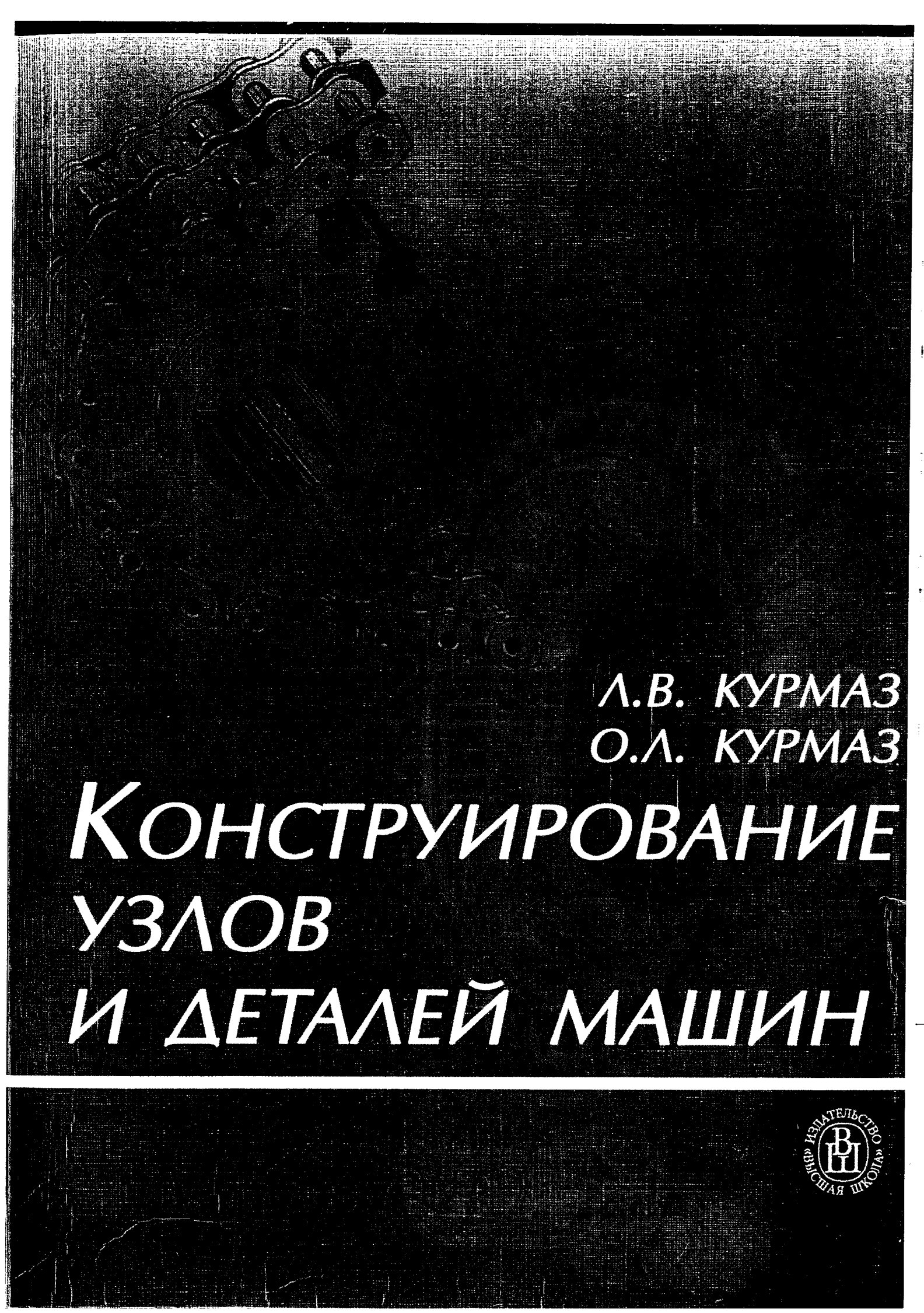


Л.В. КУРМАЗ
О.Л. КУРМАЗ

КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ВЫСШАЯ ШКОЛА»

Л.В. Курмаз
О.Л. Курмаз

Конструирование узлов и деталей машин

Справочное учебно-методическое пособие

Москва «Высшая школа» 2007

УДК 621.81.001.63
ББК 34.42
К 93

Рецензенты:

засл. деятель науки РФ, д-р техн. наук, проф., директор института механики Ижевского государственного технического университета *В.И. Гольдфарб*

д-р техн. наук, проф. *А.Л. Филипенков* (Балтийский государственный технический университет «Военмех»)

Курмаз Л.В.

К 93 Конструирование узлов и деталей машин: Справочное учебно-методическое пособие/Л.В. Курмаз, О.Л. Курмаз. — М.: Высш. шк., 2007. — 455 с.: ил.

ISBN 978-5-06-005725-6

Пособие содержит методики расчета основных видов механических передач, их составных элементов, а также взаимосвязанные с ними методики и рекомендации по разработке конструкции, что воедино связывает расчетную и графическую части конструирования. Это позволяет рассматривать пособие как «проводника» по процессу конструирования. Методики расчета и конструирования проиллюстрированы примерами расчета и конструирования. Как заключительная часть конструирования широко представлены образцы сборочных и рабочих чертежей. Приведены также необходимые для расчета и конструирования ГОСТы, информация по машиностроительным материалам, их термообработке, допускам и посадкам, шероховатости поверхностей, допускам формы и расположения поверхностей, крепежу, что поможет студенту выполнить первую в своей практике конструкторскую разработку. Пособие может быть полезным при выполнении последующих курсовых и дипломной работ, на занятиях по инженерной графике.

Для студентов технических вузов, а также для инженерно-технических работников, специализирующихся в области проектирования машин.

УДК 621.81.001.63
ББК 34.42

Справочное издание

Курмаз Леонид Владимирович
Курмаз Олег Леонидович

КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Редактор *О.А. Кузнецова*
Внешнее оформление *К.И. Мандель*

Лицензия ИД № 06236 от 09.11.01.

Изд. № РЕНТ-455. Подп. в печать 21.05.07. Формат 60×90$^{1}/_{8}$.
Бум. офсетная. Гарнитура «Ньютон». Печать офсетная.
Объем 57,0 усл. печ. л., 58,0 усл. кр.-отт. Тираж 3000 экз. Заказ № 12114

ФГУП «Издательство «Высшая школа», 127994, Москва, ГСП-4,
Неглинная ул., 29/14.

Тел.: (495) 694-04-56.
http://www.vshkola.ru. E-mail: info_vshkola@mail.ru

Отдел реализации: (495) 694-07-69, 694-31-47, факс: (495) 694-34-86.
E-mail: sales_vshkola@mail.ru

Отпечатано в ОАО ИПК «Южный Урал»,
460000, г. Оренбург, пер. Свободина, 4.

ISBN 978-5-06-005725-6

© ФГУП «Издательство «Высшая школа», 2007

Оригинал-макет данного издания является собственностью издательства «Высшая школа», и его репродуцирование (воспроизведение) любым способом без согласия издательства запрещается.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 6
1. Основные положения проектирования и конструирования 7
1.1. Порядок проектирования и конструирования. . 7
1.2. Роль дисциплины "детали машин". 8
1.3. Оформление чертежей и технической документации 9
1.3.1. Оформление сборочных чертежей 9
1.3.2. Оформление рабочих чертежей. 11
1.3.3. Оформление расчетно-пояснительной записки. 12
1.3.4. Обозначение изделий и конструкторских документов 13
2. Механические приводы машин 14
2.1. Структурная схема машины и виды передач. . 14
2.2. Кинематические схемы передач 14
2.3. Общая характеристика приводных двигателей 15
2.4. Выбор электродвигателя 16
2.5. Энергокинематические параметры привода . . 17
2.6. Энергокинематический расчет привода и выбор электродвигателя 17
3. Передачи зубчатые 21
3.1. Общие сведения 21
3.2. Материалы, термообработка и допускаемые напряжения 22
3.2.1. Материалы зубчатых колес 22
3.2.2. Технический уровень проектируемых редукторов 24
3.2.3. Термообработка зубчатых колес. 25
3.2.4. Допускаемые напряжения 26
3.3. Цилиндрические зубчатые передачи 31
3.3.1. Общие сведения 31
3.3.2. Расчет передач на прочность 31
3.3.2.1. Расчет закрытых передач (относительно d_1) 32
3.3.2.2. Расчет закрытых передач (относительно a_w) 42
3.3.2.3. Расчет открытых передач 45
3.3.2.4. Нормативные и информационные материалы для прочностного расчета 46
3.3.3. Геометрический расчет прямозубых со смещением исходного контура колес относительно a_w 48
3.3.4. Точность цилиндрических колес. 50
3.3.4.1. Степени точности и виды сопряжения зубьев 50
3.3.4.2. Данные для контроля взаимного положения профилей зубьев цилиндрических колес 51
3.3.5. Конструирование цилиндрических зубчатых колес 55
3.3.5.1. Изготовление зубчатых колес 55
3.3.5.1.1. Нарезание зубьев 55
3.3.5.1.2. Виды ступиц колес и установочные базы 56
3.3.5.1.3. Виды ступиц и нарезание зубьев колес . . 56
3.3.5.1.4. Нарезание зубьев цилиндрических колес долбяками. 56
3.3.5.2. Ступицы зубчатых колес (звездочек, шкивов, полумуфт) 57
3.3.5.3. Конструкции цилиндрических колес 57
3.3.5.4. Конструирование цилиндрических колес. . 60
3.3.5.5. Примеры чертежей цилиндрических колес 61
3.4. Конические зубчатые передачи 68
3.4.1. Общие сведения 68
3.4.2. Элементы зацепления конических колес. . . 68
3.4.3. Расчет передач на прочность. 69
3.4.3.1. Расчет конических закрытых передач с прямым зубом. 70
3.4.3.2. Расчет конических закрытых передач с круговым зубом. 74
3.4.3.3. Расчет конических открытых передач . . . 78
3.4.3.4. Нормативные и информационные материалы для прочностного расчета. 80
3.4.4. Рекомендации по выбору параметров передач 80
3.4.5. Расчет геометрических параметров конических колес с прямым зубом 81
3.4.6. Расчет геометрических параметров конических колес с круговым зубом 81
3.4.7. Точность конических колес 85
3.4.7.1. Данные для контроля взаимного положения профилей зубьев конических колес . . . 85
3.4.8. Установочные базы для нарезания зубьев конических колес 87
3.4.9. Конструкции конических колес 88
3.4.10. Конструирование конических колес 90
3.4.11. Примеры рабочих чертежей конических колес 93
3.5. Червячные передачи 97
3.5.1. Общие сведения 97
3.5.2. Расчет закрытых червячных цилиндрических передач 98
3.5.3. Нормативные и информационные материалы для прочностного расчета. 102
3.5.4. Геометрический расчет червячной передачи с эвольвентным червяком 103
3.5.5. Точность колес червячной пары 104
3.5.5.1. Данные для контроля взаимного положения профилей зубьев червячной пары 105
3.5.6. Конструкции червяков и червячных колес. . 106
3.5.7. Конструирование цилиндрических червяков 108
3.5.8. Конструирование червячных колес 110
3.5.9. Примеры чертежей червячной пары 111
4. Валы 114
4.1. Общие сведения 114
4.2. Компоновка редукторов. 115
4.2.1. Общие сведения 115
4.2.2. Компоновка одноступенчатых цилиндрических редукторов 116
4.2.3. Компоновка двухступенчатых цилиндрических редукторов 118
4.2.4. Компоновка двухступенчатых соосных цилиндрических редукторов 119
4.2.5. Компоновка одноступенчатых конических редукторов 120
4.2.6. Компоновка коническо-цилиндрических редукторов. 122
4.2.7. Компоновка одноступенчатых червячных редукторов. 123
4.2.8. Компоновка червячно-цилиндрических редукторов 124

4.3. Силы, нагружающие валы. Расчетные схемы валов . . . 125
4.3.1. Силы, нагружающие валы цилиндрических передач . . . 125
4.3.2. Силы, нагружающие валы конических передач 126
4.3.3. Силы, нагружающие валы червячных передач 127
4.3.4. Силы, нагружающие валы ременных и цепных передач . . . 127
4.3.5. Силы, нагружающие валы от муфт . . . 128
4.4. Проектировочный расчет валов . . . 129
4.5. Определение основных размеров и формы валов 134
4.6. Материалы и термообработка валов. . . . 137
4.7. Конструирование валов . . . 137
4.8. Некоторые решения и типовые узлы, применяемые при конструировании валов . . . 140
4.8.1. Осевое крепление деталей на валах . . . 140
4.8.2. Концы валов . . . 141
4.8.3. Конструктивное оформление валов в местах установки ступиц . . . 142
4.8.4. Размещение отверстий в сечении вала . . . 143
4.8.5. Отверстия центровые . . . 144
4.8.6. Канавки для выхода шлифовального круга . 145
4.8.7. Конструктивные решения по уменьшению коэффициента концентрации напряжений . . . 146
4.9. Проверка вала на усталостную прочность . . . 147
4.10. Примеры чертежей валов . . . 151
5. Подшипники качения . . . 154
5.1. Общие сведения . . . 154
5.2. Опоры валов и типы используемых подшипников 156
5.3. Подшипниковые узлы валов редукторов . . . 158
5.3.1. Подшипниковые узлы валов цилиндрических прямозубых (косозубых) и шевронных колес . 158
5.3.2. Подшипниковые узлы валов цилиндрических косозубых, конических и червячных колес. . . 159
5.3.3. Подшипниковые узлы валов конических шестерен . . . 159
5.3.4. Подшипниковые узлы червяков . . . 160
5.3.5. Подшипниковые узлы шевронных вал-шестерен 161
5.4. Подшипниковые узлы валов приводов . . . 161
5.5. Выбор подшипников качения . . . 163
5.6. Установка и крепление подшипников . . . 167
5.7. Допуски и посадки. Шероховатость поверхностей установочных мест подшипников . . . 169
5.8. Установка, монтаж и демонтаж подшипников 173
5.9. Регулировка подшипников и зацепления . . . 174
5.10. Геометрические соотношения внутренних размеров подшипников . . . 177
5.11. Обозначения подшипников качения . . . 178
6. Уплотнения подшипниковых узлов . . . 180
6.1. Уплотнения контактные . . . 180
6.1.1. Манжеты резиновые армированные . . . 180
6.1.2 .Уплотнения войлочные . . . 182
6.1.3. Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения . . . 183
6.2. Уплотнения бесконтактные . . . 185
7. Элементы соединения "вал-ступица" . . . 186
7.1. Соединения шпоночные . . . 186
7.1.1. Соединения призматическими шпонками . . 186
7.1.2. Соединения сегментными шпонками . . . 188
7.2. Соединения зубчатые (шлицевые) . . . 189
7.2.1. Соединения шлицевые прямобочные . . . 189
7.2.2. Соединения эвольвентные с углом профиля 30° . . . 193
7.3. Соединения посадками с натягом . . . 197
8. Конструирование корпусных деталей и крышек 200
8.1. Общие сведения . . . 200
8.2. Крышки подшипниковых узлов . . . 201
8.3. Рекомендации к конструированию литых деталей 202
8.4. Установочные размеры болтовых соединений 203
8.4.1. Размеры болтовых соединений. Диаметры отверстий под болты . . . 203
8.4.2. Размеры опорных поверхностей под крепежные детали . . . 203
8.4.3. Размеры мест под гаечные ключи . . . 203
8.5. Конструкции корпусных деталей цилиндрических редукторов . . . 204
8.6. Конструкции корпусных деталей конических редукторов . . . 206
8.7. Конструкции корпусных деталей червячных редукторов . . . 208
8.8. Элементы конструкции литых корпусных деталей редукторов. . . . 210
8.8.1. Элементы конструкции корпусных деталей редукторов с внешним расположением подшипниковых бобышек . . . 210
8.8.2. Элементы конструкции корпусных деталей редукторов с внутренним расположением подшипниковых бобышек . . . 211
8.9. Точность корпусных деталей редукторов . . . 213
8.10. Чертежи корпусов и крышек редукторов. . . 215
8.11. Конструирование крышек подшипниковых узлов 226
8.12. Конструирование стаканов . . . 227
8.13. Примеры чертежей крышек и стаканов . . . 228
9. Редукторы . . . 230
9.1. Общие сведения . . . 230
9.2. Оснащение редукторов . . . 232
9.3. Смазывание редукторов . . . 233
9.4. Редукторы цилиндрические одноступенчатые 236
9.5. Редукторы цилиндрические двух- и более ступенчатые . . . 248
9.6. Редукторы цилиндрические соосные . . . 260
9.7. Редукторы конические одноступенчатые . . . 262
9.8. Редукторы коническо-цилиндрические . . . 270
9.9. Редукторы червячные одноступенчатые. . . . 280
9.10. Редуктор червячный двухступенчатый . . . 294
9.11. Редукторы червячно-цилиндро-конические . 296
10. Муфты . . . 300
10.1. Общие сведения. Классификация. Выбор муфт 300
10.2. Муфты глухие . . . 301
10.2.1. Муфты втулочные . . . 301
10.2.2. Муфты продольно-свертные . . . 302
10.2.3. Муфты фланцевые . . . 303
10.3. Муфты компенсационные . . . 304
10.3.1. Муфты цепные с однорядной цепью . . . 304
10.3.2. Муфты цепные с двухрядной цепью . . . 305
10.3.3. Муфты зубчатые . . . 306
10.4. Муфты подвижные . . . 307

10.4.1. Муфты шарнирные . . . 307
10.5. Муфты упругие . . . 308
10.5.1. Муфты упругие втулочно-пальцевые . . . 308
10.5.2. Муфты упругие со звездочкой . . . 309
10.5.3. Муфты упругие с торообразной оболочкой 310
10.5.4. Муфты упругие с цилиндрическими пружинами 311
10.5.5. Муфты упругие с пакетами гильзовых пружин 311

11. Рамы и приводы . . . 312
11.1. Общие сведения . . . 312
11.2. Конструирование рам . . . 312
11.3. Пример чертежа рамы . . . 315
11.4. Примеры чертежей приводов . . . 316
11.5. Крепление редуктора к раме. Расчет болтов 324

12. Ременные передачи . . . 326
12.1. Общие сведения . . . 326
12.2. Плоскоременные передачи . . . 326
12.2.1. Конструкция и материалы плоских ремней 326
12.2.2. Выбор основных параметров плоскоременных передач . . . 327
12.2.3. Конструирование шкивов . . . 330
12.2.4. Пример чертежа шкива . . . 332
12.3. Клиноременные передачи . . . 333
12.3.1. Конструкция и материалы клиновых ремней 333
12.3.2. Выбор основных параметров клиноременных передач . . . 333
12.3.3. Конструирование шкивов . . . 337
12.3.4. Пример чертежа шкива . . . 340
12.4. Поликлиноременные передачи . . . 340
12.4.1. Конструкция и материалы поликлиновых ремней . . . 340
12.4.2. Выбор основных параметров поликлиноременных передач . . . 340
12.4.3. Конструирование шкивов . . . 343
12.4.4. Пример чертежа шкива . . . 343
12.5. Ременные передачи с зубчатым ремнем . . . 344
12.5.1. Конструкция и материалы зубчатых ремней 344
12.5.2. Выбор основных параметров зубчатых ременных передач . . . 344
12.5.3. Конструирование шкивов . . . 347
12.5.4. Пример чертежа шкива . . . 348
12.6. Специальные конструкции шкивов . . . 349
12.7. Примеры чертежей шкивов . . . 351
12.8. Натяжные устройства ременных передач. . . 353
12.9. Монтажные требования . . . 354
12.10. Обозначение передач на кинематических схемах . . . 354

13. Цепные передачи . . . 355
13.1. Общие сведения . . . 355
13.2. Передачи с цепями приводными роликовыми и втулочными . . . 355
13.2.1. Конструкция приводных роликовых и втулочных цепей . . . 355
13.2.2. Выбор основных параметров передач с приводными роликовыми цепями . . . 359
13.2.3. Конструирование звездочек . . . 363
13.2.4. Примеры чертежей звездочек . . . 367
13.3. Передачи с цепями приводными зубчатыми 368
13.3.1. Конструкции зубчатых цепей . . . 368
13.3.2. Выбор основных параметров передач с приводными зубчатыми цепями . . . 369
13.3.3. Конструирование звездочек . . . 371
13.3.4. Примеры чертежей звездочек . . . 374
13.4. Способы натяжения цепей . . . 375
13.5. Монтажные требования. . . . 375
13.6. Обозначение передач на чертежах и схемах . . 375

14. Передача "винт-гайка". . . . 376
14.1. Общие сведения . . . 376
14.2. Прочностной расчет элементов передачи . . . 376
14.3. Конструктивные решения некоторых узлов передачи . . . 382
14.4. Профили и основные размеры резьб винтовых механизмов . . . 384
14.5. Храповой механизм . . . 386
14.6. Примеры сборочных и рабочих чертежей передачи . . . 386

15. Справочные данные общего применения . . . 393
15.1. Нормальные линейные размеры, конусности, углы и углы конусности . . . 393
15.2. Конструкционные материалы . . . 394
15.3. Допуски и посадки. . . . 395
15.4. Допуски формы и расположения поверхностей 402
15.5. Шероховатость поверхностей . . . 405
15.6. Крепежные и установочные детали. . . . 407
15.6.1. Болты . . . 407
15.6.2. Гайки . . . 408
15.6.3. Гайки прорезные и корончатые . . . 408
15.6.4. Шайбы . . . 409
15.6.5. Шайбы пружинные . . . 409
15.6.6. Шайбы косые. . . . 410
15.6.7. Шайбы для пальцев . . . 410
15.6.8. Пальцы . . . 410
15.6.9. Винты . . . 411
15.6.10. Винты установочные . . . 412
15.6.11. Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" . . . 412
15.6.12. Штифты конические. . . . 413
15.6.13. Штифты конические с внутренней резьбой 413
15.6.14. Шплинты . . . 413
15.6.15. Болты фундаментные . . . 413
15.6.16. Профиль метрической резьбы . . . 414
15.6.17. Покрытия болтов, винтов, шпилек, гаек . . 414
15.6.18. Выход метрических резьб . . . 415
15.6.19. Проточки трапецеидальных, упорных и прямоугольных резьб . . . 415
15.6.20. Способы и виды предотвращения соединений от самоотвинчивания. . . . 416
15.7. Подшипники качения. Параметры и размеры 417
15.8. Элементы крепления подшипников. . . . 429
15.9. Справочные данные для конструирования рам . . . 438
15.10. Электродвигатели асинхронные . . . 444

Литература . . . 446
Стандарты машиностроительного профиля . 447

„Ценно не то, сколько знает человек,
а какую пользу приносит своими знаниями".
М. Монтень

ВВЕДЕНИЕ

Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт" (Украина, г. Харьков), Kielce University of Technology (Польша, г. Кельце) представляют настоящее издание пособия "Конструирование узлов и деталей машин" с надеждой, что оно займет соответствующее место при проектировании деталей машин и механизмов в высших учебных заведениях.

Пособие соответствует программе курса "Детали машин" технических университетов, но выходит за рамки предмета, так как конструирование предполагает использование информации технологического характера, сведений из курсов технических измерений, металловедения и термической обработки, инженерной графики и др., а также знакомства с существующими ГОСТами, о чем в пособии представлены соответствующие материалы. В связи с этим пособие рекомендуется не только для проектирования деталей машин, но и для проектирования в более широком смысле – при выполнении других курсовых и дипломных работ конструкторского направления, в конструкторских бюро, на занятиях по инженерной графике и т.д.

Представляемое уважаемым Пользователям пособие явилось результатом многолетнего международного сотрудничества, программа которого входит в межправительственное рабочее соглашение стран Украина – Польша.

Как известно, потребность в инженерах-конструкторах соответствующего, в частности машиностроительного профиля, удовлетворяется через специальность инженера-механика. Практика показывает, что для дальнейшего становления инженера-конструктора как специалиста требуется как минимум 3...5 лет. Помочь в подготовке будущего конструктора, по нашему мнению, поможет предлагаемое пособие.

Известно, что основным результатом работы конструктора являются чертежи (рабочие, сборочные), по которым изготовляют детали и осуществляют сборку узлов и машины в целом. Поэтому учебник по конструированию должен заканчиваться образцами рабочих (сборочных) чертежей деталей (узлов) с представлением алгоритмов и путей их разработки. Такую цель поставили перед собой авторы пособия, что в сочетании с предлагаемыми методиками прочностного расчета передач и других элементов приводов и методиками проектирования узлов и деталей характеризует пособие как инструкцию по процессу конструирования.

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

Книга не содержит вопросов оптимизации конструкции, компьютеризации процесса конструирования, что не является задачей первой конструкторской разразработки студента.

Авторы благодарны:
- проф. Веславу Тромпчинскому (Wiesław Trąmpczyński) – ректору Kielce University of Technology; проф. Богуславу Радзишевскому (Bogusław Radziszewski) – проректору; проф. Станиславу Адамчаку (Stanisław Adamczak) – декану факультета мехатроники и машиностроения; проф. Анджею Неймицу (Andrzej Neimitz) - зав. кафедрой за предоставленную возможность выполнения пособия исключительно в виде компьютерной графики;
- Скойбеде А.Т. – проф., д-ру техн. наук, зав. кафедрой "Детали машин и ПТУ" Беларусского национального технического университета (г. Минск), длительное время сотрудничавшему с авторами;
- Власенко В. Н. – канд. техн. наук – директору АОЗТ "НИИ Редуктор" (г. Киев); Шаповалову Ю.К.– зам. главного конструктора ХТЗ (г. Харьков) за возможность использования некоторых конструктивных решений института и завода;
- Шендерову А. И. – канд. техн. наук, бывшему зам. главного конструктора НКМЗ (г. Краматорск), где учили, учат и, надеюсь, будут учить искусству конструирования;
- коллективу учебно-методического отдела стандартизации НТУ "ХПИ" за постоянную помощь при пользовании государственными, межгосударственными и отраслевыми стандартами.

Авторы выражают благодарность рецензентам: Гольдфарбу В. И. – заслуженому деятелю наук Российской Федерации, проф., д-ру техн. наук, директору института механики Ижевского государственного технического университета;
Филипенкову А. Л. – д-ру техн. наук, проф. кафедры "Детали машин" Балтийского государственного технического университета (Военмех) (г. Санкт-Петербург) за взятый на себя труд по рецензированию рукописи пособия.

Все замечания по содержанию пособия просьба направлять kurmaz@tu.kielce.pl
Харьков (Украина) - Кельце (Польша)

Авторы

Всем желающим конструировать!

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЯ

Стремясь удовлетворить свои потребности, общество создает новые изделия или совершенствует уже существующие. Этим действиям предшествует проектирование.

Проектирование является процессом осмысленного создания новых изделий или совершенствования изделий уже существующих [54].

Проектирование относят ко многим сферам деятельности человечества. Говорят о проектировании изделий материальных (различного вида машин и механизмов, предметов ежедневного потребления) и нематериальных (систем организации труда, систем финансирования и т.д.). Проектируют различного вида предприятия, транспортные системы, окружающие нас территории, лесные массивы, школы, больницы, города и села и т.д.

Проект является абстрактным образом изделия, которое должно быть произведено. Он представляется в виде проектной документации.

Видом проектирования является конструирование. Этим термином определяют исключительно проектирование машин, механизмов и их частей.

Конструирование – это создание образа определенного материального предмета.

Конструкцией называют абстрактный образ материального предмета со всеми его чертами, который образуется в воображении творца.

Машиной называют материальный объект, состоящий из соединенных воедино узлов и деталей и служащий для выполнения определенного вида заданий, связанных с процессом производства или изменением вида энергии.

