δ
мм												
-	28	6	-	33	-	-	22	6,0	14	1,5	-	-
-	32	6	-	47	-	-	37	6,5	14	1,5	-	-
30	36	6	65	60	58	56	50	6,0	15	1,5	4	5
40	42	6	87	80	79	76	68	6,5	16	1,5	4	5
45	47	7	107	99	99	95	86	6,5	17	1,5	4	5
50	53	7	127	118	117	113	104	6,5	18	1,5	5	5
55	59	7	146	136	136	131	122	6,5	19	2,0	5	6
60	63	7	145	134	134	129	120	7,0	20	2,0	5	6
60	65	7	166	155	154	149	140	6,5	20	2,0	6	6
65	69	7	165	153	153	147	138	7,0	21	2,0	6	6
65	72	7	185	173	173	167	158	7,0	21	2,0	6	6
70	78	7	205	192	191	185	174	7,0	23	2,0	7	6
80	85	8	225	210	210	203	192	7,0	24	2,0	7	8
85	90	8	254	239	238	231	220	7,5	25	2,5	8	8
90	94	9	284	268	268	260	246	7,5	27	2,5	8	8
95	100	9	312	295	294	286	272	8,0	29	2,5	9	8
95	104	10	340	323	321	313	300	9,0	30	3,0	10	8
100	109	10	378	360	359	350	334	10	33	3,0	10	8



ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ швеллера №16 длиною 1000 мм из стали *Ст0* (поставка по ГОСТ 535):

Швеллер $\frac{16-1000 \quad ГОСТ\ 8240}{Ст0 \quad ГОСТ\ 535}$

Рис. 15.2.1. Швеллеры:
а) размеры поперечного сечения; б) отверстия в швеллерах;
в) - е) размеры профиля примыкающих деталей

Профиль I применяется в тех случаях, когда по прочности соединения требуется приварка примыкающих частей к полкам швеллера.

2. ДВУТАВРЫ. ОТВЕРСТИЯ В ДВУТАВРАХ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.2.5. Размеры поперечного сечения двутавров

ГОСТ 8239-89

№ двутавра	h	b	s	t	R max	r max
	мм					
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0
50	500	170	10	15,2	17,0	7,0
55	550	180	11	16,5	18,0	7,0
60	600	190	12	17,8	20,0	8,0

Табл. 15.2.6. Параметры сечения двутавров

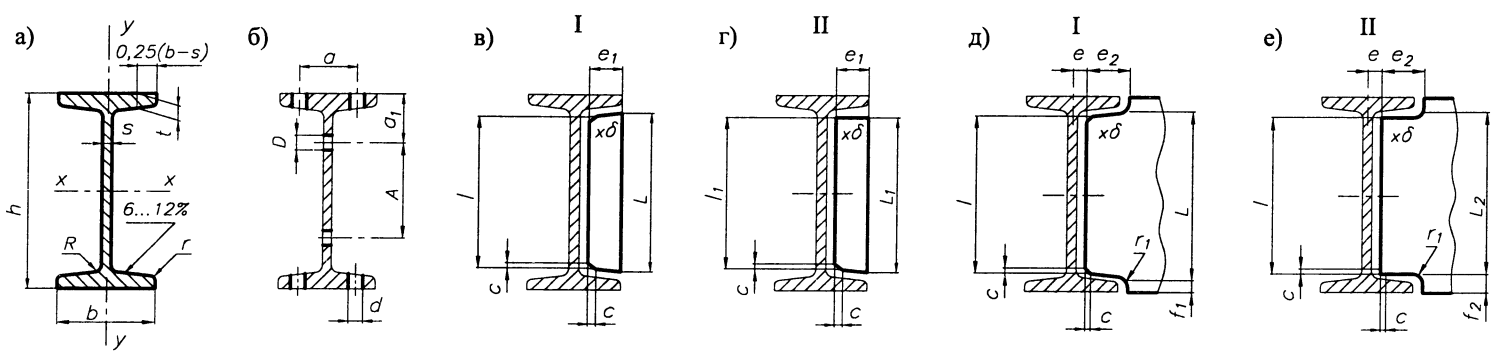
Площ. попер. сечен.	Масса	I_x	W_x	i_x	S_x	I_y	W_y	i_y
см²	кг/м	см⁴	см³	см	см³	см⁴	см³	см
12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
14,7	11,5	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
17,4	13,7	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
20,2	15,9	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,70
23,4	18,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
26,8	21,0	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
30,6	24,0	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
34,8	27,3	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
40,2	31,5	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
46,5	36,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
53,8	42,2	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
61,9	48,6	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
72,6	57,0	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
84,7	66,5	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
100	78,5	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
118	92,6	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
138	108	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

Табл. 15.2.7. Размеры отверстий в двутаврах

d	D	a	A max	a_1
мм				
9,0	9,0	32	40	30
9,0	13,0	36	48	36
11,0	13,0	45	60	40
13,0	13,0	45	80	40
15,0	17,0	50	80	50
17,0	17,0	55	100	50
20,0	21,5	60	100	60
22,0	21,5	60	120	60
22,0	21,5	70	150	60
24,0	23,5	75	170	65
24,0	23,5	80	200	65
24,0	23,5	80	220	70
26,0	23,5	80	260	70
26,0	23,5	90	310	70
26,0	26,0	100	340	80
26,0	26,0	100	390	80
30,0	30,0	110	420	90

Табл. 15.2.8. Размеры профиля примыкающих к двутавру деталей

e_1	e_2	e	L	l	L_1	l_1	L_2	f_1	f_2	r_1	c	δ
мм												
25	25	4,0	87	82	80	78	70	6,5	15,0	1,5	4	5
30	30	4,0	107	101	100	97	88	6,5	16,0	1,5	4	5
30	34	4,0	126	120	119	116	106	6,5	17,0	1,5	4	5
36	38	4,0	146	139	137	134	125	6,5	17,5	2,0	5	6
40	43	4,0	166	158	157	153	142	6,5	19,0	2,0	5	6
45	47	4,5	185	176	174	170	160	7,0	20,0	2,0	6	6
50	52	4,5	206	195	194	189	178	7,0	21,0	2,0	6	6
50	55	4,5	224	213	212	207	196	7,5	22,0	2,0	6	8
56	60	5,0	254	242	242	236	224	7,5	23,0	2,5	6	8
60	64	5,5	284	271	270	264	250	7,5	25,0	2,5	7	8
65	66	5,5	312	298	298	291	276	9,0	27,0	2,5	7	8
65	68	6,0	340	326	325	318	302	10,0	29,0	3,0	8	8
70	73	6,0	379	364	363	356	338	10,0	31,0	3,0	8	8
70	75	6,5	425	411	408	401	384	11,5	33,0	3,5	10	10
75	80	7,0	474	459	454	447	430	12,0	35,0	3,5	12	10
80	85	7,0	522	506	502	494	475	13,0	37,5	3,5	12	10
85	90	7,5	570	553	547	539	518	14,0	41,0	4,0	14	10



ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ

двутавра № 16 длиною 1000 мм из стали *Ст3сп* (поставка по ГОСТ 535):

Двутавр $\frac{16-1000\ ГОСТ\ 8239}{Ст3сп\ ГОСТ\ 535}$

Рис. 15.2.2. Двутавры:
а) размеры поперечного сечения; б) отверстия в двутаврах;
в) - е) размеры профиля примыкающих деталей

Профиль I применяется в тех случаях, когда по прочности соединения требуется приварка примыкающих частей к полкам двутавра.

3. УГОЛКИ РАВНОПОЛОЧНЫЕ. ОТВЕРСТИЯ В УГОЛКАХ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.2.9. Размеры поперечного сечения равнополочных уголков

ГОСТ 8509-86

№ уголка	b	t	R	r
	мм			
2	20	3 4	3,5	1,2
2,5	25	3 4 5	3,5	1,2
2,8	28	3	4,0	1,3
3	30	3 4 5	4,0	1,3
3,2	32	3 4	4,5	1,5
3,5	35	3 4 5	4,5	1,5
4	40	3 4 5 6	5,0	1,7
4,5	45	3 4 5 6	5,0	1,7
5	50	3 4 5 6 7 8	5,5	1,8
5,6	56	4 5	6,0	2,0
6	60	4 5 6 8 10	7,0	2,3
6,3	63	4 5 6	7,0	2,3
6,5	65	6	7,0	2,3
7	70	4,5 5 6 7 8 10	8,0	2,7
7,5	75	5 6 7 8 9	9,0	3,0
8	80	5,5 6 7 8 10 12	9,0	3,0
9	90	6 7 8 9 10 12	10	3,3
10	100	6,5 7 8 10 12 14 15 16	12	4,0
11	110	7 8	12	4,0
12	120	8 10 12 15	12	4,0
12,5	125	8 9 10 12 14 16	14	4,6

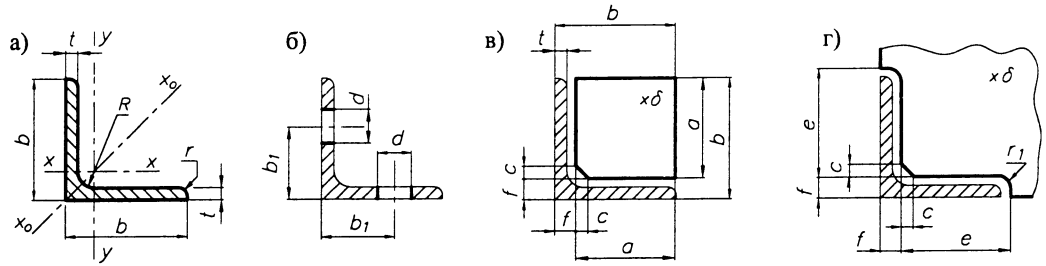


Рис. 15.2.3. Уголки равнополочные:
а) размеры поперечного сечения;
б) отверстия в уголках; в), г) размеры профиля примыкающих деталей

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ уголка равнополочного 50x50x3 длиною 1000 мм из стали Ст3сп (поставка по ГОСТ 535): $\text{Уголок}\ \dfrac{50x50x3-1000\ \text{ГОСТ}\ 8509}{\text{Ст3сп ГОСТ 535}}$

Табл. 15.2.10. Справочные данные сечения уголков

№ уголка	Площ. попер. сечен.	Масса	I_x	W_x	i_x	I_{xo}	i_{xo}	I_y	W_y	i_y	I_{xy}	z_o
	см²	кг/м	см⁴	см³	см	см⁴	см	см⁴	см³	см	см⁴	см
2	1,13	0,89	0,40	0,28	0,59	0,63	0,75	0,17	0,20	0,39	0,23	0,60
	1,46	1,15	0,50	0,37	0,58	0,78	0,73	0,22	0,24	0,38	0,28	0,64
2,5	1,43	1,12	0,81	0,46	0,75	1,29	0,95	0,34	0,33	0,49	0,47	0,73
	1,86	1,46	1,03	0,59	0,74	1,62	0,93	0,44	0,41	0,48	0,59	0,76
	2,27	1,78	1,22	0,71	0,73	1,91	0,92	0,53	0,47	0,48	0,69	0,80
2,8	1,62	1,27	1,16	0,58	0,85	1,84	1,07	0,48	0,42	0,55	0,68	0,80
3	1,74	1,36	1,45	0,67	0,91	2,30	1,15	0,60	0,53	0,59	0,85	0,85
	2,27	1,78	1,84	0,87	0,80	2,92	1,13	0,77	0,61	0,58	1,08	0,89
	2,78	2,18	2,20	1,06	0,89	3,47	1,12	0,94	0,71	0,58	1,27	0,93
3,2	1,86	1,46	1,77	0,77	0,97	2,80	1,23	0,74	0,59	0,63	1,03	0,89
	2,43	1,91	2,26	1,00	0,96	3,58	1,21	0,94	0,71	0,62	1,32	0,94
3,5	2,04	1,60	2,35	0,93	1,07	3,72	1,35	0,97	0,71	0,69	1,37	0,97
	2,17	2,10	3,01	1,21	1,06	4,76	1,33	1,25	0,88	0,68	1,75	1,01
	3,28	2,58	3,61	1,47	1,05	5,71	1,32	1,52	1,02	0,68	2,10	1,05
4	2,35	1,85	3,55	1,22	1,23	5,63	1,55	1,47	0,95	0,79	2,08	1,09
	3,08	2,42	4,58	1,60	1,22	7,26	1,53	1,90	1,19	0,78	2,68	1,13
	3,79	2.98	5,53	1,95	1,21	8,75	1,52	2,30	1,39	0,78	3,22	1,17
	4,48	3,52	6,41	2,30	1,20	10,13	1,50	2,70	1,58	0,78	3,72	1,21
4,5	2,65	2,08	5,13	1,56	1,39	8,13	1,75	2,12	1,24	0,89	3,00	1,21
	3,48	2,73	6,63	2,04	1,38	10,52	1,74	2,74	1,54	0,89	3,89	1,26
	4,29	3,37	8,03	2,51	1,37	12,74	1,72	3,33	1,81	0,88	4,71	1,30
	5,08	3,99	9,35	2,95	1,36	14,80	1,71	3,90	2,06	0,88	5,45	1,34
5	2,96	2,32	7,11	1,94	1,55	11,27	1,95	2,95	1,57	1,00	4,16	1,33
	3,89	3,05	9,21	2,54	1,54	14,63	1,94	3,80	1,95	0,99	5,42	1,38
	4,80	3,77	11,20	3,13	1,53	17,77	1,92	4,63	2,30	0,98	6,57	1,42
	5,69	4,47	13,07	3,69	1,52	20,72	1,91	5,43	2,63	0,98	7,65	1,46

Табл. 15.2.11. Размеры отверстий и профиля примыкающих к уголку деталей

№ уголка	b_1	d	c	r_1
	см			
20	13	4,5	3	1
25	15	5,5		
28		6,5	4	
30	18			
32				
36	20	9,0		
40	22	11,0	5	
45	25			
50	30	13,0		
56			6	
60	35	17,0		
63			7	
65	40	20,0		
70			8	1,5
75	45	21,5	9	
80				
90	50	23,5	10	
100	55		12	2
110	60	26,5		
125	70		14	

$f=t+1$, мм
$a=b-t-1$, мм
$e=b-t$, мм

Продолжение табл. 15.2.10 на след. стр.

Продолжение табл. 15.2.10

№ уголка	Площ. попер. сечен.	Масса	I_x	W_x	i_x	I_{xo}	i_{xo}	I_y	W_y	i_y	I_{xy}	z_o
	см²	кг/м	см⁴	см³	см	см⁴	см	см⁴	см³	см	см⁴	см
5	6,56	5,15	14,84	4,23	1,50	23,47	1,89	6,21	2,93	0,97	8,63	1,50
	7,41	5,82	16,51	4,76	1,49	26,03	1,87	6,98	3,22	0,97	9,52	1,53
5,6	4,38	3,44	13,10	3,21	1,73	20,79	2,18	5,41	2,52	1,11	7,69	1,52
	5,41	4,25	15,97	3,96	1,72	25,36	2,16	6,59	2,97	1,10	9,41	1,57
6	4,72	3,71	16,21	3,70	1,85	25,69	2,33	6,72	3,93	1,19	9,48	1,62
	5,83	4,58	19,79	4,56	1,84	31,40	2,32	8,18	3,49	1,18	11,61	1,66
	6,92	5,43	23,21	5,40	1,83	36,81	2,31	9,60	3,99	1,18	13,60	1,70
	9,04	7,10	29,55	7,00	1,81	46,77	2,27	12,34	4,90	1,17	17,22	1,78
	11,08	8,70	35,32	8,52	1,79	55,64	2,24	15,00	5,70	1,16	20,32	1,85
6,3	4,96	3,90	18,86	4,09	1,95	29,90	2,45	7,81	3,26	1,25	11,00	1,69
	6,13	4,81	23,10	5,05	1,94	36,80	2,44	9,52	3,87	1,25	13,70	1,74
	7,28	5,72	27,06	5,98	1,93	42,91	2,43	11,18	4,44	1,24	15,90	1,78
6,5	7,52	5,91	29,85	6,39	1,99	47,38	2,51	12,32	4,77	1,28	17,53	1,83
7	6,20	4,87	29,04	5,67	2,16	46,03	2,72	12,04	4,53	1,39	17,00	1,88
	6,86	5,38	31,94	6,27	2,16	50,67	2,72	13,22	4,92	1,39	18,70	1,90
	8,15	6,39	37,58	7,43	2,15	59,64	2,71	15,52	5,66	1,38	22,10	1,94
	9,42	7,39	42,98	8,57	2,14	69,19	2,69	17,77	6,31	1,37	25,20	1,99
	10,67	8,37	48,16	9,68	2,12	76,35	2,68	19,97	6,99	1,37	28,20	2,02
	13,11	10,29	57,90	11,82	2,10	91,52	2,64	24,27	8,17	1,36	33,60	2,10
7,5	7,39	5,80	39,53	7,21	2,31	62,65	2,91	16,41	5,74	1,49	23,10	2,02
	8,78	6,89	46,57	8,57	2,30	73,87	2,90	19,28	6,62	1,48	27,30	2,06
	10,15	7,96	53,34	9,89	2,29	84,61	2,89	22,07	7,43	1,47	31,20	2,10
	11,50	9,02	59,84	11,18	2,28	94,89	2,87	24,80	8,16	1,47	35,00	2,15
	12,83	10,07	66,10	12,43	2,27	104,72	2,86	27,48	8,91	1,46	38,60	2,18
8	8,63	6,78	52,68	9,03	2,47	83,56	3,11	21,80	7,10	1,59	30,90	2,17
	9,38	7,36	56,97	9,80	2,47	90,40	3,11	23,54	7,60	1,58	33,40	2,19
	10,85	8,51	65,31	11,32	2,45	103,60	3,09	26,97	8,55	1,58	38,30	2,23
	12,30	9,65	73,36	12,80	2,44	116,39	3,08	30,32	9,44	1,57	43,00	2,27
8	15,14	11,88	83,58	15,67	2,42	140,31	3,04	36,85	11,09	1,56	56,70	2,35
	17,90	14,05	102,74	18,42	2,40	162,27	3,01	43,21	12,62	1,55	59,50	2,42
9	10,61	8,55	82,10	12,49	2,78	130,00	3,50	33,97	9,88	1,79	48,10	2,43
	12,28	9,64	94,30	14,45	2,77	149,67	3,49	38,94	11,15	1,78	55,40	2,47
	13,93	10,93	106,11	16,36	2,76	168,42	3,48	43,80	12,34	1,77	62,30	2,51
	15,60	12,20	118,00	18,29	2,75	186,00	3,46	48,60	13,48	1,77	68,00	2,55
	17,17	13,48	128,60	20,07	2,74	203,93	3,45	53,27	14,54	1,76	75,30	2,59
	20,33	15,96	149,67	23,85	2,71	235,88	3,41	62,40	16,53	1,75	86,20	2,67
10	12,82	10,06	122,10	16,69	3,09	193,46	3,89	50,73	13,38	1,99	71,40	2,68
	13,75	10,79	130,59	17,90	3,08	207,01	3,88	54,16	14,13	1,98	76,40	2,71
	15,60	12,25	147,19	20,30	3,07	233,46	3,87	60,92	15,66	1,98	86,30	2,75
	19,24	15,10	178,95	24,97	3,05	283,83	3,84	74,08	18,51	1,96	110,0	2,83
	22,80	17,90	208,90	29,47	3,03	330,95	3,81	86,84	21,10	1,95	122,0	2,91
	26,28	20,63	237,15	33,83	3,00	374,98	3,78	99,32	23,49	1,94	138,0	2,99
	27,99	21,97	250,68	35,95	2,99	395,87	3,76	105,48	24,62	1,94	145,0	3,03
	29,68	23,30	263,82	38,04	2,98	416,04	3,74	111,61	25,79	1,94	152,0	3,06
11	15,15	11,89	175,61	21,83	3,40	278,54	4,29	72,68	17,36	2,19	106,0	2,96
	17,20	13,50	198,17	24,77	3,39	314,51	4,28	81,83	19,29	2,18	116,0	3,00
12	18,80	14,76	259,76	29,68	3,72	412,45	4,68	107,04	23,29	2,39	153,0	3,25
	23,24	18,24	317,16	36,59	3,69	503,79	4,66	130,54	27,72	2,37	187,0	3,33
	27,60	21,67	371,80	43,30	3,67	590,28	4,62	153,33	31,79	2,36	218,0	3,41
	33,99	26,68	418,90	52,96	3,63	711,32	4,57	186,48	37,35	2,34	262,0	3,53
12,5	19,69	15,46	294,36	32,20	3,87	466,76	4,87	121,98	25,67	2,49	172,0	3,36
	22,00	17,30	327,48	36,00	3,86	520,00	4,86	135,88	28,26	2,48	192,0	3,40
	24,33	19,10	359,82	39,74	3,85	571,04	4,84	148,59	30,45	2,47	211,0	3,45
	28,89	22,68	422,23	47,06	2,82	670,02	4,82	174,43	34,94	2,46	248,0	3,53
	33,37	26,20	481,76	54,17	3,80	763,90	4,78	199,62	39,10	2,45	282,0	3,61
	37,77	29,65	538,56	61,09	3,78	852,84	4,75	224,29	43,10	2,44	315,0	3,68

4. УГОЛКИ НЕРАВНОПОЛОЧНЫЕ. ОТВЕРСТИЯ В УГОЛКАХ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.2.12. Размеры поперечного сечения неравнополочных уголков ГОСТ 8510-86

№ уголка	B	b	t	R	r
	мм				
2,5/1,6	25	16	3	3,5	1,2
3/2	30	20	3 4	3,5	1,2
3,2/2	32	20	3 4	3,5	1,2
4/2,5	40	25	3 4 5	4,0	1,3
4/3	40	30	4 5	4,0	1,3
4,5/2,8	45	28	3 4	5,0	1,7
5/3,2	50	32	3 4	5,5	1,8
5,6/3,6	56	36	4 5	6,0	2,0
6,3/4	63	40	4 5 6 8	7,0	2,3

Продолжение табл. 15.2.12 на след. стр.

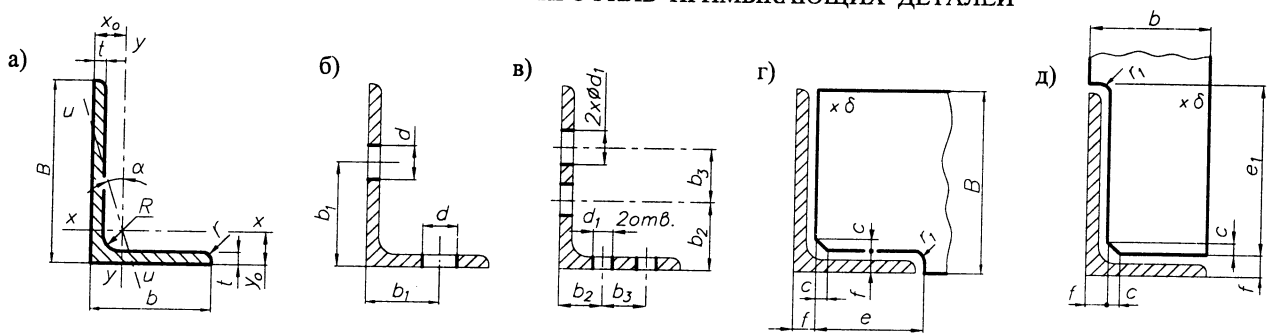


Рис. 15.2.4. Уголки неравнополочные:
а) размеры поперечного сечения; б),в) отверстия в уголках при однорядном и двухрядном расположении отверстий соответственно; г),д) размеры профиля примыкающих деталей

Продолжение табл. 15.2.12

№ уголка	B	b	t	R	r
	мм				
6,5/5	65	50	5 6 7 8	6,0	2,0
7/4,5	70	45	5	7,5	2,5
7,5/5	75	60	5 6 7 8	8,0	2,7
8/5	80 80	50 50	5 6	8,0 8,0	2,7 2,7
8/6	60	60	6 7 8	8,0	2,7
9/5,6	90	56	5,5 6 8	9,0	3,0
10/6,3	100	63	6 7 8 10	10	3,3
10/6,5	100	65	7 8 10	10 10	3,3
11/7	110	70	6,5 8		3,3
12,5/8	125	80	7 8 10 12	11	3,7
14/9	140	90	8 10	12	4,0
16/10	160	100	9 10 12 14	13	4,3
18/11	180	110	10 12	14	4,7
20/12,5	200	125	11 12 14 16	14	4,7

Табл. 15.2.13. Справочные данные сечения уголков

№ уголка	t	Площ. попер. сечен.	Масса	I_x	W_x	i_x	I_y	W_y	i_y	I_u	W_u	i_u	x_o	y_o	I_{xy}	tg α
	мм	см^2	кг/м	см^4	см^3	см	см^4	см^3	см	см^4	см^3	см	см	см	см^4	-
2,5/1,6	3	1,16	0,91	0,70	0,43	0,78	0,22	0,19	0,44	0,13	0,16	0,34	0,42	0,86	0,22	0,392
3/2	3	1,43	1,12	1,27	0,62	0,94	0,45	0,30	0,56	0,26	0,25	0,43	0,51	1,00	0,43	0,427
	4	1,86	1,45	1,61	0,82	0,93	0,56	0,39	0,55	0,34	0,32	0,43	0,54	1,04	0,54	0,421
3,2/2	3	1,49	1,17	1,52	0,72	1,01	0,46	0,30	0,55	0,28	0,25	0,43	0,49	1,08	0,47	0,382
	4	1,94	1,52	1,93	0,93	1,00	0,57	0,39	0,54	0,35	0,33	0,43	0,53	1,12	0,50	0,374
4/2,5	3	1,89	1,48	3,06	1,14	1,27	0,93	0,49	0,70	0,56	0,41	0,54	0,59	1,32	0,96	0,385
	4	2,47	1,94	3,93	1,49	1,26	1,18	0,63	0,69	0,71	0,52	0,54	0,63	1,37	1,22	0,381
	5	3,03	2,37	4,73	1,82	1,25	1,41	0,77	0,68	0,86	0,64	0,53	0,63	1,41	1,44	0,374
4/3	4	2,67	2,26	4,18	1,54	1,25	2,01	0,91	0,87	1,09	0,75	0,64	0,78	1,28	1,68	0,544
	5	3,28	2,46	5,04	1,88	1,24	2,41	1,11	0,86	1,33	0,91	0,64	0,82	1,32	2,00	0,539
4,5/2,8	3	2,14	1,68	4,41	1,45	1,48	1,32	0,61	0,79	0,79	0,52	0,61	0,64	1,47	1,38	0,382
	4	2,80	2,20	5,68	1,90	1,42	1,69	0,80	0,78	1,02	0,67	0,60	0,68	1,51	1,77	0,379
5/3,2	3	2,42	1,90	6,18	1,82	1,60	1,99	0,81	0,91	1,18	0,68	0,70	0,72	1,60	2,01	0,403
	4	3,17	2,40	7,98	2,38	1,59	2,56	1,05	0,90	1,52	0,88	0,69	0,76	1,65	2,59	0,401
5,6/3,6	4	3,58	2,81	11,37	3,01	1,78	3,70	1,34	1,02	2,19	1,13	0,78	0,84	1,82	3,74	0,406
	5	4,41	3,46	13,82	3,70	1,77	4,48	1,65	1,01	2,65	1,37	0,78	0,88	1,87	4,50	0,404
6,3/4	4	4,04	3,17	16,33	3,83	2,01	5,16	1,67	1,13	3,07	1,41	0,87	0,91	2,03	5,25	0,397
	5	4,98	3,91	19,91	4,72	2,00	6,26	2,05	1,12	3,73	1,72	0,86	0,95	2,08	6,41	0,396
	6	5,90	4,63	23,31	5,58	1,99	7,29	2,42	1,11	4,36	2,02	0,86	0,99	2,12	7,44	0,393
	8	7,68	6,03	29,60	7,22	1,96	9,15	3,12	1,09	5,58	2,60	0,85	1,07	2,20	9,27	0,386
6,5/5	5	5,56	4,36	23,41	5,20	2,05	12,08	3,23	1,47	6,41	2,68	1,07	1,26	2,00	9,77	0,576
	6	6,60	5,18	27,46	6,16	2,04	14,12	3,82	1,46	7,52	3,15	1,07	1,30	2,04	11,46	0,575
	7	7,62	5,98	31,32	7,08	2,03	16,05	4,38	1,45	8,60	3,59	1,06	1,34	2,08	12,94	0,571
	8	8,62	6,77	35,00	7,99	2,02	18,88	4,93	1,44	9,65	4,02	1,06	1,37	2,12	13,61	0,570
7/4,5	5	5,59	4,39	27,78	5,88	2,23	9,05	2,62	1,27	5,34	2,20	0,98	1,05	2,28	9,12	0,406
7,5/5	5	6,11	4,79	34,81	6,81	2,39	12,47	3,25	1,43	7,24	2,73	1,09	1,17	2,30	12,00	0,436
	6	7,25	5,69	40,92	8,08	2,38	14,60	3,85	1,42	8,48	3,21	1,08	1,21	2,44	14,10	0,435
	7	8,37	6,57	47,77	9,31	2,36	16,61	4,43	1,41	9,69	3,69	1,09	1,25	2,48	16,18	0,435
	8	9,47	7,43	52,38	110,5	2,35	18,52	4,88	1,40	10,87	4,14	1,07	1,29	2,52	17,80	0,430
8/5	5	6,36	4,49	41,64	7,71	2,56	12,68	3,28	1,41	7,57	2,75	1,00	1,13	2,60	13,20	0,387
	6	7,55	5,92	48,98	9,15	2,55	14,85	3,88	1,40	8,88	3,24	1,08	1,17	2,65	15,50	0,386
8/6	6	8,15	6,39	52,06	9,42	2,53	25,18	5,58	1,76	13,61	4,66	1,29	1,49	2,47	20,98	0,547
	7	9,42	7,39	59,61	10,9	2,52	28,74	6,43	1,75	15,58	5,34	1,29	1,53	2,52	24,01	0,546
	8	10,67	8,37	66,88	12,4	2,50	32,15	7,26	1,74	17,49	5,99	1,28	1,57	2,56	26,83	0,544
9/5,6	5,5	7,86	6,17	65,28	10,7	2,88	19,67	4,53	1,58	11,77	3,81	1,22	1,26	2,92	20,54	0,384
	6	8,54	6,70	70,58	11,7	2,88	21,22	4,91	1,58	12,70	4,12	1,22	1,28	2,95	22,23	0,384
	8	11,18	8,77	90,87	15,2	2,85	27,08	6,39	1,56	16,29	5,32	1,21	1,36	3,04	28,33	0,380
10/6,3	6	9,58	7,53	98,29	14,5	3,20	30,58	6,27	1,79	18,20	5,27	1,38	1,42	3,23	31,50	0,393
	7	11,09	8,70	112,9	16,8	3,19	34,99	7,23	1,78	20,83	6,06	1,37	1,46	3,28	36,10	0,392
	8	12,57	9,87	127,0	19,0	3,18	39,21	8,17	1,77	23,38	6,82	1,36	1,50	3,32	40,50	0,301
	10	15,47	12,1	154,0	23,3	3,15	47,18	9,99	1,75	28,34	8,31	1,35	1,58	3,40	48,60	0,387
10/6,5	7	11,23	8,81	114,0	16,9	3,19	38,32	7,70	1,85	22,77	6,43	1,41	1,52	3,24	38,00	0,415
	8	12,73	9,99	128,3	19,1	3,18	42,96	8,70	1,84	25,24	7,26	1,41	1,56	3,28	42,64	0,414
	10	15,67	12,3	155,5	23,5	3,15	51,68	10,64	1,82	30,60	8,83	1,40	1,64	3,37	51,18	0,410
11/7	6,5	11,45	8,98	142,2	19,1	3,53	45,61	8,42	2,00	26,94	7,05	1,53	1,58	3,55	46,80	0,402
	8	13,93	10,9	171,5	23,2	3,51	54,64	10,20	1,98	32,31	8,50	1,52	1,64	3,61	55,90	0,400

Продолжение табл. 15.2.13 на след. стр.

Табл. 15.2.14. Размеры однорядного расположение отверстий в уголках

B, b	b_1	d_{max}
см		
20	13	4,5
25	15	5,5
28		6,5
30	18	
32		
36	20	9,0
40	22	11,0
45	25	
50	30	13,0
56		
60	35	17,0
63		
65	40	20,0
70		
75	45	21,5
80		
90	50	23,5
100	55	
110	60	26,5
125	70	

Табл. 15.2.15. Размеры двухрядного расположение отверстий в уголках

B, b	Цепное			Шахматное		
	b_2	b_3	$d_{1\,max}$	b_2	b_3	$d_{1\,max}$
см						
50	18	22	6,5	18	20	6,5
56		25				
60		28				
63	20	32	9,0	20	28	9,0
65						
70	25			25		
75	28			30		
80					35	11,0
90	30	40	11,0		40	13,0
100	35			40		
110		55	15,0		45	15,0
125	45			55	35	23,5
140		70	20,0	60	40	26,0
160	55	75	21,5		70	23,6
180		90	26,0	65	80	26,0
200	70			80		

Продолжение табл. 15.2.13

№ уголка	t	Площ. попер. сечен.	Масса	I_x	W_x	i_x	I_y	W_y	i_y	I_u	W_u	i_u	x_o	y_o	I_{xy}	$\operatorname{tg}\alpha$
	мм	см²	кг/м	см⁴	см³	см	см⁴	см³	см	см⁴	см³	см	см	см	см⁴	-
12,5/8	7	14,06	11,0	226,5	26,7	4,01	73,73	11,89	2,29	43,40	9,96	1,76	1,80	4,01	74,70	0,407
	8	15,98	12,6	225,6	30,3	4,00	80,95	13,47	2,28	48,82	11,25	1,75	1,84	4,05	84,10	0,406
	10	19,70	15,5	311,6	37,3	3,98	100,5	16,52	2,26	59,33	13,74	1,74	1,92	4,14	102	0,404
	12	23,36	18,3	364,8	44,1	3,95	116,8	19,46	2,24	69,47	16,11	1,72	2,00	4,22	118	0,400
14/9	8	18,00	14,1	363,7	38,3	4,49	119,8	17,19	2,58	70,27	14,39	1,58	2,03	4,49	121	0,411
	10	22,24	17,5	444,5	47,2	4,47	145,5	21,14	2,58	85,51	17,58	1,96	2,12	4,58	147	0,400
16/10	9	22,87	18,0	606,0	56,0	5,15	186,0	23,96	2,85	110,4	20,01	2,20	2,24	5,19	194	0,391
	10	25,28	19,9	666,6	61,9	5,13	204,1	26,42	2,84	121,2	22,02	2,19	2,28	5,23	213	0,390
	12	30,04	23,6	784,2	73,4	5,11	238,7	31,23	2,82	142,1	25,93	2,18	2,36	5,32	249	0,388
	14	34,72	27,2	897,2	84,7	5,08	271,6	35,89	2,80	162,5	29,75	2,16	2,43	5,40	282	0,385
18/11	10	28,33	22,2	952,3	78,6	5,80	276,4	32,27	3,12	165,4	26,96	2,42	2,44	5,88	295	0,376
	12	33,69	26,4	1122	93,3	5,77	324,1	38,20	3,10	194,3	31,83	2,40	2,52	5,97	348	0,374
20/12,5	11	34,87	27,4	1449	107,3	6,45	446,4	45,98	3,58	263,8	38,27	2,75	2,79	6,50	465	0,392
	12	37,89	29,7	1568	116,5	6,43	481,9	49,85	3,57	285,0	41,45	2,74	2,83	6,54	503	0,392
	14	43,87	34,4	1801	134,6	6,41	550,8	57,43	3,54	326,5	47,57	2,73	2,91	6,62	575	0,390
	16	49,77	39,1	2026	152,4	6,38	616,7	64,83	3,52	367,0	53,56	2,72	2,99	6,71	643	0,388

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ уголка неравнополочного 63x40x4 длиною 1000 мм из стали *Ст3сп* (поставка по ГОСТ 535): *Уголок* $\frac{50x50x3-1000\ ГОСТ\ 8510}{Ст3сп\ ГОСТ\ 535}$

Табл. 15.2.16. Размеры профиля примыкающих деталей

№ уголка	t	e	e_1	f	c	r
	мм					
2,5/1,6	3	13	22	4	3	1
3/2	3	17	27	4		
	4	16	26	5		
3,2/2	3	17	29	4	4	
	4	16	28	5		
4/2,5	3	22	37	4	5	
	4	21	36	5		
	5	20	35	6		
4/3	4	26	36	5		
	5	25	35	6		
4,5/2,8	3	25	42	4		
	4	24	41	5		
5/3,2	3	29	47	4		
	4	28	46	5		
5,6/3,6	4	32	52	5	6	
	5	31	51	6		
6,3/4	4	36	59	5	7	
	5	35	58	6		
	6	34	57	7		
	8	32	55	9		
6,5/5	5	45	60	6		
	6	44	59	7		
	7	43	58	8		
	8	42	57	9		
7/4,5	5	40	65	6	8	1,5
7,5/5	5	45	70	6	9	
	6	44	69	7		
	7	43	68	8		
	8	42	67	9		
8/5	5	45	75	6		
	6	44	73	7		

№ уголка	t	e	e_1	f	c	r
	мм					
8/6	6	54	73	7	9	1,5
	7	53	72	8		
	8	52	71	9		
9/5,6	5,5	51	85	6	10	
	6	50	84	7		
	8	48	82	9		
10/6,3	6	58	95	7	12	2
	7	57	94	8		
	8	56	93	9		
	10	54	91	11		
10/6,5	7	59	94	8		
	8	58	93	9		
	10	56	91	11		
11/7	6,5	64	104	8		
	8	63	103	9		
12,5/8	7	74	119	8	14	
	8	73	118	9		
	10	71	116	11		
	12	69	114	13		
14/9	8	83	133	9		
	10	81	131	11		
16/10	9	92	152	10	16	3
	10	91	151	11		
	12	89	149	13		
	14	87	147	15		
18/11	10	103	173	11		
	12	101	171	13		
20/12,5	11	117	192	12	18	
	12	116	191	13		
	14	114	189	15		
	16	112	187	17		