Машины разделяют на двигатели и рабочие машины. *Двигателем* называют машину, служащую для превращения энергии в механическую работу. *Рабочей машиной* называют машину, с помощью которой изменяют свойства, форму или положение материала или предмета. Рабочие машины, в свою очередь, можно разделить на машины технологические, транспортные и энергетические.

Технологические машины служат для превращения полуфабрикатов или исходных материалов в готовые изделия или полуфабрикаты. К ним принадлежат различного вида металлорежущие станки, дорожные, строительные, сельскохозяйственые и другие машины.

Транспорные машины служат для изменения положения материалов и различного вида изделий. К ним относят подъемно-транспортные машины, машины автомобильного и железнодорожного транспорта, самолеты, корабли и т.д.

Энергетические машины служат для превращения одного вида энергии в другой. К ним принадлежат насосы, компрессоры и т.д.

В конструктивном смысле машины делят на узлы и детали. Деталь – элемент машины, выполненный из одного материала без использования сборочных операций или из нескольких частей, соединенных неразъемными соединениями. Деталью может быть болт, корпус, колесо и т.д. Узел состоит из нескольких соединенных между собой деталей и служит для выполнения определенного задания. Узлом может быть муфта, коробка перемены передач, тормоз и т.д.

Конструкцию представляют в виде конструкторской документации, в состав которой входят чертежи, расчеты, описания и т.д.

Возможность творческого создания конструкции зависит прежде всего от творческих способностей конструктора. Способности эти можно и следует развивать. Основой этого является изучение известных конструкций, способов и методов их разработки, к чему стремились авторы.

Конструирование: искусство, наука или ремесло?

1.1. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЯ

Проектирование и конструирование машин – весьма сложный комплексный процесс, включающий в себя:

– установление и обоснование принципа действия и режимов работы создаваемой машины;

– разработку общей схемы машины и всех ее частей, наилучшим образом удовлетворяющей поставленным эксплуатационным требованиям;

– выявление сил и моментов, действующих на элементы машины, и характера изменения их во времени (силовой анализ машины);

– выбор материалов для изготовления деталей машин;

– определение формы и размеров всех узлов и деталей;

– выбор технологии изготовления деталей, сборки узлов и монтажа машины;

– разработку инструкций и рекомендаций для испытаний и последующей эксплуатации и ремонта;

– выполнение всех необходимых расчетов.

Практикой выработана следующая поэтапная последовательность проектирования и конструирования:

Техническое задание на проект. В документе формулируется назначение конструкции, предъявляемые к ней требования, режим работы, основные характеристики, принцип действия и т.д.

Эскизное проектирование. Обычно разрабатывается в нескольких вариантах и сопровождается технико-экономическим анализом. Составляется общая схема машины, уточняются ее характеристики, разрабатываются чертежи общего вида и основных узлов, в результате чего отбирается оптимальный вариант для последующей разработки.

Техническое проектирование. Этот этап охватывает подробную разработку всех элементов оптимального эскизного варианта конструкции с внесением поправок и изменений, рекомендованных при утверждении эскизного проекта. При этом выполняются все расчеты, уточняются и разрабатываются чертежи общего вида, всех узлов и основных деталей.

Разработка рабочих чертежей - заключительный этап конструирования. Включает разработку чертежей, необходимых для изготовления всех ненормализованных деталей. Параллельно с разработкой рабочих чертежей разрабатывается технологическая документация (технологические карты), инструкции по испытаниям, эксплуатации и т.д.

Такой же порядок применяется и при конструировании отдельных машинных узлов. Возможно уменьшение объема разработок на различных этапах, совмещение этапов разработки и т.д.

1.2. РОЛЬ ДИСЦИПЛИНЫ "ДЕТАЛИ МАШИН"

Главной задачей дисциплины "детали машин" является подготовка будущих инженеров-механиков к конструкторскому творчеству, а также повышение их технического мастерства, направленного на производство и эксплуатации машин. Можно указать три группы инженеров, которым требуется конструкторская подготовка:

а). конструкторы, работа которых непосредственно связана с конструированием машин;

б). технологи, работа которых связана с производством машин;

в). эксплуатационники, работа которых связана с эксплуатацией машин.

Сведения о конструировании в меньшей степени требуются эксплуатационникам в непосредственном применении, но являются средством ознакомления с машиной и на этой основе правильной ее эксплуатации, а также средством формулирования требований эксплуатационников к конструкторам. Каждый инженер должен быть в определенной степени конструктором.

Подготовка конструктора является заданием сложным, требующим длительной подготовки (иногда 3...5 лет после окончания вуза). Невозможно подготовить конструктора посредством только научной его подготовки или одной определяющей дисциплины.

В соответствии с названием дисциплина "детали машин" должна быть базой для подготовки конструктора. Полная подготовка конструктора не заканчивается на окончании изучения этого предмета и даже после окончания вуза. Только после определенного стажа конструкторской работы, различного вида стажировок выпускника вуза можно считать конструктором. Поэтому место дисциплины "детали машин" в системе подготовки конструктора следует понимать как вступление для овладения искусством конструирования, как связующее звено между предметами общетехническими и специальными.

При изучении дисциплины "детали машин" должны быть учтены следующие элементы:

- применение наук общетехнических и специальных в машиностроении;
- связь конструкции с технологией производства, материаловедением и термообработкой;
- ознакомление с устройством машины через изучение конструкции основных узлов и их деталей;
- изучение науки конструирования и постоянная ее реализация;
- определение проблем конструирования общих для всех машин;
- постоянное использование рекомендаций ГОСТов при проектировании;
- стремление получить оптимальные конструкции и определить методы оптимизации;
- стремление связать проблематику конструирования отдельных узлов с проблематикой конструирования машины в целом.

Изучение основ расчета и конструирования деталей машин состоит из двух этапов. 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 [14, 21, 38, 39] и учебные пособия по курсовому проектированию. Последние должны выполнять вполне определенную и самостоятельную задачу - научить студента правилам конструирования типовых узлов и деталей машин.

Указанным требованиям не удовлетворяют атласы конструкций машин [3, 4, 6, 8, 10, 37, 45], по которым можно изучать и анализировать существующие конструкции, но не конструировать их. Этим требованиям не полностью удовлетворяют также существующие книги по расчету и конструированию деталей машин [9, 15, 22, 23, 24], в большей части отвечающие требованиям расчета. Разработка конструкции в таких пособиях имеет второстепенную роль. Информационный характер носят также существующие справочники конструктора, металлиста и т.д.

Как известно, основным результатом работы конструктора является чертеж (рабочий, сборочный), по которому производят изготовление деталей и сборку узлов и машины в целом. Поэтому учебное пособие по конструированию должно заканчиваться образцами 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 или 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 конструкции. Такая последовательность изложения и представления материала характеризует пособие как "проводник" по конструированию, что является важным для студентов, выполняющих первую в своей практике конструкторскую разработку.

Книга не содержит вопросов оптимизации, совершенствования конструкции, компьютеризации процесса конструирования, что следует классифицировать как "искусство и наука" конструирования и что не является целью настоящего издания. В связи с этим пособие можно классифицировать как "ремесло" конструирования, которому следует учить студента на начальном этапе учебы конструирования.

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

1.3. ОФОРМЛЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ И ТЕХНИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

1.3.1. ОФОРМЛЕНИЕ СБОРОЧНЫХ ЧЕРТЕЖЕЙ

Графическая часть курсового проекта выполняют с соблюдением требований ЕСКД (Единой системы конструкторской документации) карандашом на ватмане. Возможно выполнение чертежей также в виде компьютерной графики с последующей печатью чертежа. Печать чертежей всех форматов производится на плотере, чертежей форматов А3 и А4 - на принтере (лазерном или струйном). Последние версии AutoCADов позволяют печатать чертежи форматов А2 и бóльших по частям, используя в последствии склеивание форматов А4 или А3 при их хорошей совместимости. Приемка неотпечатанных чертежей (с дискеты) не производится.

Для выполнения чертежей используют следующие основные форматы [19]:

A0 – 841x1189;
A1 – 594x841;
A2 – 420x594;
A3 – 297x420;
A4 – 210x297.

Внимание !
Расположение формата А4 может быть только вертикальное

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. 1.3.1, например *A0x2, A3x4* и т.д.

Табл. 1.3.1. Форматы чертежей

Кратность	Формат				
	A0	A1	A2	A3	A4
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. 1.3.1.

В графе 1 основной надписи указывают наименование изделия в именительном падеже единственного числа, при-

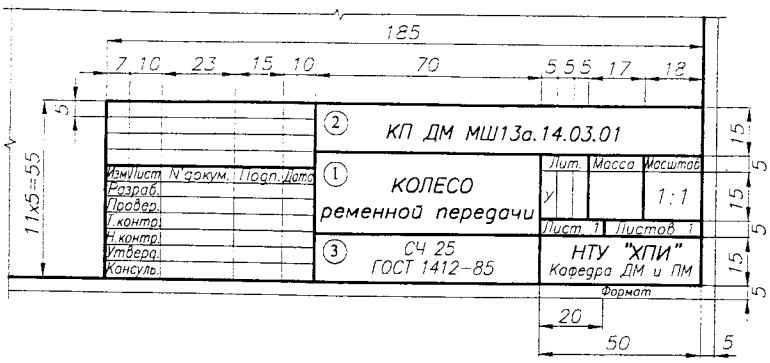


Рис. 1.3.1. Основная надпись чертежа (форма 1)

чем, существительное ставят на первом месте, например "Барабан приводной", "Колесо зубчатое".

В графе 2 для сборочного чертежа делают запись, содержащую информацию о курсовом проекте, вида КП ДМ МШ13а.14.03 СБ, где зашифровано: КП- курсовой ект; ДМ - детали машин; МШ13а - академическая группа; 14 - номер задания; 03 - 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 указывают обозначение материала и номер стандарта (для сборочного чертежа не заполняется).

Заполнение других граф видно из рис. 1.3.1.

Сборочный чертеж механизма выполняют 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 числа 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, относят:

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

К габаритным относят размеры, определяющие длину, ширину и высоту изделия. Они необходимы для определения размеров места установки изделия, его транспортировки, изготовления тары. Эти размеры относят к размерам справочным и на чертеже отмечают 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 размещают на поле чертежа над основной надписью в виде столбца, по ширине не превышающего основной надписи. Каждую позицию технических требований нумеруют и начинают с новой строки. Запись ведут сверху вниз. Технические требования содержат сведения, не отраженные на чертеже. К ним относят:

- размеры, относящиеся к справочным;
- предельные отклонения размеров, формы и расположения поверхности, которые должны быть выдержаны при сборке;
- требования к точности монтажа (допустимые осевые и радиальные зазоры 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.

Техническую характеристику размещают на свободном поле чертежа (отдельно от технических требований). Она имеет самостоятельную нумерацию, снабжается заголовком "Техническая характеристика" и 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 прилагают текстовой документ - спецификацию, которую выполняют в соответствии с требованиями ГОСТ 2.108-68 на листах формата А4 и оформляют в виде приложения к пояснительной записке. Форма первого листа спецификации представлена на рис. 1.3.2.

В соответствии с ГОСТ 2.108-68 в спецификации предусмотрено 8 разделов, однако, в курсовом проекте обычно достаточно 3-5-ти разделов: "Документация", "Сборочные единицы", "Детали", "Стандартные изделия", "Материалы". Указанные наименования разделов записывают в графе "Наименование".

Выполнение спецификации производят сверху вниз в следующей последовательности:
- документация;
- разработанные узлы (сборочные единицы);
- пояснительная записка;
- заимствованные и нормализованные узлы;
- самостоятельно разработанные детали;
- заимствованные и нормализованные детали;
- стандартные детали, которые группируют по однородным группам, например "Крепежные детали", "Подшипники качения" и т.д.

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, обозначение которых записывают в графе "Обозначение".

В графе "Зона" указывают обозначение 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.

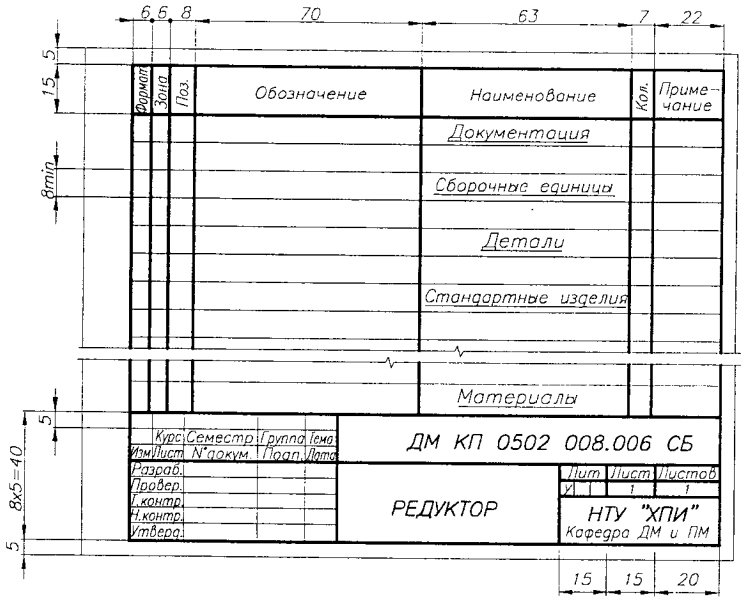


Рис. 1.3.2. Основная надпись текстовых документов (форма 2)

1.3.2. ОФОРМЛЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ

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

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

В графической части чертежа кроме основного содержания представляют:
- все необходимые виды, разрезы и сечения (ГОСТ 2.305-68);
- все необходимые и правильно поставленные раз-

меры для удовлетворения конструкционных, технологических и монтажных требований;
- обоснованные посадки и предельные отклонения (ГОСТ 2.307-68);
- соответствующую 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 марку материала с указанием 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 выполняют чертежным шрифтом (ГОСТ 2.304-81).

Каждый рабочий чертеж должен содержать основную надпись (см. рис. 1.3.1).

1.3.3. 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 включают окончательные данные по конструктивному решению механизма без приведения промежуточных результатов расчетов и вариантов конструкции узлов и механизма в целом.

Текстовую часть расчетно-пояснительной записки выполняют 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 его оформляют 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 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 прочности валов;
– расчет крепления зубчатых 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;
– заключение по результатам расчета.

Содержание расчетно-пояснительной записки делят на разделы, подразделы, пункты. Каждый раздел должен иметь порядковый номер, обозначаемый арабскими цифрами, краткое название в виде заголовка, выполненного 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 буквы), 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 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 страниц указывают в правом нижнем углу листа. Лицевую сторону обкладки выполняют в виде титульного листа соответственно требованиям учебного заведения.

1.3.4. 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 (6 знаков) содержит: первые два знака - класс; затем по одному знаку соответственно: подкласс, группа, подгруппа и 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] , где 1 - обозначение задания и номер варианта (например, ДМ 01 - 02); 2 - порядковый номер (1 - 9) основных сборочных единиц; 3 - порядковый номер (1 - 9) сборочных единиц, входящих в основные сборочные единицы; 4 - в этой части записывают: 00 - обозначение спецификаций (например, ДМ 01-02.30.00 "Редуктор цилиндрический"); 01 - 09 - обозначение документов (например, 01 - чертеж общего вида, 02 - расчетно-пояснительная записка); 11- 99 - обозначение чертежей деталей.

В обозначениях конструкторских документов между частями 1, 2, 3, 4 ставят разделительные точки.

2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ МАШИН

2.1. СТРУКТУРНАЯ СХЕМА МАШИНЫ И ВИДЫ ПЕРЕДАЧ

Машина - устройство, выполняющее определенные механические движения, служащие для удовлетворения потребностей человека, с преобразованием энергии, материалов и т.д.

Определенные механические движения выполняются рабочими органами машины (колеса автомобиля, крюк механизма подъема крана, звездочка приводная (барабан) конвейера). Поэтому рабочие органы снабжены приводами.

Привод - устройство для приведения в действие рабочих органов машин. Источником энергии приводов служат двигатели (электрические, ДВС, гидравлические, пневматические) или турбины.

Энергия от вала двигателя к рабочему органу машины может быть передана непосредственно или с помощью дополнительных устройств, называемых передачами. Непосредственная передача энергии возможна в случаях, когда частота вращения вала рабочего органа машины совпадает с частотой вращения вала двигателя. В остальных случаях применяют передачи.

В широком смысле слова под передачей понимают устройство, служащее для переноса энергии на расстояние, как правило, с изменением параметров движения. В зависимости от способа передачи энергии различают передачи механические, пневматические, гидравлические. Из механических передач самыми распространенными являются передачи вращательного движения.

В курсе "Детали машин" изучают лишь механические передачи вращательного движения.

В зависимости от способа передачи движения различают передачи трением и передачи зацеплением. К первым относят передачи с непосредственным касанием (фрикционные) и с гибкой связью (ременные). К передачам зацеплением относят передачи с непосредственным контактом (зубчатые, червячные) и передачи с гибкой связью (цепные, зубчато-ременные). К передачам вращательного движения, также основанным на принципе зацепления, относят передачи "винт-гайка", назначение которых - преобразование вращательного движения в поступательное или наоборот.

Передачи трением и зацеплением разделяют по взаимному расположению валов (валы параллельные, пересекающиеся, скрещивающиеся), а также по характеру изменения передаточного числа (передаточное число постоянное, изменяющееся ступенчато или бесступенчато).

Способ передачи движения определяет форму их рабочих поверхностей и характерные свойства.

2.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПЕРЕДАЧ [23]

Проектирование привода начинают с разработки его кинематической схемы. Схему привода обычно выбирают с помощью параллельного анализа нескольких вариантов, которые подвергают сравнительной оценке с точки зрения конструктивной целесообразности, совершенства кинематической и силовой схем, стоимости, энергоемкости, габаритов, металлоемкости и массы, удобства сборки-разборки, обслуживания и т.д.

Исходными данными для разработки кинематической схемы служат частота вращения ведомого вала и не менее двух наиболее подходящих предварительно заданных частот вращения электродвигателя. Пользуясь этими данными определяют общее передаточное число привода для рассматриваемых частот вращения электродвигателя и разрабатывают несколько вариантов кинематических схем привода с разбивкой передаточного числа между видами передач.

После анализа различных вариантов и сравнительной их оценки производят окончательный выбор кинематической схемы для дальнейшего проектирования привода.

На рис. 2.2.1 представлены варианты кинематической схемы привода ленточного транспортера, которые оценим только с точки зрения конструктивной целесообразности компоновки привода.

При одинаковом передаточном числе привода реализация схемы на рис. 2.2.1,*а* требует наибольшего поперечного размера привода L_1, что представляется неудобным для передвижных транспортеров. Этот размер L_2 значительно уменьшается при использовании коническо-цилиндрического редуктора (рис. 2.2.1,*б*). Использование навесного коническо-цилиндрического редуктора (рис. 2.2.1,*в*) еще уменьшает этот размер до величины L_3.

При разработке кинематических схем необходимо учитывать, что:

- чем быстроходнее электродвигатель, тем меньше его размеры, масса и стоимость. Но с увеличением частоты вращения возрастает общее передаточное число привода, что неизбежно приводит к увеличе-

нию его размеров, массы и стоимости. Поэтому не следует выбирать электродвигатель с частотой вращения большей, чем это необходимо для реализации возможностей передачи без усложнения ее кинематической схемы;

- при разбивке общего передаточного числа между ступенями зубчатых передач желательно на быстроходные ступени назначать передаточные числа наибольшими. Передаточное число каждой последующей, более тихоходной ступени, следует назначать меньше предыдущей на 30...40%. При этом колеса (не шестерни) всех ступеней редуктора получаются примерно одинакового диаметра, что улучшает условия их смазки;

- при использовании в приводе передач, основанных на использовании трения, их по возможности используют на быстроходных участках привода, передающих меньшие крутящие моменты.

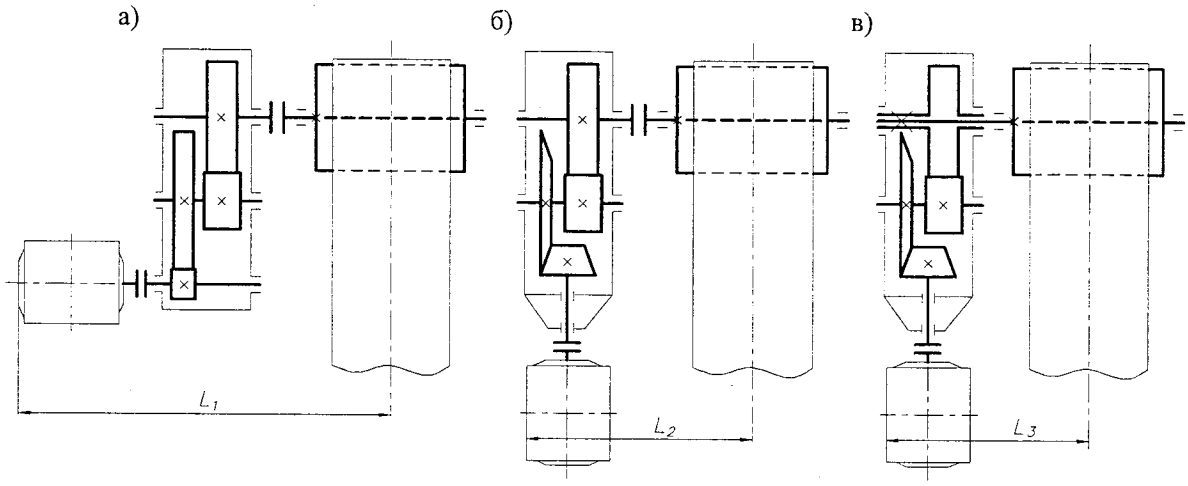


Рис. 2.2.1. Кинематические схемы привода ленточного транспортера с использованием:
а) двухступенчатого цилиндрического редуктора; б) коническо-цилиндрического редуктора;
в) коническо-цилиндрического навесного редуктора

2.3. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИВОДНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двигатель - энергосиловая машина, преобразующая какой-либо вид энергии в механическую работу.

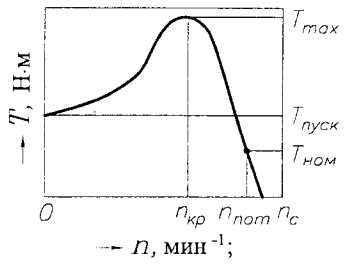
Электродвигатель - энергосиловая машина, преобразующая электрическую энергию в механическую работу.

По роду тока различают:

- двигатели постоянного тока, основное преимущество которых заключается в возможности плавного регулирования частоты вращения. Обеспечивают плавный пуск, торможение и реверс. Используются в основном для приводов электрического транспорта, кранов, подъемных установок и т.д.;
- двигатели переменного тока:

синхронные двигатели переменного тока, у которых частота вращения жестко связана с частотой питающего тока. Характеризуются высокой механической надежностью, малой чувствительностью к колебаниям напряжения сети. Применяются в основном в установках большой мощности;

асинхронные двигатели переменного тока, у которых частота вращения уменьшается с ростом нагрузки. Наиболее распространены в различных отраслях народного хозяйства. Их характеризует простота конструкции, меньшая стоимость, высокая эксплуатационная надежность. При выполнении курсовых проектов этот тип электродвигателей является предпочтительным.



Параметры двигателя:
$T_{эд} = T_{ном}$;
$n_{эд} = n_{ном}$;
$P_{эд} = T_{эд}\, n_{эд}/9550$;
$T_{max}/T_{эд}$
(см. табл. 15.10.1, 15.10.2).

Рис. 2.3.1. Механическая характеристика асинхронного электродвигателя

На рис. 2.3.1 представлена механическая характеристика асинхронного двигателя.

Буквами $T_{ном}$, $T_{пуск}$, T_{max} обозначены соответственно моменты номинальный, пусковой и максимальный; буквами $n_{кр}$, $n_{ном}$, n_c - частоты вращения критическая, номимальная и синхронная.

В период запуска двигателя ($T_{пуск} > T_{ном}$) момент на его валу возрастает от величины $T_{пуск}$ до T_{max}, а частота вращения - от 0 до $n_{кр}$. Точка $T_{кр}$ и $n_{кр}$ - критическая, работа в таком режиме недопустима. При переходе к установившемуся режиму частота

вращения возрастает до $n_{ном}$, а момент уменьшается до $T_{ном}$. При дальнейшем снижении нагрузки частота вращения повышается и при $T = 0$ достигает значения n_c.

Участок характеристики (увеличение момента от $T_{ном}$ до T_{max} при уменьшении частоты вращения от $n_{ном}$ до $n_{кр}$) представляется выгодным в эксплуатации, так как при увеличении внешней нагрузки возрастает момент двигателя при уменьшении частоты его вращения.

2.4. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ [50]

При выборе мощности электродвигателя различают три основных режима его нагрузки:
- длительный;
- повторно-кратковременный;
- кратковременный.

Длительным режимом работы электродвигателя считается такой, при котором продолжительность его работы без отключения при постоянной или незначительно изменяющейся нагрузке может быть бесконечно большой.

Расчетная мощность на валу электродвигателя, кВт

$$P_{эд\,р} = P_{вых}/\eta_o,$$

где $P_{вых}$ - номинальная мощность на выходном валу привода; η_o - общий коэффициент полезного действия привода.

Электродвигатель выбирают по каталогу из условия $P_{эд} \geq P_{эд\,р}$.

К приводам, работающим с длительной постоянной нагрузкой, относят приводы конвейеров, металлорежущих и деревообрабатывающих станков, вентиляторов, насосов и т.д.

Повторно-кратковременным режимом работы двигателя считается такой, при котором рабочие периоды чередуются с периодами отключения, причем за период работы двигатель не успевает нагреться до установившейся температуры, а за время отключения не успевает остыть до температуры окружающей среды.

В этом режиме работают, например, двигатели кранов, подъемников, лебедок и т.д.

Повторно-кратковременный режим характеризуется относительной продолжительностью включения, которая определяется отношением времени работы двигателя к полному времени цикла (ПВ, %).

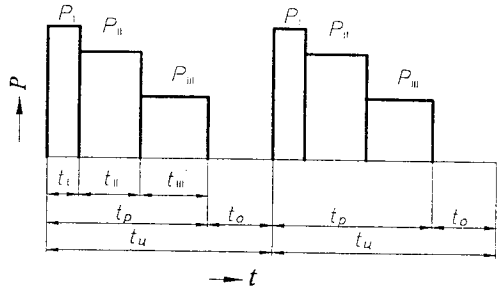


Рис. 2.4.1. Изменение нагрузки двигателя в повторно-кратковременном режиме

На рис. 2.4.1 представлен пример возможного изменения нагрузки двигателя в повторно-кратковременном режиме. Двигатель в этом случае выбирают по расчетной эквивалентной мощности за период работы для заданного графика изменения нагрузки и действительной продолжительности включения.

Расчетная мощность на валу электродвигателя, кВт

$$P_{эд\,р} = P_{р\,вых\,э}/\eta_o,$$

где $P_{р\,вых\,э}$ - расчетная эквивалентная мощность на выходном валу привода,

$$P_{р\,вых\,э} = P_{вых\,э}\sqrt{\frac{ПВ_1}{ПВ}};$$

$P_{вых\,э}$ - эквивалентная мощность на выходном валу привода. Для графика на рис. 2.4.1

$$P_{вых\,э} = \sqrt{\frac{P_I^2 t_I + P_{II}^2 t_{II} + P_{III}^2 t_{III}}{t_I + t_{II} + t_{III}}};$$

$ПВ_1$ - действительное значение ПВ по графику,

$$ПВ_1 = \frac{t_I + t_{II} + t_{III}}{t_I + t_{II} + t_{III} + t_o} 100 = \frac{t_p}{t_u} 100,$$

где $t_p = t_I + t_{II} + t_{III}$ - время работы двигателя;
$t_u = t_I + t_{II} + t_{III} + t_o$ - полное время цикла;
ПВ - ближайшее к $ПВ_1$ стандартное значение (по каталогу 15, 25, 40, 60%).