15.3. РАБОЧИЙ ЧЕРТЕЖ РАМЫ

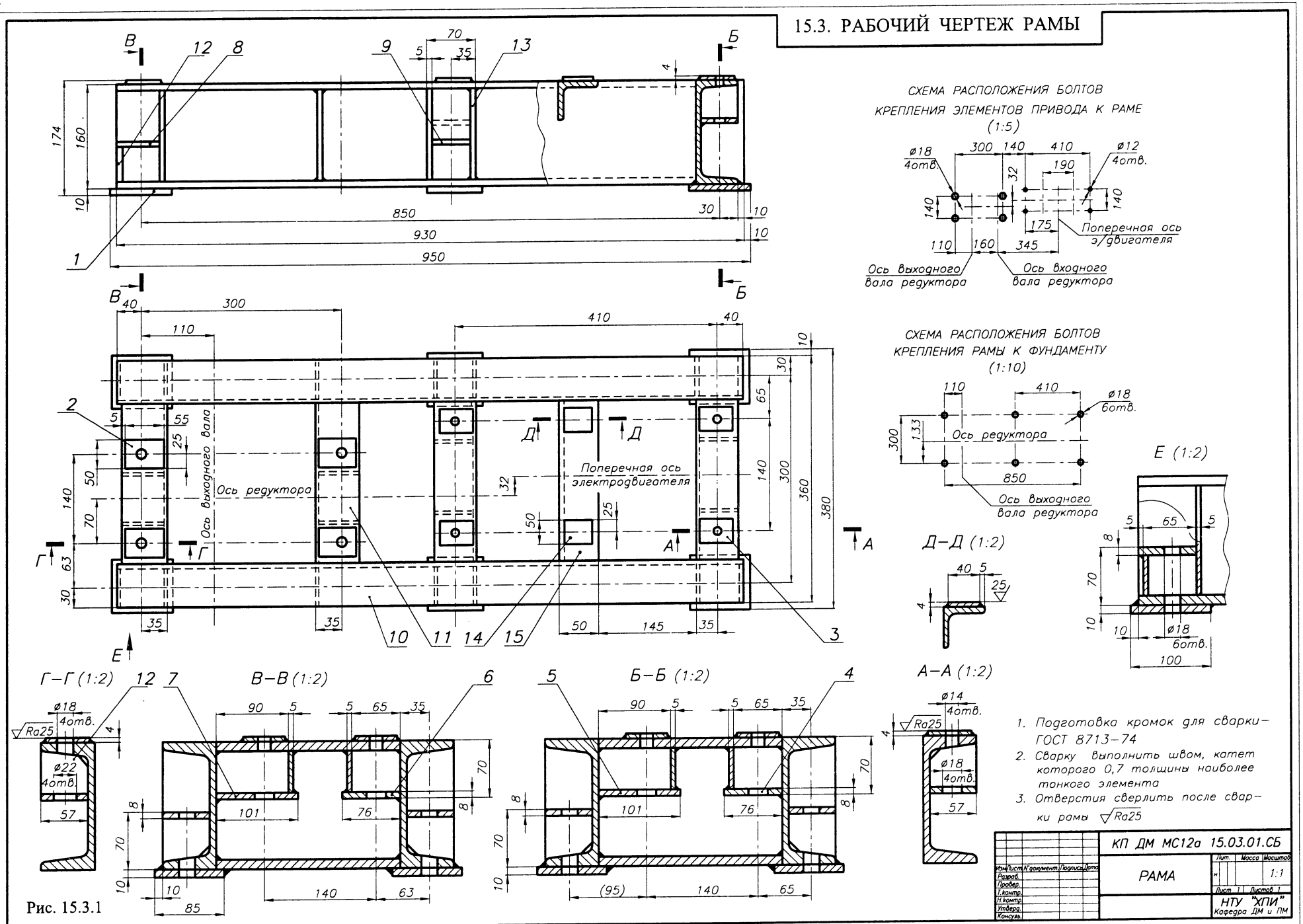
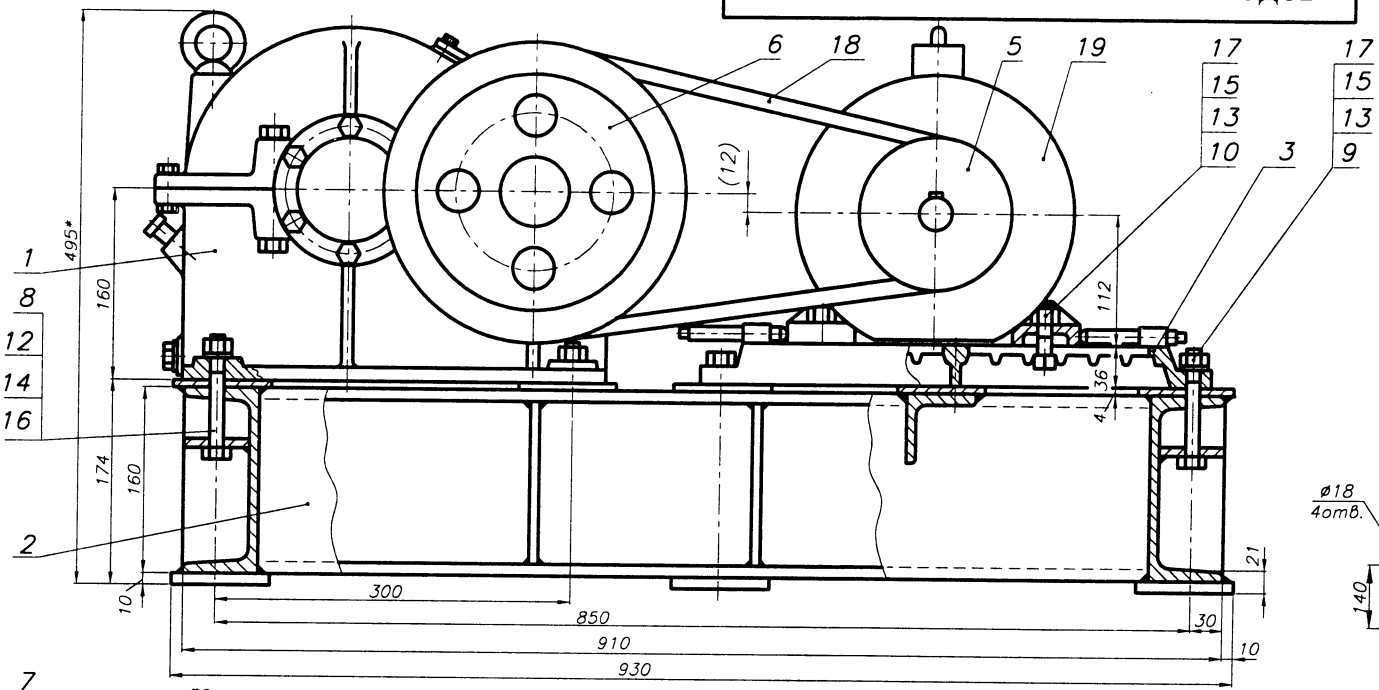


Рис. 15.3.1

15.4. СБОРОЧНЫЕ ЧЕРТЕЖИ ПРИВОДОВ



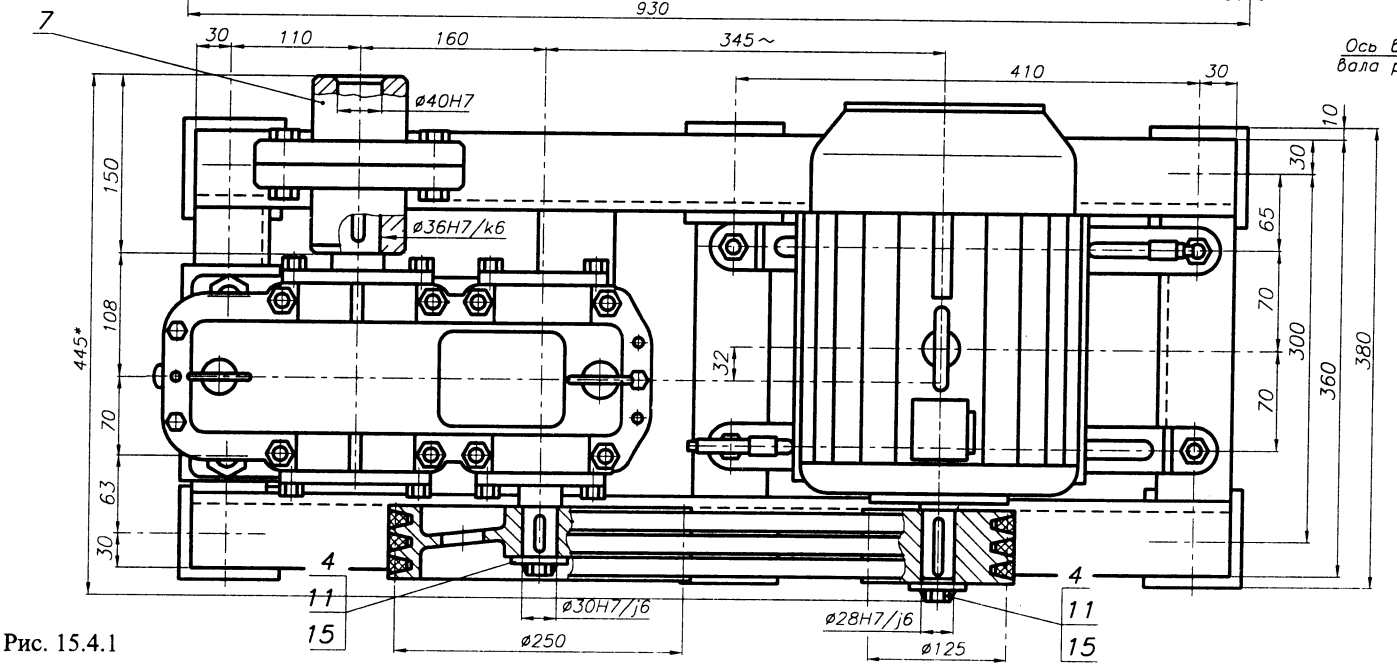


Рис. 15.4.1

СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ РАМЫ К ФУНДАМЕНТУ (1:5)

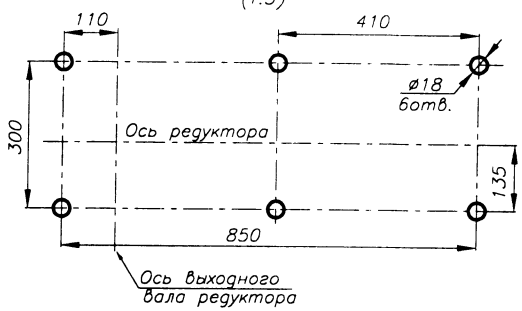
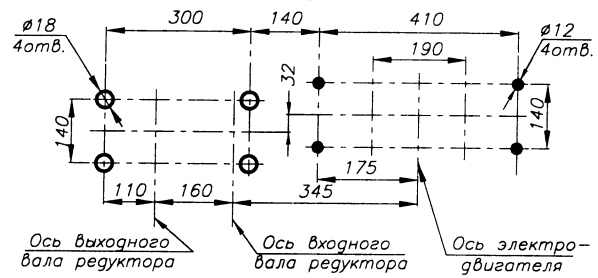


СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА К РАМЕ (1:5)

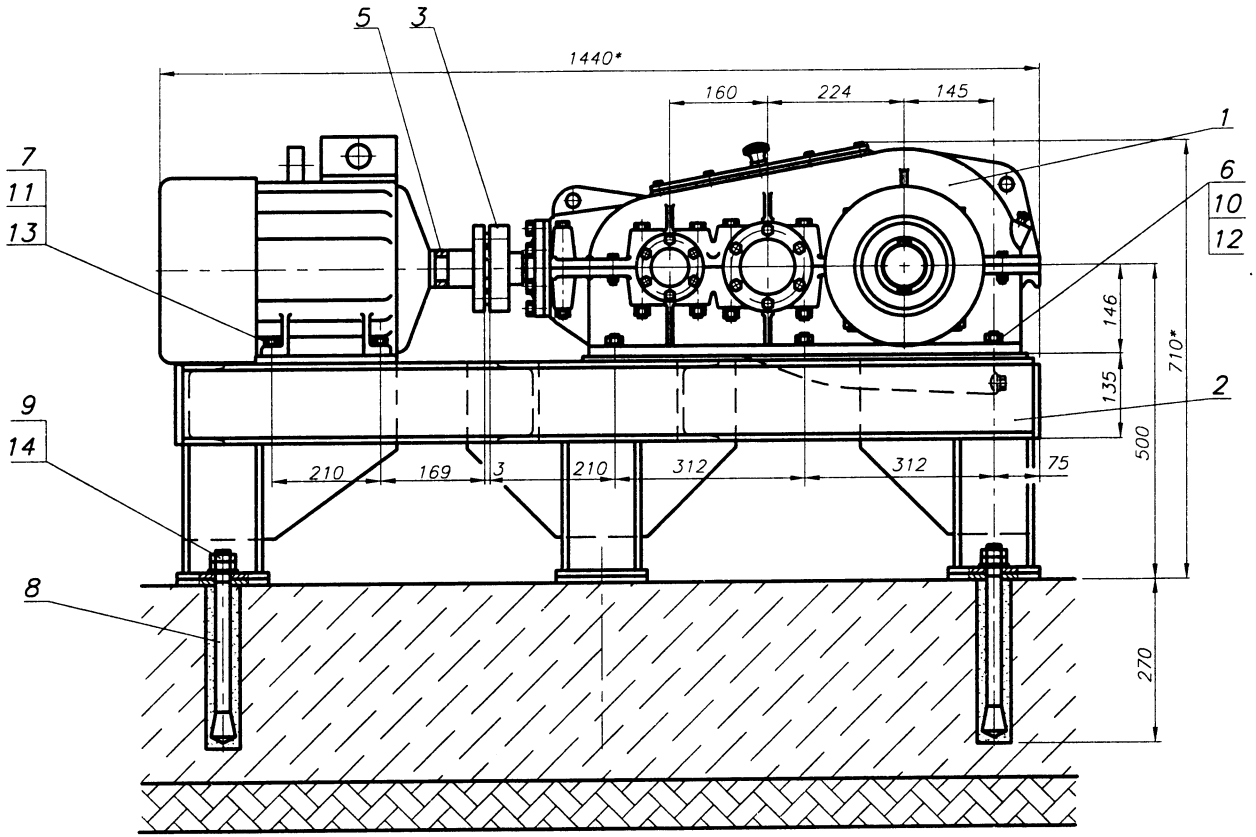


Техническая характеристика

$P_{эд}$ = 2,2 кВт	$u_{рем}$ = 1,98
$n_{эд}$ = 960 мин$^{-1}$	$u_{зуб}$ = 3,1
u_o = 6,14	$T_{вых}$ = 120 Н·м
	$n_{вых}$ = 156,3 мин$^{-1}$

1. Прогиб ветви ремня под воздействием силы 100 Н не более 6 мм (ГОСТ 1284.3–96)
2. Непараллельность осей шкивов не более 0,8 мм на длине 100 мм. Смещение рабочих поверхностей шкивов не более 0,2 мм
3. Привод обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются
4. После обкатки масло из редуктора слить и залить масло индустриальное И–40А ГОСТ 20799–75 количестве 1,2 л
5. Ограждения условно не показаны. Ограждения ременной передачи и муфты установить и окрасить в оранжевый цвет

Изм.	Лист	N документ	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 15.04.01.СБ		
Разраб.					ПРИВОД	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т. контр.						Лист 1	Листов 1	
Н. контр.						НТУ "ХПИ"		
Утверд.						Кафедра ДМ и ПМ		
Консуль.								



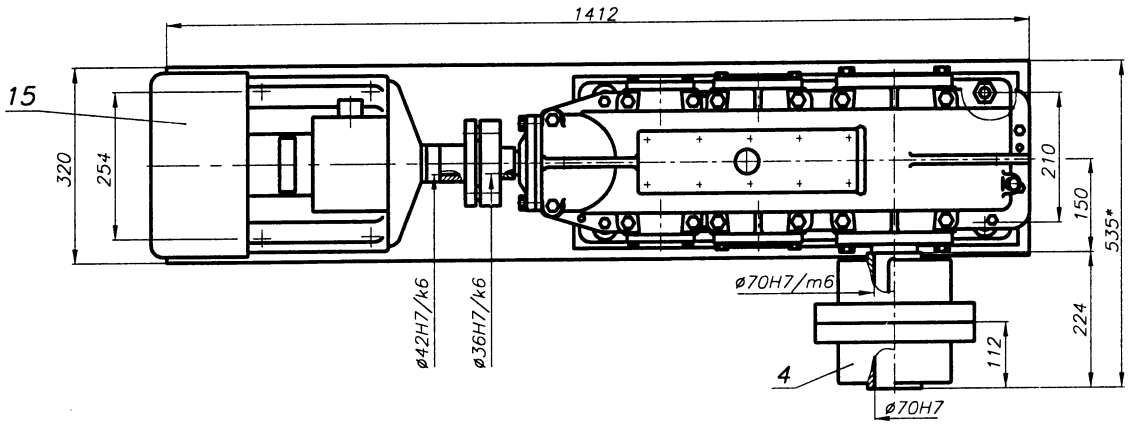


Рис. 15.4.2

СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА К РАМЕ (1:10)

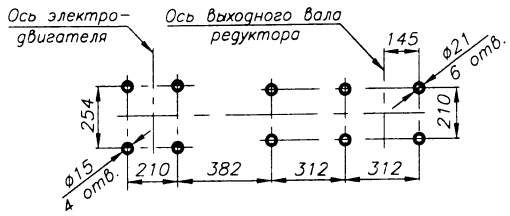
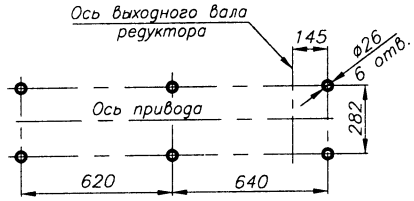


СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ РАМЫ К ФУНДАМЕНТУ (1:10)



Техническая характеристика

1. Мощность электродвигателя P=5,5 кВт
2. Частота вращения входного вала $n=719{,}3$ мин$^{-1}$
3. Частота вращения выходного вала $n=29{,}0$ мин$^{-1}$
4. Крутящий момент на выходном валу $T=1515$ Н·м
5. Срок службы передач 10500 час

1. * Размеры для справок
2. Ограждения сняты. Ограждения установить на муфты и окрасить в оранжевый цвет
3. Обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются
4. После обкатки масло слить и залить в редуктор масло индустриальное И-40А ГОСТ 20799-75 в количестве 3,9 л
5. Покрытие:
   Грунтовка ГФ-021 ГОСТ 25129-82
   Эмаль ПФ-115 черная ГОСТ 6465-76.VI.У1

Изм.	Лист.	N документ.	Подпись	Дата	КП ДМ МС12а 15.04.02.СБ		
Разраб.		Азаров			ПРИВОД	Лит.	Масса	Масштаб 1:4
Провер.						Лист 11	Листов 1
Т.контр.						БНТУ	
Н.контр.						Кафедра ДМ и ПТМ	
Утверд.							
Консульт.							

Копировал Формат А1

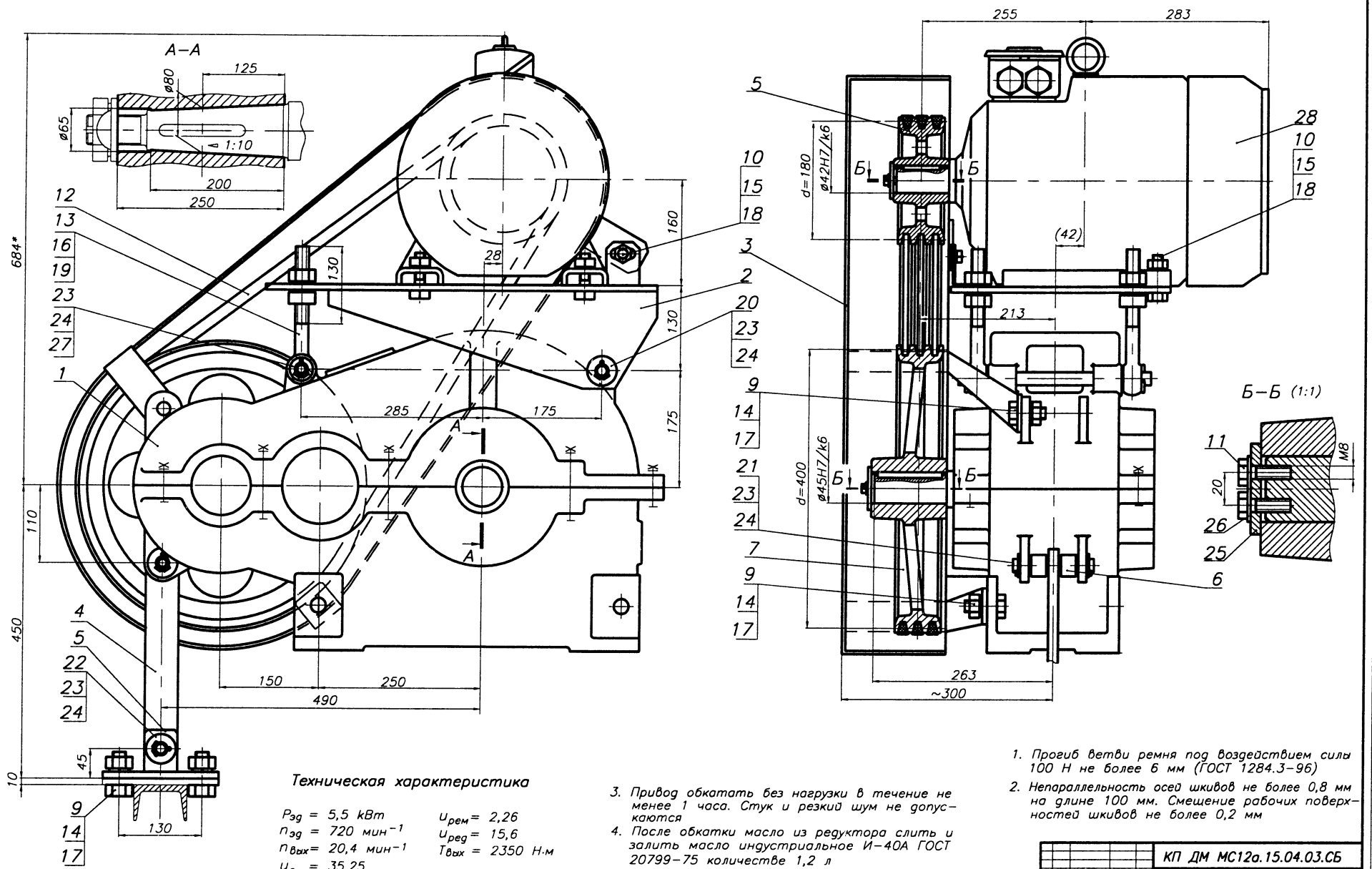


Рис. 15.4.3

Техническая характеристика

$P_{эд}$ = 5,5 kВт
$n_{эд}$ = 720 мин$^{-1}$
$n_{вых}$ = 20,4 мин$^{-1}$
u_o = 35,25
$u_{рем}$ = 2,26
$u_{ред}$ = 15,6
$T_{вых}$ = 2350 Н·м

3. Привод обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются
4. После обкатки масло из редуктора слить и залить масло индустриальное И–40А ГОСТ 20799–75 количестве 1,2 л
5. Ограждения условно не показаны. Ограждения ременной передачи и муфты установить и окрасить в оранжевый цвет

1. Прогиб ветви ремня под воздействием силы 100 Н не более 6 мм (ГОСТ 1284.3–96)
2. Непараллельность осей шкивов не более 0,8 мм на длине 100 мм. Смещение рабочих поверхностей шкивов не более 0,2 мм

Изм. Лист. N документ. Подпись Дата		КП ДМ МС12а.15.04.03.СБ			
Разраб. Азаров	ПРИВОД	Лит.	Масса	Масштаб	
Провер.		Н		1:4	
Т.контр.		Лист	1	Листов	1
Н.контр.		НТУ "ХПИ"			
Утверд.		Кафедра ДМ и ПМ			
Консульт.					

Копировал Формат А1

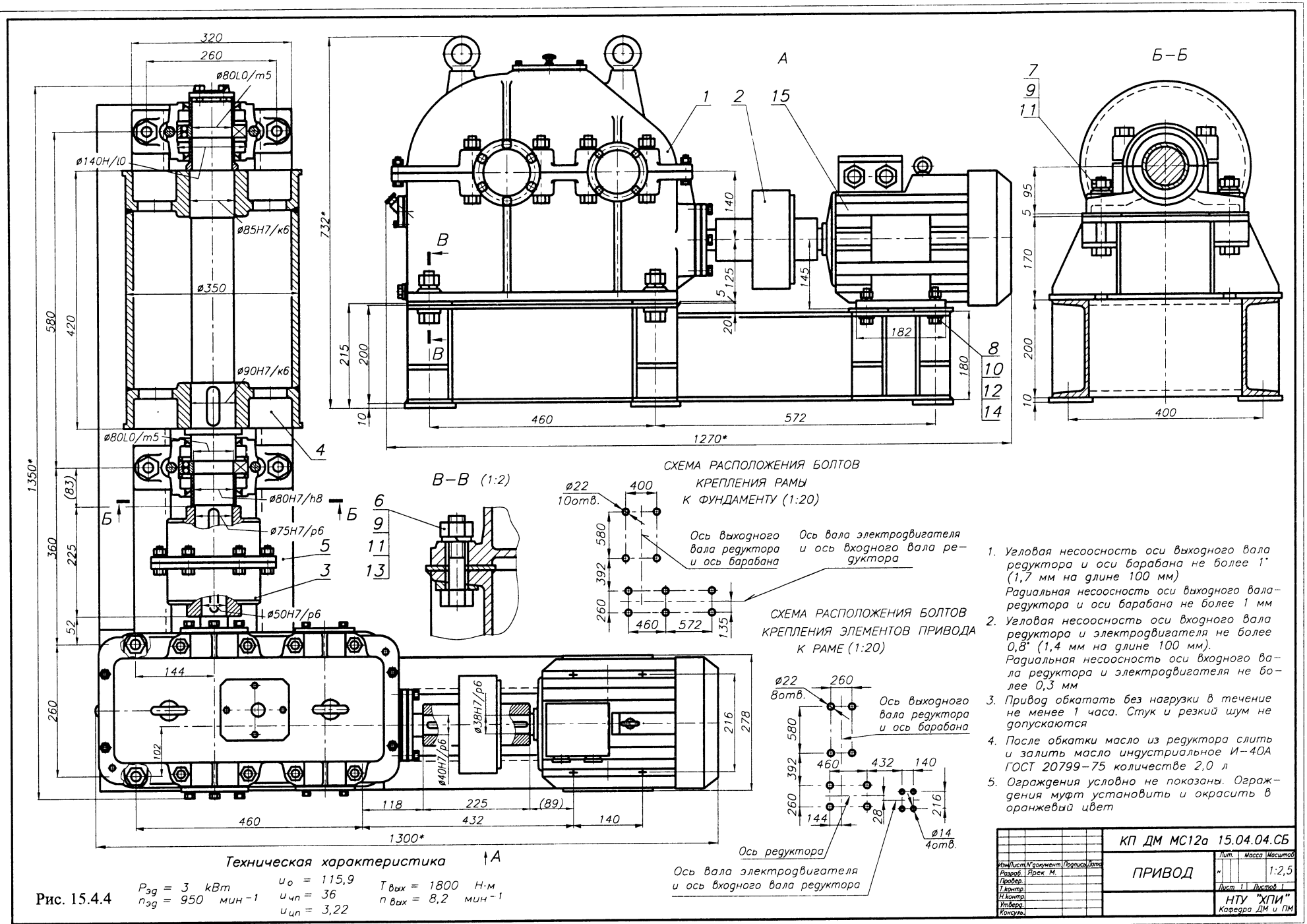

А
Б–Б
В–В (1:2)
СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ РАМЫ К ФУНДАМЕНТУ (1:20)
Ось выходного вала редуктора и ось барабана
Ось вала электродвигателя и ось входного вала редуктора
СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА К РАМЕ (1:20)
Ось выходного вала редуктора и ось барабана
Ось редуктора
Ось вала электродвигателя и ось входного вала редуктора
Техническая характеристика
$P_{эд}$ = 3 кВт
$n_{эд}$ = 950 мин$^{-1}$
$u_о$ = 115,9
$u_{чп}$ = 36
$u_{цп}$ = 3,22
$T_{вых}$ = 1800 Н·м
$n_{вых}$ = 8,2 мин$^{-1}$
1. Угловая несоосность оси выходного вала редуктора и оси барабана не более 1° (1,7 мм на длине 100 мм)
Радиальная несоосность оси выходного вала редуктора и оси барабана не более 1 мм
2. Угловая несоосность оси входного вала редуктора и электродвигателя не более 0,8° (1,4 мм на длине 100 мм).
Радиальная несоосность оси входного вала редуктора и электродвигателя не более 0,3 мм
3. Привод обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются
4. После обкатки масло из редуктора слить и залить масло индустриальное И–40А ГОСТ 20799–75 количестве 2,0 л
5. Ограждения условно не показаны. Ограждения муфт установить и окрасить в оранжевый цвет
КП ДМ МС12а 15.04.04.СБ
ПРИВОД
Лит. Масса Масштаб
1:2,5
Лист 1 Листов 1
НТУ "ХПИ"
Кафедра ДМ и ПМ
Изм. Лист. N документ. Подпись Дата
Разраб. Ярек М.
Провер.
Т.контр.
Н.контр.
Утверд.
Консульт.

Рис. 15.4.4

15.5. КРЕПЛЕНИЕ РЕДУКТОРА К РАМЕ. РАСЧЕТ БОЛТОВ [21, 44]

Расчет болтов соединения редуктора с рамой производится при разработке сборочного чертежа редуктора, когда известна расстановка болтов на его опорной поверхности. Расчет сводится к определению диаметра наиболее нагруженного или к проверке прочности принятого к установке болта.

Для определения наиболее нагруженного болта следует:

1) все внешние силы и моменты, нагружающие редуктор, привести в центр болтового соединения (ЦБС);
2) сгруппировать приведенные силы и моменты по направлениям и плоскостям (3 направления и 3 плоскости);
3) от каждой группы приведенных сил и моментов определить усилия в каждом болте соединения;
4) просуммировать усилия в болтах соединения от каждой группы внешних сил и моментов, из чего выбрать наиболее нагруженный болт;
5) определить диаметр наиболее нагруженного болта;
6) назначить диаметр отверстия в корпусе редуктора для установки болта диаметром равным (большим) рассчитанному либо сравнить рассчитанный диаметр болта с принятым в конструкции.

При определении усилий в болтах соединения имеют место 4 расчетные схемы их нагружения (рис. 15.5.1).

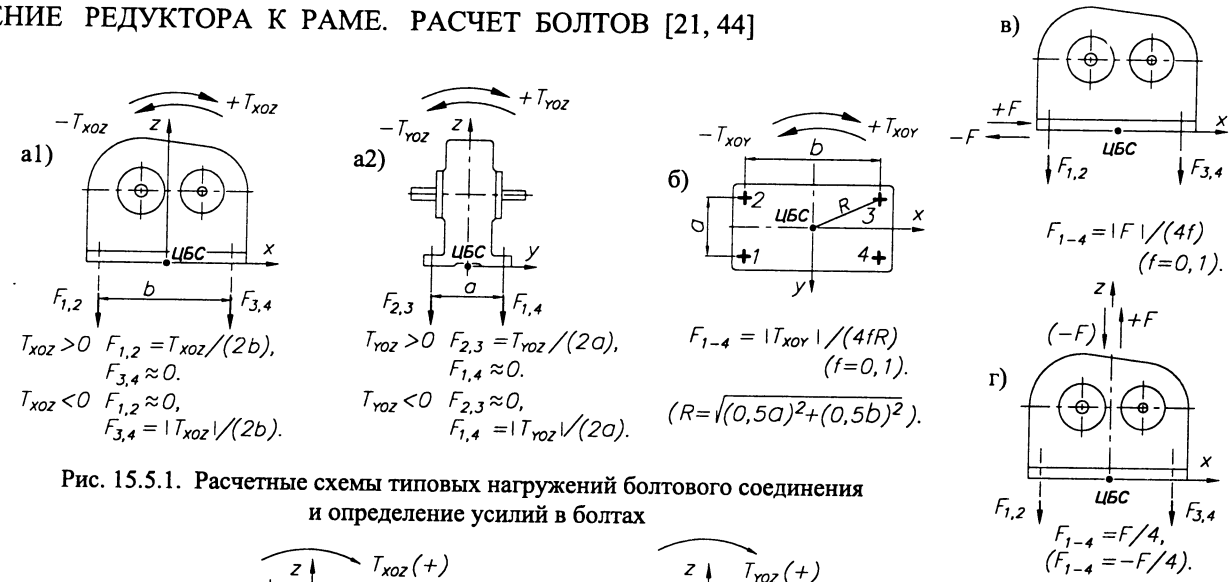


Рис. 15.5.1. Расчетные схемы типовых нагружений болтового соединения и определение усилий в болтах

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. *Схема редуктора с необходимыми для расчета размерами и известными направлениями вращения валов.*
2. *Крутящий момент на входном валу редуктора T_1. Направление момента – в соответствии с направлением вращения вала (элемент ведомый).*
3. *Крутящий момент на выходном валу редуктора T_2. Направление момента противоположно направлению вращения вала (элемент ведущий).*
4. *Силы, нагружающие входной и выходной участки вала $F_{вых}$ и F (величины и направления). Направления сил либо заданы, либо следуют из компоновки привода.*

Расчет болтов крепления редуктора к раме выполним на примере редуктора (рис. 15.5.2).

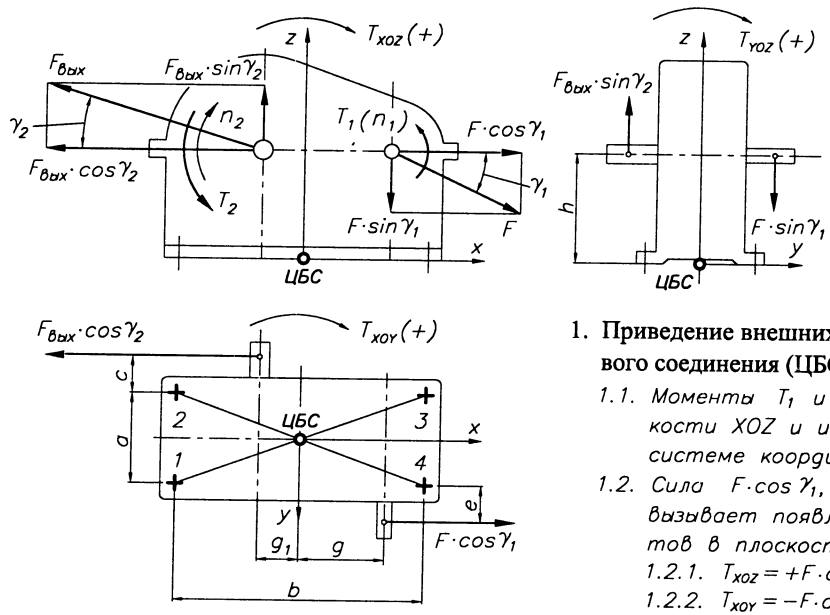


Рис. 15.5.2. Схема редуктора с необходимыми для расчета размерами и внешним нагружением

1. **Приведение внешних сил и моментов к центру болтового соединения (ЦБС).**

1.1. *Моменты T_1 и T_2 действуют в одной плоскости XOZ и имеют знак минус в принятой системе координат.*

1.2. *Сила $F\cdot\cos\gamma_1$, после ее приведения к ЦБС, вызывает появление следующих сил и моментов в плоскостях:*

1.2.1. $T_{xoz}=+F\cdot\cos\gamma_1\cdot h$.

1.2.2. $T_{xoy}=-F\cdot\cos\gamma_1\cdot(e+0,5a)$.

1.2.3. $F_x=+F\cdot\cos\gamma_1$.

1.3. *Сила $F\cdot\sin\gamma_1$ вызывает появление следующих сил и моментов в плоскостях:*

1.3.1. $T_{xoz}=+F\cdot\sin\gamma_1\cdot g$.

1.3.2. $T_{yoz}=+F\cdot\sin\gamma_1\cdot(e+0,5a)$.

1.3.3. $F_z=-F\cdot\sin\gamma_1$.

1.4. Сила $F_{вых}\cdot\cos\gamma_2$ вызывает появление следующих сил и моментов в плоскостях:

1.4.1. $T_{XOZ}=-F_{вых}\cdot\cos\gamma_2\cdot h$.

1.4.2. $T_{XOY}=-F_{вых}\cdot\cos\gamma_2\cdot(c+0{,}5a)$.

1.4.3. $F_X=-F_{вых}\cdot\cos\gamma_2$.

1.5. Сила $F_{вых}\cdot\sin\gamma_2$ вызывает появление следующих сил и моментов в плоскостях:

1.5.1. $T_{XOZ}=+F_{вых}\cdot\sin\gamma_2\cdot g_1$.

1.5.2. $T_{YOZ}=+F_{вых}\cdot\sin\gamma_2\cdot(c+0{,}5a)$.

1.5.3. $F_Z=+F_{вых}\cdot\sin\gamma_2$.

2. **Определение суммарных внешних сил и моментов, нагружающих болтовое соединение в различных плоскостях м направлениях.**

2.1. Суммарный момент в плоскости XOZ:

$$\Sigma T_{XOZ}=-T_1-T_2+T_{XOZ}(1.2.1)+T_{XOZ}(1.3.1)+T_{XOZ}(1.4.1)+T_{XOZ}(1.5.1).$$

2.2. Суммарный момент в плоскости YOZ:

$$\Sigma T_{YOZ}=T_{YOZ}(1.3.2)+T_{YOZ}(1.5.2).$$

2.3. Суммарный момент в плоскости XOY:

$$\Sigma T_{XOY}=T_{XOY}(1.2.2)+T_{XOY}(1.4.2).$$

2.4. Суммарная сила в направлении оси X:

$$\Sigma F_X=|F\cdot\cos\gamma_1-F_{вых}\cdot\cos\gamma_2|.$$

2.5. Суммарная сила в направлении оси Y:

$$\Sigma F_y=0.$$

2.6. Суммарная сила в направлении оси Z:

$$\Sigma F_z=|F_{вых}\cdot\sin\gamma_2-F\cdot\sin\gamma_1|.$$

3. **Определение усилий в болтах соединения от суммарных моментов и сил, действующих в отдельных плоскостях.**

3.1. Плоскость XOZ:

$\Sigma T_{xoz}>0$ $F_{1,2}=\Sigma T_{xoz}/(2b)$; $F_{3,4}\approx 0$.

$\Sigma T_{xoz}<0$ $F_{1,2}\approx 0$; $F_{3,4}=|\Sigma T_{xoz}|/(2b)$.

3.2. Плоскость YOZ:

$\Sigma T_{yoz}>0$ $F_{1,2}=\Sigma T_{yoz}/(2a)$; $F_{3,4}\approx 0$.

$\Sigma T_{yoz}<0$ $F_{1,2}\approx 0$; $F_{3,4}=|\Sigma T_{yoz}|/(2a)$.

3.3. Плоскость XOY:

$$F_{1-4}=\Sigma|T_{XOY}|/(4fR).$$

$$(f=0{,}1;\quad R=\sqrt{(0{,}5a)^2+(0{,}5b)^2}).$$

3.4. Плоскость XOY:

суммарное сдвигающее усилие, воспринимаемое болтовым соединением в плоскости XOY

$$\Sigma F_{xoy}=\sqrt{(\Sigma F_x)^2+(\Sigma F_y)^2}.$$

$$F_{1-4}=\Sigma F_{xoy}/(4f).$$

3.5. Ось Z: $F_{1-4}=\pm\Sigma F_z/4$,

4. **Определение наиболее нагруженного болта.**

Суммируя усилия в болтах 1–4, полученные в результате расчета по п. 3.1–3.5, определяют наиболее нагруженный болт с усилием F_{max}.

5. **Определение диаметра наиболее нагруженного болта**

$$d_3'=\sqrt{\frac{1{,}3\cdot 4\cdot F_{max}}{\pi\cdot[\sigma_p]}},\ мм.$$

$[\sigma_p]=\sigma_T/3$; σ_T – для различных классов прочности болтов (табл. 17.6.2).

По расчетному внутреннему диаметру резьбы d_3' выбирают диаметр болта с резьбою, в которой $d_3\geqslant d_3'$ (табл. 15.6.2).

6. **Для рассчитанного таким образом диаметра болта выбирают диаметр отверстия в опорном фланце корпуса редуктора (табл. 12.7.1).**

Если диаметр болта задан, то сравнивают его величину с расчетной (п. 5) и делают выводы о его прочности.