По каталогу выбирают электродвигатель, номинальная мощность которого для данной ПВ равна или больше расчетной мощности двигателя,

$$P_{эд} \geq P_{эд\,р}.$$

Если ПВ > 60%, двигатель выбирается также, как для длительного режима работы.

Кратковременный режим работы - режим, при котором за рабочий период двигатель не достигает установившейся температуры нагрева, а время остановки достаточно для полного остывания двигателя до температуры окружающей среды.

Для такого режима изготавливают специальную серию двигателей. В их паспорте указывают кратковременную мощность для определенной продолжительности работы (10, 15, 30 и 60 мин). Такие двигатели отличаются повышенными перегрузочными и пусковыми свойствами. В этом случае двигатель подбирают соответственно мощности и продолжительности его работы.

2.5. ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИВОДА

При выполнении кинематического расчета привода исходными данными являются параметры выходного вала привода, определяемые заказчиком.

Параметры выходного вала могут иметь вид:

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

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

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

Кинематический расчет привода производят одновременно с выбором соответствующего по мощности и частоте вращения электродвигателя. Он сводится к определению общего передаточного числа привода и разбивке его между отдельными передачами.

В каждой передаче существуют два вала - входной (вх) и выходной (вых). Соответственно мощность и частота вращения обозначаются P_1, P_2 и n_1, n_2 (ω_1, ω_2).

При определении мощности привода используют понятие коэффициента полезного действия (КПД)

$$\eta = P_{вых}/P_{вх} = P_2/P_1.$$

Для привода

$$\eta_o = P_{вых}/P_{вх} = \frac{P_1}{P_2}\frac{P_2}{P_3}\frac{P_3}{P_4}\ldots = \eta_1\eta_2\eta_3\ldots$$

Коэффициент полезного действия привода, состоящего из нескольких передач, равен произведению коэффициентов полезного действия всех его передач и элементов привода.

Тогда расчетная мощность электродвигателя

$$P_{эд\,р} = P_{вых}/\eta_o, \text{ кВт}.$$

В соотвествии с расчетной мощностью выбирают мощность электродвигателя из условия

$$P_{эд} \geq P_{эд\,р}, \text{ кВт}.$$

Частота вращения выходного вала привода, мин$^{-1}$, при заданной скорости ленты транспортера (цепи) $\vartheta_{вых}$, м/с, и диаметре барабана (звездочки) $D_{вых}$, мм,

$$n_{вых} = 60\cdot 10^3 \vartheta_{вых}/(\pi D_{вых}).$$

Общее передаточное число привода при выбранном типе двигателя

$$u_o = n_{эд}/n_{вых}.$$

$$u_o = \frac{n_1}{n_2}\frac{n_2}{n_3}\frac{n_3}{n_4}\ldots = u_1 u_2 u_3\ldots$$

Передаточное число привода, состоящего из нескольких передач, равно произведению передаточных чисел всех его передач.

Силовые и кинематические параметры валов привода связаны соотношениями:

$$\left.\begin{array}{ll} P_{j+1} = P_j\,\eta, & \text{кВт} \\ n_{j+1} = n_j/u, & \text{мин}^{-1} \\ T_{j+1} = T_j\,u\,\eta, & \text{Н·м} \end{array}\right\} \quad (j=1,2,3\ldots)$$

или $T_j = 9550\,P_j/n_j$.

Обычно их представляют в таблице, что является исходными данными для выполнения прочностного расчета передач привода.

2.6. ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

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$^{-1}$ или

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

ОПРЕДЕЛЯЮТ:

1. Мощность на выходном валу привода, кВт

1.а) $P_{вых} = F_{вых}\,\vartheta_{вых}/1000$;

1.б) $P_{вых} = T_{вых}\,n_{вых}/9550$ или

$P_{вых} = T_{вых}\,\omega_{вых}/1000$.

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. 2.6.1).

Для привода (рис. 2.6.1)

$\eta_o = (\eta_{пкр}\eta_п)_2\,(\eta_{щ}\eta_п)_3$.

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. Расчетную мощность электродвигателя, кВт,

$P_{эд\,р} = P_{вых}/\eta_o$.

4. Частоту вращения выходного вала, мин$^{-1}$,

4.а) $n_{вых} = 60\cdot 10^3 \vartheta_{вых}/(\pi D_{вых})$;

4.б) $n_{вых} =$ (известна) или

$n_{вых} = 30\,\omega_{вых}/\pi$.

5. На основании рекомендуемых min и max величин передаточных чисел u для различных видов механических передач (табл. 2.6.1) рекомендуемое min и max передаточное число привода

$u'_{o\,min} = u'_{1min}\,u'_{2min}\,u'_{3min}\cdots u'_{jmin}$;

$u'_{o\,max} = u'_{1max}\,u'_{2max}\,u'_{3max}\cdots u'_{jmax}$.

6. Расчетные min и max частоты 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. 15.10.1, 15.10.2) выбирают электродвигатель из условий:

$P_{эд} \geq P_{эд\,р}$; $n_{эд\,р\,min} < n_{эд} < n_{эд\,р\,max}$

(тип электродвигателя, $P_{эд}$, $n_{эд}$, $T_{max}/T_{ном}$, размеры).

Допустимая перегрузка двигателя:
- при постоянной нагрузке - до 5%;
- при изменяющейся нагрузке - до 10%.

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, чтобы $u_o = u_1 u_2 u_3 \cdots u_j$; при этом $u_{j\,min} \leq u_j \leq u_{j\,max}$ (точность - 2 знака после запятой; при выполнении рекомендаций по разделению передаточных чисел для отдельных ступеней привода и редуктора (табл. 2.6.2 и 2.6.3)).
10. Силовые и кинематические параметры валов привода:
- мощность $P_{j+1} = P_j \eta$, кВт;
- частота вращения $n_{j+1} = n_j / u$, мин$^{-1}$;
- крутящий момент $T_{j+1} = T_j u_{j+1,j} \eta_{j+1,j}$, Н·м
или $T_{j+1} = 9550 P_j / n_{j+1}$, Н·м.

($\eta_{j+1,j}$, $u_{j+1,j}$ - КПД и передаточные числа передач, расположенных между $(j+1)$ и j валами привода ($j = 1, 2, 3 \cdots$)) представляют в таблице.

Для привода (рис. 2.6.1) указанные параметры валов представлены в табл. 2.6.4.

11. Диаметры валов на этапе их предварительного определения из расчета только на кручение при пониженных допустимых 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.

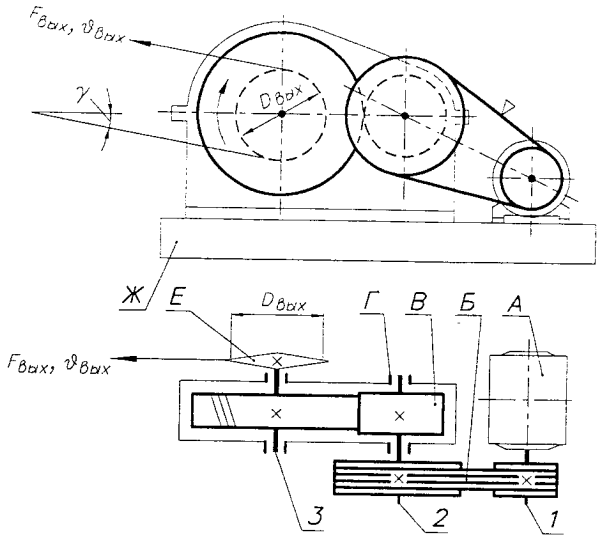


Рис. 2.6.1. Схема привода (обозначения и индексы): *1* - входной; *2* - промежуточный; *3* - выходной валы привода; *А* - электродвигатель (индекс - эд); *Б* - передача клиноременная (индекс - пкр); *В* - передача цилиндрическая закрытая (индекс - пц); *Г* - подшипниковый узел (индекс - п); *Е* - звездочка 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, следующие из технического задания на проектирование.

Рекомендации к расчетам:

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. 2.6.4) так, чтобы не было изменено u_o привода.

Табл. 2.6.1. Рекомендованные значения коэффициентов полезного действия η и передаточные числа передач u привода [4, 10, 15, 25, 40, 47, 50]

Передачи привода	η		u (u_{max})	
	Передача		Передача	
	закрытая	открытая	закрытая	открытая
Передача цилиндрическая зубчатая:*	0,98	0,94...0,95		4,0...7,0 (12)
- быстроходная ступень			3,1...5,0 (8)	
- тихоходная ступень			2,5...4,0 (6,3)	
- шевронная ступень			3,0...5,0 (8)	
Передача коническая зубчатая:*	0,97	0,92...0,94		
- прямозубая			2,0...3,0 (7)	3,0...5,0 (7)
- косозубая			4,0...6,0 (5)	
Передача червячная* с числом заходов червяка z_1:				
- несамотормозящая $z_1 = 1$	0,68..0,72	0,52...0,62	28...50 (80)	14...50 (80)
$z_1 = 2$	0,73...0,78	0,60..0,70	14...40 (60)	
$z_1 = 4$	0,78...0,85		8,0...30 (40)	
- самотормозящая $z_1 = 1$	0,45	0,40	28...50 (80)	14...50 (80)
Передача цепная*	0,94...0,96	0,90...0,93	2,0...6,0 (8)	
Передача фрикционная*	0,88...0,94	0,70...0,85	2,0...6,0 (8)	
Передача ременная:*				
- плоскоременная	0,94...0,96		2,0...4,0 (6)	
- клиноременная, поликлиноременная, зубчатая	0,93...0,95		2,0...5,0 (7)	

Продолж. табл. 2.6.1

Элементы привода	η	u (u_{max})
Подшипники качения (1 пара)	0,990...0,995	
Подшипники скольжения (1 пара):		
- жидкостного трения	0,993...0,998	
- смешанного трения	0,975...0,985	
Муфты	0,97...0,98	

* КПД передач представлены без учета КПД подшипников.

Стандарные значения передаточных чисел (см. табл. 3.3.5, 3.5.11):
цилиндрических перередач - ГОСТ 2185-66,
конических передач - ГОСТ 12289-76,
червячных передач - ГОСТ 2144-93.
Стандартные значения передаточных чисел используют при проектировании редукторов серийного и массового производства.

Табл. 2.6.2. Рекомендованные значения передаточних чисел приводов и многоступенчатых редукторов [15], [26], [50]

Одноступенчатые редукторы и передачи		(табл. 2.6.1)
Цилиндрические редукторы	двухступенчатые	$u_o = 7{,}0...45$ ($u_{o\,max} \leqslant 55$) (табл. 2.6.3) ($u_1 > u_2$; $u_1 \approx (1{,}2...1{,}25)\sqrt{u_o}$; $\psi_{bd\,1} < \psi_{bd\,2}$)
	трехступенчатые	$u_o = 30...200$ ($u_{o\,max} \leqslant 300$) ($u_1 > u_2 > u_3$; $\psi_{bd\,1} < \psi_{bd\,2} < \psi_{bd\,3}$)
	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	двухступенчатые	$u_o = 6{,}3...31{,}0$ ($u_{пк} < u_{пц}$; $u_{пк} \approx (0{,}80...0{,}85)\sqrt{u_o}$) (табл. 2.6.3)
	трехступенчатые	$u_o = 20...160$ ($u_{пк} < u_{пц\,1}$; $u_{пц\,1} > u_{пц\,2}$)
Червячные редукторы	одноступенчатые	$u_o = 8{,}0...80$
	двухступенчатые	$u_o = 100...4000$
Привод с ременной (пр) или цепной (пц) передачей и одноступенчатым редуктором		$u_{пр} \approx (0{,}8...0{,}9)\sqrt{u_o}$ $u_{пц} \approx \sqrt{u_o}$

Табл. 2.6.3. Рекомендованные значения передаточних чисел для двухступенчатых редукторов [9]

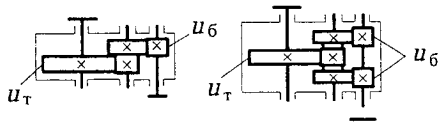
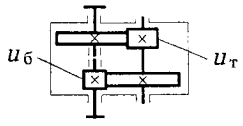
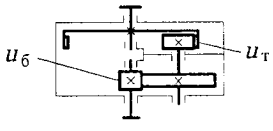
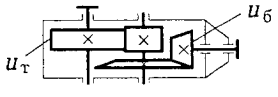
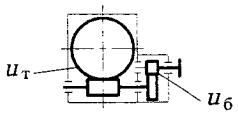
Редуктор с передаточным числом u_o	Схема	Передаточные числа	
		$u_б$	$u_т$
Двухступенчатый по развернутой схеме		$u_б \approx 1{,}25\sqrt{u_o}$	$u_т = u_o / u_б$
Двухступенчатый соосный		$u_б \approx 1{,}10\sqrt{u_o}$	$u_т = u_o / u_б$
Двухступенчатый соосный с внутренним зацеплением		$u_б \approx 2{,}0\sqrt[3]{u_o}$	$u_т = u_o / u_б$
Двухступенчатый коническо-цилиндрический		$u_б \approx (0{,}80...0{,}85)\sqrt{u_o}$	$u_т = u_o / u_б$
Двухступенчатый цилиндрическо-червячный		$u_б = 1{,}6...3{,}15$	$u_т = u_o / u_б$

Табл. 2.6.4. Энергетические и кинематические параметры валов привода (см. рис. 2.6.1)

Вал	Тип передачи, ее обозначение и параметры	P_j, кВт	n_j, мин$^{-1}$	T_j, Н·м	$d_{\text{вал } j}$, мм
1 *2* *3*	Клиноременная (пкр) $\eta_{\text{пкр}}$ $u_{\text{пкр}}$ Цилиндрическая (пц) $\eta_{\text{пц}}$ $u_{\text{пц}}$	$P_1 = P_{\text{эд р}}$* $P_2 = P_1 \eta_{\text{пкр}} \eta_{\text{п}}$ $P_3 = P_2 \eta_{\text{пц}} \eta_{\text{п}}$	$n_1 = n_{\text{эд}}$ $n_2 = n_1 / u_{\text{пкр}}$ $n_3 = n_2 / u_{\text{пц}}$	$T_1 = 9550\, P_1 / n_1$ $T_2 = 9550\, P_2 / n_2$ $T_3 = 9550\, P_3 / n_3$	$d_{\text{вал } j} = \sqrt[3]{10^3 T_j / (0{,}2\,[\tau])}$ $(j = 2, 3)$
		$P_1 > P_2 > P_3$	$n_1 > n_2 > n_3$	$T_1 < T_2 < T_3$	$d_{\text{вал } 2} < d_{\text{вал } 3}$
Параметры электродвигателя		$P_{\text{эд}}$	$n_{\text{эд}}$	$T_{\text{эд}} = 9550\, P_{\text{эд}} / n_{\text{эд}}$	$d_{\text{эд}}$ (табл. 15.10.2)

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

Как принято в методиках расчета, индекс 1 приписан входному валу передачи, индекс 2 - выходному валу передачи.

Привод (рис.2.6.1) - для ременной передачи: вал *1* - входной, вал *2* - выходной;

- для цилиндрической передачи: вал *2* - входной, вал *3* - выходной;
- для привода: вал *1* - входной, вал *3* - выходной, вал *2* - промежуточный.

ПРИМЕР

Выбрать электродвигатель и рассчитать энергокинематические параметры привода, представленного на рис. 2.6.1.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Параметры выходного вала *3* привода:

- вращающий момент $T_{\text{вых}} = 500$ Н·м;
- частота вращения $n_{\text{вых}} = 72$ мин$^{-1}$.

РЕШЕНИЕ:

1. Мощность на выходном валу привода

   $P_{\text{вых }(3)} = T_{\text{вых }(3)}\, n_{\text{вых }(3)} / 9550 = 500 \cdot 72 / 9550 = 3{,}76$ кВт.

2. Коэффициент полезного действия (КПД) привода

   $\eta_o = (\eta_{\text{пкр}} \eta_{\text{п}})_{1\text{-}2} (\eta_{\text{пц}} \eta_{\text{п}})_{2\text{-}3} =$

   $= (0{,}95 \cdot 0{,}99)\,(0{,}98 \cdot 0{,}99) = 0{,}912.$

3. Расчетная мощность электродвигателя

   $P_{\text{эд р}} = P_{\text{вых }(3)} / \eta_o = 3{,}76 / 0{,}912 = 4{,}12$ кВт.

4. Частота вращения выходного вала редуктора

   $n_{\text{вых }(3)} = 72$ мин$^{-1}$.

5. Рекомендованный диапазон общего передаточного числа привода

   $u'_o = u_{\text{крп}}\, u_{\text{цп}} = (2...4)\,(3...6) = 6...24.$

   $u'_{o\,\min} = 6;$ $\quad u'_{o\,\max} = 24.$

6. Диапазон частот вращения вала электродвигателя

   $n_{\text{эд min}} = n_{\text{вых }(3)}\, u'_{o\,\min} = 72 \cdot 6 = 432$ мин$^{-1}$;

   $n_{\text{эд max}} = n_{\text{вых }(3)}\, u'_{o\,\max} = 72 \cdot 24 = 1728$ мин$^{-1}$.

7. Электродвигатель типа 4А132S8У3

   $P_{\text{эд}} = 4{,}0$ кВт; $n_{\text{эд}} = 705$ мин$^{-1}$; $T_{\max} / T_{\text{ном}} = 1{,}8.$

   Перегрузка электродвигателя составляет

   (4,12-4,00)100/4,00 = 3 %, что допустимо.

8. Общее действительное передаточное число привода

   $u_o = n_{\text{эд}} / n_{\text{вых }(3)} = 705 / 72 = 9{,}79.$

9. Действительные передаточные числа ступеней привода

   $u_{\text{пкр}} \approx (0{,}8...0{,}9)\sqrt{u_o} = (0{,}8...0{,}9)\sqrt{9{,}79} = 2{,}50...2{,}81.$

   Принимаем $u_{\text{пкр}} = 2{,}76.$

   $u_{\text{пц}} = u_o / u_{\text{пкр}} = 9{,}79 / 2{,}76 = 3{,}55$ (ГОСТ2185-66).

10. Мощность на отдельных валах привода:

    $P_{\text{эд}} = 4{,}0$ кВт; $\quad P_1 = P_{\text{эд р}} = 4{,}12$ кВт;

    $P_2 = P_1 \eta_{\text{пкр}} \eta_{\text{п}} = 4{,}12 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}99 = 3{,}87$ кВт;

    $P_3 = P_2 \eta_{\text{пц}} \eta_{\text{п}} = 3{,}87 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99 = 3{,}76$ кВт.

    Частоты вращения валов привода:

    $n_{\text{эд}} = 705$ мин$^{-1}$; $n_1 = n_{\text{эд}} = 705$ мин$^{-1}$;

    $n_2 = n_1 / u_{\text{пкр}} = 705 / 2{,}76 = 255{,}43$ мин$^{-1}$;

    $n_3 = n_2 / u_{\text{пц}} = 255{,}43 / 3{,}55 = 71{,}95$ мин$^{-1}$.

    Крутящие моменты на валах привода:

    $T_{\text{эд}} = 9550\, P_{\text{эд}} / n_{\text{эд}} = 9550 \cdot 4{,}0 / 705 = 54{,}2$ Н·м;

    $T_1 = 9550\, P_1 / n_1 = 9550 \cdot 4{,}12 / 705 = 55{,}8$ Н·м;

    $T_2 = 9550\, P_2 / n_2 = 9550 \cdot 3{,}87 / 255{,}43 = 144{,}7$ Н·м;

    $T_3 = 9550\, P_3 / n_3 = 9550 \cdot 3{,}76 / 71{,}95 = 499{,}1$ Н·м.

11. Диаметры валов привода:

    $d_{\text{вал эд}} = 32{,}0$ мм; $\quad d_{\text{вал 1}} = d_{\text{вал эд}} = 32{,}0$ мм;

    $d_{\text{вал 2}} = \sqrt[3]{10^3 T_2 / (0{,}2\,[\tau])} = \sqrt[3]{10^3 \cdot 144{,}7 / (0{,}2 \cdot 20)} = 33{,}1$ мм;

    $d_{\text{вал 3}} = \sqrt[3]{10^3 T_3 / (0{,}2\,[\tau])} = \sqrt[3]{10^3 \cdot 499{,}1 / (0{,}2 \cdot 25)} = 46{,}4$ мм.

    Принимаем:

    $d_{\text{вал 2}} = 35{,}0$ мм; $\quad d_{\text{вал 3}} = 50{,}0$ мм.

Табл. 2.6.5. Энергокинематические параметры валов привода (см. рис. 2.6.1)

Вал	Тип передачи, ее обозначение и параметры	P_j, кВт	n_j, мин$^{-1}$	T_j, Н·м	$d_{\text{вал } j}$, мм
1 2 3	Клиноременная (пкр) $\eta_{\text{пкр}} = 0{,}95$; $u_{\text{пкр}} = 2{,}76$ Цилиндрическая (пц) $\eta_{\text{пц}} = 0{,}98$; $u_{\text{пц}} = 3{,}55$ $u_o = 9{,}79.$	$P_1 = 4{,}12$ $P_2 = 3{,}87$ $P_3 = 3{,}76$	$n_1 = 705$ $n_2 = 255{,}43$ $n_3 = 71{,}95$	$T_1 = 55{,}8$ $T_2 = 144{,}7$ $T_3 = 499{,}1$	$d_{\text{вал 1}} = d_{\text{эд}} = 32{,}0$ $d_{\text{вал 2}} = 35{,}0$ $d_{\text{вал 3}} = 50{,}0$
		$P_1 > P_2 > P_3$	$n_1 > n_2 > n_3$	$T_1 < T_2 < T_3$	$d_{\text{вал 2}} < d_{\text{вал 3}}$
Параметры электродвигателя		$P_{\text{эд}} = 4{,}0$	$n_{\text{эд}} = 705$	$T_{\text{эд}} = 54{,}2$	$d_{\text{эд}} = 32{,}0$

3. ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ [14, 16, 21, 26, 27, 34, 36, 39, 50]

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатая передача в простейшем виде состоит из двух находящихся в зацеплении зубчатых колес, передающих крутящий момент с изменением параметров вращательного движения.

По расположению осей колес различают:

- передачи с параллельными осями - цилиндрические передачи внешнего (рис. 3.1.1, *а*) или внутреннего зацепления (рис. 3.1.1, *б*);
- передачи с пересекающимися осями - конические передачи) (рис. 3.1.1, *в*);
- передачи с перекрещивающимися осями - червячные (рис. 3.1.1, *г*), гипоидные (рис. 3.1.1, *д*).

Разновидностью зубчатой передачи является реечная передача, состоящая из зацепляющихся шестерни и рейки и служащая для преобразования вращательного движения шестерни в возвратно-поступательное движение рейки или наоборот (рис. 3.1.1, *ж*).

Зубчатые передачи применяют не только в виде пары зацепляющихся зубчатых колес, но и в более сложных сочетаниях, образующих многоступенчатые зубчатые передачи, передачи с вращающимися осями колес (планетарные передачи, рис. 3.1.1, *е*), волновые передачи и т.д.

Зубчатые колеса выполняют с прямыми (рис. 3.1.2, *а*, *д*), косыми (рис. 3.1.2, *б*, *е*), шевронными (рис. 3.1.2, *в*), арочными (рис. 3.1.2, *г*) и круговыми (рис 3.1.2, *ж*) зубьями.

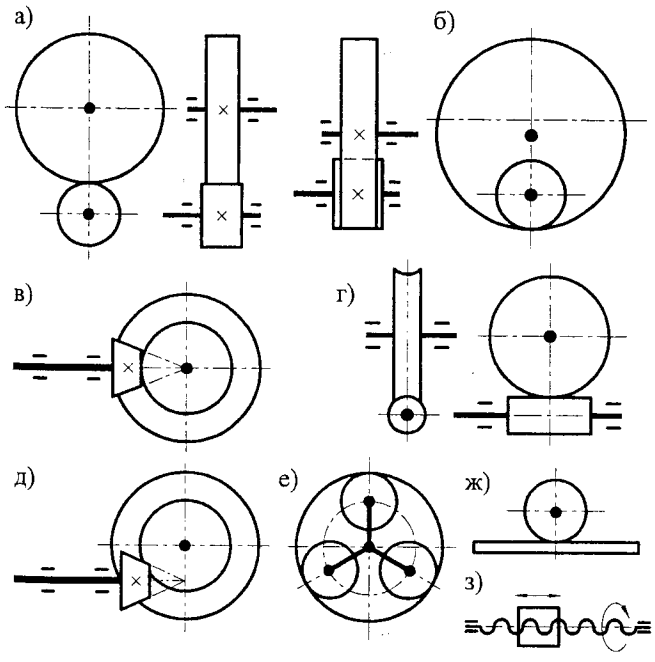


Рис. 3.1.1. Виды зубчатых передач:
а) цилиндрические внешнего зацепления; б) цилиндрические внутреннего зацепления; в) конические; г) червячные; д) гипоидные; е) планетарные; ж) реечные; з) передачи "винт-гайка"

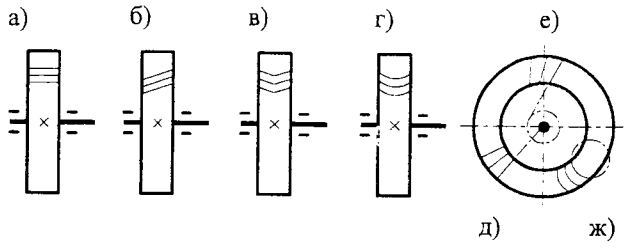


Рис. 3.1.2. Виды зубьев зубчатых передач:
а), д) прямые; б), е) косые; в) шевронные; г) арочные; ж) круговые

Преимущества передач:

- высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габаритные размеры;
- большая долговечность и высокая надежность работы;
- постоянство передаточного отношения и высокий КПД;
- возможность применения в широком диапазоне мощностей (до десятков тысяч кВт), скоростей (до 150 м/с) и передаточных чисел.

Недостатки передач:

- повышенные требования к точности изготовления;
- шум при больших скоростях.

Меньшее из пары зубчатых колес обычно называют шестерней, а большее - колесом. Термин "зубчатое колесо" является общим. Параметрам шестерни приписывается индекс 1, а параметрам колеса - 2.

Основные кинематические, геометрические и силовые соотношения и параметры:

- число зубьев шестерни и колеса z_1 и z_2;
- передаточное число $u = z_2/z_1$;
- шаг по делительной окружности, равный шагу инструментальной рейки, t, мм;
- модуль зацепления $m = t/\pi$, мм. Значения модулей стандартизированы;
- диаметры делительных окружностей, по которым обкатывается инструмент при нарезании колес:
  - для прямозубых колес
    $$d_{1(2)} = z\,t/\pi = m z_{1(2)},\ \text{мм}\quad (\beta = 0°);$$
  - для косозубых колес
    $$d_{1(2)} = m z_{1(2)}/\cos\beta,\ \text{мм}\quad (\beta > 0°);$$
- угол наклона зуба, $\beta°$;
- диаметры основных окружностей, разверткой которых являются эвольвенты зубьев,
  $$d_{b\,1(2)} = d_{1(2)}\cos\alpha,\ \text{мм};$$
- профильный угол инструмента (угол зацепления) $\alpha°$;
- диаметры начальных окружностей, по которым зубчатые колеса обкатываются в процессе зацепления, $d_{w\,1(2)}$, мм. Для зубчатых колес без смещения начальные и делительные окружности совпадают.
  $$d_{w\,1(2)} = d_{1(2)} = m z_{1(2)},\ \text{мм}\quad (\beta = 0°);$$
  $$d_{w\,1(2)} = d_{1(2)} = m z_{1(2)}/\cos\beta,\ \text{мм}\quad (\beta > 0°);$$

- межосевое расстояние передачи
  $a_w = 0{,}5(d_{w1}+d_{w2}) = 0{,}5m(z_1+z_2)$, мм $(\beta = 0°)$;
  $a_w = 0{,}5(d_{w1}+d_{w2}) = 0{,}5m(z_1+z_2)/\cos\beta$, мм $(\beta > 0°)$.

Выход из строя зубчатых передач обусловливается:

- **усталостным выкрашиванием поверхностей зубьев (*питинг*).**

Условие прочности $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$,

где σ_H - контактные напряжения; σ_{HP} - допускаемые контактные напряжения;

- **усталостным изломом зуба у его основания.**

Условие прочности $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$,

где σ_F - напряжения изгиба; σ_{FP} - допускаемые напряжения изгиба;

- **статическим изломом зуба у его основания.**

Условие прочности $\sigma_{F\,max} \leq \sigma_{FP\,max}$,

где $\sigma_{F\,max}$ - максимальные напряжения изгиба при перегрузке передачи; $\sigma_{FP\,max}$ - максимальные допустимые напряжения изгиба при перегрузке передачи;

- **пластической деформацией поверхностей зубьев.**

Условие прочности $\sigma_{H\,max} \leq \sigma_{HP\,max}$,

где $\sigma_{H\,max}$ - максимальные контактные напряжения при перегрузке передачи; $\sigma_{HP\,max}$ - максимальные допустимые контактные напряжения при перегрузке передачи.

Для повышения изгибной и контактной прочности, устранения возможности заедания и задира зубьев, для получения стандартных межосевых расстояний прямозубых передач используют корригирование зацепления.

3.2. МАТЕРИАЛЫ, ТЕРМООБРАБОТКА И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

3.2.1. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС [9, 43]

Основными материалами, из которых изготовляют зубчатые колеса, являются стали, подвергнутые термообработке. По сравнению с другими материалами они в наибольшей степени обеспечивают усталостную контактную и изгибную прочность зубьев. Реже зубчатые колеса изготовляют из чугуна, сплавов цветных материалов или пластмасс.

В зависимости от твердости рабочих поверхностей стальных зубьев различают:

- колеса с твердостью по Бринеллю $\leq$ НВ 350 (нормализованные, улучшенные);
- колеса с твердостью по Бринеллю > НВ 350 (закаленные, цементированные, нитроцементированные, азотированные, цианированные).

Зубчатые колеса с твердостью по Бринеллю $\leq$ НВ 350 нарезают (чистовое нарезание) после окончательной термообработки. При этом получают высокую точность изготовления зубьев без применения дорогих отделочных операций. Стальные зубья с указанной твердостью хорошо прирабатываются, не подвергаются хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Такие колеса применяются в передачах с малой и средней степенью нагруженности, а также в передачах с большими размерами колес, термообработка которых затруднена.

Зубчатые колеса с твердостью по Бринеллю НВ > 350 нарезают (чистовое нарезание) до окончательной термообработки. Так как термообработка вызывает коробление зубьев, что снижает точность зубьев, то для их исправления используют отделочные операции термообработанных до высокой твердости зубьев (шлифование, притирка, обкатка). Исправление таких зубьев требует специального дорогостоящего оборудования, что значительно повышает стоимость колес. Снижение точности зубьев в процессе термообработки часто компенсируют ужесточением на одну (две) степени норм точности на предшествующих операциях или же применением сталей устойчивых против коробления.

Применение зубчатых колес с твердостью по Бринелю > НВ 350 значительно повышает усталостную контактную прочность зубьев и, соответственно, нагрузочную способность передачи, что приводит к снижению габаритов передачи, возрастает износостойкость колес и сопротивление заеданию зубьев. Однако зубья с большой твердостью рабочих поверхностей плохо прирабатываются, что требует высокой точности их изготовления.

Чугуны применяют для изготовления преимущественно крупногабаритных тихоходных ($\vartheta < 1$ м/с) зубчатых колес и, в особенности, колес открытых передач. Такие передачи могут работать при недостаточной смазке, они хорошо сопротивляются заеданию. Колеса из чугуна значительно дешевле колес из стального литья, поэтому высокопрочные чугуны широко применяют вместо стального литья для изготовления закрытых передач. Основной недостаток чугунов - их пониженная изгибная прочность, особенно при ударных нагрузках.

Зубчатые колеса из древеснослоистых пластиков (ДСП), текстолита, полиамидов используют при небольших передаваемых нагрузках. Они способны амортизировать ударные нагрузки, гасить колебания и тем самым обеспечивать бесшумность работы передачи.

Выбор материалов для зубчатых колес и вида их термической обработки зависит, в первую очередь, от желаемого технического уровня изделия, масштаба производства (единичное или серийное), условий эксплуатации и технологических возможностей предприятия-изготовителя.

На практике применяют следующие варианты термообработки зубьев зубчатых колес [9], [43]:

1. **Передачи зубчатые открытые** - передачи малой степени нагруженности, с окружной скоростью колес $\vartheta < 1{,}0$ м/с, допускающие приработку зубьев вследствие несоосности валов передачи, производство индивидуальное.

Рекомендуемые материалы - Ст5, Ст6 (ГОСТ 380-94); 35, 40, 45 (ГОСТ 1050-88); 35Л, 40Л (ГОСТ 977-88). Термообработка (ТО) - нормализация, НВ 170...270.

2. **Передачи зубчатые закрытые.**

2.1. Передачи малой и средней степени нагруженности в индивидуальном производстве.

Рекомендуемые сочетания материалов в табл. 3.2.1.

Табл. 3.2.1.

Материал шестерни	Материал колеса
45	35, 40Л, 45Л, Ст5
55	40, 45, 45Л, Ст6
40Х	55, 40ХЛ
40ХН	40Х, 45Х

ТО шестерни - улучшение, твердость НВ 260...300. ТО колеса - улучшение, твердость НВ 230...260. Возможно использование для шестерни и колеса одинаковых марок сталей.

2.2. Передачи с малой и средней степенью нагруженности в мелкосерийном производстве.

Рекомендуемые материалы - 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 35ХГС, 38ХС, 45ХНМ (ГОСТ 4543-71).ТО шестерни - улучшение и объемная закалка (закалка ТВЧ, пламенная закалка), твердость 45...53 HRC. ТО колеса - улучшение, НВ 270...300. Возможно использование для шестерни и колеса одинаковых марок сталей. При закалке ТВЧ и пламенной закалке глубина закаленного слоя не менее 1,5 мм.

Особенности сталей - повышенная чувствительность к концентраторам напряжений, склонность к образованию трещин.

2.3. Передачи малой и средней степени нагруженности в серийном производстве.

Рекомендуемые материалы - 45, 45, 50, 50Г, 40Х, 40ХН, 40ХН2МА, 38ХС. Марки сталей одинаковые для шестерни и колеса. ТО шестерни и колеса одинаковая - улучшение и закалка ТВЧ (объемная закалка, пламенная закалка), твердость 45...53 HRC. При закалке ТВЧ и пламенной закалке глубина закаленного слоя не менее 1,5 мм.

Особенности сталей - повышенная чувствительность к концентраторам напряжений, небольшие деформации при ТО.

2.4. Передачи малой и средней степени нагруженности, работающие без перегрузок.

Рекомендуемые материалы - 38ХН3МФА, 38Х2МЮА, 40ХН2МА, 40Х2ИЮА, 38Х2Ю. ТО - азотирование. Твердость поверхностей 550...800 HV (55...70 HRC).

Особенности сталей - высокая поверхностная твердость, небольшие деформации при ТО.

2.5. Передачи средней степени нагруженности с нешлифованными зубьями в серийном и массовом производствах.

Рекомендуемые материалы колеса, ТО и их твердость - по п. 2.3. Рекомендуемые материалы шестерни - 20, 20Х, 25ХГТ, 25ХГМ, 20ХН2М, 12ХН3А, 18ХГТ, 20ХГТ, 20ХГНР, 20ХГР. ТО - улучшение, нитроцементация и закалка. Твердость 56...62 HRC. Снижение точности зубьев в процессе ТО компенсируется ужесточением на одну или две степени норм точности на предшествующих операциях.

Особенности сталей - высокая износостойкость и поверхностная твердость зубьев, небольшие деформации при ТО, хрупкость рабочих поверхностей.

2.6. Передачи средней и высокой степени нагруженности с нешлифованными зубьями в массовом изводстве.

Рекомендуемые материалы - АЦ45, АЦ50Х, АЦ5Х, АЦ25ХГТ. ТО - объемная закалка, твердость 45...53 HRC. Снижение точности зубьев в процессе ТО компенсируется ужесточением на одну или две степени норм точности на предшествующих операциях.

Особенности сталей - улучшенная обрабатываемость.

2.7. Передачи высокой степени нагруженности с нешлифованными зубьями в массовом производстве.

Рекомендуемые материалы, одинаковые для шестерни и колеса, - 15Х, 20Х, 12ХН3А, 15ХФ, 12ХН2, 20ХН, 20ХН3А, 25ХГМ, 18ХГТ, 20ХГТ, 20ХГР, 30ХГР, 20ХГНР, 18ХНВА, 20ХГСА. ТО - улучшение, цементация и закалка. Твердость 56...62 HRC. Глубина цементированного слоя не менее $0{,}15m$ с округлением до десятых долей мм, но не более 2,1 мм. Снижение точности зубьев в процессе ТО компенсируется ужесточением на одну или две степени норм точности на предшествующих операциях.

Особенности сталей - высокая несущая способность зубьев, средние деформации при ТО.

2.8. Передачи ответственные высокой степени нагруженности со шлифованными зубьями в массовом производстве.

Рекомендуемые материалы, одинаковые для шестерни и колеса, - 12Х2Н4А, 18Х2Н4МА, 18Х2Н4ВА, 20Х2Н4А, 14ХГСН2МА. ТО - улучшение, цементация и закалка. Твердость поверхностей 57...62 HRC. Глубина цементированного слоя не менее $0{,}15m$ с округлением до десятых долей мм, но не более 2,0 мм.

Особенности сталей - наибольшая несущая способность зубьев, склонность к образованию трещин.

2.9. Передачи высокой степени нагруженности с нешлифованными зубьями в массовом производстве.

Рекомендуемые материалы, одинаковые для шестерни и колеса, - 25ХНТЦ, 25ХГСНТ, 18ХНМФА, 25ХГМФА, 15ХГНТРА, 25ХНГМЮА, 25Х ГНМТ, 14ХГСН2МА.

ТО - улучшение, цементация и закалка.Твердость поверхностей 56...62 HRC. Глубина цементированного слоя не менее $0{,}15\,m$ с округлением до десятых долей мм, но не более 2,1 мм. Снижение точности зубьев в процессе ТО компенсируется ужесточением на одну или две степени норм точности на предшествующих операциях.

Особенности сталей - экономнолегированные стали с высокой контактной прочностью и более низкой стоимостью. Взамен сталей по п. 2.8.

Представленные варианты термообработки зубьев зубчатых колес согласуются с представленными в [9] пятью группами материалов и видами их термообработки. Причем, группа I включает варианты 1 и 2.1 по настоящему изданию, ТО шестерни и колеса - улучшение (нормализация); группа II включает вариант 2.2, ТО шестерни - улучшение и закалка, ТО колеса - улучшение; группа III включает вариант 2.3 и 2.4 , ТО шестерни и колеса одинаковая - улучшение и закалка; группа IV включает вариант 2.5 и 2.6, ТО шестерни - улучшение, цементация и закалка, ТО колеса - улучшение и закалка; группа V включает варианты 2.7, 2.8 и 2.9, ТО шестерни и колеса одинаковая - улучшение, цементация (нитроцементация) и закалка.

Применение зубчатых колес с высокой твердостью позволяет увеличить передаваемый момент в несколько раз при одинаковых габаритах с улучшенными колесами.

3.2.2. ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ ПРОЕКТИРУЕМЫХ РЕДУКТОРОВ

Технический уровень проектируемых редукторов оценивают удельной массой γ, определяемой как частное от деления массы редуктора на номинальный крутящий момент на выходном валу,

$$\gamma = m/T_2, \text{ кг/Н·м}.$$

Удельная масса редукторов должна быть не более:

- указанной на рис. 3.2.1 - для горизонтальных редукторов с чугунными корпусными деталями;
- 1,1 от указанной на рис. 3.2.1 - для вертикальных редукторов;
- 0,7 от указанной на рис. 3.2.1 - для редукторов с корпусными деталями из алюминиевых сплавов.

Оценку технического уровня редукторов определяют по ГОСТ 16162-93 (табл. 3.2.2).

Табл. 3.2.2. Качественная оценка технического уровня редукторов

γ, кг/Н·м	Технический уровень	Рекомендуем. группа материалов
< 0,06	**Высший**, редуктор соответствует рекордным образцам.	2.6 - 2.9
0,06...0,1	**Высокий**, редуктор соответствует современным мировым образцам.	2.2 - 2.6
0,1...0,2	**Средний**, в большинстве случаев производство экономически оправдано.	1; 2.1
> 0,2	**Низкий**, редуктор морально устарел.	

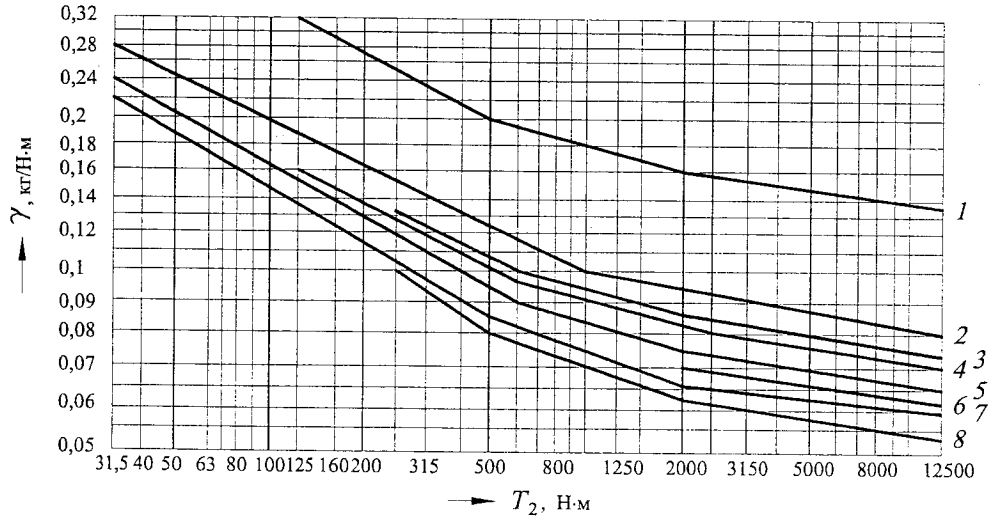


Рис. 3.2.1. Зависимость удельной массы редукторов от крутящего момента на выходном валу.
Редуктор: *1* - конический (u = 2...2,8); *2* - коническо-цилиндрический двухступенчатый, червячный одноступенчатый ($a_w \geq 100$ мм); *3* - коническо-цилиндрический трехступенчатый, червячно-цилиндрический и цилиндро-червячный двухступенчатый, цилиндрический трехступенчатый с несимметричной схемой; *4* - конический (u = 3,15...5); *5* - цилиндрический двухступенчатый с несимметричной схемой, червячной двухступенчатый; *6* - цилиндрический трехступенчатый с симметричной схемой; *7* - цилиндрический двухступенчатый с симметричной схемой, цилиндрический соосный двухступенчатый; *8* - цилиндрический одноступенчатый, цилиндрический двухступенчатый с несимметричной схемой ($a_w \geq 400$ мм)

Желание сконструировать редуктор с заданным техническим уровнем определяет выбор соответствующей марки стали из групп материалов, приведенных в 3.2.1, и соответствующей термической обработки, представленной в 3.2.3.

3.2.3. ТЕРМООБРАБОТКА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Отжиг - вид термообработки (стали, чугуна), заключающийся в нагреве изделия до определенной температуры, выдержки при этой температуре и последующим, обычно медленным, охлаждением. Цель отжига - снижение твердости для улучшения обрабатываемости, структуры и достижения большей однородности металла, снятия внутренних напряжений.

Полный отжиг заключается в нагреве изделия на 30...50° выше верхней критической точки (ВКТ) с последующим медленным (50...100°/ч.) охлаждением до 500...600°С. Если охлаждение выполняется на воздухе, то имеет место нормализация.

Неполный отжиг заключается в нагреве изделия до температуры между ВКТ и нижней критической точками (НКТ) с последующим медленным охлаждением. Цель - снижение твердости и улучшение обрабатываемости резанием.

Для легированных сталей выполняется изотермический отжиг, заключающийся в нагреве до температуры выше ВКТ, выдержке, охлаждении до температуры ниже НКТ, выдержке с последующим медленным охлаждением.

Старение - операция термообработки, которая обеспечивает изменение механических свойств, обусловленных термодинамической неравновесностью исходного состояния и постоянным приближением структуры к равновесному состоянию.

Нормализация - вид термообработки стали, заключающийся в нагреве ее на 20...25° выше температуры ВКТ, выдержке при этой температуре с последующим охлаждением на спокойном воздухе (скорость охлаждения 150...250 °/ч.). Цель нормализации - придание стали однородной мелкозернистой структуры (не достигнутой при предыдущих процессах - литье, ковке, прокатке) и, как следствие, повышение ее механических свойств (пластичности, ударной вязкости).

Режим нормализации определяется температурой нагрева, временем выдержки при этой температуре и скоростью охлаждения.

Отпуск - вид термообработки стали, заключающийся в нагреве до температуры ниже НКТ, выдержке при этой температуре с последующим охлаждением. Цель отпуска - достижение оптимального сочетания твердости, прочности, пластичности и ударной вязкости. С повышением температуры отпуска (отпуск низкий - 120...250°С, отпуск высокий 550...600°С) твердость и прочность понижаются, пластичность и ударная вязкость повышаются.

Закалка - вид термообработки стали, заключающийся в ее нагреве на 20...25°С выше температуры ВКТ с последующим быстрым охлаждением с целью фиксации высокотемпературного состояния и предотвращения (подавления) нежелательных процессов, происходящих при медленном охлаждении. Цель закалки - получение полностью мартенситной структуры (без продуктов распада аустенита), т.е. подавление при быстром охлаждении распада аустенита и сохранение его до температуры, при которой начинается мартенситное превращение.

В зависимости от условий охлаждения различают закалку изотермическую и ступенчатую. При изотермической закалке сталь нагревают до температуры выше ВКТ (полная закалка, когда сталь полностью превратится в аустенитное состояние) или до температуры между ВКТ и НКТ (неполная закалка, когда в охлажденной структуре могут сохраняться фазы феррита, цементита), затем быстро охлаждают до температуры ниже НКТ с последующей изотермической выдержкой, при которой происходит превращение аустенита в перлитные структуры. Окончательные свойства стали определяются температурой изотермической выдержки - твердость и прочность стали возрастают по мере снижения температуры.

При ступенчатой закалке охлаждение с большой скоростью производят до температуры, несколько превышающей температуру НКТ, дают выдержку для выравнивания температуры по всей толщине изделия, а затем медленно охлаждают до образования структуры мартенсита.

Закаленная сталь отличается хрупкостью. Поэтому после закалки ее подвергают отпуску, в результате чего сталь становится более пластичной. Это определяет широкое применение:

- закалки для получения высокой твердости;
- закалки с отпуском для получения средней твердости с хорошими конструкционными свойствами.

Улучшение - вид термообработки стали, заключающийся в ее закалке с последующим высоким отпуском при температуре 550...600°С. Цель улучшения - достижение однородной дисперсной структуры, обеспечивающей хорошее сочетание прочности, пластичности и ударной вязкости.

Цементация - вид химико-термической обработки стали, заключающийся в диффузионном насыщении слоя изделия углеродом при нагреве в соответствую-

щей среде. Цель цементации - повышение твердости и износостойкости поверхности, что достигается насыщением поверхностного слоя углеродом до 0,8... 1,2 % с последующей закалкой и низким отпуском. При этом сердцевина изделия не насыщается углеродом и сохраняет высокую вязкость.

Максимальная глубина цементации 1,5...2,0 мм. Для зубчатых колес она составляет 0,4...0,8 мм. Пример контроля глубины цементации зубчатых колес представлен на рис. 3.3.34-3.3.36.

Цементация с последующим отпуском повышает предел выносливости стали и понижает чувствительность к концентраторам напряжений.

Различают цементацию твердыми углеродосодержащими смесями (карбюризаторами) и газовую. Чаще используют газовую цементацию, при которой легче регулировать концентрацию углерода в слое изделия, сокращается также процесс цементации.

Азотирование - вид химико-термической обработки стали, заключающийся в насыщении поверхности деталей азотом. Цель азотирования - повышение твердости, износостойкости, предела усталости и коррозионной стойкости.

Азотированию подвергают легированные стали, особенно хромоалюминиевые, стали, содержащие ванадий и молебден, которые после азотирования по износостойкости значительно превосходят цементированные стали.

Азотирование выполняют при температуре 500... ...600°С в среде аммиака.

Цианирование - вид химико-термической обработки сталей, заключающийся в диффузионном комплексном насыщении поверхности изделия углеродом и азотом посредством расплавов, содержащих цианистые соли, при температуре 820...860°С (среднетемпературное цианирование) или при 930...950°С (высокотемпературное цианирование - цементация).

Цель цианирования - повышение твердости, износостойкости и предела выносливости стали.

Глубина диффузионного слоя 0,15...0,60 мм при насыщении поверхности углеродом до 0,6...0,7 % и азотом 0,2...1,2 % - среднетемпературное цианирование или 0,5...2,0 мм - при насыщении поверхности углеродом до 0,8...1,7 % и азотом 0,2...0,3 % - высокотемпературное цианирование.

После цианирования выполняют закалку и низкий отпуск.

Процесс высокостоимостный, с ядовитыми субстанциями, вызывающий загрязнение окружающей среды.

Нитроцементация - вид химико-термической обработки, заключающийся в диффузионном насыщении поверхности стали (чугуна) азотом и углеродом при 500...700°С или при 840...930°С - соответственно низкотемпературная и высокотемпературная нитроцементация.

Цель нитроцементации - повышение твердости, износостойкости и предела выносливости стали.

Глубина диффузионного слоя 0,25...1,50 мм.

3.2.4. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Желаемый технический уровень редуктора.
2. Частота вращения n_1, n_2, мин$^{-1}$.
3. Передаточное число u.
4. Продолжительность работы передачи L_h, ч. или $n_{год}$ - число лет работы; $n_{см}$ - число смен; $k_{год}$, $k_{сут}$ - коэффициенты использования передачи в году и за сутки соответственно.
5. Режим нагружения передачи (рис. 3.2.3) или циклограмма нагружения (рис. 3.2.2)

$$\left.\begin{array}{ll} t_j/L_h & (\Sigma(t_j/L_h)=1), \\ T_j/T_1 & (T_j/T_1 \leqslant 1). \end{array}\right\} \ (j = \text{I, II, III...})$$

6. Реверсивность передачи.
7. Масштаб продукции (единичная, серийная).

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 (для предотвращения *питинга*), что требует определения допускаемых напряжений σ_{HP} для проектировочного расчета, когда неизвестны размеры и параметры зубчатой передачи. Для таких передач проверочный расчет контактной выносливости $\sigma_H \leqslant \sigma'_{HP}$, а также выносливости зубьев при изгибе $\sigma_F \leqslant \sigma'_{FP}$ требует определения допускаемых напряжений σ'_{HP} и σ'_{FP} для проверочного расчета, когда параметры и размеры передачи уже определены.

Для **открытых** зубчатых передач определение их размеров осуществляется проектировочным расчетом на контактную выносливость зубьев (для предотвращения абразивного износа), что требует определения допускаемых напряжений σ_{HP} для проектировочного расчета, когда не известны параметры и размеры передачи.

ВЫБИРАЮТ:

1. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ИХ ТЕРМООБРАБОТКУ (см. 3.2.1, 3.2.3, табл. 3.2.4)

Условие выбора материалов (с учетом желаемого технического уровня проектируемого редуктора (3.2.2)):

- для колес с твердостью $HB_{1(2)} < 350$

$$HB_1 = HB_2 + (20...40);$$

- для колес с твердостью $HB_{1(2)} > 350$ $\quad HB_1 = HB_2$.

Зависимости $HRC = f(HB)$, $HV = f(HB)$ (рис. 3.2.6).

Выходные параметры выбора материалов:
- материал шестерни - $НВ_1$; $\sigma_{в1}$; $\sigma_{т1}$, МПа;
- материал зубчатого колеса - $НВ_2$; $\sigma_{в2}$; $\sigma_{т2}$, МПа.

2. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

(для **проектировочного** расчета зубчатых передач)

2.1. Базовое число циклов, соответствующее пределу выносливости для шестерни и зубчатого колеса

$$N_{H\lim 1(2)} = f(НВ_{1(2)})$$ (рис. 3.2.5)

(для $НВ_{1(2)} \le 200$ $N_{H\lim 1(2)} = 10 \cdot 10^6$).

2.2. Эквивалентное число циклов

$$N_{HE1(2)} = 60\, n_{1(2)} L_h c\, k_{HE},$$

где $L_h = n_{год} 365\, n_{см} 8\, k_{год} k_{сут}$ - продолжительность работы передачи, ч.;

$c = 1, 2, \ldots$ - число зацеплений зуба за один оборот колеса (из схемы привода) (см. рис. 3.2.4);

$k_{HE} = \Sigma((T_j/T_1)^{0,5 q_H} (t_j/L_h))$ (j = I, II, III, ...) - коэффициент приведения переменного режима нагружения передачи к эквивалентному постоянному. Определяется в соответствии с циклограммой (см. рис. 3.2.2). Для типового режима нагружения педачи (см. рис. 3.2.3) k_{HE} определяется по табл. 3.2.3;

$q_H = 6$ - показатель степени кривой усталости.

2.3. Коэффициент долговечности

$$Z_{N1(2)} = \sqrt[q_H]{N_{H\lim 1(2)}/N_{HE1(2)}} \quad (1 \le Z_N \le Z_{N\max}).$$

При $N_{H\lim 1(2)} \le N_{HE1(2)}$

$$Z_{N1(2)} = \sqrt[20]{N_{H\lim 1(2)}/N_{HE1(2)}} \le 0{,}75.$$

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,

$$\sigma_{H\lim 1(2)} = f(НВ_{1(2)}).$$ (рис. 3.2.5).

2.5. Расчетные допускаемые контактные напряжения, МПа, $\sigma_{H1(2)} = 0{,}9\sigma_{H\lim 1(2)} Z_{N1(2)} / S_{H1(2)}$,

где S_H - коэффициент запаса прочности (п. 2.3).

2.6. Допускаемые контактные напряжения, МПа:

- для цилиндрических прямозубых колес

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H1(2)\min};$$

- цилиндрических (шевронных) и конических колес $\sigma_{HP} = 0{,}45(\sigma_{H1} + \sigma_{H2})$;

$1{,}25\,\sigma_{H1(2)\min} \ge \sigma_{HP} \ge \sigma_{H1(2)\min}$ - для цилиндрических колес;

$1{,}15\,\sigma_{H1(2)\min} \ge \sigma_{HP} \ge \sigma_{H1(2)\min}$ - для конических колес.

3. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

для **проверочного** расчета зубчатых передач (определяют 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

$$\sigma'_{H1(2)} = \sigma_{H\lim 1(2)} Z_{N1(2)} Z_R Z_\vartheta Z_X / S_{H1(2)},$$ МПа,

где Z_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхностей зубьев, (табл. 3.3.29):

- для R_O 1,25...0,63 $Z_R = 1{,}00$;
- для R_O 2,5...1,25 $Z_R = 0{,}95$;
- для R_O 10...2,5 $Z_R = 0{,}90$;

Z_ϑ – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости колес, (рис. 3.2.7);

Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, (рис. 3.2.8).