15.6. ПРОФИЛЬ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ МЕТРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ

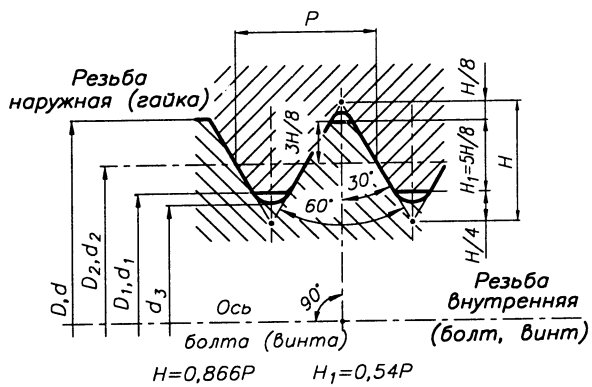


Рис. 15.6.1. Профиль метрической резьбы

Табл. 15.6.1. Диаметры и шаги метрических резьб

ГОСТ 8724-81

d, мм	Шаг P, мм: Резьба нормальная	мелкая						
6	1,0						0,75	0,5
8	1,25					1	0,75	0,5
10	1,5				1,25	1	0,75	0,5
12	1,75			1,5	1,25	1	0,75	0,5
16	2			1,5		1	0,75	0,5
20	2,5		2	1,5		1	0,75	0,5
24	3		2	1,5		1	0,75	
30	3,5		2	1,5		1	0,75	
36	4	3	2	1,5		1		
42	4,5	3	2	1,5		1		
48	5	3	2	1,5		1		
56	5,5	4 3	2	1,5		1		

Табл. 15.6.2. Размеры профиля метрической резьбы

ГОСТ 9150-81

d	P	$D_2=d_2$	$D_1=d_1$	d_3	d	P	$D_2=d_2$	$D_1=d_1$	d_3
... 8	1,25	7,19	6,65	6,47	30	3,5	27,73	26,21	25,71
	1,0	7,35	6,92	6,77		3	28,05	26,75	26,32
	0,75	7,51	7,19	7,08		2	28,7	27,84	27,55
10	1,5	9,03	8,38	8,16		1,5	29,03	28,38	28,16
	1,25	9,19	8,65	8,47		1	29,35	28,92	28,77
	1,0	9,35	8,92	8,77	36	4	33,4	31,67	31,09
	0,75	9,51	8,19	9,08		3	34,05	32,75	32,32
12	1,75	10,86	10,11	9,85		2	34,7	33,84	33,55
	1,5	11,03	10,38	10,16		1,5	35,03	34,37	34,16
	1,25	11,19	10,65	10,47	42	4,5	39,08	37,13	36,48
	1,0	11,35	10,92	10,77		4	39,4	37,67	37,09
16	2	14,7	13,84	13,55		3	40,05	38,75	38,32
	1,5	15,03	14,38	14,16		2	40,7	39,84	39,55
	1,0	15,35	14,92	14,73		1,5	41,03	40,38	40,16
20	2,5	18,38	17,29	16,93	48	5	44,75	42,59	41,87
	2	17,7	17,84	17,55		4	45,4	43,67	43,09
	1,5	19,03	18,38	18,16		3	46,05	44,75	44,32
	1	19,35	18,92	18,77		2	46,7	45,84	45,55
24	3	22,05	20,75	20,32		1,5	47,03	46,38	46,16
	2	22,7	21,84	21,55	56	5,5	52,43	50,05	49,25
	1,5	23,03	22,38	22,16		4	53,4	52,67	51,09
	1	23,35	22,92	22,77		3	54,05	52,75	52,32
						2	54,7	53,84	53,55
					...	1,5	55,03	54,77	54,16

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ резьбы номинальным диаметром 24 мм и с нормальным шагом: *M24*

То же, с мелким шагом 2 мм: *M24x2*

То же, с мелким шагом 2 мм и левой резьбой: *M24x2LH*

То же, трехзаходней резьбы с ходом 3 мм и шагом 1 мм: *M24x3(P1)*

То же, трехзаходней резьбы с ходом 3 мм и шагом 1 мм, левой: *M24x3(P1)LH*

16. ПЕРЕДАЧА "ВИНТ-ГАЙКА"

16.1. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧИ [16, 21, 42] (На примере винтового домкрата)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Осевая нагрузка Q, Н.
Высота подъема L, мм.
Профиль резьбы.
Материал винта и гайки.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ВИНТА

1.1. Средний расчетный диаметр резьбы d_2' из условия износостойкости витков, мм $d_2'=\sqrt{Q/(\pi\,\psi_г\,\psi_h\,[q])}$,

где $[q]$ - среднее допускаемое давление между рабочими поверхностями витков винта и гайки, МПа (табл. 16.1.1);

$\psi_г$ - коэффициент высоты гайки; $\psi_г=H_г/d_2$,

где $H_г$ - высота гайки, мм; $\psi_г$ = 1,2...2,5 - для целых гаек; $\psi_г$ = 2,0...3,0 - для разрезных гаек.

$\psi_h=H_1/P$ - коэффициент высоты резьбы (табл. 16.1.2),

где H_1 - рабочая высота профиля, мм;

P - шаг резьбы, мм.

1.2. Внутренний расчетный диаметр резьбы винта d_3' из условия прочности на сжатие с учетом кручения, мм

$$d_3'=\sqrt{4\beta\,Q/(\pi\,[\sigma_{сж}])},$$

где β=1,3 - коэффициент, учитывающий влияние напряжений кручения в сечении винта;

$[\sigma_{сж}]=\sigma_т/3$, МПа - допускаемые напряжения сжатия.

Здесь $\sigma_т$, МПа - предел текучести (табл. 17.2.1).

1.3. Для резьб трапецеидальных и упорных диаметр винта d выбирают (табл. 16.3.1, 16.3.2) из условия $d_2 \geqslant d_2'$ и $d_3 \geqslant d_3'$. Параметры выбранного винта:

Обозначение резьбы, d, d_1, d_2, d_3, D_1, D_2, P, мм.

Для прямоугольных резьб средний диаметр винта выбирают из ряда чисел (табл. 17.1.1) при условии $d_2 \geqslant d_2'$.

Шаг винта P выбирают, ориентируясь на значения P при выбранном d_2 (табл. 16.3.1). Остальные размеры определяют по рекомендациям (16.3 п. 3).

2. УСЛОВИЕ САМОТОРМОЖЕНИЯ $\gamma < \rho'$, град,

где γ= arctg $[P/(\pi d_2)]$- угол подъема винтовой линии, град;

ρ'= arctg $(f/\cos\alpha)$ - приведенный угол трения, град,

где f - коэффициент трения скольжения в паре выбранных материалов (табл. 16.1.1);

α - угол наклона рабочей поверхности винта (табл.16.1.2).

3. МОМЕНТ ТРЕНИЯ В ВИТКАХ ВИНТА, Н·мм.

$T_{тр\,в} = 0{,}5\,Q\,d_2\,\mathrm{tg}\,(\gamma+\rho')$.

4. РАЗМЕРЫ ГАЙКИ

4.1. Высота гайки, мм $H_г=\psi_г\,d_2$.

4.2. Число витков в гайке $z=H_г/P$ $(z_{max} \leqslant 12)$.

Невыполнение условия $(z \leqslant z_{max})$ требует уменьшения $\psi_г$ с переходом к п. 1.1 либо увеличения P винта с переходом к п. 1.3.

4.3. Наружный диаметр гайки из расчета на прочность при растяжении с учетом кручения, мм

$D_{гн}=\sqrt{4\cdot1{,}3\,Q/(\pi\,[\sigma_р])+d^2}$. $[\sigma_р]$ (табл. 16.1.3).

4.4. Для гайки, выполненной с заплечиком:

- наружный диаметр заплечика из условия прочности на удельные давления, мм $D_з=\sqrt{4\,Q/(\pi\,[q]')+D_{гн}'^2}$.

$[q]'$ (табл. 16.1.3); $D_{гн}'=D_{гн}+2c$; c - рис. 16.2.4;

- высота заплечика, мм $h_з=(0{,}20...0{,}25)H_г$;

- условие прочности заплечика на срез, МПа

$\tau=Q/(\pi\,D_{гн}\,h_з)\leqslant[\tau]$. $[\tau]$ (табл. 16.1.3).

4.5. Момент трения на опорной поверхности гайки, Н·мм

$T_{тр\,г}=Q\,f\,(D_з^3-D_{гн}'^3)\,/\,[3\,(D_з^2-D_{гн}'^2)]$.

4.6. Условие непроворачиваемости гайки в корпусе, Н·мм

$T_{тр\,в}<T_{тр\,г}$.

Невыполнение этого условия требует конструктивных решений для реализации момента $T=T_{тр\,в}-T_{тр\,г}$, Н·мм:

а) использование винтов, рассчитываемых на срез:

$\tau=2\,T/(D_{гн}'\,d_в\,L_в)\leqslant[\tau]$, МПа (рис. 16.2.2а);

$\tau=4\cdot2\,T/(D_{гн}'\,\pi\,d_в^2)\leqslant[\tau]$, МПа (рис. 16.2.2б),

где $d_в$, $L_в$ - диаметр и длина винта;

б) использование шпоночных соединений (рис. 16.2.2в);

в) использование прессовых соединений (рис. 16.2.2г);

г) увеличение $D_з$.

5. ПРОВЕРКА УСТОЙЧИВОСТИ ВИНТА

5.1. Максимальная длина сжимаемого винта, мм

$L_1=L+h_2+0{,}5\,H_г$ (рис. 16.1.1).

5.2. Приведенная длина сжимаемого винта, мм $L_{пр}=\mu\,L_1$,

где μ - коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта (рис. 16.1.3).

5.3. Гибкость винта $\lambda=L_{пр}/i_{min}$,

где $i_{min}=\sqrt{J/S}=0{,}25\,d_3$, мм - радиус инерции сечения винта; $J=J_o\varphi$ - приведенный момент инерции сечения, мм^4. $J_o=\pi\,d_3^4/64$ мм^4; $\varphi=0{,}4+0{,}6\,(d/d_3)$;

$S=\pi\,d_3^2/4$, мм^2 - сечение винта диаметром d_3.

5.4. Критическая нагрузка $Q_{кр}$, при которой винт теряет устойчивость, Н:

- для $\lambda \geqslant 100$ $Q_{кр}=\pi^2\,E\,J/L_{пр}^2 \geqslant Q$;
- для $40 \leqslant \lambda < 100$ $Q_{кр}=\sigma_{кг}\,S=(a-b\,\lambda)\,S \geqslant Q$;
- для $\lambda < 40$ проверка устойчивости не проводится.

Значения коэффициентов a и b (табл. 16.1.4).

Невыполнение условия $Q_{кг} \geqslant Q$ требует увеличения диаметра винта или выбора материала с более высокими механическими характеристиками.

Критическая нагрузка $Q_{кг}$ для винта со ступенчато изменяющимся сечением (рис. 16.1.4 и табл. 16.1.5).

6. РАЗМЕРЫ ОПОРНОЙ ЧАШКИ ДОМКРАТА

6.1. Внутренний диаметр опорной чашки из условия износостойкости [при $d_o=(0{,}6...0{,}7)\,d$], мм

$D_o=\sqrt{4\,Q/(\pi\,[q])+d_o^2}$ (рис. 16.2.1а).

6.2. Другие размеры чашки, мм (рис. 16.2.1а).

6.3. Момент трения на опорной поверхности чашки, Н·мм

$T_{тр\,ч}=Q\,f\,(D_o^3-d_o^3)\,/\,[3(D_o^2-d_o^2)]$,

где d_o и D_o, мм:

- для плоских опорных поверхностей (рис. 16.2.1а-г);
- для сферических опорных поверхностей

$d_o=0$ и $D_o=2a'$, мм,

где $a'=1{,}109\sqrt[3]{Q\,R/E}$ (рис. 16.2.1е);

$a'=1{,}109\sqrt[3]{Q\,R_1R_2/[E(R_2-R_1)]}$ (рис. 16.2.1д).

Здесь R, R_1, R_2 - радиусы кривизны опорных сферических поверхностей, мм;

$E=2{,}1\cdot10^5$- модуль упругости, МПа.

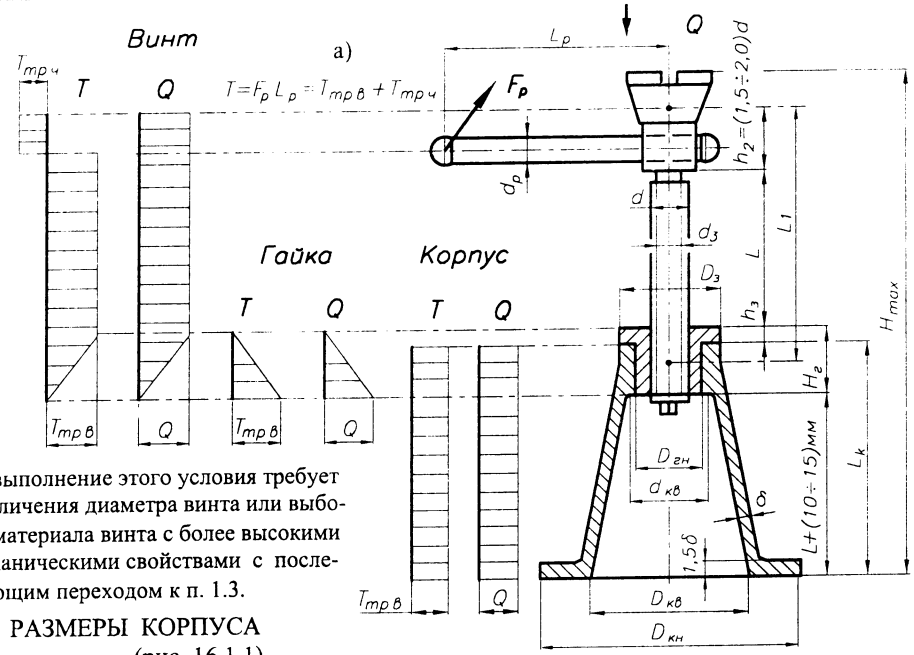
7. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ВИНТА

$\sigma_{экв}=\sqrt{[4Q/(\pi\,d_3^2)]^2+3[10^3\,T/(0{,}2\,d_3^3)]^2}\leqslant[\sigma_{сж}]$, МПа,

где T - крутящий момент в опасном сечении винта, Н·м:

- для домкратов $T=T_{тр\,в}$;
- для прессов, съемников $T=T_{тр\,в}+T_{тр\,ч}$.

(Продолжение на след. стр.)



Невыполнение этого условия требует увеличения диаметра винта или выбора материала винта с более высокими механическими свойствами с последующим переходом к п. 1.3.

Рис. 16.1.1. Схема винтового домкрата:
а) мах высота домкрата; б) min высота домкрата

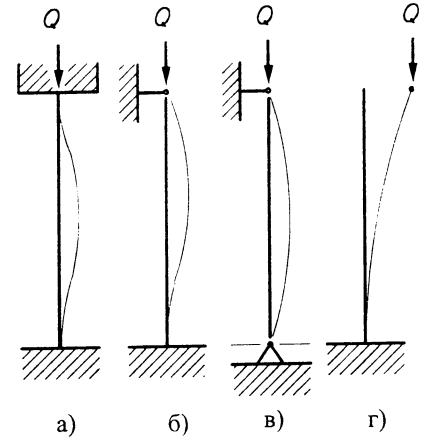


Рис. 16.1.3. Способы закрепления концов винта и значения коэффициентов приведения длины:

а) $\mu = 0,5$ (распорки, домкраты - рис. 16.2.1а-г);
б) $\mu = 0,7$ (прессы - рис. 16.1.2);
в) $\mu = 1,0$ (ходовые винты станков);
г) $\mu = 2,0$ (домкраты - рис. 16.2.1д, е)

8. РАЗМЕРЫ КОРПУСА (рис. 16.1.1)

8.1. Высота корпуса, мм
$L_k = L + (10 \div 20) + H_г - h_3$.

8.2. Внутренний диаметр корпуса у основания (при уклоне стенок 1:5), мм $D_{кв} = d_{кв} + [L + (10...15)]/10$.
Здесь $d_{кв} = D_{гн} + 5$ мм (рис. 16.1.1).

8.3. Наружный диаметр корпуса у основания из расчета на удельные давления, мм
$D_{кн} = \sqrt{4Q/(\pi[q]') + D_{кв}^2}$,
где $[q]' = (2,5...3,0)$ МПа (для подкладок из дерева).

8.4. Эквивалентные напряжения сжатия (с учетом кручения) в стенке корпуса при ее толщине $\delta = 6$ мм
$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3\tau^2} \leqslant [\sigma_{сж}]$,
где $\sigma_{сж} = 4Q/\pi[(d_{к\,вн} + 2\delta)^2 - d_{к\,вн}^2]$;
$\tau = 10^3 T_{тр\,в}[16(d_{к\,вн} + 2\delta)]/\{\pi[(d_{к\,вн} + 2\delta)^4 - d_{к\,вн}^4]\}$.
Здесь $[\sigma_{сж}] = (50...60)$ МПа - для чугуна.

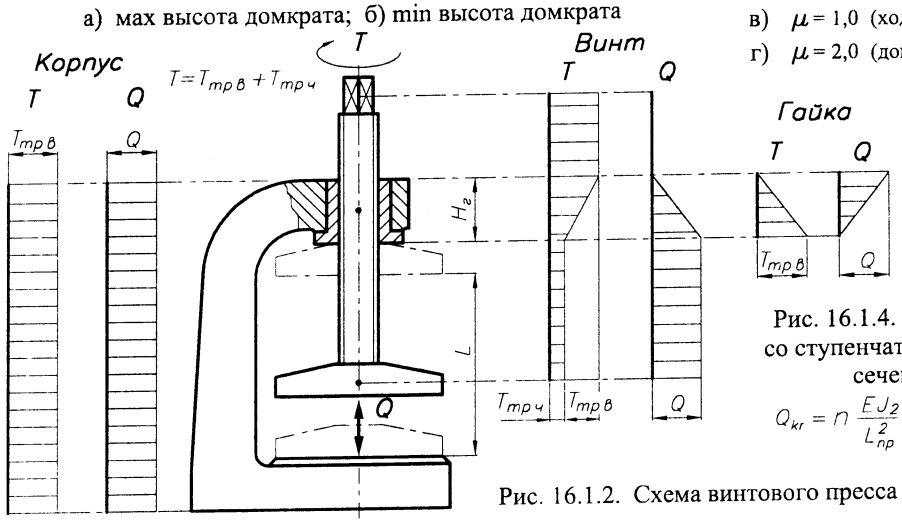


Рис. 16.1.2. Схема винтового пресса

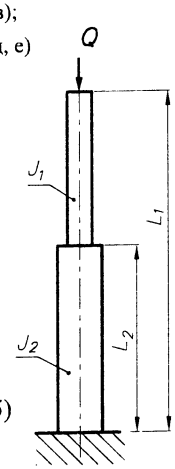


Рис. 16.1.4. Схема стержня со ступенчато изменяющимся сечением

$Q_{кг} = n\dfrac{EJ_2}{L_{пр}^2}$ n (табл. 16.1.5)

9. ПРИВОД ПЕРЕДАЧИ

9.1. Ручной привод
Длина рукоятки (радиус маховичка), мм
$L_р = (T_{тр\,в} + T_{тр\,ч})/(F_р Z_р K_р)$,
где $F_р \leqslant 300$ N - усилие, развиваемое одним рабочим на рукоятке (маховичке);
$Z_р$ - число рабочих;
$K_р$ - коэффициент, учитывающий неравномерность одновременной работы двух и более рабочих, $K_р = 0,8$.
Диаметр рукоятки (при $[\sigma_{из}] = 100$ МПа - Ст3), мм
$d_р = \sqrt[3]{F_р Z_р K_р (L_р - 0,5 D_3)/(0,1[\sigma_{из}])}$.
Конструкция храпового механизма (16.4).

9.2. Механический привод
Потребная мощность двигателя, кВт
$P_{эд} = Q\upsilon/(1000\eta\eta_{рсд})$,
где υ - скорость подъема, м/с.

10. ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

10.1. Коэффициент полезного действия
$\eta = \mathrm{tg}\,\gamma/[\mathrm{tg}(\gamma+\rho') + 2T_{тр\,ч}/(Q d_2)]$.

10.2. Передаточное число
$u = 2\pi L_р/P$.

Табл. 16.1.1. Значения средних допускаемых давлений $[q]$ между рабочими поверхностями витков винта и гайки, а также значения коэффициента трения скольжения f

Материалы пары "винт-гайка"	$[q]$ МПа	f
Закаленная сталь-бронза Незакаленная сталь-бронза	11...13 8...10	0,10...0,12
Закаленная сталь-чугун Незакаленная сталь-чугун	7...8 5...7	0,11...0,13
Закаленная сталь-сталь	8...10	0,12...0,15

Для редко работающих передач "винт-гайка" средние допускаемые давления $[q]$ могут быть повышены до 30%.

Табл 16.1.2. Некоторые параметры профиля резьб

Профиль резьбы	ψ_h	α, град
Прямоугольная	0,50	0
Упорная	0,75	3
Трапецеидальная	0,50	15
Метрическая	0,54	30

$\psi_h = H_1/p$ - коэффициент высоты резьбы.
α - угол наклона опорной поверхности резьбы.

Табл. 16.1.3. Некоторые допускаемые напряжения для материалов пары "винт-гайка"

	$[\sigma_p]$, МПа	$[q]'$, МПа	$[\tau]$, МПа
Сталь	$\sigma_т/3$	$\sigma_т/2$	0,6 $[\sigma_p]$
Бронза	35...45	45...50	30...50
Чугун	20...24	60...80	30...50

Табл. 16.1.4. Значения коэффициентов a и b

	Ст3	Ст4	Ст5	35	40	45	50
a	250	280	340	320	380	440	470
b	0,4	0,7	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8

Табл. 16.1.5. Значения коэффициента $n = f(J_1/J_2, L_2/L_1)$

J_1/J_2 \ L_2/L_1	0,2	0,4	0,6	0,8
0,01	0,15	0,27	0,60	2,26
0,1	1,47	2,40	4,50	8,59
0,2	2,80	4,22	6,69	9,33
0,4	5,09	6,68	8,51	9,67
0,6	6,98	8,19	9,24	9,78
0,8	8,55	9,18	9,63	9,84

16.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ НЕКОТОРЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧИ

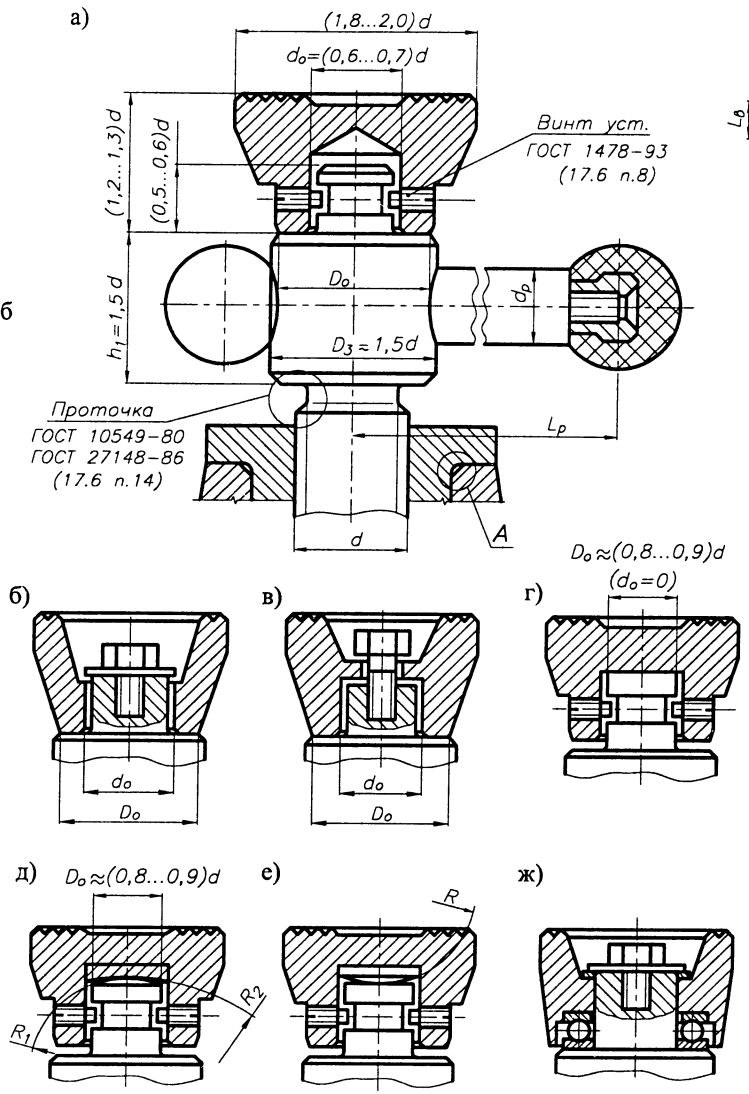


Рис. 16.2.1. Варианты конструкции опорной чашки

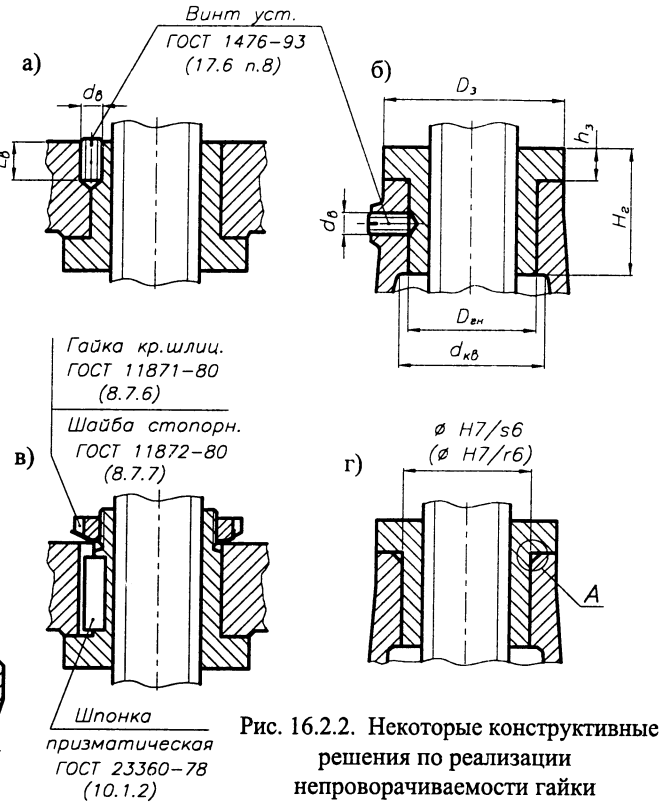


Рис. 16.2.2. Некоторые конструктивные решения по реализации непроворачиваемости гайки

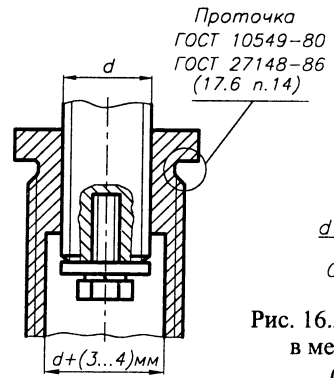


Рис. 16.2.3. Вариант выполнения втулки телескопического домкрата

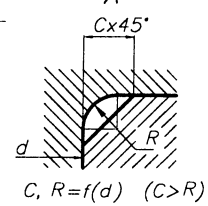


Рис. 16.2.4. Радиусы и фаски в местах соединений (табл. 7.4.6)

16.3. ПРОФИЛИ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕЗЬБ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

1. РЕЗЬБА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ

Табл. 16.3.1. Размеры профиля однозаходней резьбы, мм

ГОСТ 9484-81, ГОСТ 24737-81, ГОСТ 24738-81, ГОСТ 24739-81

d 1-й ряд	d 2-й ряд	P	D_4	$D_2=d_2$	D_1	d_3	Число заходов n: 2	3	4	6	8 (Ход резьбы P_h)
10		1,5	10,3	9,25	8,5	8,2	3	4,5			
		2	10,5	9,00	8,0	7,5	4				
12	11, 14	2	12,5	11,0	10	9,5	4	6			
		3	12,5	10,5	9,0	8,5					
16	18	2	16,5	15,0	14	13,5	4	6	8		
		4	16,5	14,0	12	11,5					
20		2	20,5	19,0	18	17,5	4	6	8		
		4	20,5	18,0	16	15,5	8				
24	22, 26	3	24,5	22,5	21	20,5	6	9	12	18	24
		5	24,5	21,5	19	18,5	10				
		8	25	20,0	16	15,0					
28		3	28,5	26,5	25	24,5	6	9	12		
		5	28,5	25,5	23	22,5	10				
		8	29,0	24,0	20	19,0					
32	30, 34	3	32,5	30,5	29	28,5	6	9	12		
		6	33,0	29,0	26	25,0	12	18			
		10	33,0	27,0	22	21,0					
36		3	36,5	34,5	33	32,0	6	9	12	18	
		6	37,0	33,0	30	29,0	12	18			
		10	37,0	31,0	26	25,0					
40	38, 42	3	40,5	38,5	37	36,5	6	9	12	18	
		7	41,0	36,5	33	32,0	14				
		10	41,0	35,0	30	29,0					
44		3	44,5	42,5	41	40,5	6	9	12	18	24
		7	45,0	40,5	37	36,0	14	21			
		12	45,0	38,0	32	31,0					
48	46	3	48,5	46,5	45	44,5	6	9	12	18	24
		8	49,0	44,0	40	39,0	16	24			
		12	49,0	42,0	36	35,0					
52	50	3	52,5	50,5	49	48,5	6	9	12	18	24
		8	53,0	48,0	44	43,0	16	24			
		12	53,0	46,0	40	39,0	24				
60	55	3	60,5	58,5	57	56,5	6	9	12	18	24
		9	61,0	55,5	51	50,0	18	27			
		14	62,0	53,0	46	44,0	28				
70	65	4	70,5	68,0	66	65,5	8	12	16	24	32
		10	71,0	65,0	60	59,0	20	30			
		16	72,0	62,0	54	52,0					
80	75	4	80,5	78,0	76	75,5	8	12	16	24	32
		10	81,0	75,0	70	69,0	20	30	40		
		16	82,0	72,0	64	62,0	32				
90	85, 95	4	90,5	88,0	86	85,0	8	12	16	24	32
		12	91,0	84,0	78	77,0	24	36			
		18	92,0	81,0	72	70,0	36				
100		4	100,5	98,0	96	95,5	8	12	16	24	32
		12	101,0	94,0	88	87,0	24	36	48		
...		20	102,0	90,0	80	78,0	36	40			

Примечание. Основные размеры профиля резьбы представлены для номинального диаметра по 1-му ряду.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:

- резьбового соединения (резьба трапецеидальная номинальным диаметром $d = 20$ мм, шагом $P = 4$ мм): *Tr20x4 – 7H/7e*
- винта *Tr 20x4* с полем допуска *7e*: *Tr20x4 – 7e*
- винтового отверстия *Tr 20x4* с полем допуска *7H*: *Tr20x4 – 7H*
- резьбового соединения (резьба трапецеидальная номинальным диаметром $d = 20$ мм, ходом $P_h = 8$ мм, шагом $P = 4$ мм, левого): *Tr20x8(P4)LH – 7H/7e*

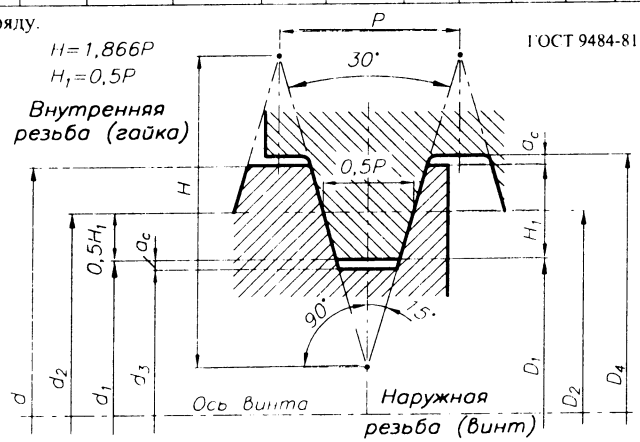


Рис. 16.3.1. Профиль трапецеидальной резьбы

2. РЕЗЬБА УПОРНАЯ

Табл. 16.3.2. Размеры профиля резьбы, мм

ГОСТ 10177-82

$d=D$ 1-й ряд	$d=D$ 2-й ряд	P	$D_2=d_2$	D_1	d_3	$d=D$ 1-й ряд	$d=D$ 2-й ряд	P	$D_2=d_2$	D_1	d_3
10		2	8,5	7,0	6,53	44		7	38,75	33,5	31,85
12	14	2	10,5	9,0	8,53			12	35,00	26,0	23,17
		3	9,75	7,5	6,79	48	46, 50	3	45,75	43,5	42,79
16	18	2	14,5	13,0	12,53			8	42,00	36,0	34,12
		4	13,0	10,0	9,06			12	39,00	30,0	27,17
20		2	18,5	17,0	16,53	52		3	49,75	47,5	46,79
		4	17,0	14,0	13,06			8	46,00	40,0	38,12
24	22, 26	3	21,75	19,5	18,79			12	43,00	34,0	31,17
		5	20,25	16,5	15,32	60	55	3	57,75	55,5	54,79
		8	18,00	12,0	10,12			9	53,25	46,5	44,38
28		3	25,75	23,5	22,79			14	49,50	39,0	35,70
		5	24,25	20,5	19,32	70	65	4	67,00	64,0	63,06
		8	22,00	16,0	14,12			10	62,50	55,0	52,65
32	30	3	29,75	27,5	26,79			16	58,00	46,0	42,23
		6	27,50	23,0	21,59	80	75	4	77,00	74,0	73,06
		10	24,50	17,0	14,65			10	72,50	65,0	62,65
36	34	3	33,75	31,5	30,79			16	68,00	56,0	52,23
		6	31,50	27,0	25,59	90	85	4	87,00	84,0	83,06
		10	28,50	21,0	18,65			12	81,00	72,0	69,17
40	38, 42	3	37,75	35,5	34,79			18	76,50	63,0	58,76
		7	34,75	29,5	27,85			20	75,00	60,0	55,29
		10	32,50	25,0	22,65	100	95	4	97,00	94,0	93,06
44		3	41,75	39,5	38,79			12	91,00	82,0	79,17
						...		20	85,00	70,0	65,29

Примечание. Основные размеры профиля резьбы представлены для номинального ее диаметра по 1-му ряду.

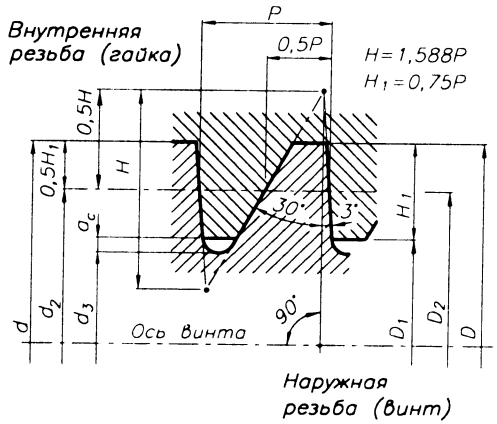


Рис. 16.3.2. Профиль упорной резьбы

3. РЕЗЬБА ПРЯМОУГОЛЬНАЯ

(нестандартизированная)

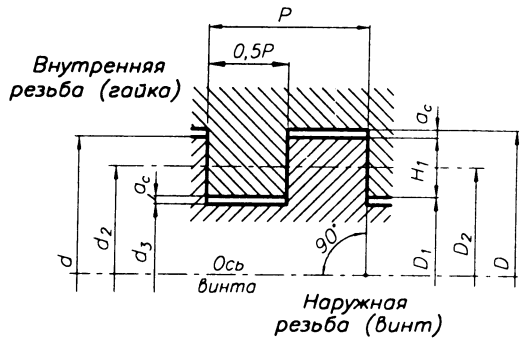


Рис. 16.3.3. Профиль прямоугольной резьбы

Табл. 16.3.3. Рекомендуемые размеры профиля прямоугольной резьбы, мм

Винт	Гайка
$H_1 = 0{,}5\,P$	
d_2 - выбирается	$D_2 = d_2$
$d = d_2 + H_1$	$D = d_2 + H_1 + 2\,a_c$
$d_3 = d_2 - H_1 - 2\,a_c$	$D_1 = d_2 - H_1$
$p \leqslant 5$	$a_c = 0{,}25$
$p \leqslant 12$	$a_c = 0{,}50$
$p > 12$	$a_c = 1{,}00$

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:

- резьбового соединения (резьба упорная номинальным диаметром $d = 20$ мм, шагом $P = 4$ мм): *S20x4–7AZ/7h*
- винта *S20x4* с полем допуска *7h*: *S20x4–7h*
- винтового отверстия *S20x4* с полем допуска *7AZ*: *S20x4–7AZ*
- резьбового соединения (резьба упорная номинальным диаметром $d = 20$ мм, шагом $P = 4$ мм, левая): *S20x4LH–7AZ/7h*

16.4. ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ

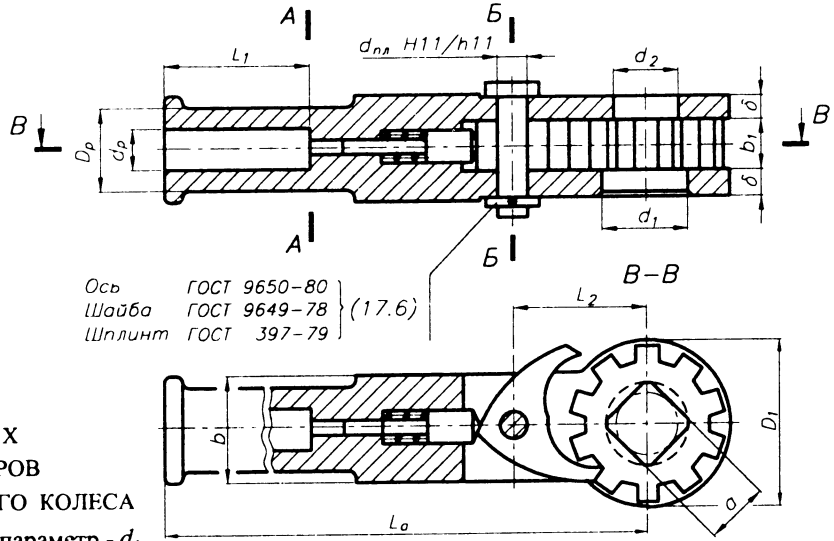


Рис. 16.4.1. Храповой механизм

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ХРАПОВОГО КОЛЕСА

Исходный параметр - d_1

$(d_1 \simeq d)$

$Z=8...10$ – число зубьев храпового колеса;

$a=0,7d_1+(1...2)$ мм;

$d_2 \leqslant a-(1...2)$ мм;

$d_f=(1,4...1,5)d_1$, мм;

$d_w=d_f/(1-0,25\pi/Z)$, мм;

$t=\pi \cdot d_w/Z$, мм;

$t_1=0,5t$, мм;

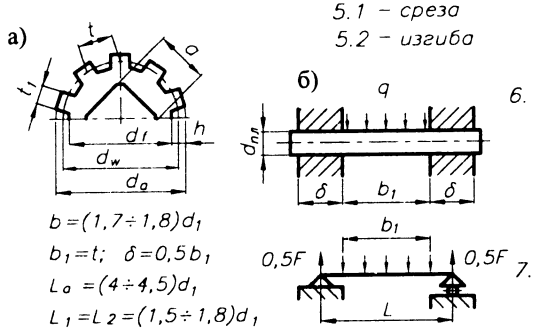
$h=0,5t_1$, мм;

$d_a=d_w+h$, мм;

$D_1=d_a+5$, мм.

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ХРАПОВОГО МЕХАНИЗМА

1. Расчетная длина рукоятки $L_o=L_p-L_a$, мм.
2. Диаметр рукоятки d_p из условия прочности на изгиб $d_p=\sqrt[3]{F_p Z_p K_p L_o/(0,1[\sigma_{из}])}$, мм (25Л $[\sigma_{из}]=120$ МПа).
3. Наружный диаметр корпуса ($D_p=1,6d_p$, мм) проверяется на изгиб в сечении А–А $\sigma_{из}=F_p Z_p K_p(L_o+L_1)/W \leqslant [\sigma_{из}]$, МПа. $W=0,1(D_p^4-d_p^4)/D_p$, мм.
4. Окружная сила на храповом колесе $F=2F_p Z_p K_p L_p/D_w$, Н.
5. Напряжения у основания зубьев храпового колеса
   5.1 – среза $\tau=F/(b_1 t_1) \leqslant [\tau]$, МПа.
   5.2 – изгиба $\sigma_{из}=F\ 0,5h/W \leqslant [\sigma_{из}]$, МПа. $W=b_1 t_1^2/6$, мм^3.
6. Диаметр оси собачки из условия прочности на изгиб $q=F/b_1$, Н/мм. $L=b_1+\delta$, мм. $M_{из}=0,5F\ 0,5L-(q\ 0,5b_1\frac{1}{2}0,5b_1)$, Н·мм. $d_{пл}=\sqrt[3]{M_{из}/(0,1[\sigma_{из}])}$, мм.
7. Напряжения изгиба в сечении Б–Б щек корпуса храпового механизма $\sigma_{из}=F_p Z_p K_p(L_p-L_2)/W \leqslant [\sigma_{из}]$, МПа. $W=2(\delta(b^3-d_{пл}^3)/(12 \cdot 0,5b))$, мм^3.