Для $d_w < 700$ мм $Z_X = 1{,}0$.

4. ДОПУСКАЕМЫЕ ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

для **проверочного** расчета зубчатых передач (определяются в ходе расчета зубчатых передач после выбора их параметров)

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

4.2. Эквивалентное число циклов

$$N_{FE1(2)} = 60\, n_{1(2)} L_h c\, k_{FE},$$

где $k_{FE} = \Sigma((T_j/T_1)^{q_F} (t_j/L_h))$ (j = I, II, III, ...) или по табл. 3.2.2; $q_F = 6{,}0$ - для $НВ \le 350$;

$q_F = 9{,}0$ - для $НВ > 350$;

c, L_h (п. 2.2).

4.3. Коэффициент долговечности

$$Y_{N1(2)} = \sqrt[q_F]{N_{F\lim}/N_{FE1(2)}}$$

$1 \le Y_N \le 4{,}0$ - для $НВ \le 350$;

$1 \le Y_N \le 2{,}5$ - для $НВ > 350$.

Для $N_{F\lim 1(2)} \le N_{FE1(2)}$ $Y_N = 1$.

4.4. Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа,

$$\sigma_{F\lim 1(2)} = f(НВ_{1(2)})$$ (табл. 3.2.5).

4.5. Допускаемые изгибные напряжения, МПа,

$$\sigma'_{FP1(2)} = \sigma_{F\lim 1(2)} Y_{N1(2)} Y_A Y_R Y_X / S_F,$$

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;

Y_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба.

$Y_R = 1{,}0$ - для нешлифованной поверхности;

Y_R (табл. 3.2.5) – для шлифованной переходной поверхности зуба);

Y_X - коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса,

$$Y_X = 1{,}05 - 0{,}000125\, d_{w1(2)};$$

$S_F = (1{,}7...2{,}2)$ – коэффициет запаса прочности (бóльшие значения для литых заготовок).

5. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Контактные $\sigma_{HP\max 1(2)}$, МПа
Изгибные $\sigma_{FP\max 1(2)}$, МПа } (табл. 3.2.5).

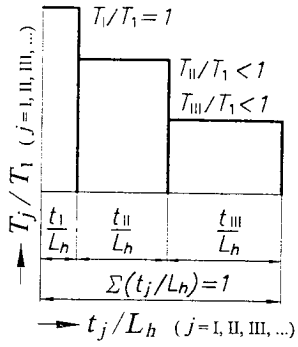


Рис. 3.2.2. Циклограмма нагружения передачи

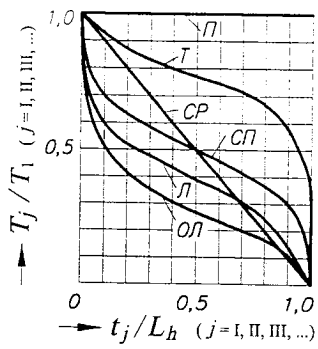


Рис. 3.2.3. Типовые режимы нагружения передачи

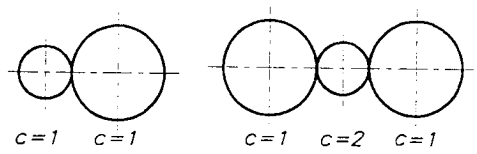


Рис. 3.2.4. Значения коэффициента c

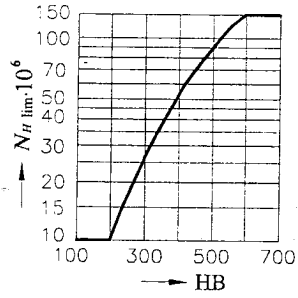


Рис. 3.2.5. Зависимость $N_{H\,lim} = f(\text{HB})$

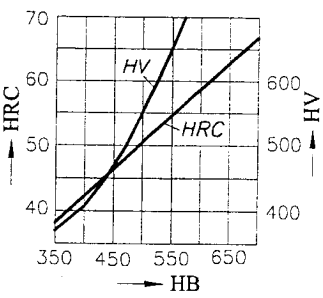


Рис. 3.2.6. Кривые для пересчета твердости HRC и HV на единицы HB

Табл. 3.2.3. Значения k_{HE} и k_{FE} для типовых режимов нагружения передачи (рис. 3.2.3)

Типовые режимы нагружения	k_{HE}	k_{FE}	
		Термообработка	
		улучшение	цементация + закалка
П - постоянный	1,000	1,000	1,000
Т - тяжелый	0,500	0,300	0,200
СР - средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
СН - средний нормальный	0,180	0,065	0,040
Л - легкий	0,125	0,038	0,016
ОЛ - особо легкий	0,063	0,013	0,004

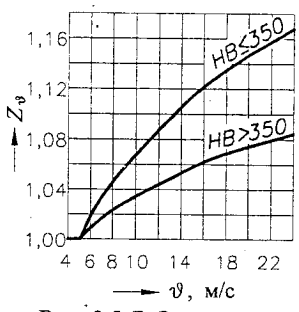


Рис. 3.2.7. Зависимость $Z_\vartheta = f(\vartheta)$

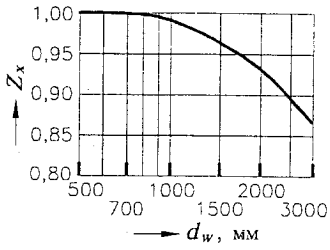
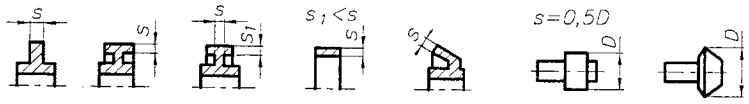


Рис. 3.2.8. Зависимость $Z_x = f(d_w)$

Табл. 3.2.4. Типовые материалы и их механические характеристики для открытых передач и редукторов (с малой и средней степенью нагруженности) [14, 18]



	Марка стали	Сечение S, мм	HB сердцев.	HRC поверхн.	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	Вид ТО
Редукторы общ.применения, открытые передачи (ϑ < 1м/с)	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		700...800	530	У
		> 80	179...228		640	350	Н
	40Х	< 100	230...260		850	550	У
		< 100	220...280	44...52	750	520	З
		< 60	260...280		950	700	У
		< 60	240...280	44...52	1000	800	З
Редукторы общего применения	45Х	< 100	230...280		850	650	У
		< 100	220...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
		< 80		45...53	1500	1300	З
	35ХГСА	< 30		46...53	1800	1400	З
		< 40	310		1100	960	У
		< 60	270		980	880	У
	20Х	< 60		56...63	650	400	Ц+З
	12ХН3А	< 60		56...63	920	700	Ц+З
	25ХГТ	< 40		58...63	1150	950	Ц+З
	38ХМЮА		HV 850...900	30...35	1050	900	А

Материалы для редукторов ограниченных габаритных размеров и редукторов специальных - табл. 15.2.1, 15.2.2.

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

Табл. 3.2.5. Пределы контактной выносливости и выносливости при изгибе материалов зубчатых колес

Термообработка	Твердость		$\sigma_{H\,\lim}$, МПа	$\sigma_{F\,\lim}$, МПа	Y_R ***	$\sigma_{HP\,\max}$, МПа	$\sigma_{FP\,\max}$, МПа
	поверхностная	сердцевины					
Отжиг, нормализация, улучшение	НВ ≤ 350		2·НВ+70	1,75·НВ	1,2	$2{,}8\sigma_т$	2,7·НВ
Закалка (3):							
- объемная	HRC 38...52		18·HRC+150	460...580	1,2		1400
- поверхностная	HRC 48...54	HRC 25...35*	17·HRC+200	550...900	1,05	40·HRC	1260*
		HRC 42...50**					1430**
Цементация+З	HRC 54...63	HRC 30...45	23·HRC	750	1,05	40·HRC	1200
Нитроцементация+З	HRC 57...63	HRC 30...45	23·HRC	1000	1,05	40·HRC	1520
Азотирование	HV 550...850	HRC 24...40	1050	12·HRC+290	1,05	3·HV	1000

* Закалка ТВЧ по всему контуру (m ≥ 3 мм).

** Закалка ТВЧ сквозная с охватом впадины (m < 3 мм).

*** Значения представлены для полирования переходной поверхности зуба. Для шлифования и зубофрезерования при шероховатости переходной поверхности не более $R_a = 10{,}0$ мкм $Y_R = 1$.

ПРИМЕР 1

ЗАДАНИЕ: *Выбрать материалы, их термообработку и определить допускаемые напряжения для закрытой зубчатой передачи.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Технический уровень проектируемого редуктора - высокий.

Частоты вращения зубчатых колес

$n_1 = 255{,}4$ мин$^{-1}$; $n_2 = 71{,}95$ мин$^{-1}$ (2.6, пример).

Передаточное число $u = 3{,}55$.

Число лет работы $n_{год} = 5{,}0$; число смен $n_{см} = 2{,}0$.

Коэффициенты использования передачи в году и за сутки соответственно $k_{год} = 0{,}75$; $k_{сут} = 0{,}60$.

Режим нагружения передачи (рис. 3.2.2):

$T_I/T_1 = 1{,}0$; $t_I/L_h = 0{,}6$; $(T_j/T_1 \leq 1$;

$T_{II}/T_1 = 0{,}8$; $t_{II}/L_h = 0{,}2$; $\Sigma[t_j/L_h] = 1$;

$T_{III}/T_1 = 0{,}5$. $t_{III}/L_h = 0{,}2$. j = I, II, III...).

Производство массовое или крупносерийное.

РЕШЕНИЕ:

1. МАТЕРИАЛЫ ШЕСТЕРНИ И ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Для высокого технического уровня проектируемого редуктора и при массовой продукции зубчатых колес выбираем следующие материалы шестерни и колеса (3.2.2 п. 2.7):

- материал шестерни - 20ХН3А ГОСТ 4543-71,

$HRC_1 = 57$; $\sigma_{в1} = 680$ МПа; $\sigma_{т1} = 390$ МПа;

- материал колеса - 20ХН3А ГОСТ 4543-71,

$HRC_2 = 57$; $\sigma_{в2} = 680$ МПа; $\sigma_{т2} = 390$ МПа.

Термообработка – изотермический отжиг, цементация и закалка.

2. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ для проектировочного расчета закрытых передач

2.1. Базовое число циклов, соответствующее пределу выносливости для шестерни и зубчатого колеса, $N_{H\,\lim 1(2)} = f(\text{НВ } 570) = 130 \cdot 10^6$ (рис. 3.2.5).

Твердости HRC 57 соответствует НВ 570 (рис. 3.2.6).

2.2. Эквивалентное число циклов:

$N_{HE1} = 60\, n_1 L_h\, c\, k_{HE} = 60 \cdot 255{,}4 \cdot 13140 \cdot 1 \cdot 0{,}727 = 146 \cdot 10^6$;

$N_{HE2} = 60\, n_2 L_h\, c\, k_{HE} = 60 \cdot 71{,}9 \cdot 13140 \cdot 1 \cdot 0{,}727 = 41 \cdot 10^6$.

Продолжительность работы передачи

$L_h = n_{год}\, 365\, n_{см}\, 8\, k_{год} k_{сут} =$

$= 5 \cdot 365 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}6 = 13140$ ч.

Число зацеплений зуба за один оборот колеса $c = 1{,}0$ (рис. 3.2.4).

Коэффициент приведения переменного режима нагружения передачи (рис. 3.2.2) к эквивалентному постоянному

$k_{HE} = \Sigma((T_k/T_1)^{0{,}5\, q_H}(t_k/L_h)) =$

$= \Sigma(1^3 \cdot 0{,}6 + 0{,}8^3 \cdot 0{,}2 + 0{,}5^3 \cdot 0{,}2) = 0{,}727$.

$q_H = 6$ - показатель степени кривой усталости.

2.3. Коэффициент долговечности:

$Z_{N1} = \sqrt[q_H]{N_{H\,\lim 1}/N_{HE1}} = \sqrt[20]{130 \cdot 10^6/146 \cdot 10^6} = 0{,}99$

для $N_{H\,\lim 1} < N_{HE1}$;

$Z_{N2} = \sqrt[q_H]{N_{H\,\lim 2}/N_{HE2}} = \sqrt[6]{130 \cdot 10^6/41 \cdot 10^6} = 1{,}21$

для $N_{H\,\lim 2} > N_{HE2}$.

2.4. Предел контактной выносливости (табл. 3.2.5)

$\sigma_{H\,\lim 1(2)} = f$ (HRC 57) = 23·57 = 1311 МПа.

2.5. Расчетные допускаемые контактные напряжения

$\sigma_{H1} = 0{,}9\, \sigma_{H\,\lim 1}\, Z_{N1}/S_{H1} = 0{,}9 \cdot 1311 \cdot 0{,}99/1{,}2 = 973$ МПа;

$\sigma_{H2} = 0{,}9\, \sigma_{H\,\lim 2}\, Z_{N2}/S_{H2} = 0{,}9 \cdot 1311 \cdot 1{,}21/1{,}2 = 1189$ МПа,

где $S_H = 1{,}2$ - коэффициент запаса прочности для материала колес с поверхностным упрочнением (3.2.1 п. 2.3).

2.6. Допускаемые контактные напряжения

$\sigma_{HP} = 0{,}45\,(\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) = 0{,}45\,(973 + 1189) = 973$ МПа ≤

$\leq 1{,}25\, \sigma_{H1(2)\,\min} = 1{,}25 \cdot 973 = 1216$ МПа.

3. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ для проверочного расчета закрытых передач

Определяют после выбора параметров передачи (3.3.2.1, п. 3.7; 3.4.3.1, п. 3.7).

4. ДОПУСКАЕМЫЕ ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ для проверочного расчета закрытых передач

Определяют после выбора параметров передачи (3.3.2.1, п. 5.7; 3.4.3.1, п. 4.7).

5. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Напряжения (табл. 3.2.5):

- контактные
  $\sigma_{HP\ max\ 1(2)} = 40 \cdot HRC = 40 \cdot 57 = 2280$ МПа;
- изгибные
  $\sigma_{FP\ max\ 1(2)} = 1200$ МПа.

ПРИМЕР 2

ЗАДАНИЕ: *Выбрать материалы, их термообработку и определить допускаемые напряжения для закрытой зубчатой передачи.*

Технический уровень проектируемого редуктора - средний.

Частоты вращения зубчатых колес
$n_1 = 255{,}4$ мин$^{-1}$; $n_2 = 71{,}95$ мин$^{-1}$ (2.6, пример).

Передаточное число $u = 3{,}55$.

Число лет работы $n_{год} = 5{,}0$; число смен $n_{см} = 2{,}0$.

Коэффициенты использования передачи в году и за сутки соответственно $k_{год} = 0{,}75$; $k_{сут} = 0{,}60$.

Режим нагружения передачи (рис. 3.2.2):

$T_I/T_1 = 1{,}0$; $t_I/L_h = 0{,}6$; $(T_j/T_1 \leqslant 1$;
$T_{II}/T_1 = 0{,}8$; $t_{II}/L_h = 0{,}2$; $\Sigma[t_j/L_h] = 1$;
$T_{III}/T_1 = 0{,}5$. $t_{III}/L_h = 0{,}2$. $j = I, II, III...)$.

Производство единичное (мелкосерийное).

РЕШЕНИЕ:

1. МАТЕРИАЛЫ ШЕСТЕРНИ И ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Для среднего технического уровня проектируемого редуктора и единичной продукции выбираем следующие материалы шестерни и колеса (табл. 3.2.4):

- материал шестерни - 45Х ГОСТ 4543-71,
  $НВ_1 = 270$; $\sigma_{в1} = 850$ МПа; $\sigma_{т1} = 650$ МПа;
- материал зубчатого колеса - 50 ГОСТ 1050-88,
  $НВ_2 = 250$; $\sigma_{в2} = 750$ МПа; $\sigma_{т2} = 530$ МПа.

Термообработка - улучшение.

2. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

для проектировочного расчета закрытых передач

2.1. Базовое число циклов (рис. 3.2.5)
- для шестерни $N_{H\ lim\ 1} = f(НВ_1) = 22 \cdot 10^6$;
- для колеса $N_{H\ lim\ 2} = f(НВ_2) = 17 \cdot 10^6$.

2.2. Эквивалентное число циклов:
$N_{HE1} = 144 \cdot 10^6$; $N_{HE2} = 37 \cdot 10^6$ (см. пример 1, п. 2.2).

2.3. Коэффициент долговечности:
$Z_{N1} = \sqrt[q_H]{N_{H\ lim\ 1}/N_{HE\ 1}} = \sqrt[20]{22 \cdot 10^6/144 \cdot 10^6} = 0{,}91$;
$Z_{N2} = \sqrt[q_H]{N_{H\ lim\ 2}/N_{HE\ 2}} = \sqrt[20]{17 \cdot 10^6/37 \cdot 10^6} = 0{,}96$
для $N_{H\ lim\ 1(2)} < N_{HE\ 1(2)}$.

2.4. Предел контактной выносливости (табл. 3.2.5):
$\sigma_{H\ lim\ 1} = f(HB_1) = 2HB + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610$ МПа,
$\sigma_{H\ lim\ 2} = f(HB_2) = 2HB + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570$ МПа.

2.5. Расчетные допускаемые контактные напряжения:
$\sigma_{H1} = 0{,}9\,\sigma_{H\ lim\ 1} Z_{N1}/S_{H1} = 0{,}9 \cdot 610 \cdot 0{,}91/1{,}1 = 454$ МПа,
$\sigma_{H2} = 0{,}9\,\sigma_{H\ lim\ 2} Z_{N2}/S_{H2} = 0{,}9 \cdot 570 \cdot 0{,}96/1{,}1 = 447$ МПа,
где $S_H = 1{,}1$ - коэффициент запаса прочности для материала колес с однородной структурой (3.2.3 п. 2.3).

2.6. Допускаемые контактные напряжения
$\sigma_{HP} = \sigma_{H1(2)\ min} = 447$ МПа.

3. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

для проверочного расчета закрытых передач

Определяют после выбора параметров передачи (3.3.2.1, п. 3.7; 3.4.3.1, п. 3.7).

4. ДОПУСКАЕМЫЕ ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

для проверочного расчета закрытых передач

Определяют после выбора параметров передачи (3.3.2.1, п. 5.7; 3.4.3.1, п. 4.7).

5. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Напряжения (табл. 3.2.5):
- контактные: $\sigma_{HP\ max\ 1} = 2{,}8\,\sigma_{т1} = 2{,}8 \cdot 650 = 1820$ МПа;
  $\sigma_{HP\ max\ 2} = 2{,}8\,\sigma_{т2} = 2{,}8 \cdot 530 = 1484$ МПа;
- изгибные: $\sigma_{FP\ max\ 1} = 2{,}7\ НВ_1 = 2{,}7 \cdot 270 = 1080$ МПа;
  $\sigma_{FP\ max\ 2} = 2{,}7\ НВ_2 = 2{,}7 \cdot 400 = 1080$ МПа.

ПРИМЕР 3

ЗАДАНИЕ:

Выбрать материалы, их термообработку и определить допускаемые напряжения для открытой зубчатой передачи.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Частоты вращения зубчатых колес
$n_1 = 125$ мин$^{-1}$; $n_2 = 25{,}0$ мин$^{-1}$.

Передаточное число $u = 5{,}0$.

Число лет работы $n_{год} = 5{,}0$; число смен $n_{см} = 2{,}0$.

Коэффициенты использования передачи в году и за сутки соответственно $k_{год} = 0{,}75$; $k_{сут} = 0{,}60$.

Режим нагружения передачи (рис. 3.2.2):

$T_I/T_1 = 1{,}0$; $t_I/L_h = 0{,}6$; $(T_j/T_1 \leqslant 1)$
$T_{II}/T_1 = 0{,}8$; $t_{II}/L_h = 0{,}2$; $\Sigma[t_j/L_h] = 1$;
$T_{III}/T_1 = 0{,}5$. $t_{III}/L_h = 0{,}2$. $j = I, II, III...)$.

Производство единичное.

РЕШЕНИЕ:

1. МАТЕРИАЛЫ ШЕСТЕРНИ И ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Для единичной продукции зубчатых колес выбираем следующие материалы шестерни и колеса (табл. 3.2.4):

- материал шестерни - 50 ГОСТ 1050-88,
  $НВ_1 = 240$; $\sigma_{в1} = 750$ МПа; $\sigma_{т1} = 530$ МПа;
- материал зубчатого колеса - 40 ГОСТ 1050-88,
  $НВ_2 = 210$; $\sigma_{в2} = 700$ МПа; $\sigma_{т2} = 400$ МПа.

Термообработка - улучшение.

2. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

2.1. Базовое число циклов (рис. 3.2.5)

- для шестерни $N_{H\lim 1} = f(\mathrm{HB}_1) = 15 \cdot 10^6$;
- для колеса $N_{H\lim 2} = f(\mathrm{HB}_2) = 12 \cdot 10^6$.

2.2. Эквивалентное число циклов (см. пример 1, п. 2.2)

$N_{HE1} = 60\, n_1 L_h\, c\, k_{HE} = 60 \cdot 125 \cdot 13140 \cdot 1 \cdot 0{,}727 = 71{,}6 \cdot 10^6$;

$N_{HE1} = N_{HE1}/u = 71{,}6 \cdot 10^6/5 = 14{,}3 \cdot 10^6$.

2.3. Коэффициент долговечности:

$Z_{N1} = \sqrt[q_H]{N_{H\lim 1}/N_{HE1}} = \sqrt[20]{15 \cdot 10^6/71{,}6 \cdot 10^6} = 0{,}93$;

$Z_{N2} = \sqrt[q_H]{N_{H\lim 2}/N_{HE2}} = \sqrt[20]{12 \cdot 10^6/14{,}3 \cdot 10^6} = 0{,}99$.

2.4. Предел контактной выносливости (табл. 3.2.5):

$\sigma_{H\lim 1} = f(HB_1) = 2HB + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550$ МПа;

$\sigma_{H\lim 2} = f(HB_2) = 2HB + 70 = 2 \cdot 210 + 70 = 490$ МПа.

2.5. Расчетные допускаемые контактные напряжения:

$\sigma_{H1} = 0{,}9\, \sigma_{H\lim 1} Z_{N1}/S_{H1} = 0{,}9 \cdot 550 \cdot 0{,}93/1{,}1 = 418$ МПа;

$\sigma_{H2} = 0{,}9\, \sigma_{H\lim 2} Z_{N2}/S_{H2} = 0{,}9 \cdot 490 \cdot 0{,}99/1{,}1 = 397$ МПа,

где $S_H = 1{,}1$ (3.2.3, п. 2.3).

2.6. Допускаемые контактные напряжения

$\sigma_{HP} = \sigma_{H1(2)\min} = 397$ МПа.

3.3. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Основной кинематической характеристикой зубчатой передачи является постоянство мгновенного передаточного отношения при непрерывном контакте зубьев. Для этого общая нормаль к профилям зубчатых колес в любой точке их касания должна проходить через полюс зацепления, которым является точка касания начальных окружностей зубчатых колес и одновременно точка пересечения линии центров колес с линией зацепления. Из постоянного места расположения полюса зацепления на линии центров колес следуют зависимости

$$d_{w1} = 2a_w/(1+u);\ d_{w2} = 2a_w u/(1+u) = d_{w1}u.$$

Этому условию соответствует в частности эвольвентный профиль, который выгоден для профилирования зубьев с точки зрения сочетания эксплуатационных и технологических свойств зацепления. Колеса с эвольвентным профилем могут быть нарезаны одним инструментом, независимо от числа зубьев. Профиль инструмента прямолинейный, что выгодно для его изготовления и контроля.

При бесконечно большом диаметре делительной окружности ($z \to \infty$) зубчатое колесо превращается в рейку, а эвольвентный профиль зуба – в прямолинейный с параметрами (рис. 3.3.1):

- высота головки зуба $h_1 = f_1 m$ ($f_1 = 1{,}00$);
- высота ножки зуба $h_2 = f_2 m$ ($f_2 = 1{,}25$);
- высота зуба $h = h_1 + h_2 = 2{,}25\, m$;
- диаметр делительной окружности $d = mz$;
- диаметр начальной окружности ($x = 0$) $d_w = mz$;
- диаметр окружности выступов $d_a = d + 2h_1 = m(z+2)$;
- диаметр окружности впадин $d_f = d - 2h_2 = m(z-2{,}5)$;
- профильный угол (угол зацепления) $\alpha = 20°$;
- радиус закругления зуба у его основания $R = 0{,}4\, m$.

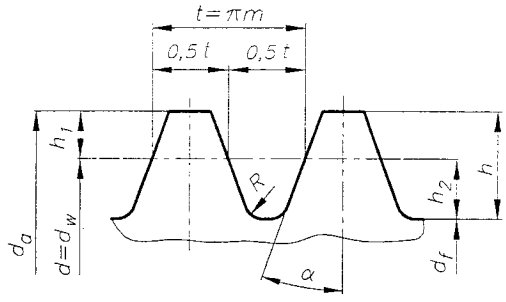


Рис. 3.3.1. Профиль зуба при $z \to \infty$

3.3.2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ [11, 13, 29, 48, 52, 55]

Расчет зубчатых передач на прочность выполняют по различным методикам для закрытых передач (редукторы, коробки перемены передач) и для открытых передач, что определяется видами износа зубьев этих передач.

Закрытые передачи размещены в корпусе, закрытом крышкой. Совместная обработка отверстий под подшипники обеспечивает соосность валов редуктора, места входа и выхода валов в редуктор уплотнены, колеса передачи хорошо смазываются, что создает хорошие условия их работы. Для таких передач основным видом разрушения зубьев является *питинг*

Условие усталостной контактной прочности зубьев для предотвращения *питинга*, МПа

$$\sigma_H \le \sigma_{HP},$$

где σ_H - контактные напряжения в месте работы зубьев,

σ_{HP} - допускаемые контактные напряжения.

Решение указанного уравнения в форме проектировочного расчета определяет диаметр шестерни d_1 или межосевое расстояние a_w.

После выбора основных параметров передачи, следующего за определением d_1 или a_w, выполняют проверку:

- усталостной изгибной прочности зубьев для предотвращения усталостного излома зуба у основания

$$\sigma_F \le \sigma_{FP}$$ (проверочный расчет),

где σ_H - изгибные напряжения у основания зуба,

σ_{HP} - допускаемые изгибные напряжения;

- изгибной прочности зубьев при максимальных нагрузках для предотвращения статического излома

зуба у основания

$\sigma_{F\max 1(2)} \leq \sigma_{FP\ \max 1(2)}$ (проверочный расчет),

где $\sigma_{F\max}$ - максимальные изгибные напряжения у основания зуба,

$\sigma_{FP\max}$ - допускаемые максимальные изгибные напряжения;

- контактной прочности зубьев при максимальных нагрузках для предотвращения пластической деформации рабочих поверхностей зубьев

$\sigma_{H\max} \leq \sigma_{HP\ \max 1(2)}$ (проверочный расчет),

где $\sigma_{H\max}$ - максимальные контактные напряжения на рабочих поверхностях зубьев,

$\sigma_{HP\max}$ - допускаемые максимальные контактные напряжения для материала зубчатых колес.

При проектировании редукторов прочностной расчет зубьев обычно выполняют относительно диаметра шестерни d_1. При проектировании коробок перемены передач расчет чаще выполняют относительно межосевого расстояния a_w. Расчеты равнозначные и приводят к одинаковым результатам.

Схема расчета закрытых передач:

Исходные данные (табл. 2.6.4).

Определение допускаемых контактных напряжений для проектировочного расчета (3.2.4 п. 2).