$b=(1,7 \div 1,8)d_1$

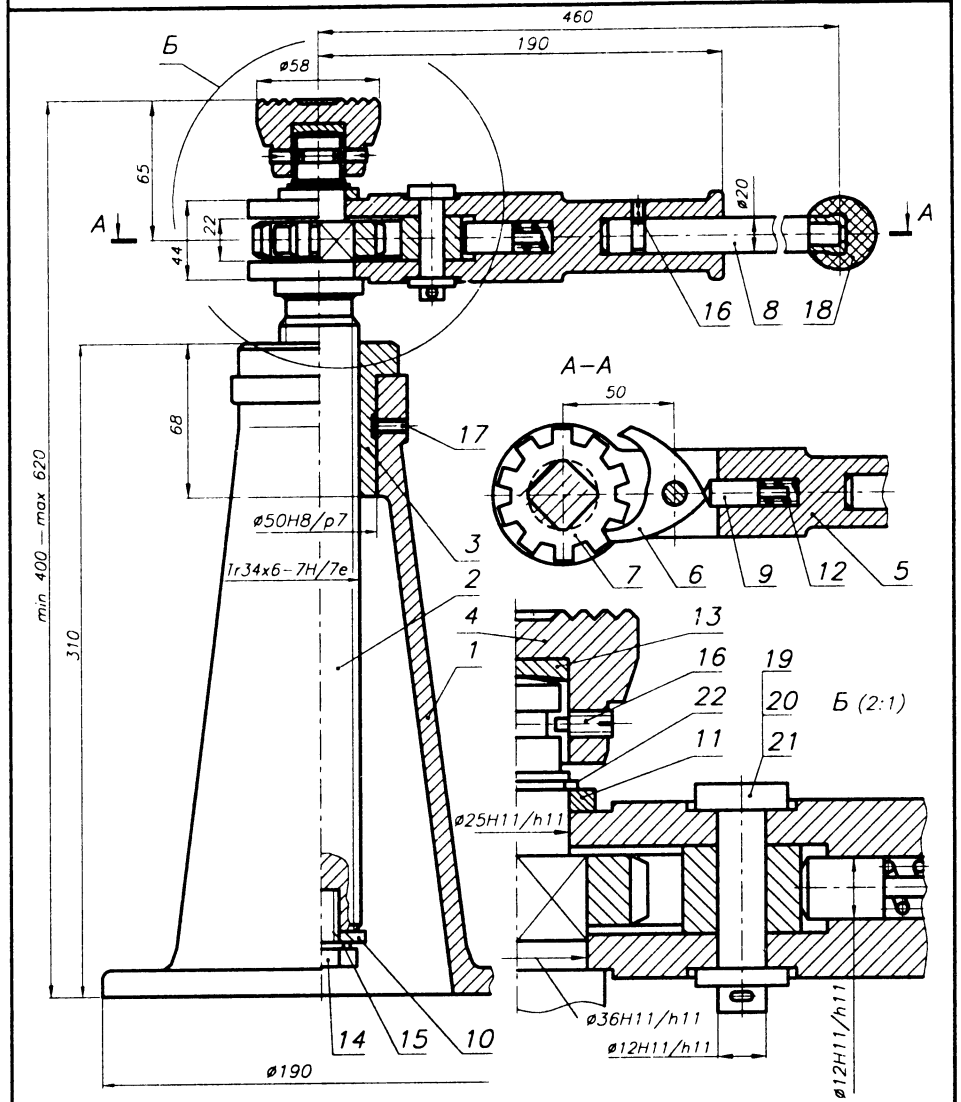
$b_1=t$; $\delta=0,5b_1$

$L_a=(4 \div 4,5)d_1$

$L_1=L_2=(1,5 \div 1,8)d_1$

Рис. 16.4.2. Расчетные схемы:
а) храпового колеса; б) пальца

16.5. СБОРОЧНЫЕ И РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧИ



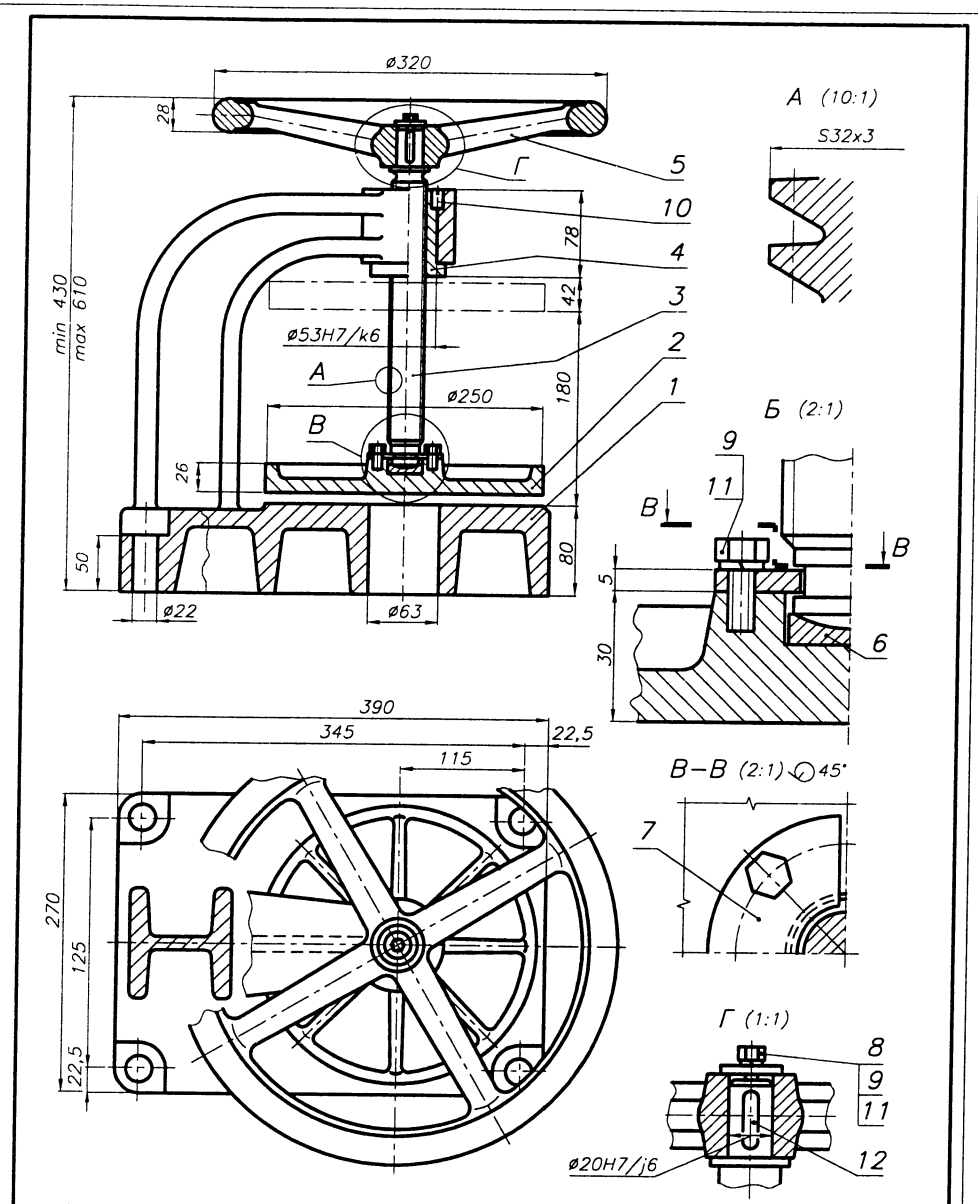
Техническая характеристика

Грузоподъемность – 20 kH

Высота подъема – 220 мм

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а.16.05.01.СБ
Разраб.					ДОМКРАТ
Провер.					Лит. / Масса / Масштаб: 1:1
Т.контр.					Лист 1 / Листов 1
Н.контр.					БНТУ
Утверд.					Кафедра ДМ и ПТМ
Консульт.					

Рис. 16.5.1

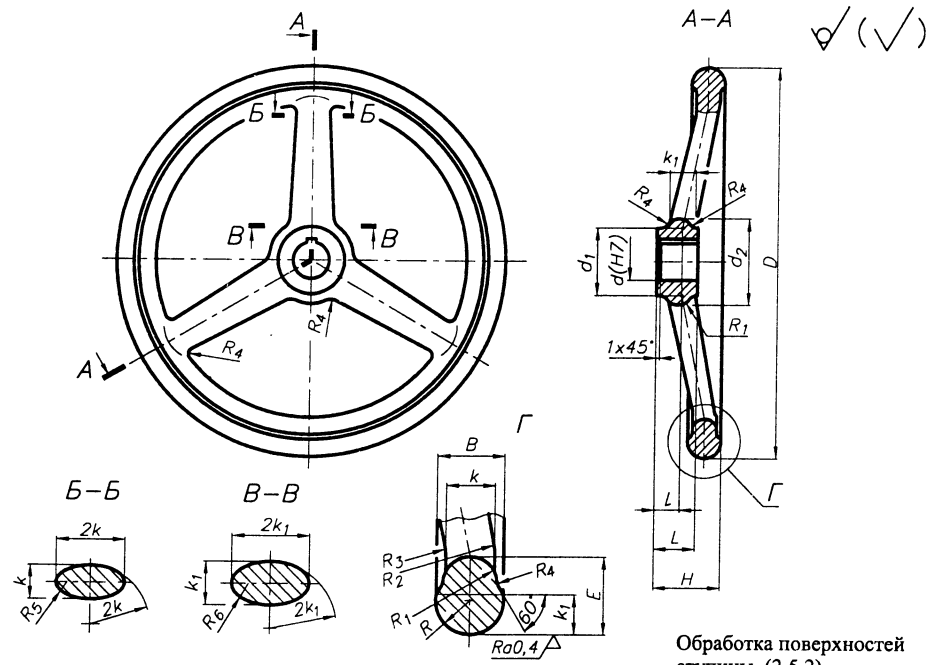


Техническая характеристика

Сила прессования – 20 kH
Высота прессования – 180 мм

Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 16.05.02.СБ		
Разраб.					ПРЕСС	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.						у		1:2,5
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консуль.								

Рис. 16.5.2



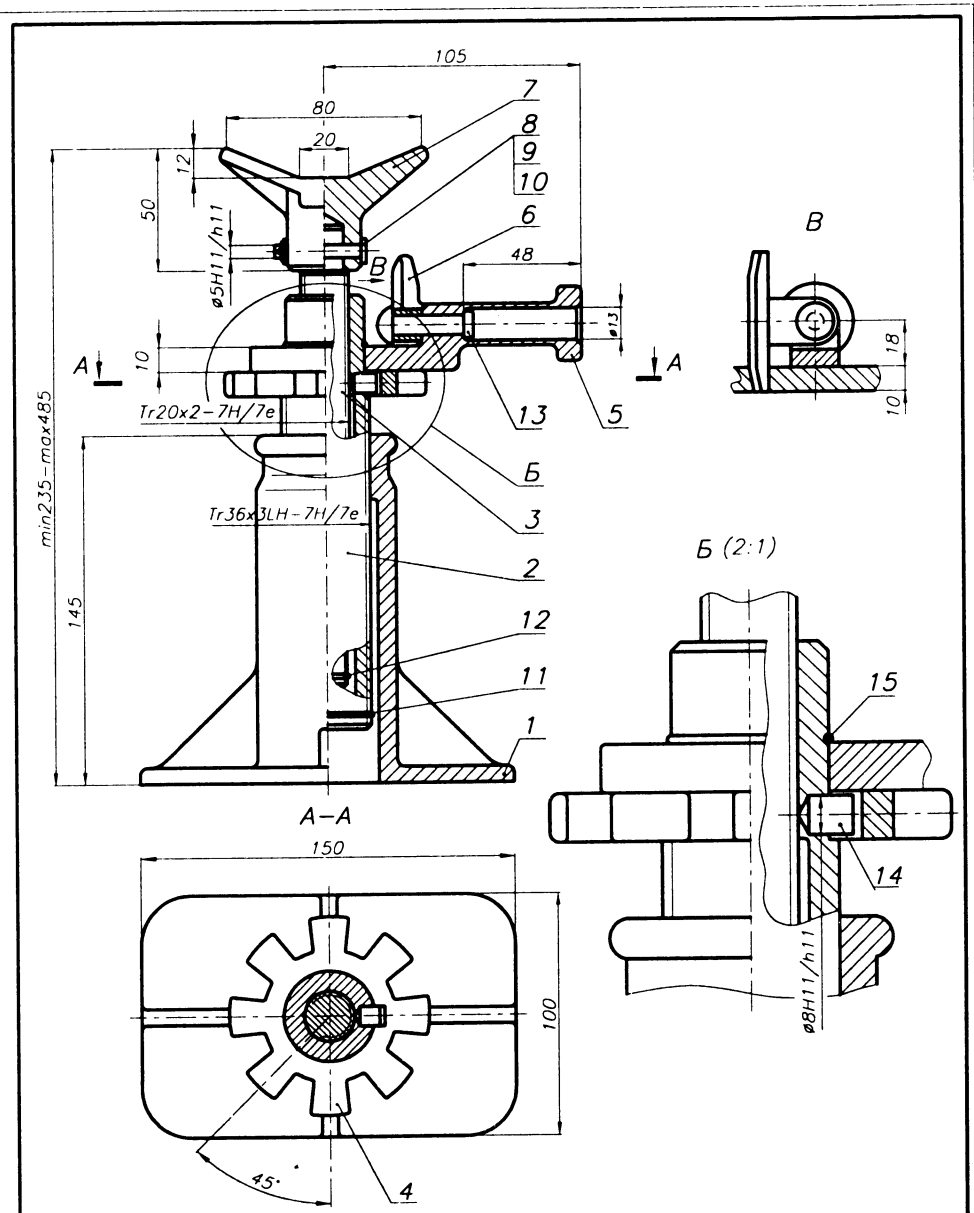
Обработка поверхностей ступицы (2.5.2).
Размеры и обработка шпоночного паза (10.1.2).

Рис. 16.5.3. Маховички со спицами металлические

Табл. 16.5.1. Параметры и размеры, мм, маховичков

D	d H7	d_1	d_2	B	E	H	k	k_1	L	l
125	14	28	40	18	20	36	9	11	18	10
160	16	32	45	20	22	40	10	12	20	11
200	20	36	50	22	25	45	11	14	24	14
250	25	45	60	25	28	50	12	16	28	17
320	30	55	72	28	32	55	14	18	34	21
400	36	65	85	32	36	65	16	20	40	25
500	40	75	95	36	40	75	18	22	45	28

D	R	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	Кол-во спиц	Вес, кг
125	9,0	5,5	18	12	3,5	3,4	4,0	3	0,8
160	10,0	6,0	22	16	4,0	3,7	4,5		1,3
200	11,0	7,0	26	20		4,1	5,3		1,8
250	12,5	8,0	-	24		4,5	6,0		2,8
320	14,0	9,0	-	28	5,0	5,3	6,8	5	6,3
400	16,0	10	-	45	6,0	6,0	7,5		10,5
500	18,0	11	-	65	7,0	6,8	8,3		16,4

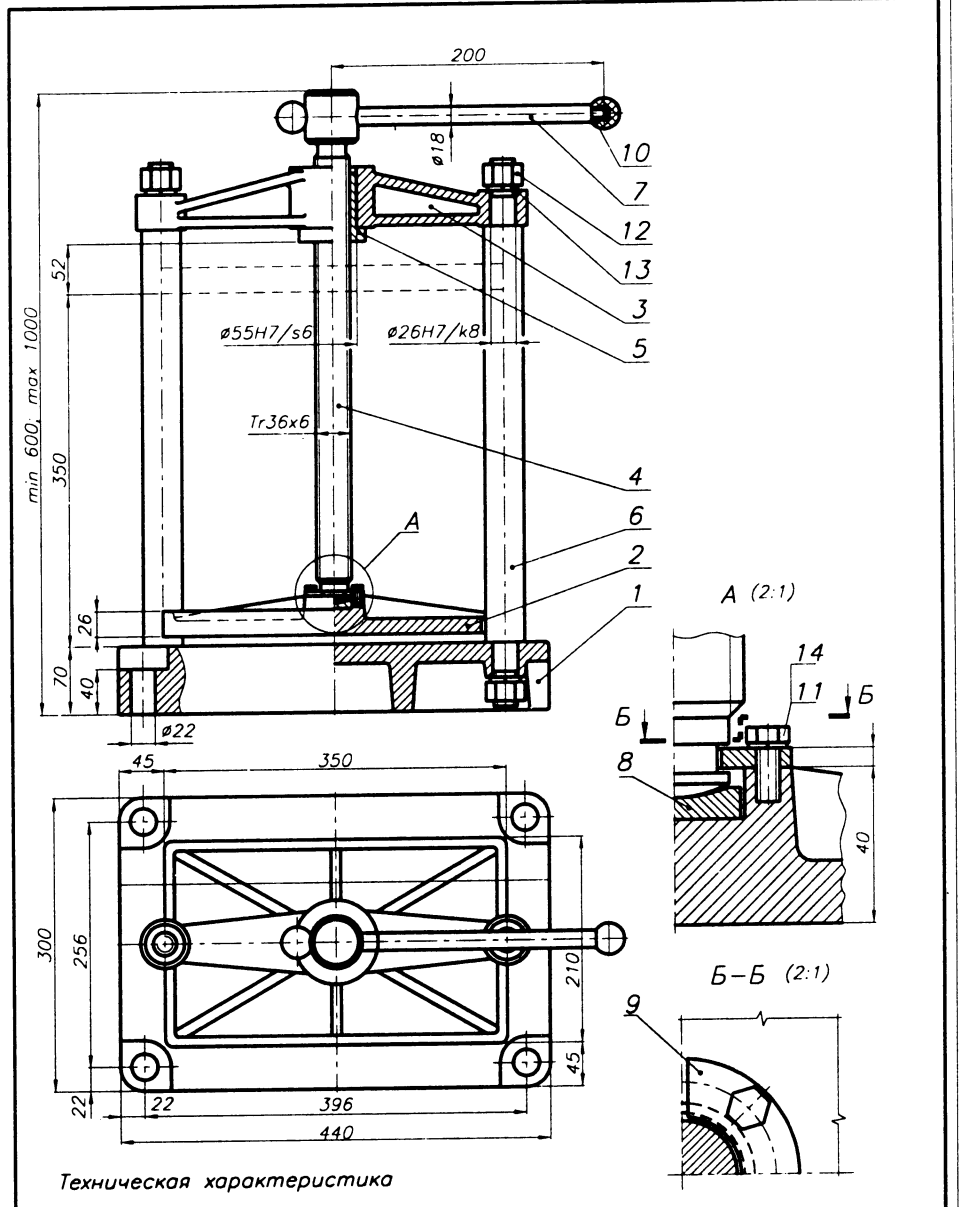


Техническая характеристика

Грузоподъемность – 15 kH
Высота подъема – 250 мм

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а.16.05.04.СБ		
Разраб.					ДОМКРАТ	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.						У		1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.					НТУ "ХПИ"		
Утверд.					Кафедра ДМ и ПМ		
Консуль.							

Рис. 16.5.4



Техническая характеристика

Сила прессования – 25 kH
Высота прессования – 400 мм

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а.16.05.05.СБ		
Разраб.		Пычек К.		12.00	ПРЕСС	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.						У		1:2,5
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.					БНТУ		
Утверд.					Кафедра ДМ и ПТМ		
Консуль.							

Рис. 16.5.5

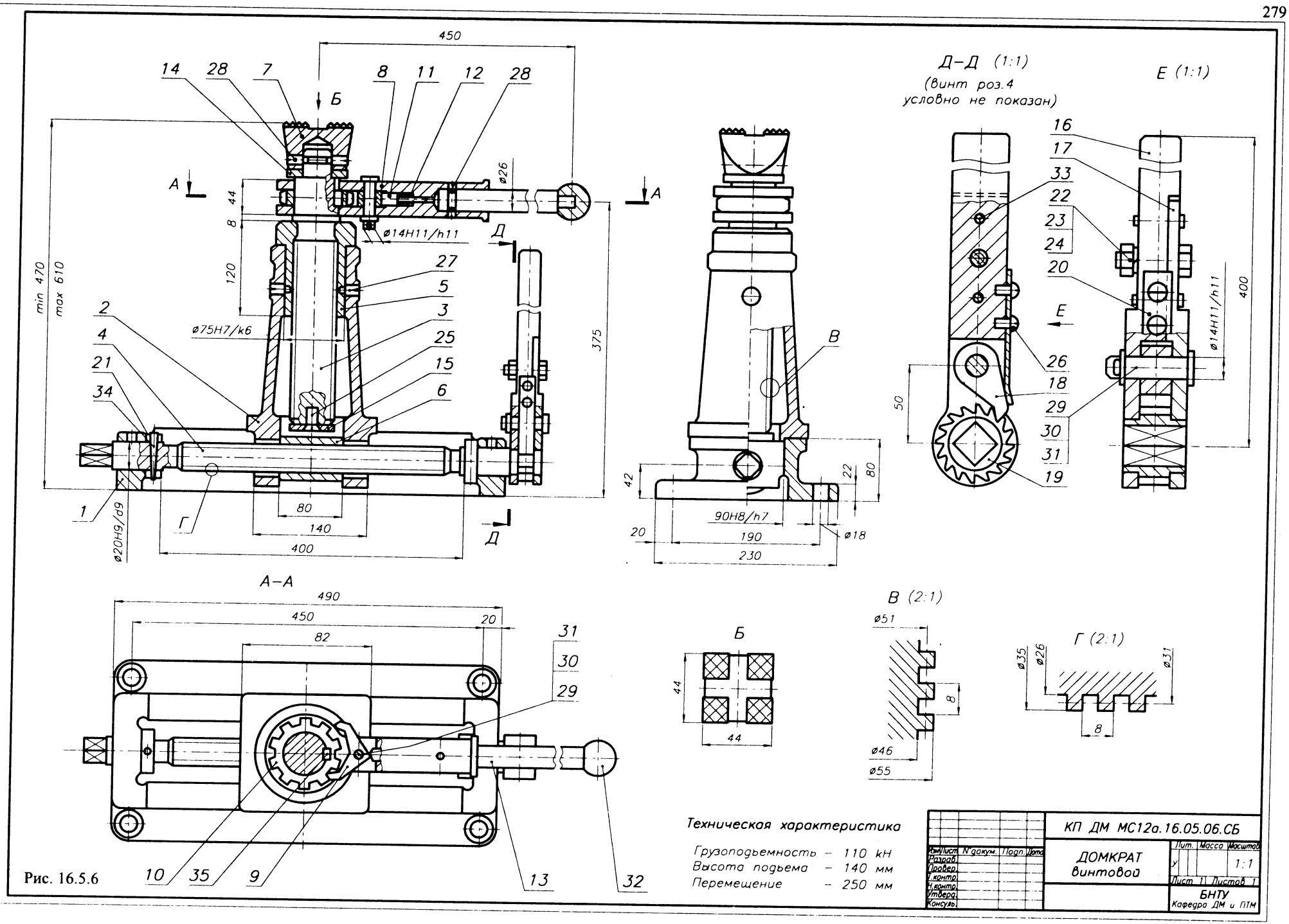

Д–Д (1:1)
(винт роз.4
условно не показан)
Е (1:1)
А–А
В (2:1)
Б
Г (2:1)
Техническая характеристика
Грузоподъемность – 110 kN
Высота подъема – 140 мм
Перемещение – 250 мм
КП ДМ МС12а.16.05.06.СБ
ДОМКРАТ винтовой
БНТУ
Кафедра ДМ и ПТМ
Лит. Масса Масштаб
1:1
Лист 1 Листов 1
Изм. Лист N докум. Подп. Дата
Разраб.
Провер.
Т.контр.
Н.контр.
Утверд.
Консульт.

Рис. 16.5.6

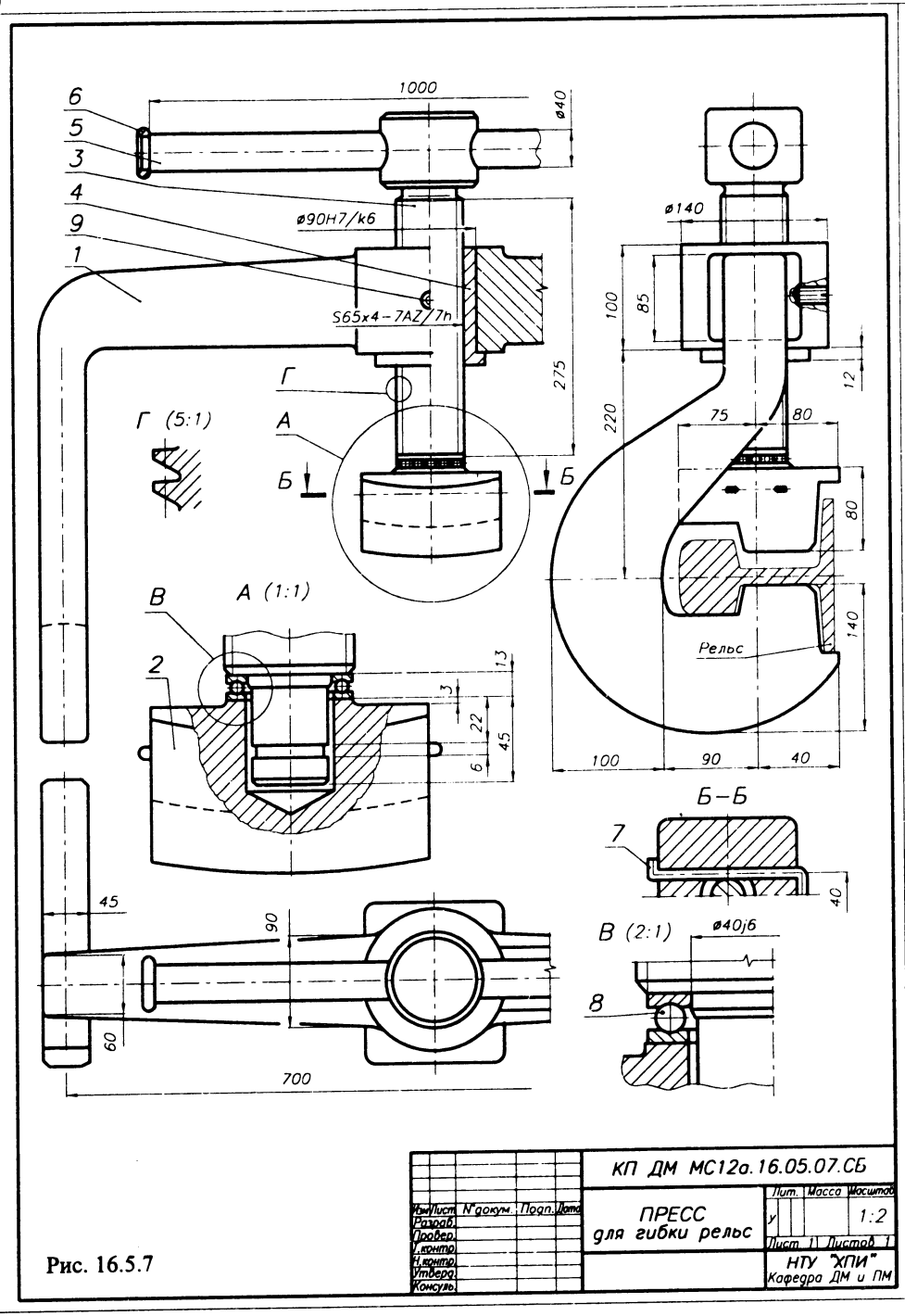
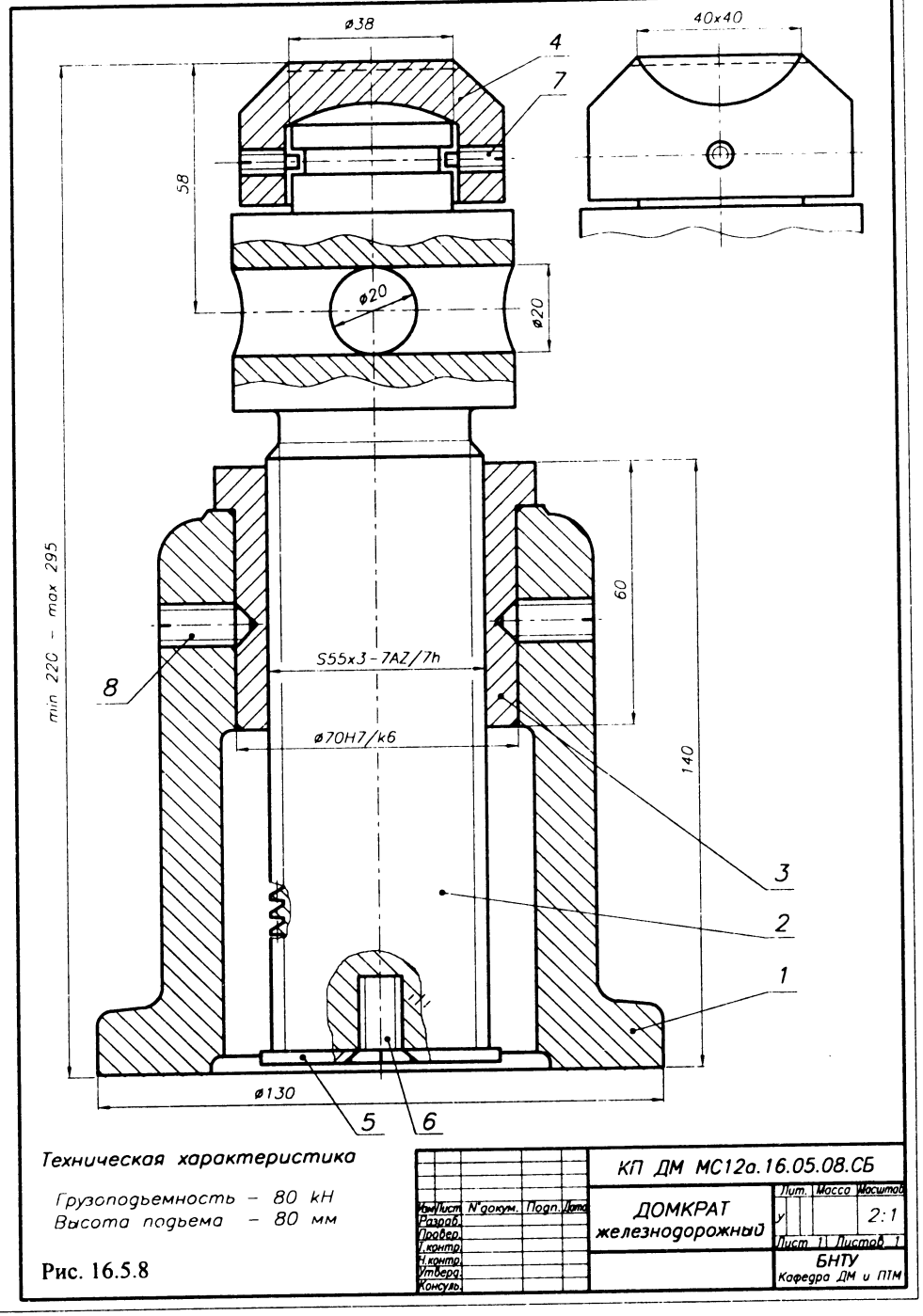


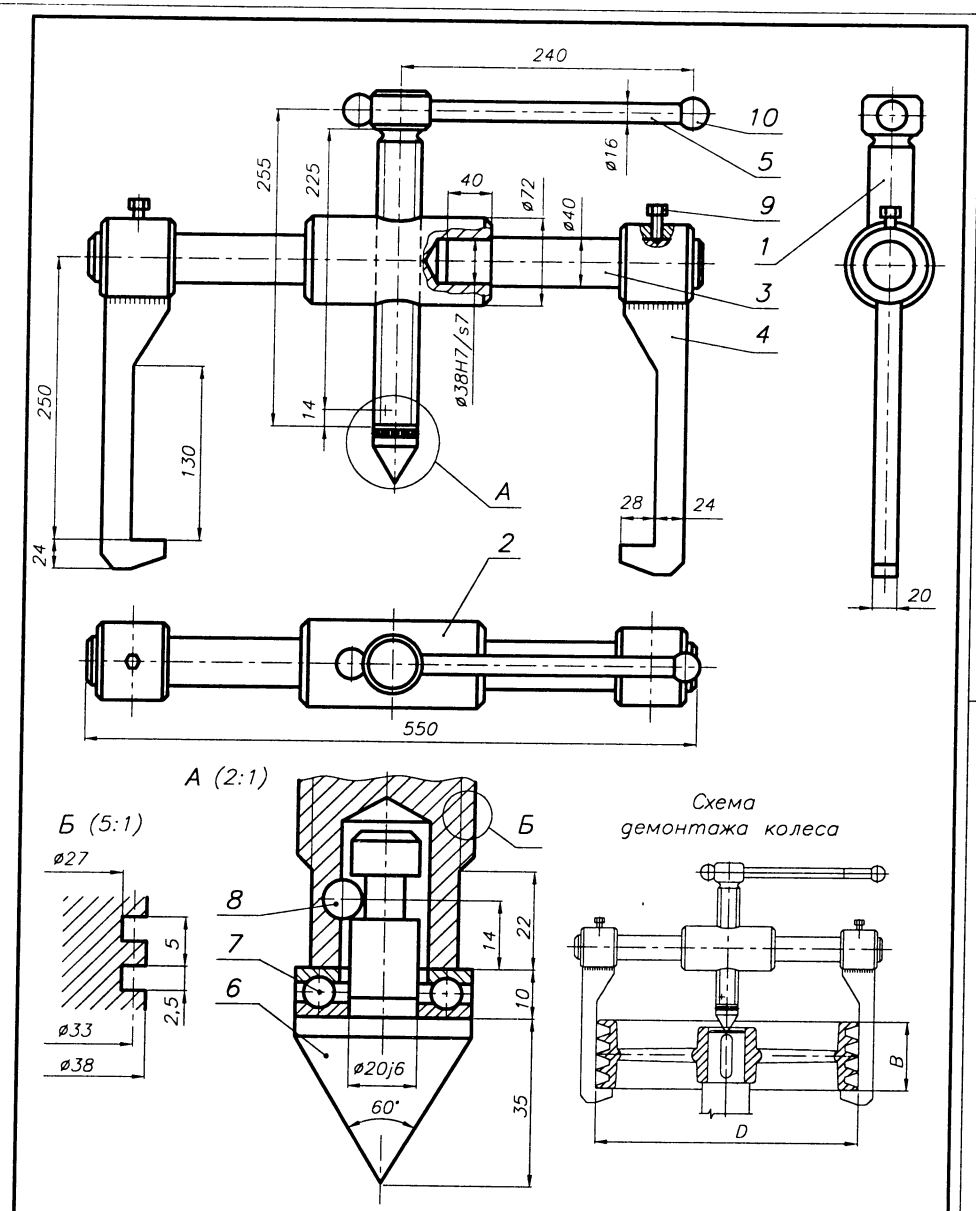
Рис. 16.5.7



Техническая характеристика

Грузоподъемность – 80 кН
Высота подъема – 80 мм

Рис. 16.5.8



Техническая характеристика
Диаметр снимаемого колеса
– D_{max} =500 мм,
– D_{min} =110 мм,
Ширина колеса
– B_{max} =140 мм

Рис. 16.5.9

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 16.05.09.СБ	
Разраб.				СЪЕМНИК для колес	Лит. / Масса / Масштаб: У / 1:2
Провер.					Лист 1 / Листов 1
Т.контр.					БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ
Н.контр.					
Утверд.					
Консуль.					

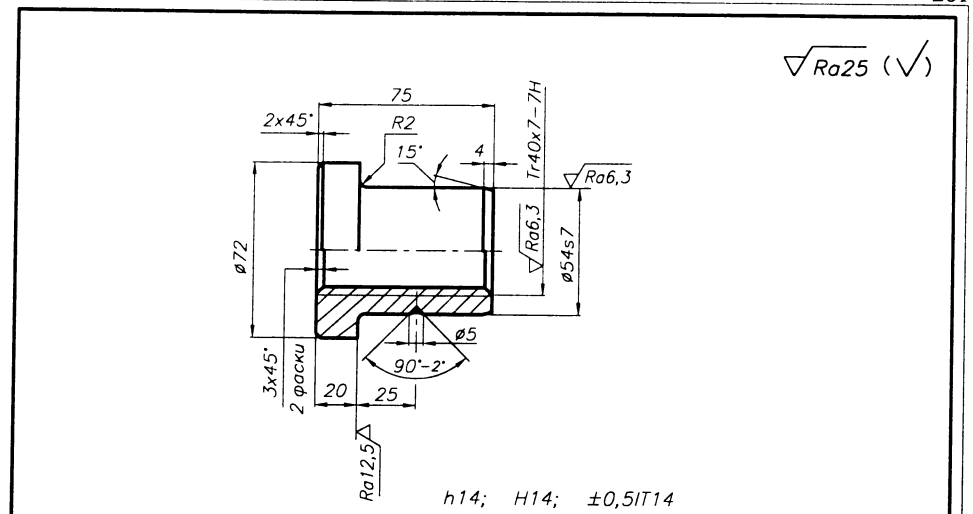


Рис. 16.5.10

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 16.05.10	
Разраб.				ГАЙКА	Лит. / Масса / Масштаб: У / 1:2
Провер.					Лист 1 / Листов 1
Т.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Н.контр.				Бр010Ф1 ГОСТ 613–79	
Утверд.					
Консуль.					

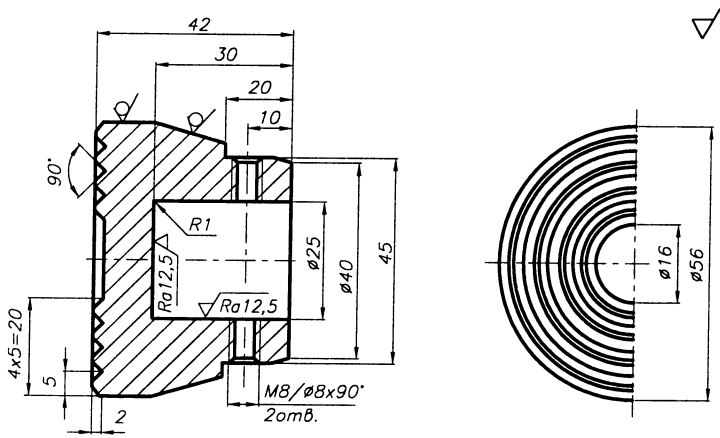


Рис. 16.5.11

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 16.05.11	
Разраб.				КОРОНА	Лит. / Масса / Масштаб: У / 1:2
Провер.					Лист 1 / Листов 1
Т.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Н.контр.				50Л ГОСТ 977–88	
Утверд.					
Консуль.					

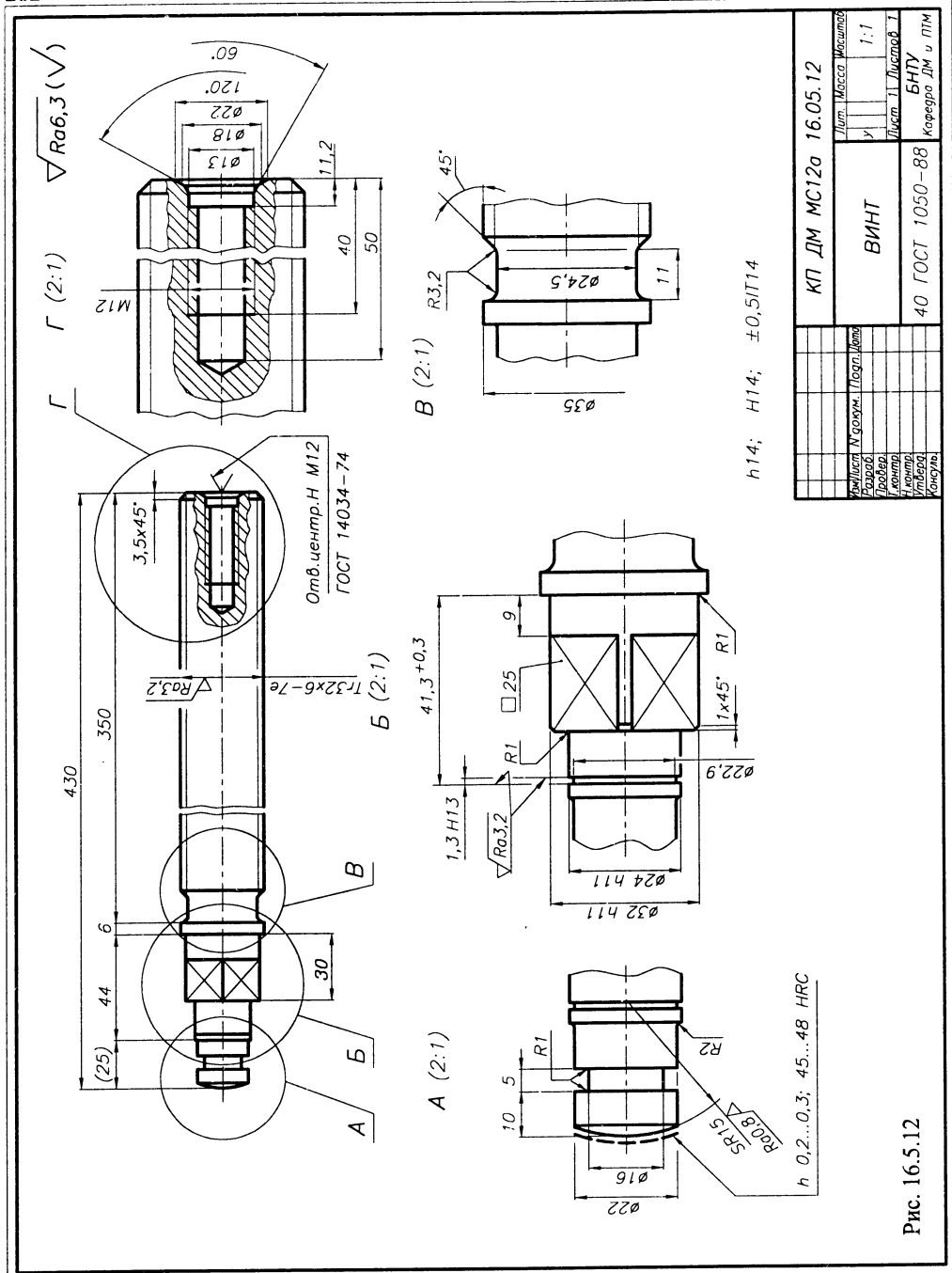


Рис. 16.5.12

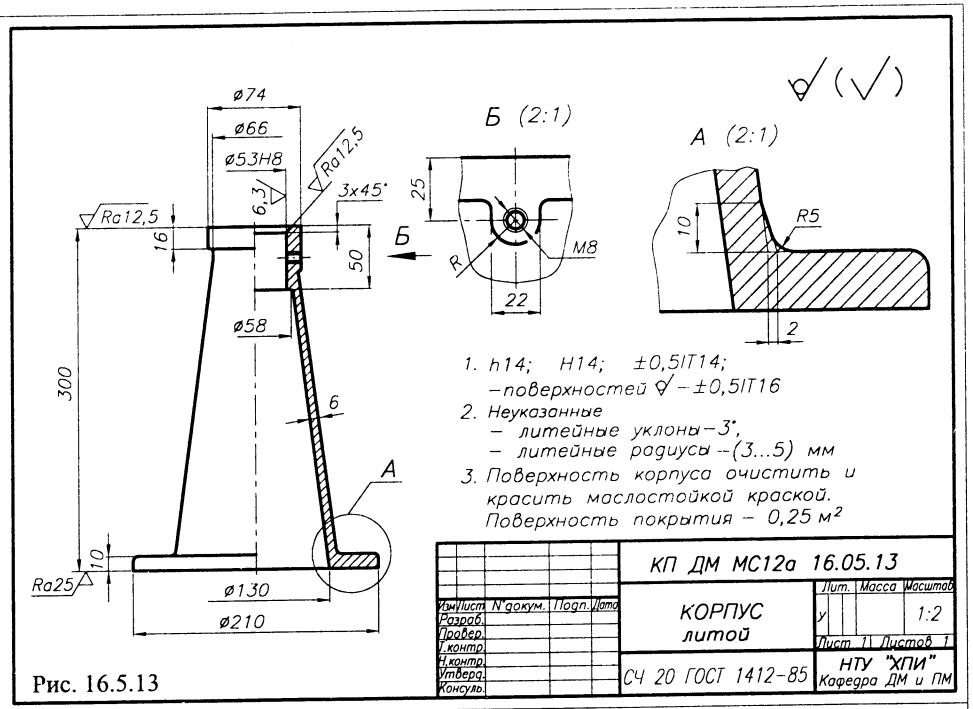


Рис. 16.5.13

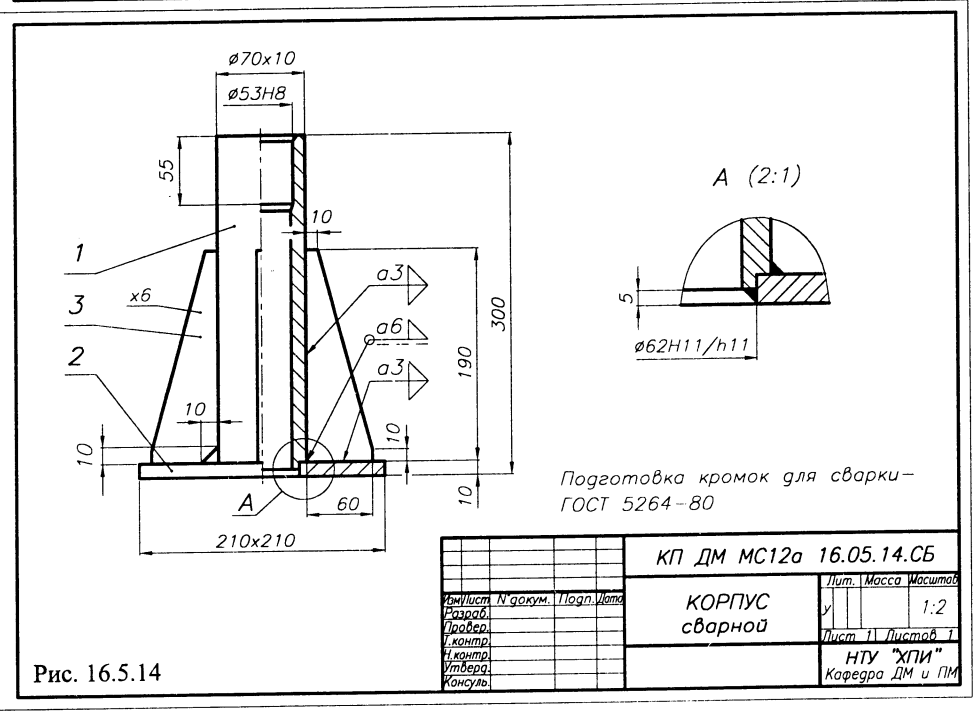


Рис. 16.5.14

17. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ОБЩЕГО ПРИМЕНЕНИЯ

17.1. НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ, КОНУСНОСТИ, УГЛЫ И УГЛЫ КОНУСОВ

При проектировании линейные размеры, конусности, углы и углы конусов, значения которых не определяются конструктивными, технологическими или монтажными требованиями, выбираются из числа нормальных линейных размеров, нормальных конусностей, нормальных углов и углов конусов.

1. НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ

Табл. 17.1.1. Нормальные линейные размеры, мм

ГОСТ 6636-69

Ряды				Ряды				Ряды			
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100
			1,05				10,5				105
		1,1	1,1			11	11			110	110
			1,15				11,5				120
	1,2	1,2	1,2		12	12	12		125	125	125
			1,3				13				130
		1,4	1,4			14	14			140	140
			1,5				15				150
1,6	1,6	1,6	1,6	16	16	16	16	160	160	160	160
			1,7				17				170
		1,8	1,8			18	18			180	180
			1,9				19				190
	2,0	2,0	2,0		20	20	20		200	200	200
			2,1				21				210
		2,2	2,2			22	22			220	220
			2,4				24				240
2,5	2,5	2,5	2,5	25	25	25	25	250	250	250	250
			2,6				26				260
		2,8	2,8			28	28			280	280
			3,0				30				300
	3,2	3,2	3,2		32	32	32		320	320	320
			3,4				34				340
		3,6	3,6			36	36			360	360
			3,8				38				380
4,0	4,0	4,0	4,0	40	40	40	40	400	400	400	400
			4,2				42				420
		4,5	4,5			45	45			450	450
			4,8				48				480
	5,0	5,0	5,0		50	50	50		500	500	500
			5,3				53				530
		5,6	5,6			56	56			560	560
			6,0				60				600
6,3	6,3	6,3	6,3	63	63	63	63	630	630	630	630
			6,7				67				670
		7,1	7,1			71	71			710	710
			7,5				75				750
	8,0	8,0	8,0		80	80	80		800	800	800
			8,5				85				850
		9,0	9,0			90	90			900	900
			9,5				95				950
								1000	1000	1000	1000

2. НОРМАЛЬНЫЕ УГЛЫ

ГОСТ 8908-81

Табл. 17.1.2

Ряды		
1	2	3
0°		
		15'
	30'	
		45'
	1°	
		1°30'
	2°	
		2°30'
	3°	
	4°	
5°		
	6°	
	7°	
	8°	
		9°
	10°	
		12°
15°		
		18°
20°		
		22°
		25°
30°		
		35°
	40°	
45°		
		50°
		55°
60°		
		65°
		70°
	75°	
		80°
		85°
90°		
		100°
		110°
120°		
		135°
		150°
		165°
		180°
		270°
		360°

3. НОРМАЛЬНЫЕ КОНУСНОСТИ И УГЛЫ КОНУСОВ

ГОСТ 8593-81

Табл. 17.1.3

Ряды	
1	2
1:500	
1:200	
1:100	
1:50	
1:20	
	1:30
	1:15
1:10	1:12
	1:8
	1:7
1:5	1:6
1:3	1:4
30°	
45°	
60°	75°
90°	
120°	

При выборе ряд 1 следует предпочитать ряду 2, а ряд 2 - ряду 3.

1. СТАЛИ (табл. 16.2.1)

1.1. Сталь углеродистая обыкновенного качества ГОСТ 380-94
Марки: Ст0, Ст1, Ст2, Ст3, Ст4, Ст5, Ст6
Ст1кп, Ст1пс, Ст1сп,...

1.2. Сталь углеродистая качественная конструкционная ГОСТ 1050-88
Марки: 20, 25, 30, 35, 40, 45, 55, 60

1.3. Сталь легированная конструкционная ГОСТ 4543-71
Марки: - стали хромистые
15Х, 15ХА, 20Х, 30Х, 35Х, 38ХА, 40Х, 45Х, 50Х
- стали марганцовистые
15Г, 20Г, 25Г, 30Г, 30Г2, 35Г, 35Г2, 40Г, 40Г2, 50Г, 50Г2
- стали хромомарганцовистые
18ХГ, 18ХГТ, 20ХГР, 25ХГТ, 30ХГТ, 25ХГМ, 38ХГМ
- стали хромоникелевые
12ХН, 20ХН, 40ХН, 45ХН, 50ХН, 12ХН2, 30ХН3А
- стали хромокремнемарганцовистые
20ХГСА, 25ХГСА, 30ХГС, 30ХГСА, 35ХГСА, 30ХГСН2А
- стали хромоалюминиевые
38ХМЮА, 38Х2МЮА
- стали хромомолибденовые и хромомолибденованадиевые
15ХМ, 20ХМ, 30ХМ, 30ХМА, 30Х3МФ, 40ХМФА

2. СТАЛЬНОЕ ЛИТЬЕ (табл. 16.2.1) ГОСТ 977-88

2.1. Стали конструкционные нелегированные
Марки: 15Л, 20Л, 25Л, 30Л, 35Л, 40Л,45Л, 50Л

2.2. Стали конструкционные легированные
Марки: 20ГЛ, 35ГЛ, 30ГСЛ, 40ХЛ, 20ХМЛ, 35ХМЛ, 35ХГСЛ

3. ЧУГУНЫ

3.1. Чугун с пластифицированным графитом для отливок.
Марки: СЧ10, СЧ15, СЧ20, СЧ25, СЧ30, СЧ35 ГОСТ 1412-85

3.2. Чугун антифрикционный для отливок. ГОСТ 1585-85
Марки: АЧС-1, АЧС-2, АЧС-3,..., АЧК-2, АЧК-2,.. АЧВ-1, АЧВ-2

3.3. Чугун с шаровидным графитом для отливок. ГОСТ 7293-85
Марки: ВЧ35, ВЧ40, ВЧ45. ВЧ50, ВЧ60, ВЧ70, ВЧ80, ВЧ100

4. СПЛАВЫ ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ

4.1. Бронзы безоловянные литейные ГОСТ 493-79
Марки: БрА9Ж3Л, БрА10Ж3Мц2, БрА11Ж6Н6,

4.2. Бронзы оловянные литейные ГОСТ 613-79
Марки: БрО10Ф1, БрО10Ц2, БрО8Ц4

4.3. Бабиты оловяннные и свинцовые ГОСТ 1320-74
Марки: Б88, Б83, Б83С, Б16, БН, БС6

4.4. Сплавы алюминиевые антифрикционные ГОСТ 14113-78
Марки: АО3-7, АО9-2, АН-2,5, АСМ, АМСТ

4.5. Сплавы цинковые антифрикционные ГОСТ 21437-75
Марки: ЦАМ9-1,5Л, ЦАМ9-1,5, ЦАМ10-5Л, ЦАМ10-5

Примечание. Условное обозначение видов термообработки: Н- нормализация, У - улучшение, З - закалка, Ц - цементация, А - азотирование.

17.2. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ [27]

Табл. 17.2.1. Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	Термообраб.	$\sigma_в$	$\sigma_т$	$[\sigma]_р$	$\sigma_{-1и}$	$\sigma_{0и}$	$\tau_{-1и}$	$\tau_{0и}$	Твердость в состоянии поставки	после термообработки	
		МРа							HB	сердцевина HB	поверхн. HRC
Ст0		300...540	> 175	100...110							
Ст3		360...490	> 215	120...150	170	300	100	200	120		
Ст4		420...550	> 255	140...165	180	330	110	220	140		
Ст5		470...640	> 265	150...180	240	420	130	280	160		
Ст6		570...740	> 305	165...200	280	480	150	320	180		
Ст7		670...840	> 345	180...220	320	530	190	380	200		
20	Н	> 410	> 245								
	У	520...640	> 355	140...160	200	360	120	240	156	156	
25	Н	> 450	> 275	155...185	200	370	130	250	170	170	
	У	540...650	> 320								
30	Н	> 490	> 295	165...200	240	390	140	280	179	179	
	У	550...700	> 350								
35	Н	> 530	> 315	175...210	250	420	150	300	187	187	
	У	600...750	> 380							228...269	
40	У	> 570	> 335	190...220	260	440	160	320	217	217	
	З	630...780	> 400							192...228	42...50
45	У	> 600	> 355	200...240	280	480	170	340	241	170...220	
	З	650...800	> 430							241...285	42...50
50	У	> 630	> 370	200...240	280	480	170	340	241	170...220	
	З	700...850	> 460							241...285	44...50
55	У	> 650	> 380	210...250	300	500	200	400	255	180...230	
	З	750...900	> 490							228...280	
60	У	> 690	> 400	220...260	300	500	200	400	255	255	
	З	800...950	> 520								
40Х ,40ХН	З	> 980	> 785	270...370	600	800	320	650	217	240...280	44...52
45Х	З	> 1030	> 835	300...400	610	800	280	660	229	230...280	44...52
50Х	З	> 1080	> 885	330...430	620	800	330	680	229	240...290	46...52
45ХН	З	> 1030	> 835	300...400	450	660	240	500	207	230...300	48...54
35ХМ	З	> 930	> 835	280...330	500	700	260	550	241	270...300	45...53
40ХНМА, 40ХН2МА	З	> 1080	> 930	280...330	500	700	260	550	241	270...300	
35ХГСА	З	1620	1375	280...330	500	700	260	550	241	270...300	46...53
20Х	Ц+З	> 780	> 640							28...40	56...63
20ХН3А		> 930	> 730							28...42	56...63
20Х2Н4А		> 1270	> 1080								58...63
18Х2Н4ВА,		> 1130	> 830								56...63
20ХН2М		> 880	> 690								58...63
20ХГНМ		> 1180	> 930								60...64
25ХГНМТ		> 1180	> 1080								60...63
15ХГН2ТА		> 930	> 735							37...42	58...63
18ХГТ		> 980	> 885							37...42	56...62
25ХГТ		> 1270	> 980							26...42	58...63
20ХГР		> 980	> 785								56...62
20ХГНР		> 1270	> 1080								56...62
38ХМЮА	А	> 980	> 835						229	300...350	(850... 900) HV
20Л		410	210	70...90	130	200	90	140			
30Л		470	250	85...105	150	260	100	160			
40Л		520	290	95...125	180	320	120	200		270...300	
50Л		570	335	120...155	230	400	150	260			
35ХМЛ	Н	590	390								
35ХНМЛ	Н	680	540								
40ХЛ	Н	650	500							180	

Табл. 17.3.1. Рекомендуемые посадки при номинальных размерах от 1 до 500 мм в системе ОТВЕРСТИЯ

ГОСТ 25347-82

Основн. отв.	Основные отклонения валов																	
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	x	z
	соединения с зазором								переходные				с натягом						
H6						H6/f6	H6/g5	H6/h5	H6/js5	H6/k5	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5				
H7			H7/c8	H7/d8	H7/e7	**H7/e8**	H7/f7	**H7/g6**	H7/h6	**H7/js6**	**H7/k6**	H7/m6	**H7/n6**	**H7/p6**	**H7/r6**	**H7/s6**	H7/s7	H7/t6	H7/u7
H8			H8/c8	H8/d8	**H8/e8**	H8/f7	H8/f8	**H8/h7**	**H8/h8**	H8/js7	H8/k7	H8/m7	H8/n7				H8/s7	H8/u8	H8/x8	H8/z8
				H8/d9	H8/e9	H8/f9		H8/h9											
H9				**H9/d9**	H9/e8	H9/e9	H9/f8	H9/f9	H9/h8	H9/h9									
H10				H10/d10				H10/h9	H10/h10										
H11		H11/a11	H11/b11	H11/c11	**H11/d11**			**H11/h11**											
H12			H12/b12					H12/h12											

Примечание. Обозначения предпочтительных посадок заключены в рамку.

Табл. 17.3.2. Рекомендуемые посадки при номинальных размерах от 1 до 500 мм в системе ВАЛА

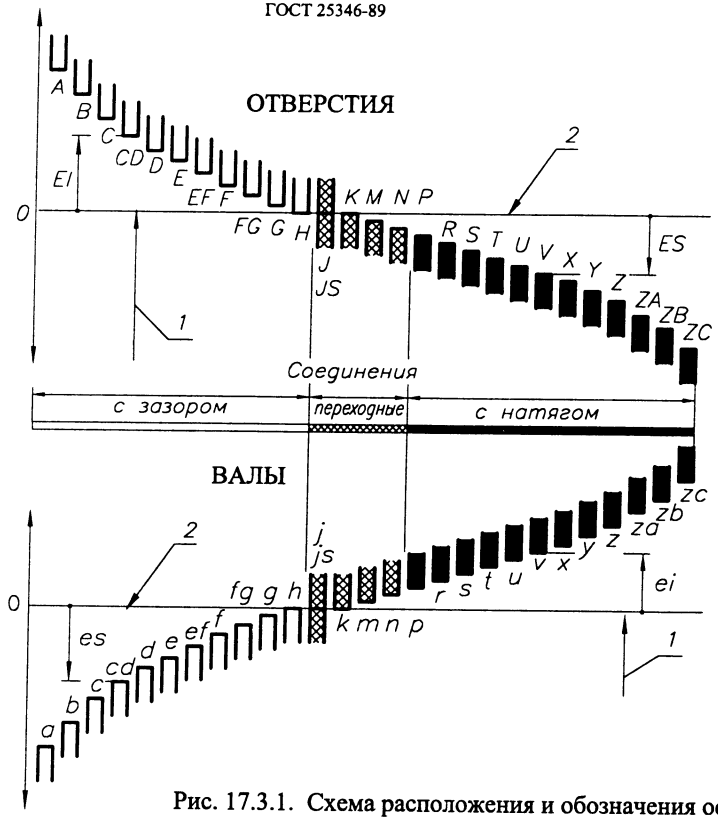
ГОСТ 25347-82

Основн. вал	Основные отклонения отверстия																
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U
	соединения с зазором								переходные				с натягом				
h5						F7/h5	G6/h5	H6/h5	JS6/h5	K6/h5	M6/h5	N6/h5	P6/h5				
h6				D9/h6	E8/h6	F7/h6	**F8/h6**	G7/h6	**H7/h6**	**JS7/h6**	**K7/h6**	M7/h6	**N7/h6**	**P7/h6**	R7/h6	S7/h6	T7/h6
h7				D8/h7	E8/h7	F8/h7		**H8/h7**	JS8/h7	K8/h7	M8/h7	N8/h7					U8/h7
h8				D8/h8	D9/h8	E8/h8	**E9/h8**	F8/h8	F9/h8	**H8/h8**	H9/h8						
h9				D9/h9	D10/h9	E9/h9		F9/h9	H8/h9	H9/h9	H10/h9						
h10				D10/h10					H10/h10								
h11	A11/h11	B11/h11	C11/h11	D11/h11					**H11/h11**								
h12		B12/h12							H12/h12								

Примечание. Обозначения предпочтительных посадок заключены в рамку.

17.3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

ГОСТ 25346-89



1 - номинальный размер;
2 - нулевая линия.

ES - верхнее отклонение отверстия;
EI - нижнее отклонение отверстия.

Поля допусков отверстий и валов для посадок:
- с зазором;
- переходных;
- с натягом.

es - верхнее отклонение вала;
ei - нижнее отклонение вала.

Рис. 17.3.1. Схема расположения и обозначения основных отклонений

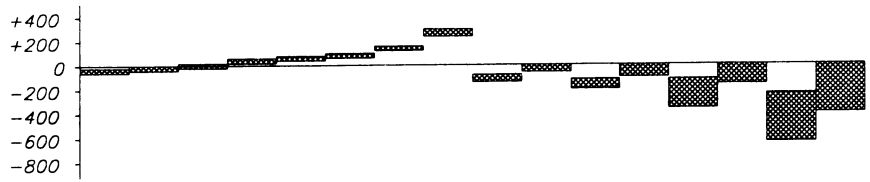
Табл. 17.3.3. Численные значения допусков IT для квалитетов 4...14

Размер св.	Размер до	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14
		Допуски, мкм								Допуски, мм		
-	3	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25
3	6	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30
6	10	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36
10	18	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43
18	30	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52
30	50	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62
50	80	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74
80	120	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87
120	180	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00

Размер св.	Размер до	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14
		Допуски, мкм								Допуски, мм		
180	250	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15
250	315	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30
315	400	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40
400	500	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55
500	630	22	30	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75
630	800	25	35	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2,00
800	1000	29	40	56	90	140	230	360	560	0,90	1,40	2,30
1000	1250	34	46	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,60

Табл. 17.3.4. Предельные отклонения и поля допусков ВАЛОВ, мкм для рекомендуемых посадок

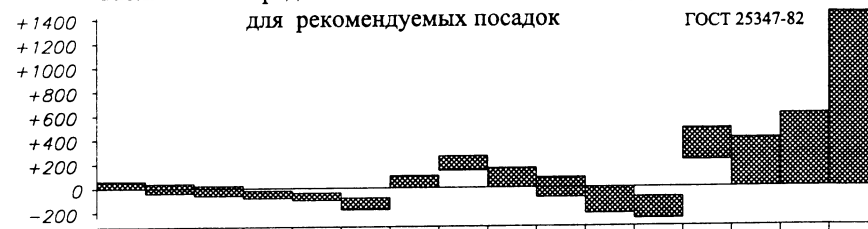
ГОСТ 25347-82



	g6	h6	js6	k6	n6	p6	r6	s6	f7	h7	e8	h8	d9	h9	d11	h11
От 1 до 3	-2 -8	0 -6	+3,5 -3,5	+6 0	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	-6 -16	0 -10	-14 -28	0 -14	-20 -45	0 -25	-20 -80	0 -60
Св.3 до 6	-4 -12	0 -8	+4,0 -4,0	+9 +1	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	-10 -22	0 -12	-20 -38	0 -18	-30 -60	0 -30	-30 -105	0 -75
Св.6 до 10	-5 -14	0 -9	+4,5 -4,5	+10 +1	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	-13 -28	0 -15	-25 -47	0 -22	-40 -76	0 -36	-40 -130	0 -90
Св.10 до 14	-6 -17	0 -11	+5,5 -5,5	+12 +1	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	-16 -34	0 -18	-32 -59	0 -27	-50 -93	0 -43	-50 -160	0 -110
Св.14 до 18	-6 -17	0 -11	+5,5 -5,5	+12 +1	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	-16 -34	0 -18	-32 -59	0 -27	-50 -93	0 -43	-50 -160	0 -110
Св.18 до 24	-7 -20	0 -13	+6,5 -6,5	+15 +2	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	-20 -41	0 -21	-40 -73	0 -33	-65 -117	0 -52	-65 -195	0 -13
Св.24 до 30	-7 -20	0 -13	+6,5 -6,5	+15 +2	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	-20 -41	0 -21	-40 -73	0 -33	-65 -117	0 -52	-65 -195	0 -130
Св.30 до 40	-9 -25	0 -16	+8,0 -8,0	+18 +2	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	-25 -50	0 -25	-50 -89	0 -39	-80 -142	0 -62	-80 -240	0 -160
Св.40 до 50	-9 -25	0 -16	+8,0 -8,0	+18 +2	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	-25 -50	0 -25	-50 -89	0 -39	-80 -142	0 -62	-80 -240	0 -160
Св.50 до 65	-10 -29	0 -19	+9,5 -9,5	+21 +2	+39 +20	+51 +32	+60 +41	+72 +53	-30 -60	0 -30	-60 -106	0 -46	-100 -174	0 -74	-100 -290	0 -190
Св.65 до 80	-10 -29	0 -19	+9,5 -9,5	+21 +2	+39 +20	+51 +32	+62 +43	+78 +59	-30 -60	0 -30	-60 -106	0 -46	-100 -174	0 -74	-100 -290	0 -190
Св.80 до 100	-12 -34	0 -22	+11,0 -11,0	+25 +3	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71	-36 -71	0 -35	-72 -126	0 -54	-120 -207	0 -87	-120 -340	0 -220
Св.100 до 120	-12 -34	0 -22	+11,0 -11,0	+25 +3	+45 +23	+59 +37	+76 +54	+101 +79	-30 -71	0 -35	-72 -126	0 -54	-120 -207	0 -87	-120 -340	0 -220
Св.120 до 140	-14 -39	0 -25	+12,5 -12,5	+28 +3	+52 +27	+68 +43	+88 +63	+117 +92	-43 -83	0 -40	-85 -148	0 -63	-145 -245	0 -100	-145 -395	0 -250
Св.140 до 160	-14 -39	0 -25	+12,5 -12,5	+28 +3	+52 +27	+68 +43	+90 +65	+125 +100	-43 -83	0 -40	-85 -148	0 -63	-145 -245	0 -100	-145 -395	0 -250
Св.160 до 180	-14 -39	0 -25	+12,5 -12,5	+28 +3	+52 +27	+68 +43	+93 +68	+133 +108	-43 -83	0 -40	-85 -148	0 -63	-145 -245	0 -100	-145 -395	0 -250
Св.180 до 200	-15 -44	0 -29	+14,5 -14,5	+33 +4	+60 +31	+79 +50	+106 +77	+151 +122	-50 -96	0 -46	-100 -172	0 -72	-170 -285	0 -115	-170 -460	0 -290
Св.200 до 225	-15 -44	0 -29	+14,5 -14,5	+33 +4	+60 +31	+79 +50	+109 +80	+159 +130	-50 -96	0 -46	-100 -172	0 -72	-170 -285	0 -115	-170 -460	0 -290
Св.225 до 250	-15 -44	0 -29	+14,5 -14,5	+33 +4	+60 +31	+79 +50	+113 +84	+169 +140	-50 -96	0 -46	-100 -172	0 -72	-170 -285	0 -115	-170 -460	0 -290
Св.250 до 280	-17 -49	0 -32	+16,0 -16,0	+36 +4	+66 +34	+88 +56	+126 +94	+190 +158	-56 -108	0 -52	-110 -191	0 -81	-190 -320	0 -130	-190 -510	0 -320
Св.280 до 315	-17 -49	0 -32	+16,0 -16,0	+36 +4	+66 +34	+88 +56	+130 +98	+202 +170	-56 -108	0 -52	-11- -191	0 -81	-190 0320	0 -130	-190 -510	0 -320
Св.315 до 355	-18 -54	0 -36	+18,0 -18,0	+40 +4	+73 +37	+98 +62	+144 +108	+226 +190	-62 -119	0 -57	-125 -214	0 -89	-210 -350	0 -140	-210 -570	0 -360
Св.355 до 400	-18 -54	0 -36	+18,0 -18,0	+40 +4	+73 +37	+98 +62	+150 +114	+244 +208	-62 -119	0 -57	-125 -214	0 -89	-210 -350	0 -140	-210 -570	0 -360
Св.400 до 450	-20 -60	0 -40	+20,0 -20,0	+45 +5	+80 +40	+108 +68	+166 +126	+272 +232	-68 -131	0 -63	-135 -232	0 -97	-230 -385	-155	-230 -630	0 - 400
Св.450 до 500	-20 -60	0 -40	+20,0 -20,0	+45 +5	+80 +40	+108 +68	+172 +132	+292 +252	-68 -131	0 -63	-135 -232	0 -97	-230 -385	0 -155	-230 -630	0 -400

Табл. 17.3.5. Предельные отклонения и поля допусков ОТВЕРСТИЙ, мкм для рекомендуемых посадок

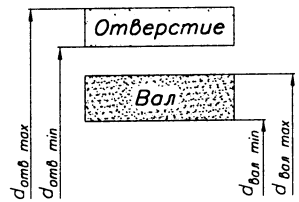
ГОСТ 25347-82



H7	Js7	K7	N7	P7	F8	H8	E9	H9	JS9	N9	P9	D10	H11	H12	H14	H16
+10 0	+5 -5	0 -10	-4 -14	-6 -16	+20 +6	+14 0	+39 +14	+25 0	+12 -12	-4 -29	-6 -31	+60 +20	+60 0	+100 0	+250 0	+600 0
+12 0	+6 -6	+3 -9	-4 -16	-8 -20	+28 +10	+18 0	+50 +20	+30 0	+15 -15	0 -30	-12 -42	+78 +30	+75 0	+120 0	+300 0	+750 0
+15 0	+7 -7	+5 -10	-4 -19	-9 -24	+35 +13	+22 0	+61 +25	+36 0	+18 -18	0 -36	-15 -51	+98 +40	+90 0	+150 0	+360 0	+900 0
+18 0	+9 -9	+6 -12	-5 -23	-11 -29	+43 +16	+27 0	+75 +32	+43 0	+21 -21	0 -43	-18 -61	+120 +50	+110 0	+180 0	+430 0	+1100 0
+18 0	+9 -9	+6 -12	-5 -23	-11 -29	+43 +16	+27 0	+75 +32	+43 0	+21 -21	0 -43	-18 -61	+120 +50	+110 0	+180 0	+430 0	+1100 0
+21 0	+10 -10	+6 -16	-7 -28	-14 -35	+53 +20	+33 0	+92 +40	+52 0	+26 -26	0 -52	-22 -74	+149 +65	+130 0	+210 0	+520 0	+1300 0
+21 0	+10 -10	+6 -15	-7 -28	-14 -35	+53 +20	+33 0	+92 +40	+52 0	+26 -26	0 -52	-22 -74	+149 +65	+130 0	+210 0	+520 0	+1300 0
+25 0	+12 -12	+7 -18	-8 -33	-17 -42	+64 +25	+39 0	+112 +50	+62 0	+31 -31	0 -62	-26 -88	+180 +80	+160 0	+250 0	+620 0	+1600 0
+25 0	+12 -12	+7 -18	-8 -33	-17 -42	+64 +25	+39 0	+112 +50	+62 0	+31 -31	0 -62	-26 -88	+180 +80	+160 0	+250 0	+620 0	+1600 0
+30 0	+15 -15	+9 -21	-9 -39	-21 -51	+76 +30	+46 0	+134 +60	+74 0	+37 -37	0 -74	-32 -106	+220 +100	+190 0	+300 0	+740 0	+1900 0
+30 0	+15 -15	+9 -21	-9 -39	-21 -51	+76 +30	+46 0	+134 +60	+74 0	+37 -37	0 -74	-32 -106	+220 +100	+190 0	+300 0	+720 0	+1900 0
+35 0	+17 -17	+10 -25	-10 -45	-24 -59	+90 +36	+54 0	+159 +72	+87 0	+43 -43	0 -87	-37 -124	+260 +120	+220 0	+350 0	+870 0	+2200 0
+35 0	+17 -17	+10 -25	-10 -45	-24 -59	+90 +36	+54 0	+159 +72	+87 0	+43 -43	0 -87	-37 -124	+260 +120	+220 0	+350 0	+870 0	+2200 0
+40 0	+20 -20	+12 -28	-12 -52	-28 -68	+106 +43	+63 0	+185 +85	+100 0	+50 -50	0 -100	-43 -143	+305 +145	+250 0	+400 0	+1000 0	+2500 0
+40 0	+20 -20	+12 -28	-12 -58	-28 -68	+106 +43	+63 0	+185 +85	+100 0	+50 -50	0 -100	-43 -143	+305 +145	+250 0	+400 0	+1000 0	+2500 0
+40 0	+20 -20	+12 -28	-12 -52	-28 -68	+106 +43	+63 0	+185 +85	+100 0	+50 -50	0 -100	-43 -143	+305 +145	+250 0	+400 0	+1000 0	+2500 0
+46 0	+23 -23	+13 -33	-14 -60	-33 -79	+122 +50	+72 0	+215 +100	+115 0	+57 -57	0 -115	-50 -165	+355 +170	+290 0	+460 0	+1150 0	+2900 0
+46 0	+23 -23	+13 -33	-14 -60	-33 -79	+122 +50	+72 0	+215 +100	+115 0	+57 -57	0 -115	-50 -165	+355 +170	+290 0	+460 0	+1150 0	+2900 0
+46 0	+23 -23	+13 -33	-14 -60	-33 -79	+122 +50	+72 0	+215 +100	+115 0	+57 -57	0 -115	-50 -165	+355 +170	+290 0	+460 0	+1150 0	+2900 0
+52 0	+26 -26	+16 -36	-14 -66	-36 -88	+137 +56	+81 0	+240 +110	+130 0	+65 -65	0 -130	-56 -186	+400 +190	320 0	+520 0	+1300 0	+3200 0
+52 0	+26 26	+16 -36	-14 -66	-36 -88	+137 +56	+81 0	+240 +110	+130 0	+65 -65	0 -130	-56 -186	+400 +190	+320 0	+520 0	+1300 0	+3200 0
+57 0	+28 -28	+17 -40	-16 -73	-41 -98	+151 +62	+89 0	+265 +125	+140 0	+70 -70	0 -140	-62 -202	+440 +210	+360 0	+570 0	+1400 0	+3600 0
+57 0	+28 -28	+17 -40	-16 -73	-41 -98	+151 +62	+89 0	+265 +125	+140 0	+70 -70	0 -140	-62 -202	+440 +210	+360 0	+570 0	+1400 0	+3600 0
+63 0	+31 -31	+18 -45	-17 -80	-45 -108	+165 +68	+97 0	+290 +135	+155 0	+77 -77	0 -155	-68 -223	+480 +230	+400 0	+630 0	+1550 0	+4000 0
+63 0	+31 -31	+18 -45	-17 -80	-45 -108	+165 +68	+97 0	+290 +135	+155 0	+77 -77	0 -155	-68 -223	+480 +230	+400 0	+630 0	+1550 0	+4000 0

Посадки с зазором - посадки, при которых всегда в соединении имеет место зазор, т.е. наименьший предельный размер отверстия больше или равен наибольшему предельному размеру вала ($d_{отв\ min} \geq d_{вал\ max}$).

При графическом изображении поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала (рис. 17.3.2).



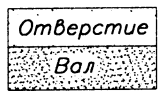


Рис. 17.3.2. Расположение полей допусков отверстия и вала для посадок с зазором

Посадки с натягом - посадки, при которых всегда в соединении имеет место натяг, т.е. наибольший предельный размер отверстия меньше или равен наименьшему предельному размеру вала ($d_{отв\ max} \leq d_{вал\ min}$).

При графическом изображении поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала (рис. 17.3.3).

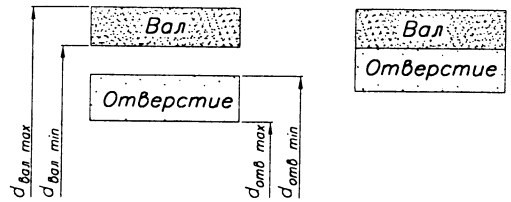


Рис. 17.3.3. Расположение полей допусков отверстия и вала для посадок с натягом

Переходные посадки - посадки, при которых возможно получение в соединении как зазора, так и натяга в зависимости от действительных размеров отверстия и вала (рис. 17.3.4).

При графическом изображении поля допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично.

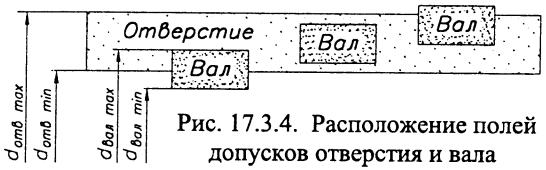


Рис. 17.3.4. Расположение полей допусков отверстия и вала для переходных посадок

Наименьший зазор - разность между наименьшим предельным размером отверстия и наибольшим предельным размером вала в посадках с зазором ($d_{отв\ min} - d_{вал\ max}$).

Наибольший зазор - разность между наибольшим предельным размером отверстия и наименьшим предельным размером вала в посадках с зазором или в переходных посадках ($d_{отв\ max} - d_{вал\ min}$).

Наименьший натяг - разность между наименьшим предельным размером вала и наибольшим предельным размером отверстия в посадках с натягом ($d_{вал\ min} - d_{отв\ max}$).

Наибольший натяг - разность между наибольшим предельным размером вала и наименьшим предельным размером отверстия в посадках с натягом или в переходных посадках ($d_{вал\ max} - d_{отв\ min}$).

Посадки в системе отверстия - посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получают сочетанием различных полей допусков валов с полем допуска основного отверстия (рис. 17.3.5).

Посадки в системе вала - посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получают сочетанием различных полей допусков отверстий с полем допуска основного вала (рис. 17.3.6).

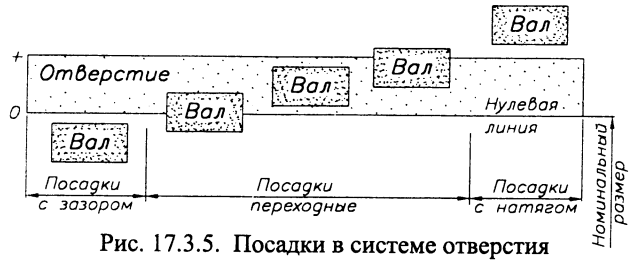


Рис. 17.3.5. Посадки в системе отверстия

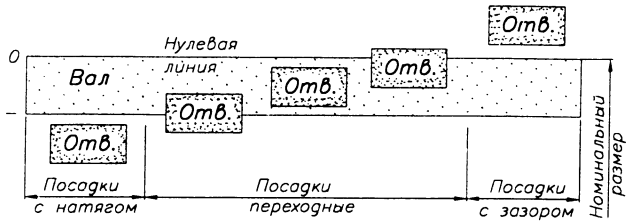


Рис. 17.3.6. Посадки в системе вала

17.4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

ГОСТ 24642-81, 24643-81, 28187-89

1. Предельные отклонения формы и расположения поверхностей должны назначаться при наличии особых требований, вытекающих из условий работы, изготовления или измерения деталей. В остальных случаях отклонения формы и расположения поверхностей ограничивают полем допуска на размер.
2. Предельные отклонения формы и расположения поверхностей указывают на чертеже в виде условных обозначений либо текстом в технических условиях (рис. 17.4.1). Применение условных обозначений предпочтительно.

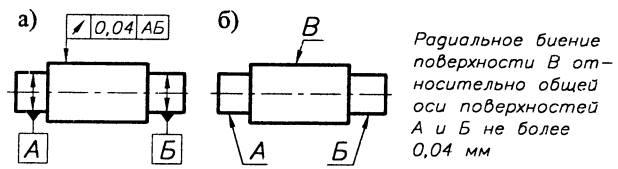


Рис. 17.4.1. Указание предельных отклонений на чертежах:
а) условным обозначением;
б) текстом в технических условиях

Вид допуска формы и расположения поверхностей указывают на чертеже условными обозначенями, приведенными в табл. 17.4.1.