1. Определение d_1 (3.3.2.1 п. 1) или a_w (3.3.2.2 п. 1) из проектировочного расчета на усталостную контактную прочность.
2. Выбор основных параметров передачи (3.3.2.1 п. 2, 3.3.2.2 п. 2).
3. Проверка усталостной контактной прочности зубьев с определением допускаемых контактных напряжений для проверочного расчета (3.3.2.1 п. 3).
4. Корректировка параметров передачи (3.3.2.1 п. 4).
5. Проверка усталостной изгибной прочности зубьев с определением допускаемых изгибных напряжений для проверочного расчета (3.3.2.1 п. 5).
6. Проверка статической контактной и изгибной прочности зубьев при перегрузках (3.3.2.1. п. 6).

Открытые передачи относятся к тихоходным передачам ($\vartheta < 1$ м/с), обычно с колесами значительных размеров, нередко встроенными в конструкцию машины, где не обеспечена соосность валов передачи. Они смазываются консистентными смазками, периодически наносимыми на зубья.

Основным видом износа зубьев открытых передач является абразивный износ. Абразивный износ устраняет появление *питинга* на рабочих поверхностях зубьев. К сожалению, методов расчета на износ в настоящее время не разработано.

Интесивность износа зависит в первую очередь от удельных давлений (контактных напряжений) (см. расчет на износ цепных передач, передач "винт-гайка"). Поэтому расчет на износ зубчатых передач выполняют из условия контактной выносливости зубьев, определяя диаметр шестерни. Принимая число зубьев шестерни $z = 17$ в вычисленном диаметре начальной окружности шестерни, определяют модуль зацепления, который превышает значение модуля зацепления из условия усталостной изгибной прочности на 30 %, что будет учитывать запас прочности зубьев на износ [29].

Представляется нецелесообразным в этом случае выполнять проверки зубьев на усталостный излом, а также на прочность при перегрузках.

Схема расчета открытых передач:

Исходные данные (табл. 2.6.4).

1. Определение допускаемых контактных напряжений для проектировочного расчета (3.2.3 п. 2).
2. Определение d_1 (3.3.2.3 п. 1) и m из проектировочного расчета на усталостную контактную прочность.
3. Выбор основных параметров передачи (3.3.2.3 п. 2).

3.3.2.1. РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ [26, 50] (относительно d_1)*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора (рис. 3.3.3, *д*).

T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u (табл. 2.6.4);

$T_{\max}/T_{\text{ном}}$ (табл. 15.10.1).

Материалы, термообработка и допускаемые напряжения зубчатых колес (3.2.1, 3.2.3, 3.2.4).

σ_{HP} - для проектировочного расчета, МПа (3.2.4 п. 2);

$\sigma_{HP\max 1(2)}$, $\sigma_{FP\max 1(2)}$, МПа (3.2.4 п. 5).

1. РАСЧЕТНЫЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ, мм,

$$d_1' = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta} k_A}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \frac{u \pm 1}{u} 10^3},$$

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,

$\psi_{bd} = b/d_1 = f$ (НВ, расположение колес относительно опор (табл. 3.3.7);

$k_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца для контактной прочности,

$k_{H\beta} = f$ (НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3, *а,б*);

k_A - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

(+/–) - зацепление внешнее/внутреннее (рис. 3.1.1, *а,б*).

* Существует методика расчета закрытых цилиндрических передач относительно параметра a_w (3.3.2.2).

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Ширина венца зубчатого колеса, мм,

$$b_2 = b = \psi_{bd} d_1'.$$

Величину b_2 округляют до целого числа, мм.

Дальнейший расчет выполняют отдельно для косозубых и прямозубых передач.

КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta = 8...22°$)

2.2. Расчетное межосевое расстояние, мм,

$$a_w' = d_1'(u+1)/2.$$

Величину a_w' округляют до **ближайшего** значения a_w, мм ($a_w \approx a_w'$) в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.1).

2.3. Принимая предварительно:

– $z_1 = 17$, определяют максимальное значение модуля зацепления $m_{max} = d_1' \cos\beta' / z_1'$, мм;

– $\varepsilon_\beta = 1{,}0$, определяют оптимальное значение модуля зацепления $m_{опт} = b_2 \sin\beta' / \pi$, мм.

Значение модуля округляют до **ближайшей** величины $m_n \approx m_{опт}$ ($m_n \le m_{max}$) в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4).

2.4. Суммарное число зубьев передачи

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

где $\beta' \approx 15°$ – предварительно принимаемый угол наклона зуба.

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

2.5. Угол наклона зуба $\cos\beta = z_\Sigma m_n / (2a_w)$

(точность расчета – 4 знака после запятой).

Откуда $\beta = \text{arc cos}\ \beta = \_\_^\circ \_\_' \_\_''$.

2.6. Число зубьев шестерни $z_1 = z_\Sigma / (u+1)$. z_1 округляют до **ближайшего** целого числа ($z_1 \ge 17$).

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

2.7. Действительное передаточное число

$$u_д = z_2 / z_1.$$

2.8. Диаметры начальных окружностей колес, мм

$$d_{w1(2)} = m_n z_{1(2)} / \cos\beta.$$

(Точность расчетов - 2 знака после запятой).

ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta = 0°$)

2.2. Принимая предварительно $z_1' = 17$, определяют модуль зацепления m, мм, и округляют до **ближайшей** величины в соответствии с ГОСТ (табл. 3.3.4).

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

z_1 – целое число, желательно простое ($z_1 \ge 17$).

2.4. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$, z_2 – целое число.

2.5. Расчетное межосевое расстояние, мм,

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

При требовании иметь стандартное межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТ (табл. 3.3.1), используют смещение исходного контура (3.3.3).

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

2.7. Диаметры зубчатых колес, мм:

– начальных $d_{w1(2)} = m_n z_{1(2)}$;

– вершин зубьев $d_{a1(2)} = m_n (z_{1(2)} \pm 2)$;

– ножек зубьев $d_{f1(2)} = m_n (z_{1(2)} \mp 2{,}5)$.

3. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

3.1. Окружная сила в зацеплении, Н,

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{w1}.$$

3.2. Окружная скорость колес, м/с,

$$\vartheta = \pi d_{w1} n_1 / (60 \cdot 10^3).$$

3.3. Степень точности $= f(\vartheta, \beta)$ (табл. 3.3.11).

3.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{H\vartheta} = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев).

3.5. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев, $k_{H\alpha} = f(\vartheta$, степень точности).

Для колес с прямыми зубьями $k_{H\alpha} = 1{,}0$;

для колес с косыми зубьями $k_{H\alpha}$ (табл. 3.3.10).

3.6. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм,

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

3.7. Допускаемые контактные напряжения для проверочного расчета, МПа (3.2.3 п. 3),

$$\sigma_{H1(2)}' = \sigma_{H\,\text{lim}\,1(2)} Z_{N1(2)} Z_R Z_\vartheta Z_X / S_{H1(2)},$$

где $\sigma_{H\,\text{lim}\,1(2)} = \text{f}(\text{HB}_{1(2)})$ - предел контактной выносливости (рис. 3.2.4);

$Z_{N1(2)}$ - коэффициент долговечности (3.2.3 п. 2.3);

Z_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхностей зубьев, (табл. 3.3.29):

– для R_a 3,2...0,8 $Z_R = 1{,}00$;

– для R_a 6,3...3,2 $Z_R = 0{,}95$;

– для R_a 12,5...6,3 $Z_R = 0{,}90$;

Z_ϑ - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости колес, (рис. 3.2.6);

Z_X - коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса, (рис. 3.2.7),

для $d_w < 700$ мм $Z_X = 1{,}0$;

S_H - коэффициент запаса прочности (3.2.3 п. 2.3).

Допускаемые контактные напряжения, МПа:

- для прямозубых колес $\sigma_{HP} = \sigma_{H\,1(2)\,\text{min}}$;

- для косозубых и шевронных колес

$$\sigma_{HP} = 0{,}45 (\sigma_{H1} + \sigma_{H2});$$

$$1{,}25\,\sigma_{H\,1(2)\,\text{min}} \ge \sigma_{HP} \ge \sigma_{H\,1(2)\,\text{min}}.$$

3.8. Расчетные контактные напряжения, МПа,

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u \pm 1}{u}} \le \sigma_{HP}'\,*,$$

где Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженнных поверхностей зубьев.

Для косозубых колес $Z_H = \dfrac{1}{\cos\alpha_t} \sqrt{\dfrac{2\cos\beta_b}{\text{tg}\,\alpha_{tw}}}$;

$Z_H = f(\beta)$ - ГОСТ 21354-87 или $Z_H \approx 2{,}50\sqrt{\cos\beta}$.

Для колес с прямыми зубьями $Z_H \approx 2{,}50$;

$Z_E = 190$ МПа$^{1/2}$ - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

---

* При $|\sigma_H - \sigma_{HP}'| 100 / \sigma_{HP}' \ge 5$ % изменить параметр b_2 передачи (п. 3.6).

Для косозубых колес $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ (при $\varepsilon_\beta \geq 1$),
где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия,
$\varepsilon_\alpha = (1{,}88 - 3{,}2\,(1/z_1 \pm 1/z_2))\cos\beta$.
Для прямозубых колес $Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3}$.

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

4.1. Рекомендуют проектировать передачи с коэффициентом осевого перекрытия
$\varepsilon_\beta = 1{,}0;\ \varepsilon_\beta = 2{,}0;\ \ldots$.
Для общности расчетов (3.3.2.1 п. 1.1) принимают $\varepsilon_\beta = 1{,}0$.

4.2. Расчетный коэффициент осевого перекрытия
$\varepsilon'_\beta = b_2 \sin\beta/(\pi m_n)$.

4.3. Доведение рассчитанной величины ε'_β до рекомендуемой $\varepsilon_\beta = 1{,}0$ проводят следующим образом:
- по п. 2.4, 2.5 проводят выбор параметров z_Σ и β при изменении их величин
$z_\Sigma = z_\Sigma \pm 1, z_\Sigma = z_\Sigma \pm 2$;
- для каждого случая определяют ε'_β;
- полученные результаты сводят в таблицу:

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

- из полученного массива ε'_β, принимая во внимание, что $8° \leq \beta \leq 22°$, выбирают значение ε'_β наиболее близкое к $\varepsilon_\beta = 1{,}0$.

Если выполненные действия не привели к желаемому результату, возможно изменение m в п. 2.3;
- 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.
Новая ширина шестерни $b'_1 = b'_2 + (3...5)$, мм.
(b'_1, b'_2 – целые числа).

Для выполнения условия (3.3.2.1 п. 3.8) возможно изменение твердости зубчатых колес и допускаемых напряжений σ'_{HP} (3.2.2, 3.2.3).

4.4. Диаметры зубчатых колес, мм:
– начальных $d_{w1(2)} = m_n z_{1(2)}/\cos\beta$;
– вершин зубьев $d_{a1(2)} = m_n (z_{1(2)} \pm 2)/\cos\beta$;
– ножек зубьев $d_{f1(2)} = m_n (z_{1(2)} \mp 2{,}5)/\cos\beta$.
(Точность расчетов 2 знака после запятой).

5. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

5.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),
$k_{F\vartheta} = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев).

5.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца для изгибной прочности зубьев,
$k_{F\beta} = f(\text{HB}$, расположение колес относительно опор, $\psi_{bd})$ (рис. 3.3.3, *в,г*).

5.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев, $k_{F\alpha} = f(\vartheta$, степень точности).
$k_{F\alpha} = 1{,}0$ - для колес с прямыми зубьями;
$k_{F\alpha}$ - для колес с косыми зубьями (табл. 3.3.10).

5.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе, Н/мм,
$W_{Ft} = F_t k_{F\beta} k_{F\vartheta} k_{F\alpha} k_A / b_2$.

5.5. Эквивалентное число зубьев:
- для колес с прямыми зубьями $z_{1(2)E} = z_{1(2)}$;
- для колес с косыми зубьями $z_{1(2)E} = z_{1(2)}/\cos^3\beta$.

5.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,
$Y_{FS1(2)} = f(z_{1(2)E}, x_{1(2)})$ $(x_{1(2)} = 0)$ (рис. 3.3.4).

5.7. Допускаемые изгибные напряжения для проверочного расчета, МПа (3.2.3 п. 4).
Базовое число циклов напряжений $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ ц.
Эквивалентное число циклов
$N_{FE1(2)} = 60\, n_{1(2)} L_h\, c\, k_{FE}$,
где $k_{FE} = \Sigma((T_j/T_1)^{q_F}(t_j/L_h))$ (j = I, II, III, ...) или табл. 3.2.2;
$q_F = 6$ для НВ ≤ 350;
$q_F = 9$ для НВ > 350;
c, L_h (3.2.3 п. 2.2).
Коэффициент долговечности
$Y_N = \sqrt[q_F]{N_{F\lim}/N_{FE1(2)}}$,
$1 \leq Y_N \leq 4{,}0$ - для НВ ≤ 350;
$1 \leq Y_N \leq 2{,}5$ - для НВ > 350.
Для $N_{F\lim} \leq N_{FE1(2)}$ $Y_{N1(2)} = 1$.
Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа,
$\sigma_{F\lim 1(2)} = f(\text{HB}_{1(2)})$ (табл. 3.2.5).
Допускаемые изгибные напряжения, МПа,
$\sigma'_{FP1(2)} = \sigma_{F\lim 1(2)} Y_{N1(2)} Y_A Y_R Y_X / S_F$,
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;
Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба,
$Y_R = 1{,}0$ - для нешлифованной поверхности;
Y_R - для шлифованной поверхности (табл. 3.2.5);
Y_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, $Y_X = 1{,}05 - 0{,}000125\, d_{w1(2)}$;
$S_F = 1{,}7...2{,}2$ - коэффициет запаса прочности (бóльшие значения для литых заготовок).

5.8. Расчет выполняют для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP1(2)}/Y_{FS1(2)}$.

5.9. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа,
$\sigma_{F1(2)} = Y_{FS1(2)} Y_\beta Y_\varepsilon W_{Ft}/m_n \leq \sigma'_{FP1(2)}$,
где Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба.
Для колес с прямыми зубьями $Y_\beta = 1{,}0$;
для колес с косыми зубьями $Y_\beta = 1 - \beta/120$;
Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.
Для прямозубых колес $Y_\varepsilon = 1$;
для косозубых колес $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$.

6. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

6.1. Максимальные контактные напряжения, МПа,

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max}/T_{\text{nom}}} \le \sigma_{HP\max 1(2)}.$$

6.2. Максимальные напряжения изгиба, МПа,

$$\sigma_{F\max 1(2)} = \sigma_{F1(2)} (T_{\max}/T_{\text{nom}}) \le \sigma_{FP\max 1(2)}.$$

7. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

7.1. Уточненный крутящий момент на колесе, Н·м,

$$T_{2y} = T_2 u_д / u.$$

7.2. Окружные силы, Н,

$$F_{t1} = 2\cdot 10^3 T_1/d_{w1}; \qquad F_{t2} = 2\cdot 10^3 T_{2y}/d_{w2}.$$

7.3. Радиальные силы, Н,

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

7.4. Осевые силы, Н,

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg}\beta; \qquad F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}\beta,$$

($\alpha = 20°$).

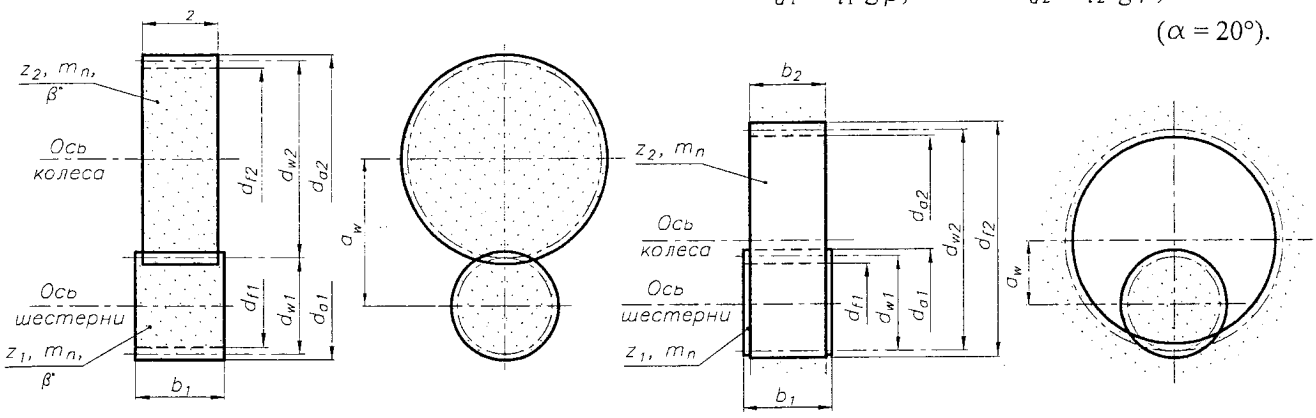


Рис. 3.3.2. Основные параметры и размеры, полученные в результате прочностного расчета цилиндрической передачи:
а) внешнего зацепления; б) внутреннего зацепления

ПРИМЕР 1

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать параметры закрытой косозубой зубчатой передачи редуктора высокого технического уровня.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора - рис. 3.3.3,*д*, схема 6.

$T_1 = 144{,}7$ Н·м; $T_2 = 499{,}1$ Н·м; $n_1 = 255{,}4$ мин$^{-1}$;

$u = 3{,}55$ (табл. 2.6.5). $T_{\max}/T_{\text{ном}} = 1{,}8$ (табл. 15.10.1).

Материал шестерни - 20ХН3А ГОСТ 4543-71,

$HRC_1 = 57$; $\sigma_{в1} = 680$ МПа; $\sigma_{т1} = 390$ МПа.

Материал колеса - 20ХН3А ГОСТ 4543-71,

$HRC_2 = 57$; $\sigma_{в2} = 680$ МПа; $\sigma_{т2} = 390$ МПа.

Термообработка – изотермический отжиг, цементация и закалка.

$\sigma_{HP} = 973$ МПа (3.2.4, пример 1, п. 2.6);

$\sigma_{HP\max 1(2)} = 2280$ МПа;

$\sigma_{FP\max 1(2)} = 1200$ МПа (3.2.4, пример 1, п. 5).

Условия работы - легкие. Передача нереверсивная.

Производство серийное (массовое).

РЕШЕНИЕ:

1. РАСЧЕТНЫЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ

$$d_1' = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta} k_A}{\psi_{bd}\sigma_{HP}^2} \frac{u\pm 1}{u} 10^3} =$$

$$= 67{,}5 \sqrt[3]{\frac{144{,}7\cdot 1{,}05\cdot 1{,}1}{0{,}6\cdot 973^2} \frac{(3{,}55+1)}{3{,}55} 10^3} = 48{,}8 \text{ мм},$$

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

$\psi_{bd} = 0{,}6$ - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = b/d_1 = f$ (НВ, расположение колес относительно опор) (табл. 3.3.7);

$k_{H\beta} = 1{,}05$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $k_{H\beta} = f$ (НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3,*б*);

$k_A = 1{,}1$ - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

(+) - зацепление внешнее (рис. 3.1.1,*а*).

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Ширина венца зубчатого колеса

$$b = \psi_{bd} d_1' = 0{,}6\cdot 48{,}8 = 29{,}3 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 29$ мм.

2.2. Расчетное межосевое расстояние

$$a_w' = d_1'(u+1)/2 = 48{,}8(3{,}55+1)/2 = 111{,}0 \text{ мм}.$$

Величину a_w' округляем до **ближайшего** значения a_w в соответствии с ГОСТ (табл. 3.3.1), $a_w = 112$ мм.

2.3. Принимая предварительно

– $z_1' = 17$, определяем максимальное значение модуля

$$m_{\max} = d_1' \cos\beta'/z_1' = 48{,}8\cos 15°/17 = 2{,}77 \text{ мм};$$

– $\varepsilon_\beta = 1{,}0$, определяем оптимальное значение модуля

$$m_{\text{опт}} = b_2 \sin\beta'/\pi = 29\sin 15°/\pi = 2{,}39 \text{ мм}.$$

В соответствии с ГОСТ (табл. 3.3.4) принимаем

$$m_n = 2{,}5 \text{ мм}.$$

2.4. Суммарное число зубьев передачи

$$z_\Sigma' = 2a_w \cos\beta' / m_n = 2 \cdot 112 \cos 15°/2{,}5 = 86{,}5$$

округляем до ближайшего целого числа, $z_\Sigma = 86$,

где $\beta' \approx 15°$ - предварительно принимаемый угол наклона зуба.

2.5. Угол наклона зуба

$$\cos\beta = z_\Sigma m_n/(2a_w) = 86 \cdot 2{,}5/(2 \cdot 112) = 0{,}9598,$$

откуда $\beta = \text{arc}\cos\beta = 16{,}297° = 16°17'48"$.

2.6. Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_\Sigma/(u+1) = 86/(3{,}55+1) = 18{,}9.$$

Принимаем $z_1 = 19$.

Число зубьев колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 86 - 19 = 67$.

2.7. Действительное передаточное число

$$u_д = z_2/z_1 = 67/19 = 3{,}53.$$

Действительное передаточное число отличается от номинального на (3,55-3,53)100/3,55 = 0,56 %, что допустимо.

2.8. Диаметры начальных окружностей зубчатых колес

$d_{w1} = m_n z_1/\cos\beta = 2{,}5 \cdot 19/0{,}9598 = 49{,}49$ мм;

$d_{w2} = m_n z_2/\cos\beta = 2{,}5 \cdot 67/0{,}9598 = 174{,}51$ мм.

3. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

3.1. Окружная сила в зацеплении

$$F_t = 2T_1 \cdot 10^3/d_{w1} = 2 \cdot 144{,}7 \cdot 10^3/48{,}92 = 5848 \text{ Н}.$$

3.2. Окружная скорость колес

$$\vartheta = \pi d_{w1} n_1/(60 \cdot 10^3) = \pi\ 48{,}92 \cdot 255{,}4/(60 \cdot 10^3) = 0{,}66 \text{ м/с}.$$

3.3. Степень точности $= f(\vartheta, \beta) \to 9$ (табл. 3.3.11).

3.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{H\vartheta} = 1{,}01 = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев).

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

$k_{H\alpha} = 1{,}13 = f$ (ϑ, степень точности) (табл. 3.3.10).

3.6. Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ht} = F_t k_{H\beta} k_{H\vartheta} k_{H\alpha} k_A / b_2 =$$
$$= 5848 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}01 \cdot 1{,}13 \cdot 1{,}1/29 = 265{,}8 \text{ Н/мм}.$$

3.7. Допускаемые контактные напряжения для проверочного расчета

$$\sigma'_{H1(2)} = \sigma_{H\,\lim 1(2)} Z_{N1(2)} Z_R Z_\vartheta Z_X / S_{H1(2)};$$

$$\sigma'_{H1} = 1311 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0/1{,}2 = 1027 \text{ МПа};$$

$$\sigma'_{H2} = 1311 \cdot 1{,}21 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0/1{,}2 = 1256 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{H\,\lim 1} = \sigma_{H\,\lim 2} = 1311$ МПа - пределы контактной выносливости (3.2.4, пример 1, п. 2.4);

$Z_{N1} = 0{,}99$; $Z_{N2} = 1{,}21$ – коэффициент долговечности (3.2.4, пример 1, п. 2.3);

Z_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхностей зубьев (3.3.2.1 п. 3.7). Для 9 степени точности зацепения $R_a = 3{,}2...6{,}3$ $Z_R = 0{,}95$;

Z_ϑ - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости колес, $Z_\vartheta = 1{,}0$ (рис. 3.2.7);

Z_X - коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, (рис. 3.2.8), для $d_w < 700$ мм $Z_X = 1{,}0$;

$S_H = 1{,}2$ - коэффициент запаса прочности для материала колес с поверхностным упрочнением (3.2.4 п. 2.3).

Допускаемые контактные напряжения

$$\sigma'_{HP} = 0{,}45\ (\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) = 0{,}45\ (1027+1256) = 1027 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\,1(2)\,\min} = 1027 \leq 1027 \leq 1{,}25\sigma_{H\,1(2)\,\min} = 1{,}25 \cdot 1027 = 1284 \text{ МПа}.$$

3.8. Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u \pm 1}{u}} \leq \sigma'_{HP},$$

$$\sigma_H = 2{,}46 \cdot 190 \cdot 0{,}79 \sqrt{\frac{265{,}8}{49{,}49} \frac{3{,}53+1}{3{,}53}} = 970 \text{ МПа} < \sigma'_{HP} = 1027 \text{ МПа},$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. Для колес с косыми зубьями $Z_H \approx 2{,}50\sqrt{\cos\beta} \approx 2{,}50\sqrt{0{,}960} = 2{,}45$;

Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес, $Z_E = 190$ МПа$^{1/2}$;

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для колес с косыми зубьями $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/1{,}6} = 0{,}79$;

ε_α - коэффициент торцевого перекрытия зубьев

$$\varepsilon_\alpha = [1{,}88 - 3{,}2\ (1/z_1 + 1/z_2)] \cos\beta =$$
$$= [1{,}88 - 3{,}2(1/19 + 1/67)] \cos 16{,}30° = 1{,}6.$$

Недогрузка передачи (970-1027)100/1027 = 5,5 %, что недопустимо.

Уменьшим ширину венца зубчатого колеса до $b_2 = 28$ мм.

Тогда $W_{Ht} = 275{,}3$ Н/мм (п. 3.6);

$\sigma_H = 987$ МПа (п. 3.8), что допустимо.

Недогрузка передачи (987-1027)100/1027 = 3,9 %, что допустимо.

4. РАСЧЕТ ε_β И КОРРЕКТИРОВКА ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Рекомендуется проектировать передачу с коэффициентом осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1{,}0$.

4.2. Расчетный коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon'_\beta = b'_2 \sin\beta/(\pi m_n) = 28 \sin 16{,}297°/(\pi\ 2{,}5) = 1{,}00,$$ что

что соответствует рекомендуемой величине

$$\varepsilon_\beta = 1{,}00 \pm 0{,}05.$$

4.3. Размеры зубчатых колес:

– диаметры начальных окружностей (п. 2.8);

– диаметры вершин зубьев:

$d_{a1} = m(z_1+2)/\cos\beta = 2{,}5(17+2)/0{,}9598 = 49{,}49$ мм;

$d_{a2} = m(z_2+2)/\cos\beta = 2{,}5(60+2)/0{,}9598 = 161{,}49$ мм;

– диаметр ножек зубьев:

$d_{f1} = m(z_1-2{,}5)/\cos\beta = 2{,}5(17-2{,}5)/0{,}9598 = 37{,}77$ мм;

$d_{f2} = m(z_2-2{,}5)/\cos\beta = 2{,}5(60-2{,}5)/0{,}9598 = 149{,}77$ мм;

– ширина шестерни $b_1 = b_2 + (2...3) = 27+3 = 30$ мм.

5. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

5.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{F\vartheta} = 1{,}01 = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев).

5.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца,

$k_{F\beta} = 1{,}09 = f$(НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3, *г*).

5.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев, $k_{F\alpha} = 1{,}35 = f(\beta, \vartheta$, степень точности) (табл. 3.3.10).

5.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе

$$W_{Ft} = F_t\, k_{F\beta} k_{F\vartheta}\, k_{F\alpha} k_A / b_2 =$$
$$= 5848 \cdot 1{,}09 \cdot 1{,}01 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}1/27 = 396{,}6 \text{ Н/мм}.$$

5.5. Эквивалентное число зубьев

$$z_{1E} = z_1/\cos^3\beta = 19/\cos^3 16{,}297° = 19/0{,}9598^3 = 21{,}5;$$
$$z_{2E} = z_2/\cos^3\beta = 67/\cos^3 16{,}297° = 69/0{,}9598^3 = 78{,}0.$$

5.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,

$$Y_{FS1} = f(z_{1E}, x_1) = f(21{,}5) = 4{,}08 \quad (x_{1(2)} = 0);$$
$$Y_{FS2} = f(z_{2E}, x_2) = f(78{,}0) = 3{,}72 \quad \text{(рис. 3.3.4)}.$$

5.7. Допускаемые изгибные напряжения для проверочного расчета (3.2.4, п. 4).