Табл. 17.4.1. Виды допусков формы и расположения поверхностей

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуск формы	Допуск прямолинейности	—
	Допуск плоскостности	▱
	Допуск круглости	○
	Допуск цилиндричности	⌭
	Допуск профиля продольного сечения	⌓

Продолжение табл. 17.4.1

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуск расположения	Допуск параллельности	//
	Допуск перпендикулярности	⊥
	Допуск наклона	∠
	Допуск соосности	◎
	Допуск симметричности	⌯
	Позиционный допуск	⌖
	Допуск пересечения осей	×
Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения	↗
	Допуск осевого биения	
	Допуск биения в заданном направлении	
	Допуск полного радиального биения	⌰
	Допуск полного осевого биения	
	Допуск формы заданного профиля	⌒
	Допуск формы заданной поверхности	⌓

3. Численные значения отклонений приведены в табл. 17.4.2...17.4.5. Рекомендации по применению степеней точности - табл. 17.4.6. Примеры назначения степеней точности и способы обработки для их достижения - - табл. 17.4.7.

Табл. 17.4.2. Предельные значения радиального биения

Интервалы размеров, мм	Предельные значения, мкм, при степенях точности				
	5	6	7	8	9
...					
Св. 18 до 50	12	20	30	50	80
Св. 50 до 120	16	25	40	60	100
Св. 120 до 260	20	30	50	80	120
Св. 260 до 500	25	40	60	100	160
...					

Для получения предельных значений несоосности и несимметричности, если они не оговариваются независимым допуском,

указанные в таблице величины следует уменьшить вдвое с последующим округлением результата до ближайшего предпочтительного числа.

Табл. 17.4.3. Предельные отклонения от плоскостности и прямолинейности

Интервалы длин, мм	Предельные отклонения, мкм, при степенях точности 5	6	7	8	9
...					
Св. 10 до 25	2,5	4	6	10	16
Св. 25 до 60	4	6	10	16	25
Св. 60 до 160	6	10	16	25	40
Св. 160 до 400	10	16	25	40	60
...					

Табл. 17.4.4. Предельные отклонения параллельности, перпендикулярности и предельные значения осевого биения

Интервалы размеров, мм	Предельные отклонения, мкм, при степенях точности 5	6	7	8	9
...					
Св. 10 до 25	4	6	10	16	25
Св. 25 до 60	6	10	16	25	40
Св. 60 до 160	10	16	25	40	60
Св. 160 до 400	16	25	40	60	100
...					

Табл. 17.4.5. Предельные отклонения формы цилиндрических поверхностей

Интервалы диаметров, мм	Предельные отклонения, мкм, при степенях точности 5	6	7	8	9
...					
Св. 18 до 50	4	6	10	16	25
Св. 50 до 120	5	8	12	20	30
Св. 120 до 260	6	10	16	25	40
Св. 260 до 500	8	12	20	30	50
...					

Величины, приведенные в таблице, следует использовать в качестве предельных отклонений круглости, цилиндричности и отклонения профиля продольного сечения.

Для получения предельных отклонений овальности, конусности, бочкообразности и седловидности, указанные в таблице значения необходимо удвоить с последующим округлением до ближайшего предпочтительного числа.

Табл. 17.4.6. Рекомендации по применению степеней точности

Степень точности	Изделия
5, 6	Станки нормальной точности. Машины повышенной точности или работающие в тяжелых режимах
7, 8	Машины средней точности
9	Вспомогательные и ручные механизмы

Табл. 17.4.7. Примеры назначения степеней точности и способы обработки для их достижения

Степень точности	Примеры применения
7, 8	Неплоскостность, непрямолинейность Разъемы корпусов редукторов, опорные поверхности корпусов подшипников (фрезерование, строгание)
5, 6	Отклонение формы цилиндрических поверхностей, некруглость Посадочные паверхности подшипников качения, а также валов и корпусов под них (шлифование)
7, 8	Непараллельность Оси отверстий в корпусах зубчатых передач 7...10 степеней точности, опорные торцы крышек и колец подшипников (растачивание)
7, 8	Неперпендикулярность, торцевое биение Заплечики валов, корпусов под подшипники качения, торцы ступиц и распорных втулок, оси отверстий в корпусах конических редукторов (шлифование, растачивание)
5, 6	Неперпендикулярность, торцевое биение Посадочные поверхности валов под зубчатые колеса 6 и 7-й степеней точности (шлифование)
7, 8	Посадочные поверхности валов под зубчатые колеса 8 и 9-й степеней точности (грубое шлифование, обтачивание)

4. При условном обозначении данные о предельных отклонениях формы и расположении поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на 2 или 3 части (рис. 17.4.1а), в которых помещают:
   в первой - знак отклонения по табл. 17.4.1;
   во второй - предельное отклонение в мм;
   в третьей - буквенное обозначение базы или другой поверхности, к которой относится отклонение.

Направление отрезка линии, заканчивающегося стрелкой, должно соответствовать направлению измерения отклонения (рис. 17.4.1а).

Если допуск относится к поверхности или ее профилю, то рамку соединяют с контурной линией поверхности или ее продолжением. При этом соединяющая линия **не должна быть продолжением** размерной линии (рис. 17.4.2а).

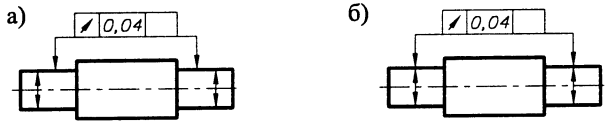


Рис. 17.4.2

Если допуск относится к оси или плоскости симметрии, то соединяющая линия **должна быть продолжением** размерной линии (рис. 17.4.2б).

При сборке узла детали устанавливаются одна относительно другой в определенном положении. Установка (базирование) деталей производится по плоским, цилиндрическим, торцевым поверхностям или их комбинации. Такие поверхности называют **базовыми** или **базами. Основной** называют базу, которая лишает деталь трех или четырех степеней свободы. Чтобы деталь базировалась более точно и надежно, базовые поверхности должны быть по возможности развиты. Так плоскость должна иметь возможно большие размеры сторон, цилиндр должен иметь возможно большую длину относительно диаметра и т.д. [9].

Базы обозначают зачерненным треугольником, который соединяют при помощи соединительной линии с рамкой.

Если базой является поверхность или ее профиль, то основание треугольника располагают на контурной линии поверхности или ее продолжении. При этом соединяющая линия **не должна быть продолжением размерной линии** (рис. 17.4.3а).

Если базой является ось или плоскость симметрии, то треугольник располагают на **продолжении размерной линии** (рис. 17.4.3б).

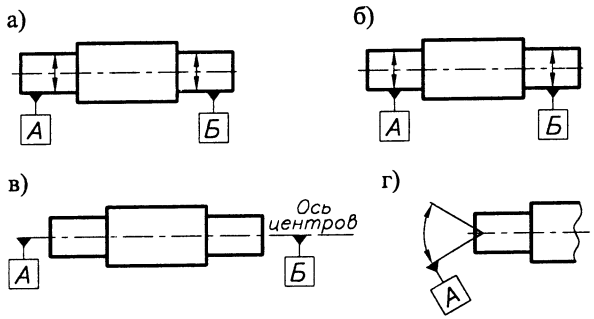


Рис. 17.4.3. Обозначение базовых поверхностей

Если базой является ось центровых отверстий, то рядом с обозначением базовой оси делают надпись "Ось центров" (рис. 17.4.3в)

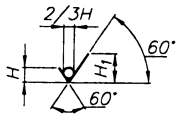
Допускается обозначать базовую ось центровых отверстий в соответствии с рис. 17.4.3г.

17.5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

ГОСТ 2789-73

1. Для обозначения шероховатости поверхностей используются следующие знаки:

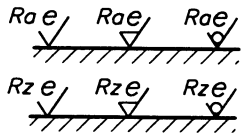
а) ✓ б) ▽ в) ✓▽



H – высота надписей
$H_1 = (1,5...3,0)H$

2. Шероховатость поверхности определяется знаком по п. 1, дополненным числовым значением параметра шероховатости R_a либо R_z, где
R_a - среднее арифметическое отклонение профиля, мкм;
R_z - высота неровностей профиля по 10-ти точкам, мкм.
Параметр R_a является предпочтительным и его следует вписывать на место буквы e.

Числовое значение параметра R_z следует также вписывать на место буквы e.



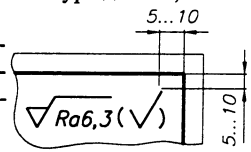
3. Использование знаков шероховатости:
✓ - шероховатость поверхности, метод получения которой конструктором не оговаривается;
▽ - шероховатость поверхности, получаемая удалением материала (точение, фрезерование, травление и тд.);
✓▽ - шероховатость поверхности, получаемая без удаления материала (литье, объемная штамповка и тд.) либо получаемая из предыдущего технологического процесса.

4. Полное обозначение шероховатости поверхности состоит из знака шероховатости, числового значения параметра шероховатости и дополнительных данных:

e - числовое значение Ra или Rz, мкм;
b - способ обработки;
c - базавая длина, мм;
d - условное обозначение направления неровностей:
= - параллельное (точение);
⊥ - перпендикулярное (точение, строгание, шлифование);
C - кругообразное (торцевое точение);
X - перекрещивающееся (торцевое шлифование);
R - радиальное (торцевое шлифование);
P - произвольное.

5. Соответствие численных параметров шероховатости (табл. 17.5.1).
6. На чертеже должна быть определена шероховатость каждой поверхности детали использованием соответствующего знака и численного значения шероховатости.

Если поверхности детали имеют одинаковую шероховатость, то ее обозначение выносится в верхний правый угол чертежа. При различной шероховатости поверхностей на каждой части поверхности наносится обозначение соответствующей шероховатости, используя линии контура детали, выносные линии или полки. Для обозначения шероховатости большинства поверхностей детали в правом верхнем углу чертежа ставится знак (✓) 1,5H1, который означает, что все остальные поверхности, кроме обозначенных на чертеже, имеют шероховатость, указанную перед скобкой.



7. Значение параметра Ra в зависимости от вида обработки (табл. 17.5.2).
8. Рекомендации по назначению шероховатости для элементов деталей машин (табл. 17.5.3).

Табл. 17.5.2

Вид обработки	R_a, мкм
Строгание	0,80...25
Точение	0,40...12,5
Фрезерование	0,40...12,5
Шлифование	0,05...3,2
Полирование	0,006...0,2

Табл. 17.5.1

ГОСТ 2789-73

Ra	Rz	**
	1600	
	1250	
	1000	
	800	
	630	
	500	
100	**400**	
80	320	▽1
63	250	
50	**200**	
40	160	▽2
32	125	
25	**100**	
20	80	▽3
16	63	
12,5	**50**	
10,0	40	▽4
8,0	32	
6,3	**25**	
5,0	20,0	▽5
4,0	16,0	
3,2	**12,5**	
2,5	10,0	▽6
2,0	8,0	
1,60	**6,3**	
1,25	5,0	▽7
1,00	4,0	
0,80	**3,2**	
0,63	2,5	▽8
0,50	2,0	
0,40	**1,60**	
0,32	1,25	▽9
0,25	1,00	
0,200	**0,80**	
0,160	0,63	▽10
0,125	0,50	
0,100	**0,40**	
0,080	0,32	▽11
0,063	0,25	
0,050	**0,20**	
...	...	

Предпочтительные значения параметров выделены.

Табл. 17.5.3. Рекомендации по назначению шероховатости для элементов деталей машин [34]

Детали, поверхности	Ra, мкм
1. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА *	
Боковая поверхность зуба	Ra0,8...6,3
Боковая поверхность витка червяка	
- червяк цилиндрический	Ra0,4...3,2
- червяк глобоидальный	Ra0,8
Поверхности вершин зубьев, образующая конуса на наружном диаметре	Ra1,6...12,5
Поверхность впадин зубьев	Ra6,3...12,5
Отверстие в ступице при $d_{вал} \leq 80$ мм	Ra0,8...3,2
при $d_{вал} > 80$ мм	Ra1,6...6,3
Боковая поверхность ступицы (венца)	Ra3,2...12,5
Боковая поверхность шпоночного паза	Ra3,2
Поверхность дна шпоночного паза	Ra12,5...25
Другие поверхности	Ra6,3...25
2. ВАЛЫ	
Поверхности установки подшипников при $d_{вал} \leq 80$ мм	Ra0,8
при $d_{вал} > 80$ мм	Ra1,63
Поверхности установки зубчатых колес при $d_{вал} \leq 80$ мм	Ra1,63
при $d_{вал} > 80$ мм	Ra3,2
Поверхности установки полумуфт и незубчатых колес при $d_{вал} \leq 80$ мм	Ra3,2
при $d_{вал} > 80$ мм	Ra6,3
Торцевая поверхность уступов (заплечиков) вала при установке различного вида колес, муфт и т.д.	на класс ниже чистоты обработки поверхности установки
Радиусы закруглений	Ra3,2
Поверхности, взаимодействующие с:	
- уплотнениями войлочными при $v \leq 4$ м/с	Ra1,6
при $v > 4$ м/с	Ra0,8
- манжетами резиновыми при $v \leq 5$ м/с	Ra0,4...0,8
при $v > 5$ м/с	Ra0,2...0,4

Детали, поверхности	Ra, мкм
Резьбы на валу	Ra6,3
Боковая поверхность шпоночного паза	Ra3,2
Поверхность дна шпоночного паза	Ra6,3
Другие поверхности валов	Ra6,3...12,5
3. КОРПУСЫ РЕДУКТОРОВ	
Поверхности под подшипники при $D \leq 80$ мм	Ra1,6
при $D > 80$ мм	Ra3,2
Торцевые поверхности уступов под подшипники	Ra3,2...6,3
Поверхность стыка "корпус-крышка"	Ra1,6...3,2
Поверхности под боковые крышки	Ra6,3
Опорная поверхность подошвы корпуса	Ra12,5
Поверхности под вспомагательные крышки	Ra25
Опорные поверхности под крепеж	Ra12,5
Отверстия под крепеж	Ra25
Отверстия для нарезки резьбы	Ra12,5
Отверстия для штифтов	Ra3,2
Другие поверхности:	
- со снятием стружки	Ra25
- без снятия стружки	✓▽
4. ВТУЛКИ ДИСТАНЦИОННЫЕ	
Внутренние поверхности	Ra3,2...6,3
Наружные поверхности	Ra12,5
Торцевые поверхности	Ra3,2
5. КРЫШКИ БОКОВЫЕ	
Наружная цилиндрическая поверхность установки в "корпус-крышку" редуктора	Ra3,2
Торцевая поверхность, взаимодействующая с подшипником	Ra1,6
Торцевая поверхность установки на корпус	Ra6,3
Отверстия для установки резиновых манжет	Ra1,6...3,2
Другие поверхности:	
- со снятием стружки	Ra25
- без снятия стружки	✓▽

* Данные о шероховатости поверхностей зубчатых колес в зависимости от их вида и класса точности - (11.2.3. п. 4; 11.3.5 п. 2; 11.4.4 п. 2; 11.4.5 п. 2).

** Обозначение шероховатости поверхности в соответствии с ранее используемыми нормами.

17.6. КРЕПЕЖНЫЕ ИЗДЕЛИЯ

1. БОЛТЫ С ШЕСТИГРАННОЙ ГОЛОВКОЙ КЛАССА ТОЧНОСТИ В ГОСТ 7798-70

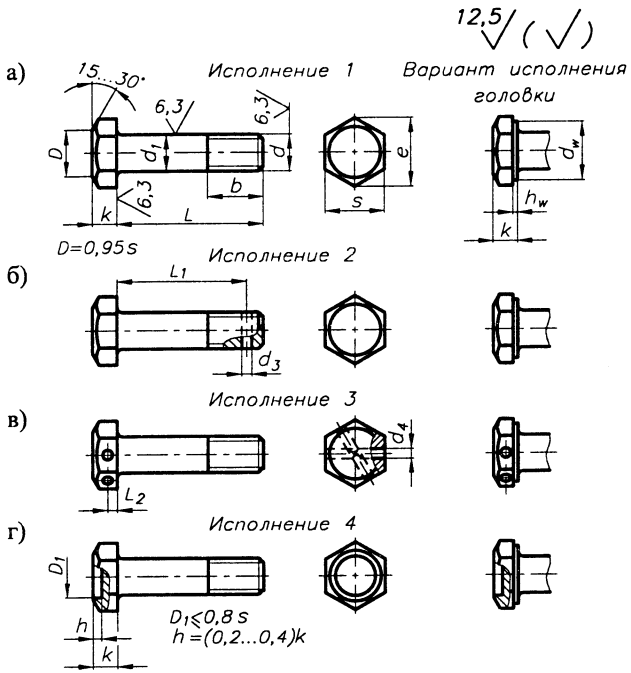


Рис. 17.6.1. Конструкция и размеры болтов

Табл. 17.6.1. Размеры болтов, мм

ГОСТ 7798-70

d		M6	M8	M10	M12	(M14)	M16	(M18)	M20	(M22)	M24	(M27)	M30	M36	M42	M48
Шаг	крупн.	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	4	4,5	5
	мелк.	-	1	1,25	1,25	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	3	3	3
d_1		6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
k		4,0	5,3	6,4	7,5	8,8	10,0	12,0	12,5	14,0	15,0	17,0	18,7	22,5	26	30
s		10	13	16	18	21	24	27	30	34	36	41	46	55	65	75
e		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
d_w		8,7	11,5	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	min	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,20	9,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,25	0,25
	max	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
d_3		1,6	2,0	2,5	3,2	3,3	4,0	4,0	4,0	5,0	5,0	5,0	6,3	6,3	8,0	8,0
d_4		2,0	2,5	2,5	3,2	3,2	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	5,0	5,0	5,0
L_2		2,0	2,8	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	6,5	7,0	7,5	8,5	9,5	11,5	13	15
b	$L \leqslant 120$	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	78	90	102
	$L \leqslant 200$	-	-	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	84	96	108
	$L > 200$	-	-	-	-	53	57	61	65	69	73	79	85	97	109	121
L_1		L-4			L-5		L-6			L-7		L-8	L-9	L-10	L-12	

Примечание. Размеры болтов, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

Табл. 17.6.2. Классы прочности болтов

ГОСТ 1759.4-87

Класс прочности болтов	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	Марка стали	
			Болт	Гайка
3.6	300...330	180	10; 10кп	Ст3кп
4.6	400	240	20	Ст3сп
4.8	400	320	10; 10кп	20
5.6	500	300	30; 35	10; 10кп
5.8	500...520	400	10; 10кп; 20; 20кп	20
6.6	600	360	35; 45; 40Г	15; 15кп
6.8	600	480	20; 20кп	20; 20кп; 35
8.8	800	640	35; 35Х; 35ХА;	35; 45
9.8	900	720	45Г; 40Г2; 40Х	35Х; 20Г2Р
10.9	1000	900	30ХГСА; 35ХГСА	16ХСН; 38ХА
12,9	1200	1080	16ХСН; 20Г2Р	

Примечание. Класс прочности болтов обозначается двумя числами. Первое число, умноженное на 100, определяет минимальное значение $\sigma_в$, МПа, а второе, деленное на 10, соответствует примерному значению $\sigma_т/\sigma_в$.

Резьба - по ГОСТ 24705-81.
Концы болтов - по ГОСТ 12414-94.
Сбег и недорезы - по ГОСТ 27148-86.
Радиус под головкой - ГОСТ 24670-81.
Технические условия - ГОСТ 1759.0-87.
Допуски. Методы контроля размеров и отклонений формы и расположения поверхностей - ГОСТ 1759.1-82.
Дефекты поверхности и методы контроля - ГОСТ 1759.2-82.
Механические свойства и методы испытаний - ГОСТ 1759.4-87.
Болты изготавливают с покрытиями (п. 16) и без покрытий.

Табл. 17.6.3. Длины болтов L, мм

L =	8,	10,	12,	14,	16,	20,		25,		30,		35,		40,	45,	50,										
	M6 M8	M10		M12	M14	M16 M18		M20		M22		M24		M30		M36										
							M6		M8																	
L =	55,	60,	65,	70,	75,	80,	90,		100,		110,		120,		130,		140,		150,							
	M42		M48				M10						M12				M14...M48									
L =	160,	170,	180,	190,	200,		220,		240,		260,		280,		300											

- min длина, - max длина болта соответствующего типо-размера

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ болта исполнения 1, диаметром резьбы d = 12 мм, с размером "под ключ" S = 18 мм, длиною L = 60 мм, с крупным шагом резьбы с полем допуска $6g$, класса прочности 5.8, без покрытия:

Болт М12–6gх60.58 (S18) ГОСТ 7798–70

То же, исполнения 2, с мелким шагом резьбы с полем допуска $6g$, класса прочности 10.9, из стали 40Х, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:

Болт 2М12х1,25–6gх60.109 (S18) 40Х.016 ГОСТ 7798–70

Существуют - болты с шестигранной головкой класса точности А - ГОСТ 7805-70, класса точности С - ГОСТ 15589-70.
- болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А - ГОСТ 7808-70, класса точности В - ГОСТ 7796-70, класса точности С - ГОСТ 15591-70.

Табл. 17.6.4. Размеры гаек, мм

ГОСТ 5915-70

d	...	M4	M5	M6	M8	M10	M12	(M14)	M16	(M18)	M20	(M22)	M24	(M27)	M30	M36	M42	M48
Шаг	крупн.	0,70	0,80	1,00	1,25	1,50	1,75	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
	мелк.	-	-	-	1	1,25	1,25	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	3,0	3,0	3,0
s		7	8	10	13	16	18	21	24	27	30	34	36	41	46	55	65	75
e		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
d_a	min	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
	max	4,60	5,75	6,75	8,75	10,8	13,0	15,1	17,3	19,4	21,	23,8	25,9	29,2	32,4	38,9	45,4	51,8
d_w		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	min	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	max	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,25	0,25
m		3,2	4,7	5,2	6,8	8,4	10,8	12,8	14,8	16,4	18,0	19,8	21,5	23,6	25,6	31	34	38

Примечание. Размеры гаек, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

2. ГАЙКИ ШЕСТИГРАННЫЕ КЛАССА ТОЧНОСТИ В

ГОСТ 5915-70

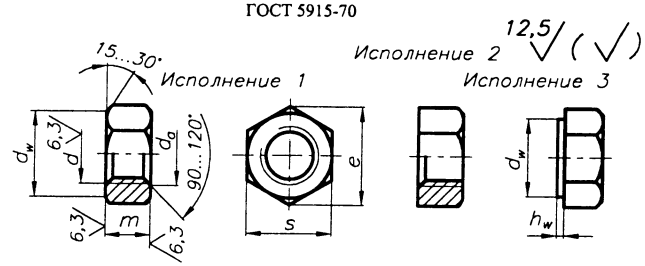


Рис. 17.6.2. Конструкция и размеры гаек

Размеры гаек - табл. 17.6.4.

Табл. 17.6.5. Классы прочности гаек

ГОСТ 1759.5-87

Класс прочности гайки	4	5	6	8	9	10	12
Класс прочности болтов	3.6; 4.6; 4.8	4.8; 5.6 5.8	6.8	8.8	8.8 9.8	10.9	12.9
$\sigma_в$, МПа	400	500	600	800	900	1000	1200

Резьба - по ГОСТ 24705-81.
Технические условия - ГОСТ 1759.0-87.
Допуски. Методы контроля размеров и отклонений формы и расположения поверхностей - ГОСТ 1759.1-82.
Дефекты поверхности и методы контроля - ГОСТ 1759.3-82.
Механические свойства и методы испытаний - ГОСТ 1759.5-87.
Гайки изготавливают с покрытиями (п. 16) и без покрытий.

ПРИМЕР 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 М12–6Н.5 (S18) ГОСТ 5915–70

То же, исполнения 2, с размером "под ключ" $S = 18$ мм, с мелким шагом резьбы с полем допуска $6H$, класса прочности 12, из стали 40Х, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:

Гайка 2М12х1,25–6Н.12 (S18) 40Х.016 ГОСТ 5915–70

Существуют - гайки шестигранные класса точности А - ГОСТ 5927-70, класса точности С - ГОСТ 15526-70;
- гайки шестигранные низкие класса точности А - ГОСТ 5929-70, класса точности В - ГОСТ 5916-70;
- гайки шестигранные высокие класса точности А - ГОСТ 15524-70, класса точности В - ГОСТ 15523-70;
- гайки шестигранные с уменьшенным размером "под ключ" класса точности А - ГОСТ 2524-70, класса точности В - ГОСТ 15521-70.

3. ШАЙБЫ ГОСТ 11371-78

Шайбы изготавливаются:
исполнение 1 - классов точности А и С,
исполнение 2 - класса точности А.

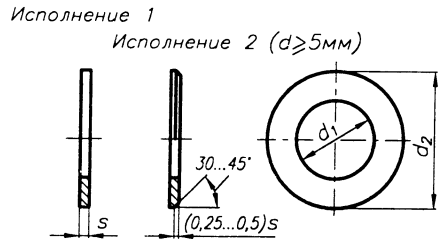


Рис. 17.6.3. Конструкция и размеры шайб

Шайбы изготавливают с покрытиями (п. 16) и без покрытий.

Табл. 17.6.6. Марки материалов шайб и их условное обозначение

ГОСТ 18123-82

Материал			
Вид	Марка	Обозначение стандарта	Условное обозначение марки (группы)
Улеродистые стали	08, 08кп	ГОСТ 1050-74	01
	10, 10кп		
	Ст3, Ст3кп	ГОСТ 380-88	02
	15		03
	20	ГОСТ 1050-74	04
	35		05
	45		06
Легированные стали	40Х	ГОСТ 4543-71	11
...	30ХГСА		
	...		

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шайбы исполнения 1 класса точности С для крепежной детали с диаметром резьбы $d = 12$ мм, из стали марки 08кп (группа 01):

Шайба С.12.01.08кп ГОСТ 11371–78

То же, исполнения 2, класса точности А, из стали марки 15 (группа 03), с цинковым покрытием толщиною 6 мкм, хроматированным:

Шайба 2А.12.01.08кп.016 ГОСТ 11371–78

Табл. 17.6.7. Размеры шайб, мм

ГОСТ 11371-78

d	4,0	5,0	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
d_1 (А)	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	19	21	23	25	28	31	37	43	50
d_1 (С)	4,5	5,5	6,6	9,0	11,0	13,5	15,5	17,5	20	22	24	26	30	33	39	45	52
d_2	9,0	10	12	16	20	24	28	30	34	37	39	44	50	56	66	78	92
s	0,8	1,0	1,6	1,6	2,0	2,5	2,5	3	3	3	3	4	4	4	5	7	8

4. ШАЙБЫ ПРУЖИННЫЕ ГОСТ 6402-70

Пружинные шайбы изготавливаются 4-х типов:
Л - легкие; Н - нормальные; Т - тяжелые и ОТ - особо тяжелые.

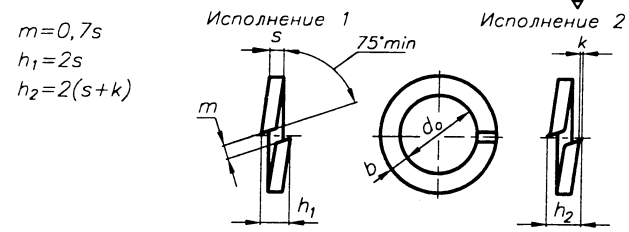


Рис. 17.6.4. Конструкция и размеры пружинных шайб

Табл. 17.6.8. Размеры пружинных шайб, мм

ГОСТ 6402-70

d	d_o	Л		Н	Т	ОТ	k
		b	s	$b=s$	$b=s$	$b=s$	
...							
4	4,1 +0,30	1,2 ±0,125	0,8 ±0,08	1,0 ±0,125	1,4 ±0,125	-	0,15
5	5,1	1,2	1,0 ±0,125	1,2	1,6	-	
6	6,1 +0,58	1,6	1,2	1,4	2,0	-	0,2
7	7,2	2,0	1,6	2,0	-	-	
8	8,2	2,0	1,6	2,0	2,5	-	0,3
10	10,2 +0,70	2,5	2,0	2,5	3,0	3,5 ±0,24	
12	12,2	3,5 ±0,15	2,5	3,0	3,5 ±0,24	4,0	0,4
14	14,2	4,0	3,0	3,2 ±0,15	4,0	4,5	
16	16,3	4,5	3,2 ±0,15	3,5	4,5	5,0	
18	18,3 +0,84	5,0	3,5	4,0	5,0	5,5	
20	20,5	5,5	4,0	4,5	5,5	6,0	
22	22,5	6,0	4,5	5,0	6,0	7,0 ±0,29	
24	24,5	6,5 ±0,18	4,8	5,5	7,0 ±0,29	8,0	0,5
27	27,5	7,0	5,5	6,0	8,0	9,0	
30	30,5 +1,00	8,0	6,0	6,5 ±0,18	9,0	10	0,8
33	33,5	10	6,0	7,0	-	-	
36	36,5	10	6,0	8,0	10	12 ±0,35	
39	39,5	10	6,0	8,5	-	-	
42	42,5	12 ±0,215	7,0 ±0,18	9,0	12 ±0,35	-	
45	45,5	12	7,0	9,5	-	-	
48	48,5	12	7,0	10 ±0,215	-	-	

Примечание. Размер k - только для шайб типа *Л* и *Н*.

Материал - сталь 65Г, 70, 3Х13 по ГОСТ 14959-79.
Шайбы изготавливают с покрытиями (п.16) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ пружинной шайбы исполнения 1 для крепежной детали с диаметром резьбы $d = 12$ мм:
- нормальной, из стали марки 3Х13 без покрытия:

Шайба 12 3Х13 ГОСТ 6402–70

- легкой, исполнения 2, из стали 65Г с кадмиевым покрытием толщиною 9 мкм, хроматированным:

Шайба 2 12Л 65Г 029 ГОСТ 6402–70

5. ШАЙБЫ КОСЫЕ ГОСТ 10906-78

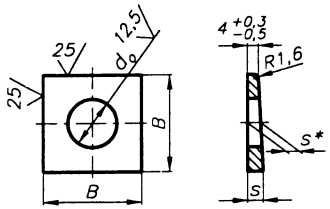


Рис. 17.6.5. Конструкция и размеры косых шайб

Табл. 17.6.9. Размеры косых шайб, мм ГОСТ 10906-78

d	M6	M8	M10	M12	M14	M16
d_o	6,6	9,0	11	13	15	17
B	$16^{+1,0}_{-1,5}$	$20^{+1,0}_{-1,5}$	$20^{+1,0}_{-1,5}$	$30^{+1,0}_{-1,7}$	$30^{+1,0}_{-1,7}$	$30^{+1,0}_{-1,7}$
s	5,8	5,8	6,2	7,3	7,3	7,3
s^*	4,9	4,9	5,1	5,7	5,7	5,7

d	M18	M20	M22	M24	M27
d_o	19	22	24	26	30
B	$40^{+1,0}_{-1,9}$	$40^{+1,0}_{-1,9}$	$40^{+1,0}_{-1,9}$	$50^{+1,4}_{-2,3}$	$50^{+1,4}_{-2,3}$
s	8,4	8,4	8,4	9,5	9,5
s^*	6,2	6,2	6,2	6,8	6,8

Шайбы изготавливают с покрытиями (п. 16) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ косой шайбы для крепежной детали с диаметром резьбы $d = 10$, из стали марки Ст3, с цинковым покрытием толщиною 6 мкм, хроматированным: *Шайба 12.02.Ст3.016 ГОСТ 10906-78*

6. ШАЙБЫ ДЛЯ ПАЛЬЦЕВ ГОСТ 9649-78

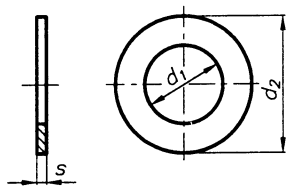


Рис. 17.6.6. Конструкция и размеры шайб для пальцев

Табл. 17.6.10. Размеры шайб, мм ГОСТ 9649-78

d_1	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36	40
d_2	8	10	10	12	14	16	18	20	22	28	30	32	34	40	42	50	50	55
s	1	1	1	1,6	1,6	1,6	2	2	2	3	3	3	4	4	4	5	5	5

Шайбы изготавливают с покрытиями (п.16) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шайбы с диаметром $d_1 = 12$ мм, из стали марки 08кп, с окисным покрытием:
Шайба 12.01.08кп05 ГОСТ 9649-78

7. ОСИ (ПАЛЬЦЫ) ГОСТ 9650-80

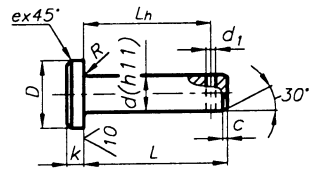


Рис. 17.6.7. Конструкция и размеры осей

Посадки диаметра пальца d - *f8, h8, f9, a11, c11, d11, h11, h12, b12.*

Оси изготавливают с покрытиями (п.16) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ оси типа 6, диаметром $d = 20$ мм, с полем допуска $h11$, длиною $L = 60$ мм, из стали 20 ГОСТ 1050-74, с цементацией на глубину 0,8-1,5 мм, с твердостью 57...63 HRC, с окисным покрытием с последующим нанесением лакокрасочного покрытия:
Ось 6-20h11x60, 20.04. 0,8-1,5.57...63. Хим.Окс.лкп ГОСТ 9650-80

То же, из стали Ст3сп ГОСТ 380-88, без термообработки и без покрытия:
Ось 6-20h11x60, Ст3сп.01 ГОСТ 9650-80

Табл. 17.6.11. Размеры осей (пальцев), мм ГОСТ 9650-80

d	d_1	D	k	R	c	e	L/L_h
3	0,8	5	1,0	0,6	0,6	0,6	6/3, 8/5, 10/7, 11/8, 12/9, 14/11, 16/13, 18/15, 20/17, 22/19, 28/25, 30/27
4	1,0	6	1,0	0,6	0,6	0,6	8/5, 10/7, 11/8, 12/9, 14/11, 16/13, 18/15, 20/17, 22/19, 28/25, 30/27, 32/29, 35/32, 40/37
5	1,2	8	1,6	0,6	0,6	0,6	10/6, 11/7, 12/8, 14/10, 16/12, 18/14, 20/16, 22/18, 28/24, 30/26, 32/28, 35/31, 40/36, 45/41, 50/46
6	1,6	10	2,0	0,6	0,6	0,6	12/8, 14/10, 16/12, 18/14, 20/16, 22/18, 28/24, 30/26, 32/28, 35/31, 40/36, 45/41, 50/46, 55/51, 60/56
8	2,0	12	2,0	0,6	0,6	0,6	16/11, 18/13, 20/15, 22/17, 28/23, 30/25, 32/27, 35/30, ...через 5 мм L/(L-5)..., 80/75
10	3,2	14	2,5	0,6	1,0	0,6	20/15, 22/17, 28/23, 30/25, 32/27, 35/30, ... через 5 мм L/(L-5)..., 100/95
12	3,2	16	2,5	0,6	1,0	0,6	22/17, 28/23, 30/25, 32/27, 35/30, ...через 5 мм L/(L-5)..., 120/115
14	4,0	18	3,0	0,6	1,6	0,6	28/23, 30/25, 32/27, 35/30, ... через 5 мм L/(L-5), ..., 120/115, 130/125, 140/130
16	4,0	20	3,0	0,6	1,6	0,6	28/23, 30/25, 32/27, 35/30, ...через 5 мм ..., 160/155
18	5,0	22	3,0	1,0	1,6	0,6	32/26, 40/34, ...через 5 мм L/(L-6)..., 120/114,...через 10 мм L/(L-6),..., 180/174
20	5,0	25	4,0	1,0	1,6	1,0	32/26, 40/34, ...через 5 мм L/(L-6)..., 120/114,...через 10 мм L/(L-6),..., 250/244, 300/294
22	5,0	28	4,0	1,0	1,6	1,0	45/39, ...через 5 мм L/(L-6)..., 120/114,...через 10 мм L/(L-6),..., 250/244, 300/294
24	6,3	30	4,0	1,0	1,6	1,0	50/44, ...через 5 мм L/(L-6)..., 120/114,...через 10 мм L/(L-6),..., 250/244, 300/294
30	8,0	38	5,0	1,0	1,6	1,0	55/47, ...через 5 мм L/(L-8)..., 120/112,...через 10 мм L/(L-8),..., 250/242, 300/292
33	8,0	40	6,0	1,0	2,5	1,6	65/57, ...через 5 мм L/(L-8)..., 120/114,...через 10 мм L/(L-8),..., 250/242, 300/292
36	8,0	45	6,0	1,0	2,5	1,6	70/62, ...через 5 мм L/(L-8)..., 120/112,...через 10 мм L/(L-8),..., 250/242, 300/292
40	8,0	50	6,0	1,0	2,5	1,6	75/67, ...через 5 мм L/(L-8)..., 120/112,...через 10 мм L/(L-8),..., 250/242, 300/292

8. ВИНТЫ УСТАНОВОЧНЫЕ С КОНИЧЕСКИМ КОНЦОМ ГОСТ 1476-93 С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ КОНЦОМ ГОСТ 1478-93

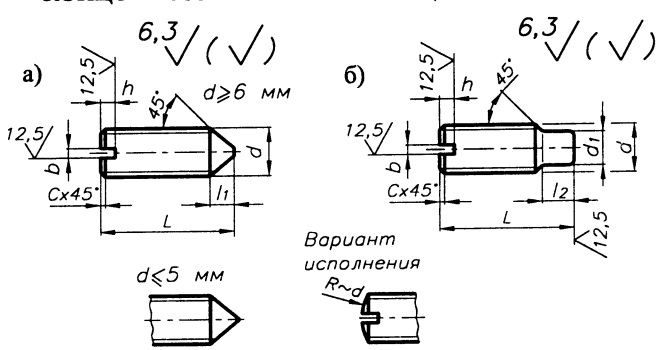


Рис. 17.6.8. Конструкция и размеры установочных винтов

Табл. 17.6.12. Размеры винтов, мм

d	b	h	c	ГОСТ 1476-93		ГОСТ 1478-93		
				l_1	L	d_1	l_2	L
...								
5	0,8	1,8	1,0	-	5...25	3,5	2,5	8...25
6	1,0	2,0	1,0	2,5	6...30	4,5	3,0	8...35
8	1,2	2,5	1,6	3,0	8...40	6,0	4,0	10...40
10	1,6	3,0	1,6	4,0	10..50	7,5	4,5	12...50
12	2,0	3,5	1,6	5,0	12...50	9,0	6,0	16...50

Табл. 17.6.13. Классы прочности винтов ГОСТ 25556-82

Класс прочности винта	14H	22H	33H	45H
Твердость по:				
Виккерсу, HV, не менее	140	220	330	450
Бринелю, HB	133...276	209...285	314...418	-
Роквеллу, HRC	-	-	33...44	45...53

Примечание. Обозначение классов прочности состоит из min значения твердости по Виккерсу, деленного на 10, и буквы H - условного обозначения твердости.

Классы точности винтов - А и В.
Резьба - по ГОСТ 24705-81, шаг резьбы - крупный.
Шлицы - по ГОСТ 24669-81.
Концы винтов - по ГОСТ 12414-66.
Механические свойства и методы испытаний - по ГОСТ 25556-82.
Винты изготавливают с покрытиями (п.16) и без покрытий.
Длины винтов из ряда: ..., 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ винта класса точности В, диаметром резьбы $d = 6$ мм, с полем допуска $6g$, длиною $L = 10$ мм, класса прочности 14 Н, без покрытия:

Винт В.М6–6gх10.14Н ГОСТ 1476–92
Винт В.М6–6gх10.14Н ГОСТ 1478–92

То же, класса точности А, класса прочности 45Н, из стали 40Х с химическим окисным покрытием, пропитанным маслом:

Винт А.М6–6gх10.45Н.40Х.05 ГОСТ 1476–92
Винт А.М6–6gх10.45Н.40Х.05 ГОСТ 1478–92

9. ОТВЕРСТИЯ ПОД УСТАНОВОЧНЫЕ ВИНТЫ

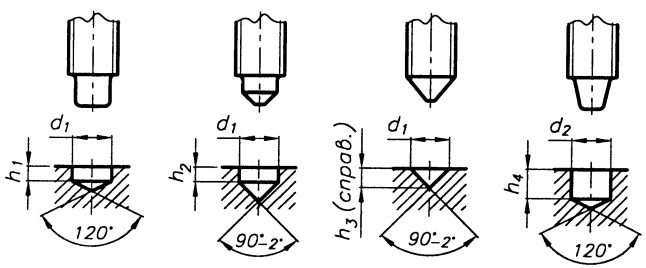


Рис. 17.6.9. Отверстия под установочные винты

Табл. 17.6.14. Размеры отверстий, мм

ГОСТ 12415-80

d	d_1	d_2	h_1	h_2	h_3	h_4
...2,5	1,5	-	1,0	-	0,7	-
3,0	2,0	-	1,2	-	1,0	-
4,0	2,5	-	1,6	-	1,2	-
5,0	3,5	3,0	1,6	-	1,7	3
6,0	4,0	4,0	2,0	1,0	2,0	4
8,0	5,5	5,5	2,5	1,0	2,7	5
10	7,0	6,4	3,0	1,2	3,5	6
12	8,5	8,4	4,0	1,6	4,2	6
16	12	-	4,0	2,0	6,0	-
20	15	-	6,0	2,5	7,5	-
24	18	-	6,0	2,5	9,0	-

10. ВИНТЫ С ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ГОЛОВКОЙ И ШЕСТИГРАННЫМ УГЛУБЛЕНИЕМ "ПОД КЛЮЧ" КЛАССА ТОЧНОСТИ В ГОСТ 10342-80

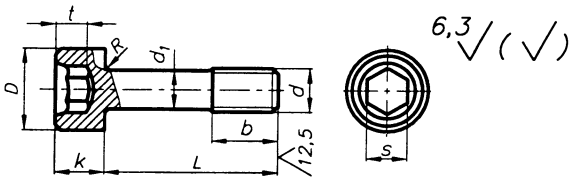


Рис. 17.6.10. Конструкция и размеры винтов

Табл. 17.6.15. Размеры винтов, мм

ГОСТ 10342-80

d	d_1	D	b	k	L *	s	t	R
6	4,0	10	8	6	20...60	5	3,4	0,4
8	5,5	13	10	8	25...80	6	4,4	0,5
10	7,0	16	12	10	25...80	8	5,5	0,5
12	9,0	18	16	12	32...80	10	6,5	0,6
16	11	24	20	16	50...80	14	8,5	0,8

* Размер L принимать из ряда 20, 25, 32, 40, 50, 60, 80.

Винты изготавливают с покрытиями (п.16) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ винта диаметром резьбы $d = 12$ мм, с полем допуска $6g$, длиною $L = 30$ мм, класса прочности 6.8, без покрытия:

Винт М12–6gх30.68 ГОСТ 10342–80

То же, класса прочности 8.8, из стали 35Х, с цинковым покрытием толщиною 9 мкм, хроматированным:

Винт М12–6gх30.88.35Х.019 ГОСТ 10342–80

11. ШТИФТЫ КОНИЧЕСКИЕ ГОСТ 3129-70

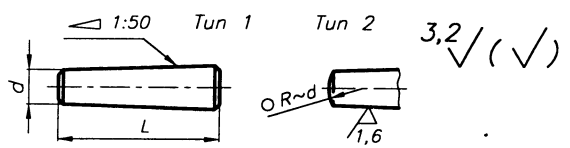


Рис. 17.6.11. Конструкция и размеры конических штифтов

Табл. 17.6.16. Размеры штифтов, мм

ГОСТ 3129-70

d	6	8	10	12
L *	20...110	25...120	30...180	36...200

* Размер L принимать из ряда 20, 25, 30, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 140, 160, 180, 200, 220.

Материал - 45 ГОСТ 1050-74.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ штифта конического типа 1, диаметром $d = 10$, длиною $L = 60$ мм:

Штифт 1 10х60 ГОСТ 3129–70

12. ШТИФТЫ КОНИЧЕСКИЕ С ВНУТРЕННЕЙ РЕЗЬБОЙ ГОСТ 9464-79

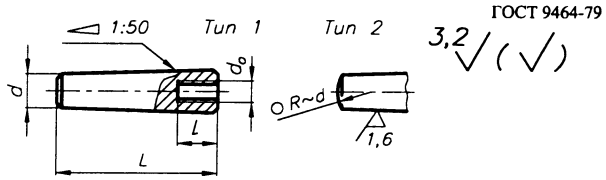


Рис. 17.6.12. Конструкция и размеры конических штифтов

Табл. 17.6.17. Размеры штифтов, мм

ГОСТ 9464-79

d	6	8	10	12
L *	25...60	25...65	30...80	35...100
d_o	M5	M6	M8	M10
l	9	10	12	16

* Размер L принимать из ряда 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 80, 90, 100.

Материал - 45 ГОСТ 1050-74.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ конического штифта типа 2, диаметром $d = 8$ мм, длиною $L = 30$ мм:

Штифт 2 8х30 ГОСТ 9464–79

13. ШПЛИНТЫ ГОСТ 397-79

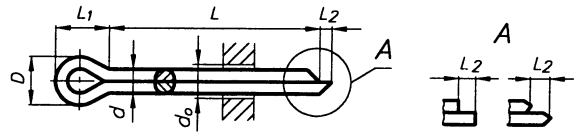


Рис. 17.6.13. Конструкция и размеры шплинтов

Табл. 17.6.18. Размеры шплинтов, мм

ГОСТ 397-79

d_o	d max	d min	D max	D min	L_1	L_2 max	L_2 min	L *
...0,8	0,7	0,6	1,4	1,2	2,4	1,6	0,8	5...12
1,0	0,9	0,8	1,8	1,6	3,0	1,6	0,8	6...20
1,2	1,0	0,9	2,0	1,7	3,0	2,5	1,3	8...25
1,6	1,4	1,3	2,8	2,4	3,2	2,5	1,3	8... 32
2,0	1,8	1,7	3,6	3,2	4,0	2,5	1,3	10...40
2,5	2,3	2,1	4,6	4,0	5,0	2,5	1,3	12...50
3,2	2,9	2,7	5,8	5,1	6,4	3,3	1,6	14...63
4,0	3,7	3,5	7,4	6,5	8,0	4,0	2,0	16...80
5,0	4,6	4,4	9,2	8,0	10,0	4,0	2,0	20...100
6,3	5,9	5,7	11,8	10,3	12,6	4,0	2,0	20...125
8,0	7,5	7,3	15	13,1	16	4,0	2,0	40...160
10	9,5	9,3	19	16,6	20	6,3	3,2	45...200

* Размер L принимать из ряда 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шплинта с условным диаметром $d_o = 5$ мм, длиною $L = 28$ мм, из низкоуглеродистой стали, без покрытия: *Шплинт 5х28 ГОСТ 397–79*

14. ВЫХОД РЕЗЬБЫ ГОСТ 27148-86, ГОСТ 10549-80

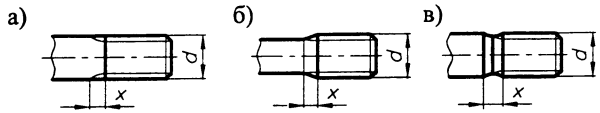


Рис. 17.6.14. Формы сбегов для наружной резьбы, выполненной:
а) - нарезанием, б), в) - накатыванием

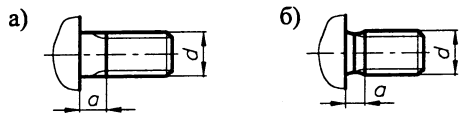


Рис. 17.6.15. Формы недорезов для наружной резьбы, выполненной:
а) - нарезанием, б) - накатыванием

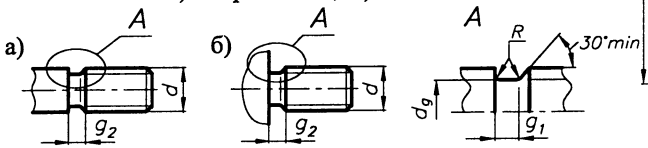


Рис. 17.6.16. Формы проточек для наружной резьбы

Табл. 17.6.19. Размеры сбегов, недорезов и проточек для наружной метрической резьбы, мм
ГОСТ 27148-86

Шаг P	Диаметр резьбы d	Сбег x		Недорез a			Проточка			
		норм. ~2,5P	коротк. ~1,25P	норм. ~3P	кор. ~2P	длин. ~4P	d_g	g_1	g_2	R
0,7	4	1,75	0,9	2,1	1,4	2,8	d-1,1	1,1	2,1	0,4
0,75	4; 5	1,9	1,0	2,25	1,5	3,0	d-1,2	1,2	2,25	0,4
0,8	5	2,0	1,0	2,4	1,6	3,2	d-1,3	1,3	2,4	0,4
1	6; 7	2,5	1,25	3,0	2,0	4,0	d-1,6	1,6	3,0	0,6
1,25	8,0	3,2	1,6	3,75	2,5	5,0	d-2	2,0	3,75	0,6
1,5	10	3,8	1,9	4,5	3,0	6,0	d-2,3	2,5	4,5	0,8
1,75	12	4,3	2,2	5,25	3,5	7,0	d-2,6	3,0	5,25	1,0
2	14; 16	5,0	2,5	6,0	4,0	8,0	d-3	3,4	6,0	1,0
2,5	18; 20; 22	6,3	3,2	7,5	5,0	10	d-3,6	4,4	7,5	1,2
3	24; 27	7,5	3,8	9,0	6,0	12	d-4,4	5,2	9,0	1,6
3,5	30; 33	9,0	4,5	10,5	7,0	14	d-5	6,2	10,5	1,6
4	36; 39	10	5,0	12	8,0	16	d-5,7	7,0	12	2,0
4,5	42; 45	11	5,5	13,5	9,0	18	d-6,4	8,0	13,5	2,0
5	48	12,5	6,3	15	10	20	d-7	9,0	15	2,5

Примечания:
1. Нормальный сбег и нормальная проточка - для всех изделий класса точности А, В и С.
2. Нормальный недорез - для всех изделий класса точности А, длинный недорез - для изделий классов точности В и С.
3. Короткий сбег и короткий недорез - для изделий, в которых по техническим причинам необходим уменьшенный выход резьбы.
4. Фаски для наружной метрической резьбы - ГОСТ 12414-94.
5. Существуют рекомендации по размерам сбегов, недорезов и проточек для внутренней метрической резьбы (ГОСТ 27148-86), а также для других видов резьб (ГОСТ 10549-80).

15. ФУНДАМЕНТНЫЕ БОЛТЫ ГОСТ 24379.1-80

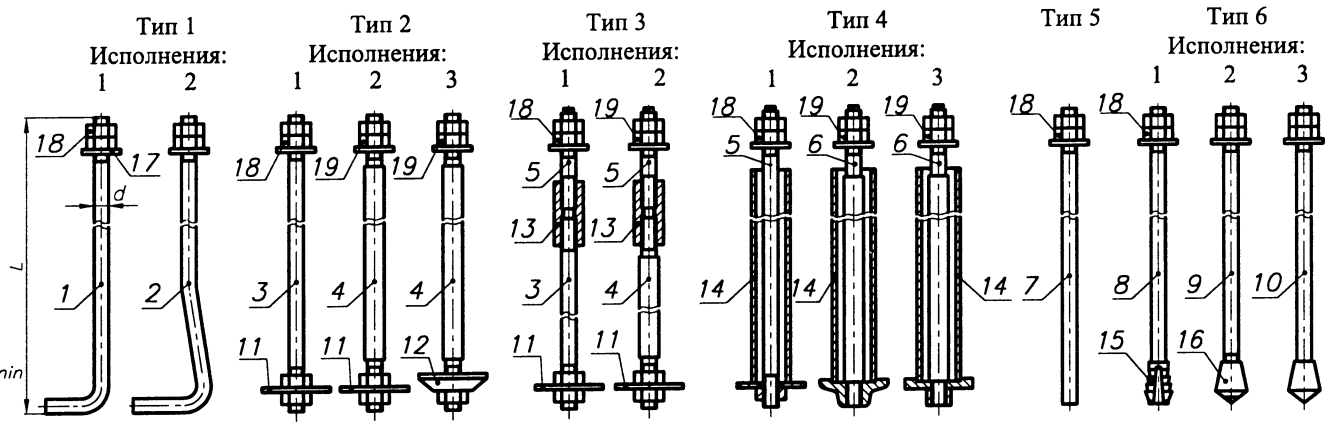


Рис. 17.6.17. Типы и конструкция фундаментных болтов:
1-10 - шпилька; *11*, *12* - плита анкерная; *13* - муфта; *14* - анкерная арматура; *15* - цанга разжимная; *16* - втулка коническая; *17* - шайба; *18* - гайка по ГОСТ 5915-70; *19* - гайка по ГОСТ 10605-72

Болты фундаментные:
тип 1 - болты фундаментные изогнутые:
исполнение 1, 2 d = М12, ..., М48; $L \geqslant 300$;
тип 2 - болты фундаментные с анкерной плитой:
исполнение 1 d = М16, ..., М48; $L \geqslant 200$;
исполнение 2 d = М56, ..., М90;
исполнение 3 d = М100, ..., М140;
тип 3 - болты фундаментные составные:
исполнение 1 d = М24, ..., М48;
исполнение 2 d = М56, ..., М64;
тип 4 - болты фундаментные съемные:
исполнение 1 d = М24, ..., М48;
исполнение 2 d = М56, ..., М125;
исполнение 3 d = М56, ..., М100;
тип 5 - болты фундаментные прямые:
d = М12, ..., М48; $L \geqslant 300$;
тип 6 - болты фундаментные с коническим концом:
исполнение 1, 2, 3 d = М12, ..., М48; $L \geqslant 300$.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ болта типа 1, исполнения 1, диаметром резьбы d = 20 мм, с мелким шагом резьбы 1,5 мм, длиною L = 800 мм, со шпилькой из стали марки 09Г2С:

Болт 1.1.М20х1,5х800 09Г2С ГОСТ 24379.1–80

16. ПОКРЫТИЯ БОЛТОВ, ВИНТОВ, ШПИЛЕК, ГАЕК

Болты, винты, шпильки, гайки изготавливают с одним видов покрытий по табл. 17.6.20 или без покрытия.

Табл. 17.6.20. Виды покрытий

Вид покрытия	Обозначение покрытия	
	ГОСТ 9.306-85	цифровое
Цинковое, хроматированное	Ц. хр	01
Кадмиевое, хроматированное	Кд. хр	02
Многослойное: медь-никель	М. Н	03
Многослойное: медь-никель-хром	М. Н. Х. б	04
Окисное, пропитанное маслом	Хим. Окс. прм	05
Фосфатное, пропитанное маслом	Хим. Фос. прм	06
Оловянное	О	07
Медное	М	08
Цинковое	Ц	09
Окисное, наполненное хроматами	Ан. Окс. нхр	10
Окисное из кислых растворов	Хим. Пас	11
Серебряное	Ср	12
Никелевое	Н	13

Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Общие требования к выбору - по ГОСТ 9.303-84.
Выбор толщины покрытий - по ГОСТ 9.303-84.
Технические требования к покрытиям - по ГОСТ 9.301-86.

17. СПОСОБЫ И ВИДЫ ПРЕДОХРАНЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ОТ САМООТВИНЧИВАНИЯ

Способы стопорения:
- механическими средствами;
- анаэробными герметиками;
- лакокрасочными материалами.

Табл. 17.6.21. Виды стопорения механическими средствами

Эскиз	Средство стопорения
а1) а2)	Шплинт ГОСТ 397-79; Гайка прорезная или корончатая ГОСТ 5918-73 d = 4...48
б1) б2)	Шайба стопорная с лапкой ГОСТ 13463-77 d = 4...48; Шайба стопорная с лапкой уменьшенная ГОСТ 13464-77 d = 6...24
в1) в2)	Шайба стопорная с носком ГОСТ 13465-77 d = 4...48; Шайба стопорная с носком уменьшенная ГОСТ 13466-77 d = 6...24
г)	Шайба пружинная ГОСТ 6402-70 d = 2...48
д)	Шайба стопорная многолапчатая ГОСТ 11872-88 d = 3...56
е1)	Шайба стопорная с внутренними зубьями ГОСТ 10462-81 d = 2...24
е2)	Шайба стопорная с наружными зубьями ГОСТ 10463-81 d = 2...24
ж)	Контргайка ГОСТ 5915-70 d = 1...48
з1) з2)	Проволока d = 4...48 ГОСТ 9389-75
и)	Шайба стопорная с наружными зубьями под винты с потайной и полупотайной головкой с углом 90° ГОСТ 10464-81
к1) к2) к3)	Кернение боковое d = 6...48; Кернение с торца d = 6...48; Кернение в шлиц d = 2...24
л1) л2)	Сварка d = 4...16; Пайка d = 4...12
м1) м2)	Винты установочные: с коническим концом ГОСТ 1476-93; с плоским концом ГОСТ 1477-93; с цилиндрическим концом ГОСТ 1478-93 d = 1,6...12
н)	Кольцо пружинное ГОСТ 2833-77 d = 6...12

Табл. 16.6.22. Виды стопорения анаэробными герметиками и лакокрасочными материалами

а)	Герметик анаэробный d = 1,6...10
б)	Материал лакокрасочный d = 1,0...10

17.7. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ АСИНХРОННЫЕ

Структура обозначения типоразмера двигателей:
4 - поряковый номер серии;
А - электродвигатель асинхронный;
А - станина и щиты двигателя алюминиевые (отсутствие знака означает, что станина и щиты чугунные или стальные);
2-х или 3-х значное число - высота оси вращения;
М - модернизированный;
А, В - длина сердечника статора;
L, S, M -установный размер по длине станины;
2, 4, 6, 8 - число полюсов;
У3 - климатическое исполнение.

Габаритные и установочные размеры электродвигателей (табл. 17.7.2).

Размеры электродвигателей фланцевого и комбинированного исполнений (рис. 17.7.2).

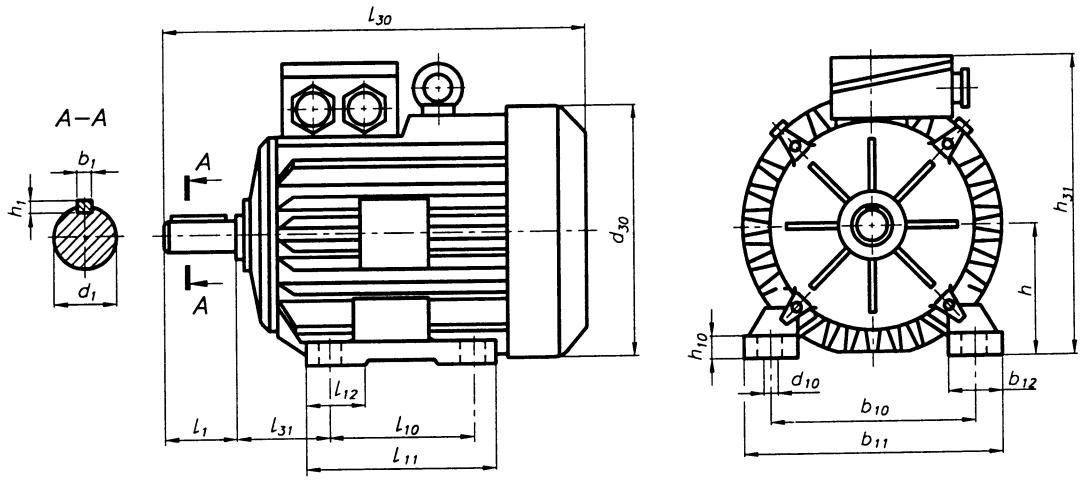


Рис. 17.7.1. Размеры асинхронных электродвигателей на лапах (исполнение IM 1081)

Табл. 17.7.1. Параметры асинхронных электродвигателей

Тип электродвигателя		$P_{эд}$ кВт	$n_{эд}$ мин$^{-1}$	$\frac{T_{max}}{T_{nom}}$	J кг·м^2	Масса кг
...						
4А71А2У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,1	2840	2,0	0,004	12,0
4А80А2У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,5	2835	2,0	0,061	14,0
4А80В2У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	2,2	2865	2,0	0,091	16,0
4А90L2У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	3,0	2905	2,0	0,139	25,0
4А100S2У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	4,0	2865	2,0	0,139	34,0
4А100L2У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	5,5	2910	2,0	0,210	60,0
4А112М2У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	7,5	2920	2,0	0,318	71,0
4А132М2У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	11,0	2930	2,0	0,318	100
4А160S2У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	15,0	2920	2,0	0,485	115
4А160М2У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	18,5	2930	1,9	0,725	130
4А180S2У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	22,0	2920	1,9	0,725	165
...						
...						
4А80А4У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,1	1420	2,0	0,226	14,0
4А80В4У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,5	1415	2,0	0,345	17,2
4А90L4У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	2,2	1425	2,0	0,516	25,0
4А100S4У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	3,0	1415	2,0	0,788	26,0
4А100L4У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	4,0	1435	2,0	0,788	34,0
4А112М4У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	5,5	1450	2,0	1,19	62,0
4А132SУ3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	7,5	1450	2,0	1,80	73,0
4А132М4У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	11,0	1460	2,0	1,80	105
4А160S4У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	15,0	1460	2,0	2,74	125
4А160М4У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	18,5	1470	1,9	4,10	165
4А180S4У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	22,0	1465	1,9	4,10	175
...						

Тип электродвигателя		$P_{эд}$ кВт	$n_{эд}$ мин$^{-1}$	$\frac{T_{max}}{T_{nom}}$	J кг·м^2	Масса кг
...						
4А80В6У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,1	930	1,9	0,624	15,6
4А90L6У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,5	945	1,9	0,952	24,0
4А100L6У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	2,2	960	1,9	1,42	33,0
4А112МА6У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	3,0	950	1,9	2,17	54,0
4А112МВ6У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	4,0	950	1,9	2,17	66,0
4А132S6У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	5,5	950	1,9	3,27	72,0
4А132М6У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	7,5	960	1,8	4,95	100
4А160S6У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	11,0	960	1,8	7,56	125
4А160М6У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	15,0	975	1,8	7,56	170
4А180М6У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	18,5	960	1,8	11,3	205
4А200М6У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	22,0	975	1,8	11,3	240
...						
...						
4А90LВ8У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,10	705	1,8	1,28	26,3
4А100L8У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,50	720	1,8	1,95	31,0
4А112МА8У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	2,20	710	1,8	2,92	53,0
4А112МВ8У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	3,00	710	1,8	4,46	65,0
4А132S8У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	4,00	705	1,8	4,46	85,0
4А132М80У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	5,50	710	1,8	6,71	95,0
4А160S8У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	7,50	705	1,7	10,2	115
4А160М8У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	11,0	730	1,7	15,5	165
4А180М8У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	15,0	725	1,7	15,5	205
4А200М8У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	18,5	720	1,7	23,2	255
4А200L8У3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	22,0	725	1,7	23,2	295
...						

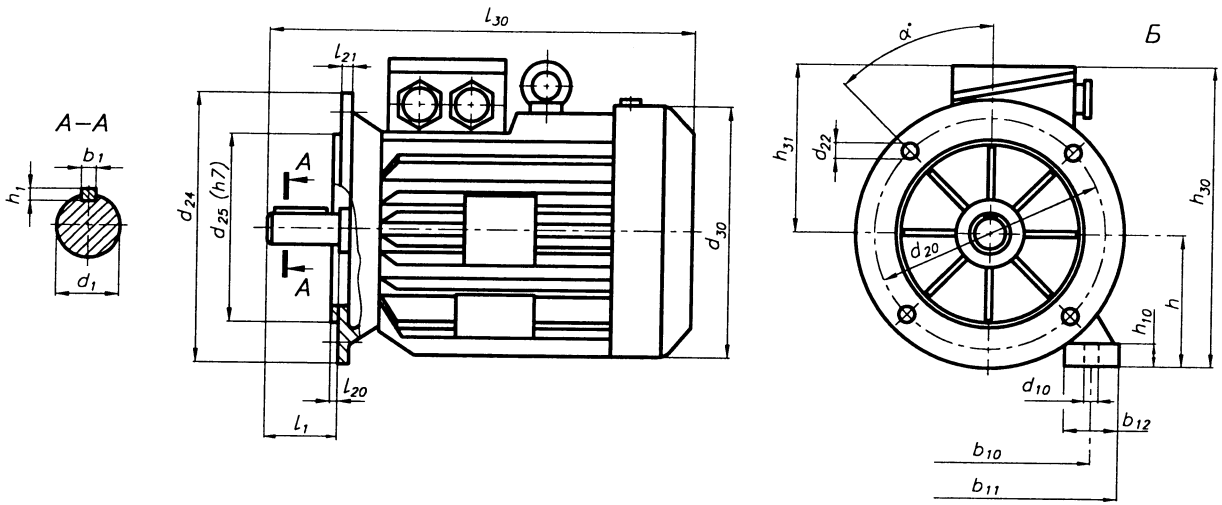


Рис. 17.7.2. Размеры фланцевых асинхронных электродвигателей (тип IM 2081)

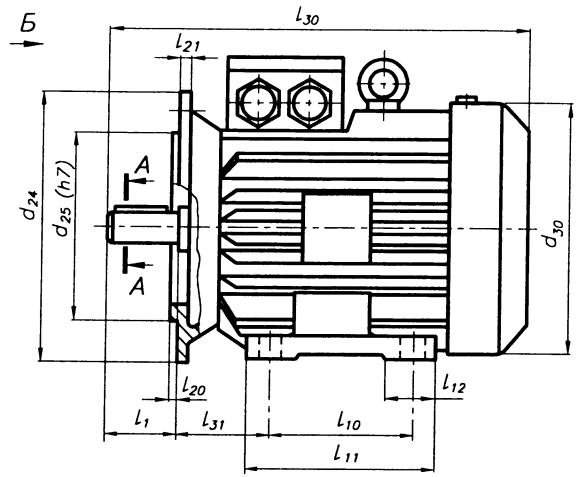


Рис. 17.7.3. Размеры асинхронных электродвигателей с комбинированным креплением (тип IM 3081)

Параметры асинхронных электродвигателей - табл. 17.7.1.

Табл. 17.7.2. Габаритные и установочные размеры асинхронных электродвигателей, мм

Тип	h	Лапы								Фланец								Вал						Габариты			
		b_{10}	b_{11}	b_{12}	l_{10}	l_{11}	l_{12}	d_{10}	h_{10}	d_{20}	d_{25}	d_{24}	d_{22}	К-во	α	l_{20}	l_{21}	d_1	l_1	l_{31}		b_1	h_1	d_{30}	h_{30}	h_{31}	l_{30}
...																											
71A	$71^{0}_{-0,5}$	112			90			7	9	165	130	200	12	4	45°	3,5	10	19	40	45		6	6	170	175	105	285
80A 80B	$80^{0}_{-0,5}$	125	154	32	100	131	45	10	10	165	130	200	12	4	45°	3,5	10	22	50	50		6	6	186	190	115	300 320
90L	$90^{0}_{-0,5}$	140	170	40	125	156	48	10	11	215	180	250	15	4	45°	4	12	24	50	56		8	7	208	215	125	350
100S 100L	$100^{0}_{-0,5}$	140 160	170 200	40 45	125 140	156 169	48 60	12	12	215	180	250	15	4	45°	4	14	28	60	63		8	7	235	240	140	362 392
112M	$112^{0}_{-0,5}$	190	230	54	140	172	56	12	12	265	230	300	15	4	45°	4	16	32	80	70		10	8	260	276	164	452
132S 132M	$132^{0}_{-0,5}$	216 216	278 278	56 56	140 178	180 218	63 79	12	13	300	250	350	19	4	45°	5	18	38	80	89		10	8	302	310	178	480 530
160S 160M	$160^{0}_{-0,5}$	216 254	278 300	56 60	178 210	218 248	79 65	15	18	300	250	350	19	4	45°	5	18	42 48	110	108	(2 p = 2) (2 p = 4, 6, 8)	12 14	8 9	358	370	210	624
180S 180M	$180^{0}_{-0,5}$	279 279	330 330	75 75	210 241	256 320	65 80	15	20	350	300	400	19	4	45°	5	18	48 55	110	121	(2 p = 2) (2 p = 4, 6, 8)	14 16	9 10	410	400	220	682 702
200M 200L ...	$200^{0}_{-0,5}$	318 318	400 400	80 80	305 305	380 380	100 100	19	25	400	350	450	19	8	22°30'	5	20	55 60	110 140	133	(2 p = 2) (2 p = 4, 6, 8)	16 18	10 11	450	485	285	760 790

18. ЛИТЕРАТУРА

1. Стандарты (19).
2. Анурьев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя.* - М.: Машиностроение, изд. 5, 1978-1980. т.1 - 723 с., т.2 - 559 с., т.3 - 557 с.
3. Анфимов М.И. *Редукторы. Конструкции и расчет.* - М.: Машиностроение, изд. 3, 1972. - 283 с.
4. Баласанян Р.А. *Атлас деталей машин.* - Харків: Основа, 1996. - 256 с.
5. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. *Подшипники качения. Справочник.* - М.: Машиностроение, изд. 6, 1975. - 574 с.
6. Боков В.Н. Чернилевский Д.В., Будько П.П. *Детали машин. Атлас.* - М.: Машиностроение, 1983. - 164 с.
7. Готовцев А.А., Котенок И.П. *Проектирование цепных передач.* - М.: Машиностроение, 1982. - 336 с.
8. *Детали машин. Атлас конструкций.* Под ред. Д.Н.Решетова. - М.: Машиностроение, 1979. - 367 с.
9. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. *Конструирование узлов и деталей машин.* - М.: Высш. шк., изд. 6, 2000. - 446 с.
10. Дьяченко С.К., Столбовой С.З. *Детали машин. Атлас.*- Киев: Техніка, 1965. - 259 с.
11. Заблонский К.И. *Основы проектирования машин.* - Киев: Вища школа, 1981. - 312 с.
12. Иванов М.Н. *Детали машин.* - М.: Высш. шк., 2000. - 383 с.
13. Иванов М.Н., Иванов В.Н. *Детали машин. Курсовое проектирование.* - М.: Высш. шк., 1975. - 551 с.
14. Иоселевич Г.Б. *Детали машин.* - М.: Машиностроение, 1988. - 367 с.
15. *Каталог подшипников МПЗ 004.Р.* - ООО "BiRing", 1998. - 302 с.
16. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. *Расчет и проектирование деталей машин.* - Харьков: Основа, 1991. - 276 с.
17. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. *Конструкции и расчет зубчатых редукторов. Справочное пособие.* - Л.: Машиностроение, 1971. - 328 с.
18. *Курсовое проектирование деталей машин.* Под редакцией В.Н.Кудрявцева. - Л.: Машиностроение, 1984. - 400 с.
19. Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н., Калачев В.Ф., Радкевич В.Т., Миклашевич А.А., Зуб Н.В. *Курсовое проектирование деталей машин. Справочное пособие.* - Мн: Выш. шк., 1982. - Ч. 1 - 208 с., Ч. 2 - 334 с.
20. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцев Б.С. *Расчеты деталей машин.* - Мн.: Выш. шк., 1986. - 400 с.
21. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. *Детали машин. Проектирование.* - Мн.: УП "Технопринт", изд. 2, 2002. - 296 с.
22. Литвин Ф.Л. *Теория зубчатых зацеплений.* - М.: Наука, 1968. - 584 с.
23. Ничипорчик С.Н., Корженцевский М.И., Калачев В.Ф. и др. *Детали машин в примерах и задачах.* Под ред. С.Н.Ничипорчика. - Мн.: Выш. шк., 1981. - 431 с.
24. Орлов П.И. *Основы конструирования.* - М.: Машиностроение, 1977. Т.1 - 623 с., Т.2 - 574 с., Т.3 - 357 с.
25. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. *Справочник по муфтам.* - Л.: Машиностроение, 1979. - 343 с.
26. Пришедько Н.А. *Конструирование и расчет деталей машин. Учебный атлас.* Под ред. С.А.Вильница. - М.: Высш. шк., 1971. - 151 с.
27. Раб А.Ф., Моргун А.К., Шухов А.С. *Обозначение конструкционных материалов. Применение стандартов в курсовых и дипломных проектах.* Харьков, 1994. - с.120.
28. *Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения. Справочник.* Бойко Л.С. и др.- М. Машиностроение, 1984. - 247 с.
29. Решетов Д.Н. *Детали машин.* - М.: Машиностроение, изд. 4, 1989. - 496 с.
30. Руденко В.Н. *Планетарные и волновые передачи. Альбом конструкций.* М.: Машиностроение, 1980. - 147 с.
31. Скойбеда А.Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. *Детали машин и основы конструирования.* - Мн.: Вышэйш. шк., 2000. - 584 с.
32. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. *Ременные передачи.* - Мн.: Навука і тэхніка, 1995. - 383 с.
33. Снесарев Г.А. *Методические основы конструирования редукторов.* - М.: Машиностроение, 1974. - 78 с.
34. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. *Атлас конструкций редукторов.* - К.: Вища школа, изд. 2, 1990. - 151 с.
35. Чернавский С.А., Снесарев Г.А. и др. *Проектирование механических передач. Учебно-справочное пособие.* - М.: Машиностроение, 1984. - 560 с.
36. Шейнблит А.Е. *Курсовое проектирование деталей машин.* - М.: Высш. шк., 1991. - 432 с.
37. ISO 6336-1:1996(E), *Calculation of load capacity of spur and helical gears.* Part 1: *Basic principles introduction and general influence factors.*
38. ISO 6336-2:1996(E), *Calculation of load capacity of spur and helical gears.* Part 2: *Calculation of surface durability (pitting).*
39. ISO 6336-3:1996(E), *Calculation of load capacity of spur and helical gears.* Part 3: *Calculation of tooth bending strength.*
40. ISO 6336-5:1996(E), *Calculation of load capacity of spur and helical gears.* Part 5: *Strength and quality of materials.*
41. Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A. *Przekładnie walcowe. Projektowanie.* - Warszawa: WKŁ, 1995. - 535 s.
42. Kurmaz L.W., Kurmaz O.L. *Projektowanie węzłów i części maszyn.* - Kielce: Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, 2003. - 384 s.
43. Kurmaz L.W. *Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie.* - Kielce: Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, skrypt Nr 342, 1998. - 200 s.
44. Kurmaz L.W. *Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie.* - Warszawa: PWN, 1999. - 191 s.

45. Müller L. *Przekładnie zębate. Projektowanie.* - Warszawa: WNT, 1996. - 724 s.
46. Niemann G., Winter H., *Maschinenelemente* - Springer, Verlag, Berlin, Heidelberg, New York: 1975 Bd. 1 - 397 s., 1983 Bd. 2 - 376 s., Bd. 3 - 294 s.
47. *Podstawy Konstrukcji Maszyn.* Pod red. Marka Dietricha. - Warszawa: WNT, 1995, T. 1 - 673 s., T. 2 - 656 s., T. 3 - 717 s.
48. Wójcik Z. *Przekładnie stożkowe. Konstrukcja i technologia.* - Warszawa: WNT, 1984. - 738 s.

19. СТАНДАРТЫ *

1. ПЕРЕДАЧИ

1.1. ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ

1.1.1. ОБЩИЕ

ISO 701:1998, IDT	Международная система обозначения зубчатых передач. Условные обозначения геометрических данных.
ГОСТ 9563-60	Колеса зубчатые. Модули.
ГОСТ 16530-83	Передачи зубчатые. Основные термины, определения и обозначения.

1.1.2. ПЕРЕДАЧИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

ISO 53:1998, IDT	Передачи зубчатые цилиндрические для общего и тяжелого машиностроения. Стандартный исходный контур.
ГОСТ 1643-81	Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.
ГОСТ 2185-66	Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры.
ГОСТ 10242-81	ОНВ. Передачи зубчатые реечные. Допуски.
ГОСТ 13755-81	ОНВ. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур.
ГОСТ 16531-83	Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.
ГОСТ 16532-70	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.
ГОСТ 19274-73	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии.
ГОСТ 21354-87	Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.

1.1.3. ПЕРЕДАЧИ КОНИЧЕСКИЕ

ГОСТ 1758-81	Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски.
ГОСТ 12289-76	Передачи зубчатые конические. Основные параметры.
ГОСТ 13754-81	ОНВ. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Исходный контур.
ГОСТ 16202-81	ОНВ. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьми. Исходный контур.
ГОСТ 19325-73	Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения.
ГОСТ 19326-73	Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии.
ГОСТ 19624-74	Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии.

1.1.4. ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

ГОСТ 2144-93	Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры.
ГОСТ 3675-81	ОНВ. Передачи червячные цилиндрические. Допуски.
ГОСТ 18498-89	Передачи червячные. Термины, определения и обозначения.
ГОСТ 19036-94	Передачи червячные цилиндрические. Исходный червяк и исходный производящий червяк.
ГОСТ 19650-95	Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии.
ГОСТ 19672-74	Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка.

1.1.5. ПЕРЕДАЧИ ГЛОБОИДНЫЕ И СПИРОИДНЫЕ

ГОСТ 9369-77	Передачи глобоидные. Основные параметры.
ГОСТ 16502-83	ОНВ. Передачи глобоидные. Допуски.
ГОСТ 17696-89	Передачи глобоидные. Расчет геометрии.
ГОСТ 24438-80	Передачи глобоидные. Исходный червяк и исходный производящий червяк.
ГОСТ 22850-77	Передачи спироидные. Термины, определения и обозначения.

1.1.6. ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА

ГОСТ 14186-69	Колеса зубчатые цилиндрические передач типа Новикова. Модули.
ГОСТ 15023-76	Передачи Новикова цилиндрические с двумя линиями зацепления. Исходный контур.
ГОСТ 17774-72	Передачи Новикова с двумя линиями зацепления, цилиндрические. Расчет геометрии.
ГОСТ 30224-96	Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35 HRC. Исходный контур.

1.1.7. ПЕРЕДАЧИ ВОЛНОВЫЕ

ГОСТ 30078.1-93	Передачи волновые. Основные технические требования.
ГОСТ 30078.2-93	Передачи волновые. Типы. Основные параметры и размеры.
ГОСТ 30078.3-93	Передачи волновые. Исходный контур.

1.2. ПЕРЕДАЧИ РЕМЕННЫЕ

ГОСТ 1284.1-89 (ИСО 1081-80, ИСО 4183-80, ИСО 4184-80)	Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля.
ГОСТ 1284.2-89	Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия.
ГОСТ 1284.3-96	Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности.
ГОСТ 5813-93	Ремни вентиляторные клиновые и шкивы для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов.
ГОСТ 20889-88	Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. Общие технические условия.
ГОСТ 23831-79	Ремни плоские приводные резинотканевые. Технические условия.
ГОСТ 28500-90 (ИСО 5288-82)	Ременные передачи синхронные. Термины и определения.

1.3. ПЕРЕДАЧИ ЦЕПНЫЕ

1.3.1. ЦЕПИ РОЛИКОВЫЕ И ВТУЛОЧНЫЕ

ГОСТ 591-69	Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента. Допуски.
ГОСТ 592-81	Звездочки для пластинчатых цепей. Методы расчета и построения профиля зубьев. Предельные отклонения.

* Каталог технических нормативных правовых актов в области стандартизации. 2004 г., ч. 1...4.

ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94) Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия.

ГОСТ 21834-87 Цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности. Технические условия.

ГОСТ 24399-80 Цепи роликовые. Термины и определения.

1.3.2. ЦЕПИ ЗУБЧАТЫЕ

ГОСТ 13552-81 Цепи приводные зубчатые. Технические условия.

ГОСТ 13576-81 Звездочки для приводных зубчатых цепей. Методы расчета и построение профиля зубьев. Предельные отклонения.

2. РЕДУКТОРЫ - ПРИВОДЫ

ГОСТ 4.124-84 СПКП. Редукторы, мотор-редукторы, вариаторы. Номенклатура показателей.

ГОСТ 16162-93 Редукторы зубчатые. Общие технические условия.

ГОСТ 20373-94 Редукторы и мотор-редукторы зубчатые. Варианты сборки.

ГОСТ 24266-94 Концы валов редукторов и мотор-редукторов. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты.

ГОСТ 24386-91 Механизмы ведущие и ведомые. Высоты осей.

ГОСТ 25022-81 Редукторы планетарные. Основные параметры.

ГОСТ 25301-95 Редукторы цилиндрические. Параметры.

ГОСТ 25484-93 Мотор-редукторы зубчатые. Общие технические условия.

ГОСТ 26218-94 Редукторы и мотор-редукторы волновые зубчатые. Параметры и размеры.

ГОСТ 26543-94 Мотор-редукторы планетарные. Основные параметры.

ГОСТ 27142-97 Редукторы конические и коническо-цилиндрические. Параметры.

ГОСТ 27701-88 Редукторы червячные цилиндрические. Основные параметры.

ГОСТ 27871-88 Редукторы общего назначения. Методы определения уровня звуковой мощности.

ГОСТ 29067-91 Редукторы и мотор-редукторы. Классификация.

ГОСТ 29285-95 Приводы механические. Методы испытаний.

ГОСТ 30077-93 Мотор-барабаны. Основные параметры.