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

Эквивалентное число циклов

$$N_{FE\,1(2)} = 60\, n_{1(2)}\, L_h\, c\, k_{FE}.$$
$$N_{FE\,1} = 60 \cdot 251{,}8 \cdot 13140 \cdot 1 \cdot 0{,}734 = 147{,}8 \cdot 10^6;$$
$$N_{FE\,2} = N_{FE\,1}/u = 147{,}8 \cdot 10^6/3{,}53 = 41{,}9 \cdot 10^6,$$

где $k_{FE} = \Sigma((T_j/T_1)^{q_F}(t_j/L_h)) =$
$= \Sigma(1^9 \cdot 0{,}6 + 0{,}8^9 \cdot 0{,}2 + 0{,}5^9 \cdot 0{,}2) = 0{,}734$ (j = I, II, III, ...).

Для $HB > 350$ $q_F = 9$;

$c = 1$; $L_h = 13140$ час (3.2.3, пример 1, п. 2.2).

Коэффициент долговечности

$$Y_{N1} = \sqrt[q_F]{N_{F\lim}/N_{FE\,1(2)}} = \sqrt[9]{4 \cdot 10^6/147{,}8 \cdot 10^6} = 0{,}67;$$
$$Y_{N2} = \sqrt[q_F]{N_{F\lim}/N_{FE\,1(2)}} = \sqrt[9]{4 \cdot 10^6/41{,}9 \cdot 10^6} = 0{,}77,$$

$1 \le Y_N \le 2{,}5$ - для НВ > 350.

Для $N_{F\lim} \le N_{FE\,1(2)}$ $Y_{N\,1(2)} = 1$.

Предел выносливости зубьев при изгибе

$\sigma_{F\,\lim 1} = \sigma_{F\,\lim 2} = 750$ МПа (табл. 3.2.5).

Допускаемые изгибные напряжения

$$\sigma'_{FP\,1} = \sigma_{F\,\lim 1} Y_{N1} Y_A Y_R Y_X / S_F =$$
$$= 750{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}04/1{,}8 = 433 \text{ МПа};$$
$$\sigma'_{FP\,2} = \sigma_{F\,\lim 2} Y_{N2} Y_A Y_R Y_X / S_F =$$
$$= 750{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}03/1{,}8 = 429 \text{ МПа},$$

где Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки,

$Y_A = 1{,}0$ – при отсутствии реверса;

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба,

$Y_R = 1{,}0$ – для нешлифованной поверхности;

Y_X – коэффициент, учитывающий размеры колеса,

$$Y_{X1} = 1{,}05 - 0{,}000125\, d_{w1} = 1{,}05 - 0{,}000125 \cdot 50 = 1{,}04;$$
$$Y_{X2} = 1{,}05 - 0{,}000125\, d_{w2} = 1{,}05 - 0{,}000125 \cdot 175 = 1{,}03;$$

$S_F = 1{,}7...2{,}2$ – коэффициет запаса прочности (бóльшие значения для литых заготовок). Принимаем $S_F = 1{,}8$.

5.8. Расчет производим для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP1}/Y_{FS1} = 433/4{,}08 = 106{,}1$; $\sigma_{FP2}/Y_{FS2} = 429/3{,}72 = 115{,}3$. Дальнейший расчет выполняем для шестерни.

5.9. Расчетные напряжения изгиба зуба шестерни

$$\sigma_{F1} = Y_{FS1} Y_\beta Y_\varepsilon W_{Ft}/m_n \le \sigma'_{FP1};$$
$$\sigma_{F1} = 4{,}08 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}57 \cdot 396{,}6/2{,}5 = 317{,}3 \text{ МПа} < 433 \text{ МПа},$$

где Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для колес с косыми зубьями

$$Y_\beta = 1 - \beta°/120° = 1\text{-}16{,}3/120 = 0{,}86;$$

Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Для колес с косыми зубьями

$$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha = 1/1{,}74 = 0{,}57.$$

6. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

6.1. Максимальные контактные напряжения

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max}/T_{\text{ном}}} = 967 \sqrt{1{,}8} = 1297 \le \sigma_{HP\,\max 1(2)} = 2280 \text{ МПа}.$$

6.2. Максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1}(T_{\max}/T_{\text{ном}}) = 317{,}3 \cdot 1{,}8 = 571 \le \sigma_{FP\,\max 1(2)} = 1200 \text{ МПа}.$$

7. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

7.1. Уточненный крутящий момент на колесе

$$T_{2y} = T_2\, u_д/u = 499{,}1 \cdot 3{,}53/3{,}55 = 496{,}3 \text{ Н·м}.$$

7.2. Окружные силы:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3\, T_1/d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 144{,}7/49{,}49 = 5847 \text{ Н};$$
$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3\, T_{2y}/d_{w2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 496{,}3/174{,}51 = 5688 \text{ Н}.$$

7.3. Радиальные силы:

$$F_{r_1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha/\cos\beta = 5847 \operatorname{tg}20°/\cos 16{,}297° = 2217 \text{ Н};$$
$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha/\cos\beta = 5688 \operatorname{tg}20°/\cos 16{,}297° = 2157 \text{ Н}.$$

7.4. Осевые силы:

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg}\beta = 5847 \operatorname{tg}16{,}297° = 1709 \text{ Н};$$
$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}\beta = 5688 \operatorname{tg}16{,}297° = 1663 \text{ Н}.$$

Рассчитанные параметры и размеры колес зубчатой передачи (рис. 3.3.2, *а*):

$a_w = 112$ мм;	$m_n = 2{,}5$ мм;	$\beta = 16{,}297° = 16°17'48"$;
$z_1 = 19$;	$d_{w1} = 49{,}49$ мм;	$b_1 = 30$ мм;
$z_2 = 67$;	$d_{w2} = 174{,}51$ мм;	$b_2 = 28$ мм.

ПРИМЕР 2

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать параметры закрытой косозубой зубчатой передачи редуктора среднего технического уровня.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора - рис. 3.3.3, *д*, схема 6.

$T_1 = 144{,}7$ Н·м; $T_2 = 499{,}1$ Н·м; $n_1 = 255{,}4$ мин$^{-1}$; $u = 3{,}55$ (табл. 2.6.5). $T_{\max}/T_{\text{ном}} = 1{,}8$ (табл. 15.10.1).

Материал шестерни - 45Х ГОСТ 4543-71,

$НВ_1 = 270$; $\sigma_{в1} = 850$ МПа; $\sigma_{т1} = 650$ МПа.

Материал зубчатого колеса - 50 ГОСТ 1050-88,

$НВ_2 = 250$; $\sigma_{в2} = 750$ МПа; $\sigma_{т2} = 530$ МПа.

Термообработка - улучшение (3.2.4, пример 2, п. 1).

σ_{HP} = 447 МПа (3.2.4, пример 2, п. 2.6);
$\sigma_{HP\,max\,1(2)}$ = 1820 (1484) МПа;
$\sigma_{FP\,max\,1(2)}$ = 1080 (1080) МПа (3.2.4, пример 2, п. 5).
Условия работы - легкие. Передача нереверсивная. Производство единичное.

РЕШЕНИЕ:

1. РАСЧЕТНЫЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ

$$d_1' = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta} k_A}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \frac{u+1}{u} 10^3} =$$

$$= 67{,}5 \sqrt[3]{\frac{144{,}7 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}1}{0{,}9 \cdot 447^2} \frac{(3{,}55+1)}{3{,}55} 10^3} = 71{,}8 \text{ мм},$$

где k_d = 67,5 МПа$^{1/3}$ – для косозубых передач;
ψ_{bd} = 0,9 - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = b/d_1 = f$ (НВ, расположение колес относительно опор) (табл. 3.3.7);
$k_{H\beta}$ = 1,06 - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $k_{H\beta} = f$ (НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3, *а*);
k_A = 1,1 - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);
(+) - зацепление внешнее (рис. 3.1.1, *а*).

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Ширина венца зубчатого колеса

$$b = \psi_{bd} d_1' = 0{,}9 \cdot 71{,}8 = 64{,}6 \text{ мм}.$$

Принимаем b_2 = 64 мм.

2.2. Расчетное межосевое расстояние

$$a_w' = d_1'(u+1)/2 = 163{,}3 \text{ мм},$$

где $\beta' \approx 15°$ - предварительно принимаемый угол наклона зуба.

Величину a_w' округляем до **ближайшего** значения a_w в соответствии с ГОСТ (табл. 3.3.1) a_w = 160 мм.

2.3. Принимая предварительно:
– z_1' = 17, определяем максимальное значение модуля
$m_{max} = d_1' \cos\beta' / z_1' = 71{,}8 \cos 15°/17 = 4{,}08$ мм;
– ε_β = 1,0, определяем оптимальное значение модуля
$m_{опт} = b_2 \sin\beta'/\pi = 65 \sin 15°/\pi = 5{,}27$ мм.
В соответствии с ГОСТ (табл. 3.3.4) принимаем m_n = 4,0 мм.

2.4. Суммарное число зубьев передачи

$$z_\Sigma' = 2 a_w \cos\beta'/m_n = 2 \cdot 160 \cos 15°/4{,}0 = 77{,}3,$$

где $\beta' \approx 15°$ - предварительно принимаемый угол наклона зуба.

z_Σ' округляем до **ближайшего** целого числа z_Σ = 77.

2.5. Угол наклона зуба

$$\cos\beta = z_\Sigma m_n/(2a_w) = 77 \cdot 4{,}0/(2 \cdot 160) = 0{,}9625.$$

Откуда $\beta = \arccos\beta = 15{,}741° = 15°44'26''$.

2.6. Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_\Sigma/(u+1) = 77/(3{,}55+1) = 16{,}9.$$

Принимаем z_1 = 17.

Число зубьев колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 77 - 17 = 60$.

2.7. Действительное передаточное число

$$u_д = z_2/z_1 = 60/17 = 3{,}53.$$

2.8. Диаметры начальных окружностей зубчатых колес:

$$d_{w1} = m_n z_1/\cos\beta = 4{,}0 \cdot 17/0{,}9625 = 70.65 \text{ мм};$$
$$d_{w2} = m_n z_2/\cos\beta = 4{,}0 \cdot 60/0{,}9625 = 249{,}35 \text{ мм}.$$

3. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

3.1. Окружная сила в зацеплении

$$F_t = 2T_1 \cdot 10^3/d_{w1} = 2 \cdot 144{,}7 \cdot 10^3/70{,}65 = 4096 \text{ Н}.$$

3.2. Окружная скорость колес

$$\vartheta = \pi d_{w1} n_1/(60 \cdot 10^3) = \pi\ 70{,}65 \cdot 255{,}4/(60 \cdot 10^3) = 0{,}94 \text{ м/с}.$$

3.3. Степень точности $= f(\vartheta, \beta) \to 9$ (табл. 3.3.11).

3.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),
$k_{H\vartheta}$ = 1,02 $= f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев);

3.5. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев,
$k_{H\alpha}$ = 1,13 $= f(\vartheta$, степень точности) (табл. 3.3.10).

3.6. Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ht} = F_t k_{H\beta} k_{H\vartheta} k_{H\alpha} k_A / b_2 =$$
$$= 4096 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}02 \cdot 1{,}13 \cdot 1{,}1/64 = 86{,}0 \text{ Н/мм}.$$

3.7. Допускаемые контактные напряжения для проверочного расчета

$$\sigma_{H1(2)}' = \sigma_{H\,lim\,1(2)} Z_{N1(2)} Z_R Z_\vartheta Z_X / S_{H1(2)};$$
$$\sigma_{H1}' = 610 \cdot 0{,}91 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 / 1{,}1 = 479 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{H2}' = 570 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 / 1{,}1 = 473 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{H\,lim\,1} = 610$ МПа, $\sigma_{H\,lim\,2} = 570$ МПа - пределы контактной выносливости (3.2.4, пример 2, п. 2.4);
$Z_{N1} = 0{,}91$; $Z_{N2} = 0{,}96$ – коэффициент долговечности (3.2.4, пример 2, п. 2.3);
Z_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхностей зубьев, (3.3.2.1 п. 3.7). Для 9 степени точности зацепения (табл. 3.3.29) R_a = 3,2...6,3 Z_R = 0,95;
Z_ϑ - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости колес, (рис. 3.2.7); Z_ϑ = 1,0;
Z_X - коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, (рис. 3.2.8).
Для $d_w < 700$ мм Z_X = 1,0;
S_H - коэффициент запаса прочности (3.2.4 п. 2.3);
S_H = 1,1 - для зубчатых колес с однородной структурой материала.

Допускаемые контактные напряжения

$$\sigma_{HP}' = \sigma_{H\,1(2)\,min} = 473 \text{ МПа}.$$

3.8. Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u \pm 1}{u}} \le \sigma_{HP}'.$$

$$\sigma_H = 2{,}45 \cdot 190 \cdot 0{,}79 \sqrt{\frac{86{,}0}{70{,}65} \frac{3{,}53+1}{3{,}53}} = 459 \text{ МПа} < \sigma_{HP}' = 473 \text{ МПа},$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. Для колес с косыми зубьями $Z_H \approx 2{,}50\sqrt{\cos\beta} \approx 2{,}50\sqrt{0{,}963} = 2{,}45$;
Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес, Z_E = 190 МПа$^{1/2}$;
Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для колес с косыми зубьями $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/1{,}58} = 0{,}79$.

ε_α - коэффициент торцевого перекрытия зубьев

$$\varepsilon_\alpha = (1{,}88 - 3{,}2\,(1/z_1 + 1/z_2))\cos\beta =$$
$$= (1{,}88 - 3{,}2(1/17 + 1/60))\cos 15{,}74° = 1{,}58.$$

Недогрузка передачи (459-473)100/473 = 3,4 %, что допустимо.

4. РАСЧЕТ ε_β И КОРРЕКТИРОВКА ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Рекомендуется проектировать передачу с коэффициентом осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1{,}0$.

4.2. Расчетный коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon'_\beta = b'_2 \sin\beta/(\pi m_n) = 64 \sin 15{,}741°/(\pi 4{,}0) = 1{,}38.$$

4.3. Доведение рассчитанной величины $\varepsilon'_\beta = 1{,}12$ до рекомендуемой $\varepsilon_\beta = 1{,}0 \pm 0{,}05$ проводим следующим образом:

- по п. 2.4, 2.5 проводим выбор параметров z_Σ и β при изменении их величин $z_\Sigma = z_\Sigma \pm 1$, $z_\Sigma = z_\Sigma \pm 2$;
- для каждого случая определяем ε'_β;
- полученные результаты сводим в таблицу:

$z_\Sigma = z_\Sigma - 1 = 77\text{-}1 = 76$;	$\beta = 18{,}195°$;	$\varepsilon'_\beta = 1{,}59$;
$z_\Sigma =$ исходное $= 77$;	$\beta = 15{,}741°$;	$\varepsilon'_\beta = 1{,}38$;
$z_\Sigma = z_\Sigma + 1 = 77+1 = 78$;	$\beta = 12{,}836°$;	$\varepsilon'_\beta = 1{,}13$;
$z_\Sigma = z_\Sigma + 2 = 77+2 = 79$;	$\beta = 9{,}069°$;	$\varepsilon'_\beta = 0{,}802$;

- из полученного массива ε'_β, принимая во внимание ($8° \leqslant \beta \leqslant 22°$), выбираем значение ε'_β наиболее близкое к $\varepsilon_\beta = 1{,}0$. Таким значением является $z_\Sigma = 78$; $\beta = 12{,}836°$; $\varepsilon'_\beta = 1{,}13$.

Уменьшение ε_β до величины $\varepsilon_\beta = 1{,}00...1{,}05$ возможно достигнуть уменьшением b_2 до величины $b'_2 = b_2(1{,}00...1{,}05)/1{,}13 = 64(1{,}00...1{,}05)/1{,}13 = 57...59$ мм.

Расчетные контактные напряжения (п. 3.8) в этом случае возрастут в $\sqrt{1{,}13/(1{,}00...1{,}05)} = 1{,}063...1{,}037$ раза и составят

$$\sigma_H = 459\,(1{,}063...1{,}037) = 488...476 \text{ МПа}.$$

Окончательно принимаем $b'_2 = 58{,}0$ мм и $z_\Sigma = 78$.

Тогда $\varepsilon'_\beta = 1{,}025$; $\beta = 12{,}836°$;

Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_\Sigma/(u+1) = 78/(3{,}55+1) = 17{,}1.$$

Принимаем $z_1 = 17$.

Число зубьев колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 78 - 17 = 61$.

Действительное передаточное число

$$u_д = z_2/z_1 = 61/17 = 3{,}59.$$

Размеры зубчатых колес:

- начальных окружностей:

$d_{w1} = m_n z_1/\cos\beta = 4{,}0 \cdot 17/0{,}975 = 69{,}75$ мм;

$d_{w2} = m_n z_2/\cos\beta = 4{,}0 \cdot 61/0{,}975 = 250{,}25$ мм;

- диаметры вершин зубьев:

$d_{a1} = m(z_1+2)/\cos\beta = 4{,}0(17+2)/0{,}975 = 77{,}95$ мм;

$d_{a2} = m(z_2+2)/\cos\beta = 4{,}0(61+2)/0{,}975 = 258{,}46$ мм;

- диаметр ножек зубьев:

$d_{f1} = m(z_1 - 2{,}5)/\cos\beta = 4{,}0(17\text{-}2{,}5)/0{,}975 = 59{,}49$ мм;

$d_{f2} = m(z_2 - 2{,}5)/\cos\beta = 4{,}0(61\text{-}2{,}5)/0{,}975 = 240{,}00$ мм;

- ширина шестерни $b_1 = b_2 + (2...3) = 58+2 = 60$ мм.

Окружная сила в зацеплении

$$F_t = 2T_1 \cdot 10^3/d_{w1} = 2 \cdot 144{,}7 \cdot 10^3/69{,}75 = 4149 \text{ Н}.$$

Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ht} = F_t\, k_{H\beta}\, k_{H\vartheta}\, k_{H\alpha}\, k_A/b'_2 =$$
$$= 4149 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}02 \cdot 1{,}13 \cdot 1{,}1/58 = 96{,}1 \text{ Н/мм}.$$

Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = 2{,}45 \cdot 190 \cdot 0{,}79 \sqrt{\frac{96{,}1}{69{,}75}\,\frac{3{,}59+1}{3{,}59}} = 488 \text{ МПа} < \sigma'_{HP} = 473 \text{ МПа}.$$

Перегрузка передачи (488-473)100/473 = 3,2 %, что допустимо.

5. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

5.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{F\vartheta} = 1{,}04 = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев).

5.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца.

$k_{F\beta} = 1{,}11 = f$ (НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3, *в*).

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

$k_{F\alpha} = 1{,}35 = f(\beta, \vartheta$, степень точности) (табл. 3.3.10).

5.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе

$$W_{Ft} = F_t\, k_{F\beta} k_{F\vartheta}\, k_{F\alpha} k_A/b_2 =$$
$$= 4149 \cdot 1{,}11 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}1/58 = 122{,}6 \text{ Н/мм}.$$

5.5. Эквивалентное число зубьев

$$z_{1E} = z_1/\cos^3\beta = 17/\cos^3 12{,}836° = 17/0{,}9666^3 = 18{,}3;$$
$$z_{2E} = z_2/\cos^3\beta = 61/\cos^3 12{,}836° = 54/0{,}9666^3 = 65{,}8.$$

5.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,

$Y_{FS1} = f(z_{1E}, x_1) = f(18{,}3) = 4{,}20$ $(x_{1(2)} = 0)$;

$Y_{FS2} = f(z_{2E}, x_2) = f(65{,}8) = 3{,}72$ (рис. 3.3.4);

5.7. Допускаемые изгибные напряжения для проверочного расчета (3.2.4, п. 4).

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

Эквивалентное число циклов

$N_{FE1(2)} = 60\, n_{1(2)}\, L_h\, c\, k_{FE}$;

$N_{FE1} = 60 \cdot 255{,}4 \cdot 13140 \cdot 1 \cdot 0{,}655 = 131{,}9 \cdot 10^6$;

$N_{FE2} = N_{FE1}/u = 131{,}9 \cdot 10^6/3{,}59 = 36{,}7 \cdot 10^6$,

где $k_{FE} = \Sigma((T_j/T_1)^{q_F}(t_j/L_h)) =$

$= \Sigma(1^6 \cdot 0{,}6 + 0{,}8^6 \cdot 0{,}2 + 0{,}5^6 \cdot 0{,}2) = 0{,}655$ (j = I, II, III, ...).

Для $HB \leqslant 350$ $q_F = 6$;

$c = 1$; $L_h = 13140$ ч. (3.2.4, пример 1, п. 2.2).

Коэффициент долговечности

$$Y_{N1} = \sqrt[q_F]{N_{F\lim}/N_{FE1(2)}} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6/131{,}9 \cdot 10^6} = 0{,}56;$$
$$Y_{N2} = \sqrt[q_F]{N_{F\lim}/N_{FE1(2)}} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6/36{,}7 \cdot 10^6} = 0{,}69,$$

$1 \leqslant Y_N \leqslant 4{,}0$ для $HB \leqslant 350$.

Для $N_{F\lim} \leqslant N_{FE1(2)}$ $Y_{N1(2)} = 1$.

Предел выносливости зубьев при изгибе (табл. 3.2.5)

$\sigma_{F\lim 1} = f(HB_1) = 1{,}75 \cdot 270 = 472{,}5$ МПа;

$\sigma_{F\lim 2} = f(HB_2) = 1{,}75 \cdot 250 = 437{,}5$ МПа.

Допускаемые изгибные напряжения

$$\sigma'_{FP1} = \sigma_{F\lim 1} Y_{N1} Y_A Y_R Y_X/S_F =$$
$$= 472{,}5 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}04/1{,}8 = 273 \text{ МПа};$$

$$\sigma'_{FP2} = \sigma_{F\lim 2} Y_{N2} Y_A Y_R Y_X/S_F =$$
$$= 437{,}5 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}03/1{,}8 = 250 \text{ МПа},$$

где Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки.

$Y_A = 1{,}0$ – при отсутствии реверса;

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба.

$Y_R = 1{,}0$ – для нешлифованной поверхности;

Y_X – коэффициент, учитывающий размеры колеса.

$Y_{X1} = 1{,}05 - 0{,}000125\, d_{w1} = 1{,}05 - 0{,}000125 \cdot 74 = 1{,}04$;

$Y_{X2} = 1{,}05 - 0{,}000125\, d_{w2} = 1{,}05 - 0{,}000125 \cdot 286 = 1{,}03$;

$S_F = 1{,}7...2{,}2$ – коэффициет запаса прочности (бóльшие значения для литых заготовок).

Принимаем $S_F = 1{,}8$.

5.8. Расчет производим для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP1}/Y_{FS1} = 273/4{,}20 = 65{,}0$; $\sigma_{FP2}/Y_{FS2} = 250/3{,}72 = 67{,}2$.

Дальнейший расчет выполняем для шестерни.

5.9. Расчетные напряжения изгиба зуба шестерни

$$\sigma_{F1} = Y_{FS1} Y_\beta Y_\varepsilon W_{Ft}/m_n \le \sigma'_{FP1}$$

$\sigma_{F1} = 4{,}20 \cdot 0{,}89 \cdot 0{,}63 \cdot 122{,}6/4{,}0 = 72{,}2$ МПа < 273 МПа,

где Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба.

Для колес с косыми зубьями

$Y_\beta = 1 - \beta°/120° = 1 - 12{,}8/120 = 0{,}89$;

Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Для колес с косыми зубьями

$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha = 1/1{,}60 = 0{,}63$.

6. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

6.1. Максимальные контактные напряжения

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max}/T_{ном}} = 459\sqrt{1{,}8} = 616 \le \sigma_{HP\,\max 1(2)} = 1484 \text{ МПа}.$$

6.2. Максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1}(T_{\max}/T_{ном}) = 72{,}2 \cdot 1{,}8 = 130 \le \sigma_{FP\,\max 1(2)} = 1080 \text{ МПа}.$$

7. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

7.1. Уточненный крутящий момент на колесе

$$T_{2y} = T_2 u_д/u = 499{,}1 \cdot 3{,}59/3{,}55 = 504{,}7 \text{ Н·м}.$$

7.2. Окружные силы:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3\, T_1/d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 144{,}7/69{,}75 = 4149 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3\, T_{2y}/d_{w2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 504{,}7/250{,}25 = 4033 \text{ Н}.$$

7.3. Радиальные силы:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha/\cos\beta = 4149 \operatorname{tg}20°/\cos 12{,}836° = 1549 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha/\cos\beta = 4033 \operatorname{tg}20°/\cos 12{,}836° = 1505 \text{ Н}.$$

7.4. Осевые силы:

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg}\beta = 4149 \operatorname{tg}12{,}836° = 945 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}\beta = 4033 \operatorname{tg}12{,}836° = 920 \text{ Н}.$$

Рассчитанные параметры и размеры колес зубчатой передачи (рис. 3.3.2, *а*):

$a_w = 160$ мм;	$m_n = 4{,}0$ мм;	$\beta = 12{,}836° = 12°50'10"$;
$z_1 = 17$;	$d_{w1} = 69{,}75$ мм;	$b_1 = 60$ мм;
$z_2 = 61$;	$d_{w2} = 250{,}25$ мм;	$b_2 = 58$ мм.

ПРИМЕР 3

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать параметры закрытой прямозубой зубчатой передачи редуктора среднего технического уровня.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора - рис. 3.3.3,*д*, схема 6.

$T_1 = 144{,}7$ Н·м; $T_2 = 499{,}1$ Н·м; $n_1 = 255{,}4$ мин$^{-1}$;

$u = 3{,}55$ (табл. 2.6.5). $T_{\max}/T_{ном} = 1{,}8$ (табл. 15.10.1).

Материал шестерни - 45Х ГОСТ 4543-71,

$НВ_1 = 270$; $\sigma_{в1} = 850$ МПа; $\sigma_{т1} = 650$ МПа.

Материал зубчатого колеса - 50 ГОСТ 1050-88,

$НВ_2 = 250$; $\sigma_{в2} = 750$ МПа; $\sigma_{т2} = 530$ МПа.

Термообработка - улучшение (3.2.4, пример 2, п. 1).

$\sigma_{HP} = 447$ МПа (3.2.4, пример 2, п. 2.6);

$\sigma_{HP\,\max 1(2)} = 1820$ (1484) МПа;

$\sigma_{FP\,\max 1(2)} = 1080$ (1080) МПа (3.2.4, пример 2, п. 5).

Условия работы - легкие. Передача нереверсивная. Производство единичное.

РЕШЕНИЕ:

1. РАСЧЕТНЫЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ

$$d'_1 = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta} k_A}{\psi_{bd} \sigma^2_{HP}} \frac{u+1}{u} 10^3} =$$

$$= 77{,}0 \sqrt[3]{\frac{144{,}7 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}1}{1{,}1 \cdot 447^2} \frac{(3{,}55+1)}{3{,}55} 10^3} = 76{,}6 \text{ мм},$$

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

$\psi_{bd} = 1{,}1$ - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = b/d_1 = f$ (НВ, расположение колес относительно опор) (табл. 3.3.7);

$k_{H\beta} = 1{,}06$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $k_{H\beta} = f$ (НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3, *а*);

$k_A = 1{,}1$ - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

(+) - зацепление внешнее (рис. 3.1.1, *а*).

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Ширина венца зубчатого колеса

$$b = \psi_{bd}\, d'_1 = 1{,}1 \cdot 76{,}6 = 84{,}2 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 84$ мм.