ГОСТ 30164-94 Редукторы и мотор-редукторы зубчатые, приводы блочно-модульные. Конструктивные исполнения по способу монтажа.

ГОСТ 30223-95 Мотор-барабаны. Общие технические условия.

3. ВАРИАТОРЫ

ГОСТ 10819-93 Вариаторы цепные. Основные параметры.

ГОСТ 22931-93 Вариаторы с широким клиновым ремнем. Параметры.

ГОСТ 24848.1-81 Ремни клиновые вариаторные для промышленного оборудования. Основные размеры и методы их контроля.

ГОСТ 24848.2-81 Ремни клиновые вариаторные для промышленного оборудования. Технические условия.

ГОСТ 24848.3-81 Ремни клиновые вариаторные для промышленного оборудования. Расчет передач и передаваемые мощности.

ГОСТ 26379-84 Ремни клиновые широкие для вариаторов сельскохозяйственных машин. Технические условия.

ГОСТ 26546-93 Вариаторы цепные. Общие технические условия.

ГОСТ 26957-97 Вариаторы с широким клиновым ремнем. Общие технические условия.

ГОСТ 28358-89 Вариаторы с гибкой связью. Термины и определения.

ГОСТ 30222-95 Вариаторы конусные. Общие технические условия.

ГОСТ 30525-97 Вариаторы конусные. Параметры.

4. МУФТЫ

ГОСТ 5006-94 Муфты зубчатые. Технические условия.

ГОСТ 5147-97 Муфты шарнирные. Параметры, конструкция и размеры.

ГОСТ 14084-93 Муфты упругие со звездочкой. Параметры. Конструкция и размеры.

ГОСТ 15620-93 Муфты предохранительные кулачковые. Параметры и размеры.

ГОСТ 15621-93 Муфты предохранительные шариковые. Параметры и размеры.

ГОСТ 15622-96 Муфты предохранительные фрикционные. Параметры, конструкция и размеры.

ГОСТ 18306-72 Муфты электромагнитные с механической связью. Термины и определения.

ГОСТ 19107-97 Муфты механические. Ряды номинальных крутящих моментов.

ГОСТ 20720-93 Муфты кулачково-дисковые. Параметры и размеры.

ГОСТ 20742-93 Муфты цепные. Параметры и размеры.

ГОСТ 20761-96 Муфты фланцевые. Параметры, конструкция и размеры.

ГОСТ 20884-93 Муфты упругие с торобразной оболочкой. Типы, параметры и размеры.

ГОСТ 21424-93 Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры.

ГОСТ 23106-93 Муфты продольно-свертные. Параметры. Конструкция и размеры.

ГОСТ 24246-96 Муфты втулочнные. Параметры, конструкция и размеры.

ГОСТ 25021-93 Муфты упругие с промежуточным диском. Параметры и размеры.

ГОСТ 26455-97 Муфты дисковые полужесткие. Параметры, конструкция и размеры.

ГОСТ 27286-87 Муфты управляемые механические фрикционные с электромагнитным переключением. Общие технические требования и методы испытаний.

5. ПРУЖИНЫ

ГОСТ 3057-90 Пружины тарельчатые. Общие технические условия.

ГОСТ 13764-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Классификация.

ГОСТ 13765-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения I класса, разряда 1 из стали круглого сечения. Обозначение параметров, методика определения размеров.

ГОСТ 13766-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения I класса, разряда 1 из стали круглого сечения. Основные параметры витков.

. . . . . .

ГОСТ 13776-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения III класса, разряда 3 из стали круглого сечения. Основные параметры витков.

ГОСТ 16118-70 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Технические условия.

6. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

6.1. ОБЩИЕ

ГОСТ 4.479-87 Система показателей качества продукции. Подшипники качения. Номенклатура показателей.

ГОСТ 520-2002 (ИСО 199-97, ИСО 492-94) Подшипники качения. Общие технические условия.

ГОСТ 3189-89 Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений.

ГОСТ 3395-89 Подшипники шариковые и роликовые. Типы и конструктивные разновидности.

ГОСТ 3478-79 Подшипники качения. Основные размеры.

ГОСТ 18854-94 Подшипники качения. Статическая грузоподъемность.

ГОСТ 18855-94 Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность).
ГОСТ 20918-75 Подшипники качения. Методы расчета предельной частоты вращения.
ГОСТ 24810-81 Подшипники качения. Зазоры.
ГОСТ 24955-81 Подшипники качения. Термины и определения.
ГОСТ 25256-82 Подшипники качения. Допуски. Термины и определения.

6.2. ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ

ГОСТ 831-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры.
ГОСТ 832-78 Подшипники шариковые радиально-упорные сдвоенные. Типы и основные размеры.
ГОСТ 3635-78 Подшипники шарнирные. Технические условия.
(ИСО 6124-1-84, ИСО 6124-3-82, ИСО 6125-82)
ГОСТ 3722-81 Подшипники качения. Шарики. Технические условия.
ГОСТ 4060-78 Подшипники роликовые игольчатые с одним наружным штампованным кольцом. Технические условия.
ГОСТ 4252-75 Подшипники шариковые радиально-упорные двухрядные. Основные размеры.
ГОСТ 4657-82 Подшипники роликовые радиальные игольчатые однорядные. Основные размеры. Технические требования.
ГОСТ 5377-79 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами без внутреннего или наружного кольца. Типы и основные размеры.
ГОСТ 5721-75 Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные. Типы и основные размеры.
ГОСТ 6364-78 Подшипники роликовые конические двухрядные. Основные размеры.
ГОСТ 6870-81 Подшипники качения. Ролики игольчатые. Технические условия.
ГОСТ 7242-81 Подшипники шариковые радиальные однорядные с защитными шайбами. Технические условия.
ГОСТ 7634-75 Подшипники радиальные роликовые многорядные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
ГОСТ 7872-89 Подшипники упорные шариковые однорядные и двойные. Основные размеры.
ГОСТ 8328-75 Подшипники радиальные роликовые с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
ГОСТ 8338-75 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
ГОСТ 8419-75 Подшипники роликовые конические четырехрядные. Основные размеры.
ГОСТ 8545-75 Подшипники шариковые и роликовые двухрядные с закрепительными втулками. Типы и основные размеры.
ГОСТ 8882-75 Подшипники шариковые радиальные однорядные с уплотнениями. Технические условия.
ГОСТ 8995-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
ГОСТ 9592-75 Подшипники шариковые радиальные с выступающим внутренним кольцом. Технические условия.
ГОСТ 9942-90 Подшипники упорно-радиальные роликовые сферические однорядные. Технические условия.
ГОСТ 10058-90 Подшипники шариковые радиальные однорядные с упорным бортом малогабаритные.
ГОСТ 20531-75 Подшипники роликовые игольчатые радиально-упорные комбинированные. Технические условия.
ГОСТ 20821-75 Подшипники шариковые упорно-радиальные двухрядные с углом контакта 60°. Технические условия
ГОСТ 22696-77 Подшипники качения. Ролики цилиндрические короткие. Технические условия.
ГОСТ 23179-78 Подшипники качения радиальные шариковые однорядные гибкие. Технические условия.
ГОСТ 23526-79 Подшипники роликовые упорные с цилиндрическими роликами однорядные. Типы и основные размеры.
ГОСТ 24310-80 Подшипники радиальные роликовые игольчатые без колец. Технические условия.
ГОСТ 24696-81 Подшипники роликовые радиальные сферические с симметричными роликами. Основные размеры.
ГОСТ 24850-81 Подшипники шариковые радиальные однорядные с двумя уплотнениями с широким внутренним кольцом и сферической наружной поверхностью наружного кольца. Основные размеры.
ГОСТ 25255-82 Подшипники качения. Ролики цилиндрические длинные. Технические условия.
ГОСТ 26290-90 Подшипники радиальные и упорные двойные роликовые комбинированные. Технические условия.
ГОСТ 26676-85 Подширники роликовые упорные однорядные с игольчатыми роликами без колец. Технические условия.
ГОСТ 27057-86 Подшипники упорные роликовые однорядные. Основные размеры.
ГОСТ 27365-87 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры.
ГОСТ 28428-90 Подшипники радиальные шариковые сферические 2-х рядные. Технические условия.
ГОСТ 29241-91 Подшипники упорно-радиальные шариковые однорядные с углом контакта 60°. Технические условия.
ГОСТ 29242-91 Подшипники упорные роликовые однорядные с короткими цилиндрическими роликами без колец. Технические условия.
ГОСТ 30633-99 Подшипники роликовые радиальные сферические однорядные. Основные размеры.

6.3. УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

ГОСТ 2893-82 Подшипники качения. Канавки под упорные пружинные кольца. Кольца пружинные упорные. Размеры.
ГОСТ 3325-85 Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
ГОСТ 8530-90 Подшипники качения. Гайки, шайбы и скобы для закрепительных и стяж-
(ИСО 2982-72, ИСО 2983-75) ных втулок. Технические условия.
ГОСТ 11871-88 Гайки круглые шлицевые класса точности А. Технические условия.

ГОСТ 11872-89 Шайбы стопорные многолапчатые. Технические условия.
ГОСТ 13014-80 Втулки стяжные подшипников качения. Основные размеры.
ГОСТ 13940-86 Кольца пружинные упорные плоские наружные концетрические и канавки для них. Конструкция и размеры.
ГОСТ 13941-86 Кольца пружинные упорные плоские внутренние концетрические и канавки для них. Конструкция и размеры.
ГОСТ 13942-86 Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические и канавки для них. Конструкция и размеры.
ГОСТ 13943-86 Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические и канавки для них. Конструкция и размеры.
ГОСТ 13944-86 Кольца пружинные упорные плоские и канавки для них. Общие технические условия.
ГОСТ 14734-69 Шайбы концевые. Конструкция.
ГОСТ 20226-82 Подшипники качения. Заплечики для установки подшипников качения. Размеры.
ГОСТ 24208-80 Втулки закрепительные подшипников качения. Основные размеры.
ГОСТ 25455-82 Подшипники качения. Втулки закрепительные и стяжные. Технические условия.
ГОСТ 26576-85 Подшипники качения. Кольца стопорные эксцентрические и концентрические и винты установочные для крепления шарикоподшипников. Технические условия.
ГОСТ 28707-88 (ИСО 246-78) Подшипники качения. Кольца упорные фасонные. Технические условия.

7. ЭЛЕМЕНТЫ УСТАНОВОЧНЫЕ

ГОСТ 2832-77 Кольца установочные с винтовым креплением. Конструкция и размеры.
ГОСТ 2833-77 Кольца пружинные для стопорения винтов и канавки для них. Конструкция и размеры.
ГОСТ 3130-77 Кольца установочные со штифтовым креплением. Конструкция и размеры.
ГОСТ 9650-80 Оси. Технические условия.

8. УПЛОТНЕНИЯ

ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые, армированные для уплотнения валов.

9. ШПОНКИ

ГОСТ 8790-79 ОНВ. Соединения шпоночные с призматическими направляющими шпонками с креплением на валу. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 10748-79 ОНВ. Соединения шпоночные с призматическими высокими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 14737-69 Шпонки призматические привертные. Конструкция.
ГОСТ 14738-69 Шпонки ступенчатые. Конструкция.
ГОСТ 14739-69 Шпонки круглые. Конструкция.
ГОСТ 14740-69 Штыри. Конструкция.
ГОСТ 23360-78 ОНВ. Соединения шпоночные призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24068-80 ОНВ. Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок т сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24069-80 (ИСО 3117-77) ОНВ. Соединения шпоночные с тангенциальными нормальными шпонками. Размеры сечений шпонок и пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24070-80 ОНВ. Соединения шпоночные с тангенциальными усиленными шпонками. Размеры сечений шпонок и пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24071-80 (ИСО 3912-77) ОНВ. Соединения шпоночные с сегментными шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 29175-91 (ИСО 2491-74) ОНВ. Шпонки призматические низкие и шпоночные пазы. Размеры и допуски.
ГОСТ 30173-96 Соединения шпоночные с призматическими скользящими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

10. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ГОСТ 1139-58 Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные. Размеры, допуски и посадки.
ГОСТ 1139-80 ОКВ. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.
ГОСТ 6033-51 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
ГОСТ 6033-80 ОНВ. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Размеры, допуски и измеряемые величины.
ГОСТ 21425-75 Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные. Методы расчета нагрузочной способности.

11. РЕЗЬБЫ

11.1. ОБЩИЕ

ГОСТ 1759.0-87 Болты, винты, шпильки и гайки. Технические условия.
ГОСТ 1759.1-82 Болты, винты, шпильки, гайки и шурупы. Допуски. Методы контроля размеров и отклонений формы и расположения поверхностей.
ГОСТ 1759.2-82 Болты, винты и шпильки. Дефекты поверхности и методы контроля.
ГОСТ 1759.3-83 Гайки. Дефекты поверхности и методы контроля.
ГОСТ 1759.4-87 (ИСО 898-1-78) Болты, винты и шпильки. Механические свойства и методы испытаний.
ГОСТ 1759.5-87 (ИСО 898-2-78) Гайки. Механические свойства и методы испытаний.
ГОСТ 2904-91 ОНВ. Метки на деталях с левой резьбой.
ГОСТ 6424-73 Зев (отверстие), конец ключа и размер "под ключ".
ГОСТ 10549-80 Выход резьбы. Сбеги, недорезы, проточки и фаски
ГОСТ 11284-75 Отверстия сквозные под крепежные детали. Размеры.
ГОСТ 11708-82 ОНВ. Резьба. Термины и определения.
ГОСТ 12414-94 Концы болтов, винтов и шпилек. Размеры.
ГОСТ 12415-80 Отверстия под концы установочных винтов. Типы и размеры.
ГОСТ 12876-67 Поверхности опорные под крепежные детали. Размеры.
ГОСТ 13682-80 Места под ключи гаечные. Размеры.
ГОСТ 14140-81 ОНВ. Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей.
ГОСТ 16030-70 Отверстия сквозные квадратные и продолговатые под крепежные детали. Формы и размеры.
ГОСТ 17769-83 Изделия крепежные. Правила приемки.

ГОСТ 18160-72 Изделия крепежные. Упаковка. Маркировка. Транспортирование и хранение.
ГОСТ 19256-73 Стержни под накатывание метрической резьбы. Диаметры.
ГОСТ 19257-73 Отверстия под нарезание метрической резьбы. Диаметры.
ГОСТ 19258-73 Стержни под нарезание метрической резьбы. Диаметры.
ГОСТ 24670-81 Болты, винты и шурупы. Радиусы под головкой.
ГОСТ 24671-84 Болты, винты и шурупы с шестигранной головкой и гайки шестигранные. Размеры "под ключ".
ГОСТ 25556-82 Винты установочные. Механические свойства и методы испытаний.
ГОСТ 27017-86 Изделия крепежные. Термины и определения.
ГОСТ 27148-86 Изделия крепежные. Выход резьбы. Сбеги, недорезы и проточки. Размеры.

11.2. РЕЗЬБЫ МЕТРИЧЕСКИЕ

ГОСТ 4608-81 ОНВ. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
ГОСТ 8724-81 ОНВ. Резьба метрическая. Диаметры и шаги.
ГОСТ 9150-81 ОНВ. Резьба метрическая. Профиль.
ГОСТ 16093-81 ОНВ. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором.
ГОСТ 24705-81 ОНВ. Резьба метрическая. Основные размеры.
ГОСТ 24834-81 ОНВ. Резьба метрическая. Допуски. Переходные посадки.
ГОСТ 30892-2002 (ИСО 5855-1-99, ИСО 5855-2-99, ИСО 5855-3-99) ОНВ. Резьба метрическая с профилем MJ. Профиль, диаметры и шаги, допуски.

11.3. РЕЗЬБЫ ТРАПЕЦЕИДАЛЬНЫЕ И УПОРНЫЕ

ГОСТ 9484-81 ОНВ. Резьба трапецеидальная. Профили.
ГОСТ 9562-81 ОНВ. Резьба трапецеидальная однозаходная. Допуски.
ГОСТ 10177-82 ОНВ. Резьба упорная. Профиль и основные размеры.
ГОСТ 13535-87 ОНВ. Резьба упорная усиленная 45°.
ГОСТ 24737-81 ОНВ. Резьба трапецеидальная однозаходная. Основные размеры.
ГОСТ 24738-81 ОНВ. Резьба трапецеидальная. Диаметры и шаги.
ГОСТ 24739-81 ОНВ. Резьба трапецеидальная многозаходная.
ГОСТ 25096-82 ОНВ. Резьба упорная. Допуски.

11.4. ДРУГИЕ ВИДЫ РЕЗЬБ

ГОСТ 6042-83 Резьба Эдисона круглая. Профили, размеры и предельные отклонения.
ГОСТ 6111-52 Резьба коническая дюймовая с углом профиля 60°.
ГОСТ 6211-81 ОНВ. Резьба трубная коническая.
ГОСТ 6357-81 ОНВ. Резьба трубная цилиндрическая.
ГОСТ 21347-75 Стержни под нарезание трубной конической резьбы. Диаметры.
ГОСТ 21348-75 Отверстия под нарезание трубной цилиндрической резьбы. Диаметры.
ГОСТ 21349-75 Стержни под нарезание трубной конической резьбы. Диаметры
ГОСТ 21350-75 Отверстия под нарезание трубной конической резьбы. Диаметры.
ГОСТ 25229-82 Резьба метрическая коническая.

12. КРЕПЕЖНЫЕ ИЗДЕЛИЯ

12.1. БОЛТЫ

ГОСТ 3033-79 Болты откидные. Конструкция и размеры.
ГОСТ 4751-73 Рым-болты. Технические условия.
ГОСТ 7783-81 Болты с полукруглой головкой и усом класса точности С. Конструкция и размеры.
ГОСТ 7785-81 Болты с потайной головкой и усом класса точности С. Конструкция и размеры.
ГОСТ 7786-81 Болты с потайной головкой и квадратным подголовком класса точности С. Конструкция и размеры.
ГОСТ 7787-81 Болты шинные класса точности С. Конструкция и размеры..
ГОСТ 7795-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовком класса точности В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 7796-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 7798-70 Болты с шестигранной головкой класса точности В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 7801-81 Болты с увеличенной полукруглой головкой и усом класса точности С. Конструкция и размеры.
ГОСТ 7805-70 Болты с шестигранной головкой класса точности А. Конструкция и размеры.
ГОСТ 7808-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А. Конструкция и размеры.
ГОСТ 7811-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовком класса точности А. Конструкция и размеры.
ГОСТ 7817-80 Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А для отверстий из-под развертки. Конструкция и размеры.
ГОСТ 15589-70 Болты с шестигранной головкой класса точности С. Конструкция и размеры.
ГОСТ 15590-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовком класса точности С. Конструкция и размеры.
ГОСТ 15591-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности С. Конструкция и размеры.
ГОСТ 17673-81 Болты с увеличенной потайной головкой и квадратным подголовком класса точности С. Конструкция и размеры.
ГОСТ 22353-77 Болты высокопрочные класса точности В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 22356-77 Болты и гайки высокопрочные. Общие технические условия.
ГОСТ 24379.0-80 Болты фундаметные. Общие технические условия.
ГОСТ 24379.1-80 Болты фундаметные. Конструкция и размеры.

12.2. ГАЙКИ

ГОСТ 2524-70 Гайки шестигранные с уменьшенным размером "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.
ГОСТ 2526-70 Гайки шестигранные низкие с уменьшенным размером "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.
ГОСТ 2528-73 Гайки шестигранные прорезные с уменьшенным размером "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.
ГОСТ 3032-76 Гайки-барашки. Конструкция и размеры.
ГОСТ 3385-69 Гайки крыльчатые. Конструкция.
ГОСТ 4088-69 Гайки фасонные. Конструкция.
ГОСТ 5915-70 Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 5916-70 Гайки шестигранные низкие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 5918-73 Гайки шестигранные прорезные и корончатые класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 5919-73 Гайки шестигранные прорезные и корончатые низкие класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 5927-70 Гайки шестигранные класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 5929-70 Гайки шестигранные низкие класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 5931-70 Гайки шестигранные особо высокие класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 5932-73 Гайки шестигранные прорезные и корончатые класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 5933-73 Гайки шестигранные прорезные и корончатые низкие класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 5935-73 Гайки шестигранные прорезные низкие с уменьшенным размером "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 6393-73 Гайки круглые с отверстием на торце "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 8381-73 Гайки круглые с радиально распоположенными отверстиями класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10657-80 Гайки круглые со шлицем на торце. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11860-85 Гайки колпачковые класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 15521-70 Гайки шестигранные с уменьшенным размером "под ключ" класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 15522-70 Гайки шестигранные низкие с уменьшенным размером "под ключ" класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 15523-70 Гайки шестигранные высокие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 15524-70 Гайки шестигранные высокие класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 15525-70 Гайки шестигранные особо высокие класса точности В. Конструкция размеры.

ГОСТ 15526-70 Гайки шестигранные класса точности С. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22354-77 Гайки высокопрочные класса точности В. Конструкция и размеры.

12.3. ШАЙБЫ

ГОСТ 4087-69 Шайбы быстросъемные. Конструкция.

ГОСТ 4090-69 Шайбы подвесные. Конструкция.

ГОСТ 6402-70 Шайбы пружинные. Технические условия.

ГОСТ 6958-78 Шайбы увеличенные. Классы точности А и С. Технические условия.

ГОСТ 9649-78 Шайбы стальные класса точности А для пальцев. Технические условия.

ГОСТ 10450-78 Шайбы уменьшенные. Классы точности А и С. Технические условия.

ГОСТ 10461-81 Шайбы стопорные с зубьями. Общие технические условия.

ГОСТ 10462-81 Шайбы стопорные с внутренними зубьями. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10463-81 Шайбы стопорные с наружными зубьями. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10464-81 Шайбы стопорные с наружными зубьями под винты с потайной и полупотайной головкой с углом 90°. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10906-78 Шайбы косые. Технические условия.

ГОСТ 11371-78 Шайбы. Технические условия.

ГОСТ 11648-75 Шайбы упорные быстросъемные. Технические условия.

ГОСТ 11872-89 Шайбы стопорные многолапчатые. Технические условия.

ГОСТ 13463-77 Шайбы стопорные с лапкой. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13464-77 Шайбы стопорные с лапкой уменьшенные. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13465-77 Шайбы стопорные с носком. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13466-77 Шайбы стопорные с носком уменьшенные. Конструкция и размеры.

ГОСТ 14734-69 Шайбы концевые. Конструкция и размеры.

ГОСТ 18123-82 Шайбы. Общие технические условия.

ГОСТ 22355-77 Шайбы класса точности С к высокопрочным болтам. Конструкция и размеры.

ГОСТ 24197-80 Шайбы квадратные. Конструкция.

ГОСТ 28961-91 (ИСО 887-83) Шайбы плоские для шестигранных болтов, винтов и гаек. Общий план.

12.4. ШПЛИНТЫ, ШТИФТЫ, ШПИЛЬКИ, ПАЛЬЦЫ

ГОСТ 397-79 Шплинты. Технические условия.

ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия.

ГОСТ 3129-70 Штифты конические незакаленные. Технические условия.

ГОСТ 9464-79 Штифты конические с внутренней резьбой, незакаленные. Технические условия.

ГОСТ 9465-79 Штифты конические с резьбовой цапфой, незакаленные. Технические условия.

ГОСТ 10773-93 (ИСО 8744-86) Штифты цилиндрические насечные с коническими насечками. Технические условия.

ГОСТ 12207-79 (ИСО 8733-86, ИСО 8735-87) Штифты цилиндрические с внутренней резьбой. Технические условия.

ГОСТ 12850.1-93 (ИСО 8739-86) Штифты цилиндрические насечные с насечками на всей длине и направляющим концом. Технические условия.

ГОСТ 12850.2-93 (ИСО 8740-86) Штифты цилиндрические насечные с насечками на всей длине и фаской. Технические условия.

ГОСТ 14229-93 (ИСО 8752-87) Штифты цилиндрические пружинные с прорезью. Технические условия.

ГОСТ 19119-80 Штифты конические разводные. Технические условия.

ГОСТ 22032-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиною 1d. Класс точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22033-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиною 1d. Класс точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22034-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиною 1,25d. Класс точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22035-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиною 1,25d. Класс точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22036-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиною 1,6d. Класс точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22037-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиною 1,6d. Класс точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22038-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиною 2d. Класс точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22039-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиною 2d. Класс точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22040-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиною 2,5d. Класс точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22041-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиною 2,5d. Класс точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22042-76 Шпильки для деталей с гладкими отверстиями. Класс точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22043-76 Шпильки для деталей с гладкими отверстиями. Класс точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 24296-93 (ИСО 8734-87) Штифты цилиндрические закаленные. Технические условия.

ГОСТ 26862-86 Штифты. Общие технические условия.

ГОСТ 30322-95 Штифты насечные.

12.5. ВИНТЫ

ГОСТ 1476-93 Винты установочные с коническим концом и прямым шлицем классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 1477-93 Винты установочные с плоским концом и прямым шлицем классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 1478-93 Винты установочные с цилиндрическим концом и прямым шлицем классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 1479-93 Винты установочные с засверленным концом и прямым шлицем классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 1481-84 Винты установочные с шестигранной головкой и цилиндрическим концом классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 1482-84 Винты установочные с квадратной головкой и цилиндрическим концом классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 1483-84 Винты установочные с шестигранной головкой и ступенчатым концом с конусом классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 1485-84 Винты установочные с квадратной головкой и засверленным концом классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 1486-84 Винты установочные с квадратной головкой и ступенчатым концом со сферой классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 1488-84 Винты установочные с квадратной головкой и буртиком классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 1491-80 Винты с цилиндрической головкой классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 2833-77 Кольца пружинные для стопорения винтов и канавки для них. Конструкция и размеры.

ГОСТ 8878-93 (ИСО 4027-77) Винты установочные с коническим концом и шестигранным углублением "под ключ" классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10336-80 Винты с цилиндрической головкой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10337-80 Винты с цилиндрической головкой и сферой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10338-80 Винты с шестигранной головкой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10339-80 Винты с потайной головкой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10340-80 Винты с полупотайной головкой невыподающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10341-80 Винты с полукруглой головкой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10342-80 Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10343-80 Винты с лыской "под ключ" невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10344-80 Винты с накатанной головкой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10618-80 Винты самонарезающиеся для металла и пластмассы. Общие технические условия.

ГОСТ 10619-80 Винты самонарезающиеся с потайной головкой для металла и пластмасс. Общие технические условия.

ГОСТ 10620-80 Винты самонарезающиеся с полупотайной головкой для металла и пластмассы. Общие технические условия.

ГОСТ 10621-80 Винты самонарезающиеся с полукруглой головкой для металла и пластмассы. Общие технические условия.

ГОСТ 10753-86 Шлицы крестообразные для винтов и шурупов. Размеры и методы контроля.

ГОСТ 11074-93 (ИСО 4026-77) Винты установочные с плоским концом и шестигранным углублением "под ключ" класса точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11075-93 (ИСО 4028-77) Винты установочные с цилиндрическим концом и шестигранным углублением "под ключ" класса точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11644-75 Винты с цилиндрической скругленной головкой классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11650-80 Винты самонарезающиеся с полукруглой головкой и заостренным концом для металла и пластмассы. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11651-80 Винты самонарезающиеся с полупотайной головкой и заостренным концом для металла и пластмассы. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11652-80 Винты самонарезающиеся с потайной головкой и заостренным концом для металла и пластмассы. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11738-84 (ИСО 4762-77) Винты с цилиндрической головкой и шестигранным отверстием "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 17473-80 Винты с полукруглой головкой классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 17474-80 Винты с полупотайной головкой классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 17475-80 Винты с потайной головкой классов точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21331-75 Винты с накатанной высокой головкой. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21332-75 Винты с накатанной низкой головкой. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21333-75 Винты с накатанной низкой головкой и коническим концом. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21334-75 Винты с накатанной низкой головкой и ступенчатым концом. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21335-75 Винты с накатанной низкой головкой и заостренным концом. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21336-75 Винты с накатанной низкой головкой и закругленным концом. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21337-75 Винты с накатанной низкой головкой и цилиндрическим концом. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21338-75 Винты с накатанной головкой. Технические требования.

ГОСТ 24669-81 Шлицы прямые для винтов и шурупов.

ГОСТ 28962-91 Винты с внешним шестигранником в головке и утолщенным стержнем. Технические условия.

ГОСТ 28963-91 Винты с внешним шестигранником в полукруглой головкой и утолщенным стержнем. Технические условия.

ГОСТ 28964-91 Винты с внешним шестигранным углублением и заостренным концом. Технические условия.

ГОСТ 30560-98 Винты с цилиндрической полукруглой головкой классов точности А и В. Конструкция и размеры.

13. КОНСТРУКТИВНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

ГОСТ 9.032-74 ЕСЗКС. Покрытия лакокрасочные. Группы, технические требования и обозначения.

ГОСТ 9.306-85 ЕСЗКС. Покрытия металлические и неметаллические. Обозначения.

ГОСТ 2999-75 Методы испытаний. Измерение твердости алмазной пирамидкой (по Виккерсу).

ГОСТ 6636-69 Нормальные линейные размеры.

ГОСТ 8593-81 Нормальные конусности и углы конусов.

ГОСТ 8820-69 Канавки для выхода шлифовального круга. Форма и размеры.

ГОСТ 8908-81 ОНВ. Нормальные углы и допуски углов.

ГОСТ 9012-59 Методы испытаний. Измерение твердости по Бринеллю.

ГОСТ 9013-59 Методы испытаний. Измерение твердости по Роквеллу.

ГОСТ 10948-64 Радиусы закруглений и фаски. Размеры.

ГОСТ 12080-66 Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты.

ГОСТ 12081-72 Концы валов конические с конусностью 1:10. Основные размеры. Допускаемые крутящие моменты.

ГОСТ 14034-74 Отверстия центровые. Размеры.

ГОСТ 14775-81 Канавки для выхода долбяков. Размеры.

ГОСТ 19534-74 Балансировка вращающихся тел. Термины.

ГОСТ 21098-82 Цепи кинематические. Методы расчета точности.

ГОСТ 22061-76 Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения.

ГОСТ 23170-78Е Упаковка для изделий машиностроения. Общие требования.

ГОСТ 23887-79 Сборка. Термины и определения.

ГОСТ 25548-82 Конусы и конические соединения. Термины и определения.

ГОСТ 26358-84 Отливки из чугуна. Общие технические условия.

ГОСТ 26645-85 Отливки из металлов и сплавов. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку.

ГОСТ 27782-88 Металлоемкость изделий из машиностроения. Термины и определения.

14. КОРПУСА И КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

ГОСТ 13218.1-80 Корпуса типа ШМ подшипников качения диаметром от 47 до 150 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.2-80 Корпуса типа ШМ подшипников качения диаметром от 160 до 400 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.3-80 Корпуса типа УМ подшипников качения диаметром от 80 до 150 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.4-80 Корпуса типа УМ подшипников качения диаметром от 160 до 400 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.5-80 Корпуса типа ШБ подшипников качения диаметром от 90 до 150 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.6-80 Корпуса типа ШБ подшипников качения диаметром от 160 до 400 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.7-80 Корпуса типа УБ подшипников качения диаметром от 85 до 150 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.8-80 Корпуса типа УБ подшипников качения диаметром от 160 до 400 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.9-80 Корпуса типа РШ подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.10-80 Корпуса типа РУ подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.11-80 Корпуса подшипников качения. Технические требования.

ГОСТ 13219.1-81 Крышки торцевые глухие низкие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.2-81 Крышки торцевые глухие низкие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.3-81 Крышки торцевые глухие высокие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.4-81 Крышки торцевые глухие высокие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.5-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением низкие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.6-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением низкие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.7-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением средние диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.8-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением средние диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.9-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением высокие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.10-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением высокие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.11-81 Крышки торцевые с канавками низкие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.12-81 Крышки торцевые с канавками низкие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.13-81 Крышки торцевые с канавками средние диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.14-81 Крышки торцевые с канавками средние диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.15-81 Крышки торцевые с канавками высокие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.16-81 Крышки торцевые с канавками высокие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.17-81 Крышки торцевые корпусов подшипников качения. Технические требования.

15. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВ

ГОСТ 11641-73 Крышки торцевые с канавкой для уплотнительного кольца. Размеры и конструкция.

ГОСТ 18511-73 Крышки торцевые глухие. Конструкция и размеры.

ГОСТ 18512-73 Крышки торцевые с отверстием для манжетного уплотнения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 18513-73 Крышки торцевые с жировыми канавками. Конструкция и размеры.

ГОСТ 18514-73 Крышки торцевые узлов подшипников качения. Технические условия.

16. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

ГОСТ 2789-73 Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики.

ГОСТ 25142-82 Шероховатость поверхности. Термины и определения.

ГОСТ 27964-88 Измерение шероховатости поверхности. Термины и определения.

17. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

ГОСТ 7713-62 Допуски и посадки. Основные определения.

ГОСТ 11472-69 Допуски и посадки. Классы точности 02-09.

ГОСТ 24642-81 ОНВ. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.

ГОСТ 24643-81 ОНВ. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.

ГОСТ 25069-81 ОНВ. Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей.

ГОСТ 25307-82 ОНВ. Система допусков и посадок для конических соединений.

ГОСТ 25346-89 ОНВ. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.

ГОСТ 25347-82 ОНВ. ЕСДиП. Поля допусков и рекомендуемые посадки.

ГОСТ 25670-83 ОНВ. ЕСДиП. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками.

ГОСТ 28187-89 Отклонения формы и расположения поверхностей. Общие требования к методам измерений.

18. МАТЕРИАЛЫ

ГОСТ 82-70 Прокат стальной горячекатанный широкополосный универсальный. Сортамент.

ГОСТ 103-76 Полоса стальная горячекатанная. Сортамент.

ГОСТ 380-94 Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки.

ГОСТ 493-79 Бронзы безоловянные литейные. Марки.

ГОСТ 535-88 Прокат сортовой и фасованный из стали углеродистой обыкновенного качества.

ГОСТ 613-79 Бронзы оловянные литейные. Марки.

ГОСТ 977-88 Отливки стальные. Общие технические условия.

ГОСТ 1050-88 Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия.

ГОСТ 1320-74 Баббиты оловянные и свинцовые. Технические условия.

ГОСТ 1412-85 Чугун с пластинчатым графитом для отливок. Марки.

ГОСТ 1583-93 Сплавы алюминиевые литейные. Технические условия.

ГОСТ 1585-85 Чугун антифрикционный для отливок. Марки.

ГОСТ 2590-88 Прокат стальной горячекатанный круглый. Сортамент.

ГОСТ 2591-88 Прокат стальной горячекатанный квадратный. Сортамент.

ГОСТ 2879-88 Прокат стальной горячекатанный шестигранный. Сортамент.

ГОСТ 4543-71 Сталь легированная конструкционная. Технические условия.

ГОСТ 7293-85 Чугун с шаровидным графитом для отливок. Марки.

ГОСТ 8239-89 Двутавры стальные горячекатанные. Сортамент.

ГОСТ 8240-97 Швеллеры стальные горячекатанные. Сортамент

ГОСТ 8509-93 Уголки стальные горячекатанные равнополочные. Сортамент.

ГОСТ 8510-86 Уголки стальные горячекатанные неравнополочные. Сортамент.

ГОСТ 8786-68 Сталь чистотянутая для шпонок сегментных.

ГОСТ 8787-68 Сталь чистотянутая для шпонок.

ГОСТ 9389-75 Проволока стальная углеродистая. Технические условия.

ГОСТ 14113-78 Сплавы алюминиевые антифрикционные. Марки.

ГОСТ 14959-79 Прокат из рессорно-пружинной углеродистой и легированной стали. Технические условия.

ГОСТ 19903-90 Прокат листовой горячекатанный. Сортамент.

ГОСТ 19904-74 Прокат листовой холоднокатанный. Сортамент.

ГОСТ 21437-95 Сплавы цинковые антифрикционные. Марки, технические требования и методы испытаний.

ГОСТ 24285-80 Герметик марки УТ-34.

19. СВАРКА

ГОСТ 2601-84 Сварка металлов. Термины и определения основных понятий.

ГОСТ 5264-80 Ручная дуговая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

ГОСТ 8713-79 Сварка под флюсом. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

ГОСТ 11533-75 Автоматическая и полуавтоматическая дуговая сварка под флюсом. Соединения сварные под острыми и тупыми углами. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

ГОСТ 11534-75 Ручная дуговая сварка. Соединения сварные под острыми и тупыми углами. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

ГОСТ 14771-76 Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

ГОСТ 14776-79 Дуговая сварка. Соединения сварные точечные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

ГОСТ 15164-78 Электрошлакавая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

ГОСТ 15878-79 Кантактная сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

ГОСТ 29273-92 (ИСО 581-80) Свариваемость. Определения.

20. ЕСКД

ГОСТ 2.101-68 ЕСКД. Виды изделий.

ГОСТ 2.102-68 ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов.

ГОСТ 2.103-68 ЕСКД. Стадии разработки.

ГОСТ 2.104-68 ЕСКД. Основные надписи.

ГОСТ 2.105-95 ЕСКД. Общие требования к текстовым документам.

ГОСТ 2.106-96 ЕСКД. Текстовые документы.

ГОСТ 2.109-73 ЕСКД. Основные требования к чертежам.

ГОСТ 2.118-73 ЕСКД. Техническое предложение.

ГОСТ 2.119-73 ЕСКД. Эскизный проект.

ГОСТ 2.120-73 ЕСКД. Технический проект.

ГОСТ 2.201-80 ЕСКД. Обозначение изделий и конструкторских документов.

ГОСТ 2.301-68 ЕСКД. Форматы.

ГОСТ 2.302-68 ЕСКД. Масштабы.

ГОСТ 2.303-68 ЕСКД. Линии.

ГОСТ 2.304-81 ЕСКД. Шрифты чертежей.

ГОСТ 2.305-68 ЕСКД. Изображения - виды, разрезы, сечения.

ГОСТ 2.306-68 ЕСКД. Обозначения графические материалов и правила их нанесения на чертежах.

ГОСТ 2.307-68 ЕСКД. Нанесение размеров и предельных отклонений.

ГОСТ 2.308-79 ЕСКД. Указание на чертежах допусков формы и расположение поверхностей.

ГОСТ 2.309-73 ЕСКД. Обозначение шероховатости поверхности.

ГОСТ 2.310-68 ЕСКД. Нанесение на чертежах обозначений покрытий, термической и других видов обработки.

ГОСТ 2.311-68 ЕСКД. Изображение резьбы.

ГОСТ 2.312-72 ЕСКД. Условные изображения и обозначения швов сварных соединений.

ГОСТ 2.313-82 ЕСКД. Условные изображения и обозначения неразъемных соединений.

ГОСТ 2.314-68 ЕСКД. Указания на чертежах о маркировании и клеймении изделий.

ГОСТ 2.315-68 ЕСКД. Изображения упрощенные и условные крепежных детелей.

ГОСТ 2.316-68 ЕСКД. Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц.

ГОСТ 2.317-69 ЕСКД. Аксонометрические проекции.

ГОСТ 2.318-81 ЕСКД. Правила упрощенного нанесения размеров отверстий.

ГОСТ 2.320-82 ЕСКД. Правила нанесения размеров допусков и посадок конусов.

ГОСТ 2.321-84 ЕСКД. Обозначения буквенные.

ГОСТ 2.401-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей пружин.

ГОСТ 2.402-68 ЕСКД. Условное обозначение зубчатых колес, реек, червяков и звездочек цепных передач.

ГОСТ 2.403-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес.

ГОСТ 2.404-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей зубчатых реек.

ГОСТ 2.405-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей конических зубчатых колес.

ГОСТ 2.406-76 ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колес.

ГОСТ 2.407-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей червяков и червячных колес глобоидных передач.

ГОСТ 2.408-68 ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей звездочек приводных роликовых и втулочных цепей.

ГОСТ 2.409-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей зубчатых (шлицевых) соединений.

ГОСТ 2.410-68 ЕСКД. Правила выполнения чертежей металлических конструкций.

ГОСТ 2.420-69 ЕСКД. Упрощенное изображение подшипников качения на сборочных чертежах.

ГОСТ 2.421-75 ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей звездочек для пластинчатых цепей.

ГОСТ 2.422-70 ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес передач Новикова с двумя линиями зацепления.

ГОСТ 2.425-74 ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей звездочек для зубчатых цепей.