2.2. Принимая предварительно $z'_1 = 19$, определяем модуль зацепления

$$m = d'_1/z'_1 = 76{,}6/19 = 4{,}03 \text{ мм}$$

и округляем его до **ближайшей** величины в соответствии с ГОСТ (табл. 3.3.4) $m = 4{,}0$ мм.

2.3. Число зубьев шестерни

$$z_1 = d'_1/m = 76{,}6/4{,}0 = 19{,}15.$$

Принимаем $z_1 = 19$.

2.4. Число зубьев зубчатого колеса

$$z_2 = z_1 u = 19 \cdot 3{,}55 = 67{,}4.$$

Принимаем $z_2 = 67$.

2.5. Расчетное межосевое расстояние

$$a_w = 0{,}5m(z_2 + z_1) = 0{,}5 \cdot 4{,}0(19+67) = 172{,}0 \text{ мм}.$$

При требовании иметь стандартное межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТ (табл. 3.3.1) используют смещение исходного контура (3.3.3).

2.6. Действительное передаточное число

$$u_д = z_2 / z_1 = 67/19 = 3{,}53.$$

2.7. Диаметры зубчатых колес:

- начальных

$$d_{w1} = m_n z_1 = 4{,}0 \cdot 19 = 76{,}00 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = m_n z_2 = 4{,}0 \cdot 67 = 268{,}00 \text{ мм};$$

- вершин зубьев

$$d_{a1} = m_n(z_1 + 2) = 4{,}0(19+2) = 84{,}00 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = m_n(z_2 + 2) = 4{,}0(67+2) = 276{,}00 \text{ мм};$$

- ножек зубьев

$$d_{f1} = m_n(z_1 - 2{,}5) = 4{,}0(19-2{,}5) = 66{,}0 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = m_n(z_2 - 2{,}5) = 4{,}0(67-2{,}5) = 258{,}00 \text{ мм}.$$

3. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

3.1. Окружная сила в зацеплении

$$F_t = 2T_1 \cdot 10^3 / d_{w1} = 2 \cdot 144{,}7 \cdot 10^3 / 76{,}0 = 3808 \text{ Н}.$$

3.2. Окружная скорость колес

$$\vartheta = \pi d_{w1} n_1 / (60 \cdot 10^3) = \pi \ 76{,}0 \cdot 255{,}4 / (60 \cdot 10^3) = 1{,}03 \text{ м/с}.$$

3.3. Степень точности $= f(\vartheta, \beta) \to 9$ (табл. 3.3.11).

3.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{H\vartheta} = 1{,}06 = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев).

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

$k_{H\alpha} = 1{,}13 = f(\vartheta$, степень точности) (табл. 3.3.10).

3.6. Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ht} = F_t k_{H\beta} k_{H\vartheta} k_{H\alpha} k_A / b_2 =$$

$$= 3808 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}13 \cdot 1{,}1/84 = 63{,}3 \text{ Н/мм}.$$

3.7. Допускаемые контактные напряжения для проверочного расчета

$$\sigma'_{H1(2)} = \sigma_{H\lim 1(2)} Z_{N1(2)} Z_R Z_\vartheta Z_X / S_{H1(2)};$$

$$\sigma'_{H1} = 610 \cdot 0{,}91 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 / 1{,}1 = 479 \text{ МПа};$$

$$\sigma'_{H2} = 570 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 / 1{,}1 = 473 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{H\lim 1} = 610$ МПа, $\sigma_{H\lim 2} = 570$ МПа - пределы контактной выносливости (3.2.4, пример 2, п. 2.4);

$Z_{N1} = 0{,}91$; $Z_{N2} = 0{,}96$ – коэффициент долговечности (3.2.4, пример 2, п. 2.3);

Z_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхностей зубьев.

Для $R_a = 6{,}3...3{,}2$ $Z_R = 0{,}95$;

Z_ϑ - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости колес, $Z_\vartheta = 1{,}0$ (рис. 3.2.7);

Z_X - коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, $Z_X = 1{,}0$ (рис. 3.2.8);

S_H - коэффициент запаса прочности (3.2.4 п. 2.3);

$S_H = 1{,}1$ - для зубчатых колес с однородной структурой материала.

Допускаемые контактные напряжения

$$\sigma'_{HP} = \sigma_{H\,1(2)\min} = 473 \text{ МПа}.$$

3.8. Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u \pm 1}{u}} \le \sigma'_{HP}.$$

$$\sigma_H = 2{,}50 \cdot 190 \cdot 0{,}88 \sqrt{\frac{63{,}3}{76{,}0} \frac{3{,}53+1}{3{,}53}} = 433 \text{ МПа} > \sigma'_{HP} = 473 \text{ МПа},$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. Для прямозубых колес $Z_H = 2{,}50$;

Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес, $Z_E = 190$ МПа$^{1/2}$;

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий,

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3} = \sqrt{(4-1{,}66)/3} = 0{,}88;$$

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

$$= (1{,}88 - 3{,}2(1/19 + 1/67)) \cos 0° = 1{,}66.$$

Недогрузка передачи $|(433-473)|100/473 = 8{,}5$ %, что недопустимо. Уменьшим ширину колеса.

$b_2 = 78$ мм; $W_{Ht} = 68{,}2$ Н/мм (п. 3.6); $\sigma_H = 449$ МПа.

Недогрузка передачи $|(449-473)|100/473 = 5{,}0$ %, что допустимо.

Ширина шестерни $b_1 = b_2 + (2...3) = 78+3 = 81$ мм.

4. Для прямозубой передачи п. 4 не выполняем.

5. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

5.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{F\vartheta} = 1{,}11 = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев).

5.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца.

$k_{F\beta} = 1{,}11 = f$(НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3, *в*).

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

$k_{F\alpha} = 1{,}35 = f(\beta, \vartheta$, степень точности) (табл. 3.3.10).

5.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе

$$W_{Ft} = F_t k_{F\beta} k_{F\vartheta} k_{F\alpha} k_A / b_2 =$$

$$= 3808 \cdot 1{,}11 \cdot 1{,}11 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}1/78 = 89{,}3 \text{ Н/мм}.$$

5.5. Эквивалентное число зубьев

$$z_{1E} = z_1 = 19; \quad z_{2E} = z_2 = 67.$$

5.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,

$Y_{FS1} = f(z_{1E}, x_1) = f(19) = 4{,}17$ $(x_{1(2)} = 0)$;

$Y_{FS2} = f(z_{2E}, x_2) = f(67) = 3{,}71$ (рис. 3.3.4).

5.7. Допускаемые изгибные напряжения для проверочного расчета $\sigma'_{FP2} = 273$ МПа; $\sigma'_{FP2} = 250$ МПа (3.3.2.1, пример 2, п. 5.7).

5.8. Расчет производим для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения

$\sigma_{FP1}/Y_{FS1} = 273/4{,}17 = 65{,}5$; $\sigma_{FP2}/Y_{FS2} = 250/3{,}71 = 67{,}4$.

Дальнейший расчет выполняем для шестерни.

5.9. Расчетные напряжения изгиба зуба шестерни

$$\sigma_{F1} = Y_{FS1} W_{Ft} / m_n \le \sigma'_{FP1};$$

$$\sigma_{F1} = 4{,}17 \cdot 89{,}3/4{,}0 = 93{,}1 \text{ МПа} < 273 \text{ МПа}.$$

6. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

6.1. Максимальные контактные напряжения

$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max}/T_{\text{ном}}} = 449\sqrt{1{,}8} = 602 \leqslant \sigma_{HP\,\max 1(2)} = 1484$ МПа.

6.2. Максимальные напряжения изгиба

$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1}(T_{\max}/T_{\text{ном}}) = 93{,}1 \cdot 1{,}8 = 168 \leqslant \sigma_{FP\,\max 1(2)} = 1080$ МПа.

7. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

7.1. Уточненный крутящий момент на колесе

$T_{2y} = T_2 u_д / u = 499{,}1 \cdot 3{,}53/3{,}55 = 496{,}3$ Н·м.

7.2. Окружные силы

$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 144{,}7/76{,}00 = 3807$ Н;

$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_{2y} / d_{w2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 496{,}3/268{,}00 = 3703$ Н.

7.3. Радиальные силы

$F_{r_1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha = 3573 \operatorname{tg}20° = 1300$ Н;

$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha = 3472 \operatorname{tg}20° = 1263$ Н.

Рассчитанные параметры и размеры колес зубчатой передачи (рис. 3.3.2, *а*):

$a_w = 172{,}00$ мм;	$m_n = 4{,}0$ мм;	$\beta = 0°$;
$z_1 = 19$;	$d_{w1} = 76{,}00$ мм;	$b_1 = 78$ мм;
$z_2 = 67$;	$d_{w2} = 268{,}00$ мм;	$b_2 = 81$ мм.

3.3.2.2. РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ [50, 51] (относительно a_w)*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора - рис. 3.3.3,*д*, схема 6.

T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u (табл. 2.6.4);

$T_{\max}/T_{\text{ном}}$ (табл. 15.10.1).

Материалы и термообработка зубчатых колес (3.2.1, 3.2.2, 3.2.4).

σ_{HP} - для проектировочного расчета, МПа (3.2.3 п. 2);

$\sigma_{HP\,\max 1(2)}$, $\sigma_{FP\,\max 1(2)}$, МПа (3.2.3 п. 5).

1. РАСЧЕТНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм

$$a'_w = k_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta} k_A}{\psi_{ba} \sigma^2_{HP} u} 10^3},$$

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,

$\psi_{bd} = b/d_1 = f$(НВ, расположение колес относительно опор) (табл. 3.3.7);

$k_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца для контактной прочности,

$k_{H\beta} = f$(НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3, *а,б*);

k_A - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

(+/–) - зацепление внешнее / внутреннее (рис. 3.1.1, *а,б*).

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

Расчет выполняют отдельно для косозубых и прямозубых передач.

КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta = 8...22°$)

2.1. Ширина венца зубчатого колеса, мм

$b_2 = b = \psi_{ba} a'_w$.

2.2. Ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (2...3)$, мм.

Величины b_1 и b_2 округляют до целых чисел, мм.

2.3. Величину a'_w округляют до **ближайшего** значения a_w ($a_w \approx a'_w$) в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.1).

2.4. Принимая предварительно

– угол наклона зуба $\beta' = 15°$,

– число зубьев шестерни $z'_1 = 17$,

определяют максимальное значение модуля, мм

$m_{\max} = 2 a_w \cos\beta' / (z'_1 (u+1))$;

– коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1{,}0$, определяют оптимальное значение модуля, мм

$m_{\text{опт}} = b_2 \sin\beta'/\pi$.

Значение модуля округляют до **ближайшей** величины $m_n \approx m_{\text{опт}}$ ($m_n \leqslant m_{\max}$) в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4).

2.5. Суммарное число зубьев передачи

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

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

2.6. Угол наклона зуба $\cos\beta = z_\Sigma m_n / (2 a_w)$,

(точность расчета – 4 знака после запятой).

Откуда $\beta = \text{arc}\cos\beta = \_\_^\circ \_\_' \_\_''$.

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

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

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

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

2.9. Диаметры зубчатых колес, мм:

– начальных $d_{w\,1(2)} = m_n z_{1(2)}/\cos\beta$;

– вершин зубьев $d_{a\,1(2)} = m_n (z_{1(2)}/\cos\beta \pm 2)$;

– ножек зубьев $d_{f\,1(2)} = m_n (z_{1(2)}/\cos\beta \mp 2{,}5)$.

(точность расчетов - 2 знака после запятой).

Дальнейший расчет – 3.3.2.1 п. 3...7.

ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta = 0°$)

2.1. Принимая предварительно $z'_1 = 17$, определяют модуль зацепления, мм $m' = 2 a'_w / (z_1 (u \pm 1))$.

* Существует методика расчета закрытых цилиндрических передач относительно параметра d_{w1} (3.3.2.1).

2.2. Значение m' округляют до **ближайшей** величины $m_n = m$ в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4).

2.3. Число зубьев шестерни $z_1 = 2a'_w/(m(u \pm 1))$. z_1 – целое число; $z_1 \geq 17$.

2.4. Число зубьев зубчатого колеса $z_2 = z_1 u$, z_2 – целое число.

2.5. Расчетное межосевое расстояние, мм,

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

При требовании иметь стандартное межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТом (табл. (табл. 3.3.1) используют смещение исходного контура (3.3.3).

2.6. Ширина венца зубчатого колеса, мм,

$$b_2 = b = \psi_{ba}\, a_w .$$

2.7. Ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (2...3)$, мм.

2.8. Диаметры зубчатых колес, мм (п. 2.8 при $\beta = 0°$).

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

Дальнейший расчет – 3.3.2.1 п. 3...7.

ПРИМЕР 1

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать параметры закрытой косозубой зубчатой передачи редуктора высокого технического уровня.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора - рис. 3.3.3,*д*, схема 6.

$T_1 = 144{,}7$ Н·м; $T_2 = 499{,}1$ Н·м; $n_1 = 255{,}4$ мин$^{-1}$;

$u = 3{,}55$ (табл. 2.6.5). $T_{max}/T_{ном} = 1{,}8$ (табл. 15.10.1).

Материал шестерни - 20ХН3А ГОСТ 4543-71,

$HRC_1 = 57$; $\sigma_{в1} = 680$ МПа; $\sigma_{т1} = 390$ МПа.

Материал колеса - 20ХН3А ГОСТ 4543-71,

$HRC_2 = 57$; $\sigma_{в2} = 680$ МПа; $\sigma_{т2} = 390$ МПа.

Термообработка – изотермический отжиг, цементация и закалка.

$\sigma_{HP} = 973$ МПа (3.2.4, пример 1, п. 2.6);

$\sigma_{HP\,max1(2)} = 2280$ МПа;

$\sigma_{FP\,max1(2)} = 1200$ МПа (3.2.4, пример 1, п. 5).

Условия работы - легкие. Передача нереверсивная.

Производство серийное (массовое).

РЕШЕНИЕ:

1. РАСЧЕТНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ

$$a'_w = k_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1\, k_{H\beta}\, k_A}{\psi_{ba}\, \sigma^2_{HP}\, u}\, 10^3} =$$

$$= 43{,}0(3{,}55+1) \sqrt[3]{\frac{144{,}7 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}1}{0{,}263 \cdot 973^2 \cdot 3{,}55}\, 10^3} = 112{,}2 \text{ мм},$$

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

ψ_{ba} – коэффициент ширины шестерни относительно межосевого растояния,

$\psi_{ba} = b/a_w = 2\psi_{bd}/(u \pm 1) = 2 \cdot 0{,}6/(3{,}55+1) = 0{,}263$;

$\psi_{bd} = 0{,}6$ - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = b/d_1 = f$(НВ, расположение колес относительно опор) (табл. 3.3.7);

$k_{H\beta} = 1{,}05$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $k_{H\beta} = f$(НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3,*б*);

(+) – зацепление внешнее (рис. 3.1.1,*а*);

$k_A = 1{,}1$ - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3).

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Ширина венца зубчатого колеса

$$b_2 = b = \psi_{ba}\, a'_w = 0{,}263 \cdot 112{,}3 = 29{,}44 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 29$ мм.

2.2. Ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (2...4)$ мм = 32 мм.

2.3. Величину a'_w округляем до **ближайшего** значения a_w в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.1), $a_w = 112$ мм.

2.4. Принимая предварительно

– угол наклона зуба $\beta' = 15°$,

– число зубьев шестерни $z'_1 = 17$,

определяем максимальный модуль зацепления

$$m_{max} = 2a_w \cos\beta' / (z'_1(u+1)) =$$

$$= 2 \cdot 112 \cos 15°/(17(3{,}55+1)) = 2{,}79 \text{ мм};$$

определяем оптимальный модуль зацепления ($\varepsilon_\beta = 1{,}0$)

$$m_{опт} = b_2 \sin\beta'/\pi = 29 \sin 15°/\pi = 2{,}39 \text{ мм}.$$

В соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4) принимаем $m_n = 2{,}5$ мм.

2.5. Суммарное число зубьев передачи

$$z'_\Sigma = 2a_w \cos\beta'/m_n = 2 \cdot 112 \cos 15°/2{,}5 = 86{,}5$$

округляем до **ближайшего** целого числа, $z_\Sigma = 86$.

2.6. Угол наклона зуба

$$\cos\beta = z_\Sigma m_n/(2a_w) = 86 \cdot 2{,}5/(2 \cdot 112) = 0{,}9598,$$

откуда $\beta = \arccos\beta = 16{,}297° = 16°17'48''$.

2.7. Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_\Sigma/(u+1) = 86/(3{,}55+1) = 18{,}9.$$

Принимаем $z_1 = 19$.

Число зубьев колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 86 - 19 = 67$.

2.8. Действительное передаточное число

$$u_д = z_2/z_1 = 67/19 = 3{,}53.$$

Действительное передаточное число отличается от номинального на (3,55-3,53)100/3,55 = 0,56 %, что допустимо.

2.9. Диаметры начальных окружностей зубчатых колес

$d_{w1} = m_n z_1/\cos\beta = 2{,}5 \cdot 19/0{,}9598 = 49{,}49$ мм;

$d_{w2} = m_n z_2/\cos\beta = 2{,}5 \cdot 67/0{,}9598 = 174{,}51$ мм.

Рассчитанные параметры и размеры колес зубчатой передачи (рис. 3.3.2, *а*):

$a_w = 112$ мм; $m_n = 2{,}5$ мм; $\beta = 16{,}297° = 16°17'48"$;
$z_1 = 19$; $d_{w1} = 49{,}49$ мм; $b_1 = 30$ мм;
$z_2 = 67$; $d_{w2} = 174{,}51$ мм; $b_2 = 28$ мм.

Полученные результаты полностью совпадают с результатами примера 1 (3.3.2.1).

Дальнейший расчет (3.3.2.1 пример 1, п. 3...7).

ПРИМЕР 2

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать параметры закрытой прямозубой зубчатой передачи редуктора среднего технического уровня.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора - рис. 3.3.3,*д*, схема 6.

$T_1 = 144{,}7$ Н·м; $T_2 = 499{,}1$ Н·м; $n_1 = 255{,}4$ мин$^{-1}$;
$u = 3{,}55$ (табл. 2.6.5). $T_{max}/T_{ном} = 1{,}8$ (табл. 15.10.1).

Материал шестерни - 45Х ГОСТ 4543-71,
$HB_1 = 270$; $\sigma_{в1} = 850$ МПа; $\sigma_{т1} = 650$ МПа.

Материал зубчатого колеса - 50 ГОСТ 1050-88,
$HB_2 = 250$; $\sigma_{в2} = 750$ МПа; $\sigma_{т2} = 530$ МПа.

Термообработка - улучшение (3.2.4, пример 2, п. 1).
$\sigma_{HP} = 447$ МПа (3.2.4, пример 2, п. 2.6);
$\sigma_{HP\,max\,1(2)} = 1820$ (1484) МПа;
$\sigma_{FP\,max\,1(2)} = 1080$ (1080) МПа (3.2.4, пример 2, п. 5).
Условия работы - легкие. Передача нереверсивная.
Производство единичное.

РЕШЕНИЕ:

1. РАСЧЕТНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ

$$a'_w = k_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \, k_{H\beta} \, k_A}{\psi_{ba} \, \sigma^2_{HP} \, u} 10^3} =$$

$$= 49{,}5(3{,}55+1) \sqrt[3]{\frac{144{,}7 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}1}{0{,}484 \cdot 447^2 \cdot 3{,}55} 10^3} = 177{,}8 \text{ мм},$$

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

ψ_{ba} – коэффициент ширины шестерни относительно межосевого растояния,
$\psi_{ba} = b/a_w = 2\psi_{bd}/(u+1) = 2 \cdot 1{,}1/(3{,}55+1) = 0{,}484$;

$\psi_{bd} = 1{,}1$ - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = b/d_1 = f$ (НВ, расположение колес относительно опор) (табл. 3.3.7);

$k_{H\beta} = 1{,}06$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $k_{H\beta} = f$ (НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3, *а*);

$k_A = 1{,}1$ - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

(+) – зацепление внешнее (рис. 3.1.1, *а*).

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Принимая предварительно число зубьев шестерни $z'_1 = 19$, определяем модуль зацепления

$$m' = 2a_w/(z'_1(u+1)) = 2 \cdot 177{,}8/(19(3{,}55+1)) = 4{,}11 \text{ мм}$$

и округляем его до **ближайшей** величины в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4) $m = 4{,}0$ мм.

2.2. Число зубьев шестерни

$$z_1 = 2a'_w/[m(u \pm 1)] = 2 \cdot 177{,}8/[4{,}0(3{,}55+1)] = 19{,}5.$$

Принимаем $z_1 = 19$.

2.3. Число зубьев зубчатого колеса

$$z_2 = z_1 u = 19 \cdot 3{,}55 = 67{,}4.$$

Принимаем $z_2 = 67$.

2.4. Расчетное межосевое расстояние

$$a_w = 0{,}5m(z_2 + z_1) = 0{,}5 \cdot 4{,}0(19+67) = 172{,}00 \text{ мм}.$$

При требовании иметь стандартное межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТ (табл. 3.3.1) используют смещение исходного контура (3.3.3).

2.5. Действительное передаточное число

$$u_д = z_2/z_1 = 67/19 = 3{,}53.$$

2.6. Ширина венца зубчатого колеса

$$b_2 = b = \psi_{ba} a'_w = 0{,}484 \cdot 172{,}0 = 83{,}5 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 84$ мм.

Ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (2...4)$ мм $= 88$ мм.

2.7. Диаметры зубчатых колес:

- начальных
$d_{w1} = m_n z_1 = 4{,}0 \cdot 19 = 76{,}00$ мм;
$d_{w2} = m_n z_2 = 4{,}0 \cdot 67 = 268{,}00$ мм;
- вершин зубьев
$d_{a1} = m_n(z_1+2) = 4{,}0(19+2) = 84{,}00$ мм;
$d_{a2} = m_n(z_2+2) = 4{,}0(67+2) = 276{,}00$ мм;
- ножек зубьев
$d_{f1} = m_n(z_1-2{,}5) = 4{,}0(19-2{,}5) = 66{,}0$ мм;
$d_{f2} = m_n(z_2-2{,}5) = 4{,}0(67-2{,}5) = 258{,}00$ мм.

Рассчитанные параметры и размеры колес зубчатой передачи (рис. 3.3.2, *а*):

$a_w = 172{,}00$ мм; $m_n = 4{,}0$ мм; $\beta = 0°$;
$z_1 = 19$; $d_{w1} = 76{,}00$ мм; $b_1 = 84$ мм;
$z_2 = 67$; $d_{w2} = 268{,}00$ мм; $b_2 = 88$ мм.

Полученные результаты полностью совпадают с результатами примера 3 (3.3.2.1).

Дальнейший расчет (3.3.2.1, пример 3, п. 3...7).

3.3.2.3. РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ [29, 51]

Схема расчета открытых передач (3.3.2).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема передачи (редуктора).

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

Материалы и термообработка зубчатых колес (3.2.1, 3.2.2, 3.2.4).

σ_{HP}, МПа (3.2.4 п. 2).

1. РАСЧЕТНЫЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ И МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

1.1. Расчетный диаметр шестерни, мм,

$$d_1' = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta} k_A}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \frac{u \pm 1}{u} 10^3},$$

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

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

$\psi_{bd} = b/d_1 = f$(НВ, расположение колес относительно опор (табл. 3.3.7);

$k_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца для контактной прочности,

$k_{H\beta} = f$ (НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3а);

k_A - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

(+/–) - зацепление внешнее / внутреннее (рис. (рис. 3.1.1,*а,б*).

1.2. Принимая предварительно $z_1' = 17$, определяют модуль зацепления, мм $m = d_1'/z_1'$.

Полученную величину округляют до ближайшей в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4).

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Ширина венца зубчатого колеса, мм,

$$b_2 = b = \psi_{bd} d_1'.$$

Ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (2...4)$, мм.

Величины b_1 и b_2 округляют до целых чисел.

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

z_1 - целое число, желательно нечетное ($z_1 \geqslant 17$).

2.3. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$; z_2 - целое число.

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

2.5. Расчетное межосевое расстояние, мм,

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

При требовании иметь стандартное межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.1) используют смещение исходного контура (3.3.3).

2.6. Диаметры зубчатых колес, мм:

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

(точность расчетов - 2 знака после запятой).

3. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

3.1. Уточненный крутящий момент на колесе, Н·м,

$$T_{2y} = T_2 u_д / u.$$

3.2. Окружные силы, Н:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_1/d_{w1}; \quad F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_{2y}/d_{w2}.$$

3.3. Радиальные силы, Н:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha; \qquad F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha, \qquad (\alpha = 20°).$$

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать параметры открытой зубчатой передачи.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема передачи - консольное размещение колес.

$T_1 = 135{,}8$ Н·м; $T_2 = 650{,}0$ Н·м; $n_1 = 125$ мин$^{-1}$; $u = 5$.

Материал шестерни - 50 ГОСТ 1050-88,

$НВ_1 = 240$; $\sigma_{в1} = 750$ МПа; $\sigma_{т1} = 530$ МПа.

Материал зубчатого колеса - 40 ГОСТ 1050-88,

$НВ_2 = 210$; $\sigma_{в2} = 700$ МПа; $\sigma_{т2} = 400$ МПа.

Термообработка - улучшение (3.2.4, пример 3, п. 1).

$\sigma_{HP} = 397$ МПа (3.2.4, пример 3, п. 2.6).

Условия работы - легкие. Передача нереверсивная.

Производство единичное.

РЕШЕНИЕ:

1. РАСЧЕТНЫЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ И МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

1.1. Расчетный диаметр шестерни

$$d_1' = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta} k_A}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \frac{u+1}{u} 10^3} =$$

$$= 77{,}0 \sqrt[3]{\frac{135{,}8 \cdot 1{,}15 \cdot 1{,}1}{0{,}35 \cdot 381^2} \frac{(5+1)}{5} 10^3} = 122{,}8 \text{ мм},$$

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

$\psi_{bd} = 0{,}35$ - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = b/d_1 = f$(НВ, расположение колес относительно опор) (табл. 3.3.7);

$k_{H\beta} = 1{,}05$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $k_{H\beta} = f$ (НВ, расположение колес относительно опор, ψ_{bd}) (рис. 3.3.3, *а*);

$k_A = 1{,}1$ - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

(+) - зацепление внешнее (рис. 3.1.1, *а*).

1.2. Принимая предварительно $z_1' = 17$, определяем модуль зацепления

$m = d_1'/z_1' = 122{,}8/17 = 7{,}22$ мм.

В соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4) принимаем $m = 7{,}0$ мм.

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Ширина венца зубчатого колеса

$$b = \psi_{bd}\, d_1' = 0{,}35 \cdot 122{,}8 = 43{,}0 \text{ мм}.$$

Ширина венца шестерни, мм $b_1 = b_2 + (2...4) = 47$ мм.

2.2. Число зубьев шестерни $z_1 = d_1'/m = 122{,}8/7{,}0 = 17{,}5$.

Принимаем $z_1 = 17$.

2.3. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u = 17 \cdot 5 = 85$.

2.4. Расчетное межосевое расстояние

$$a_w = 0{,}5 m (z_1 + z_2) = 0{,}5 \cdot 7{,}0(17+85) = 357 \text{ мм}.$$

При требовании иметь стандартное межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.1) используют смещение исходного контура (3.3.3).

2.5. Действительное передаточное число

$$u_д = z_2/z_1 = 85/17 = 5{,}0.$$

2.6. Диаметры зубчатых колес:

- начальных: $d_{w1} = m\, z_1 = 7{,}0 \cdot 17 = 119{,}0$ мм;

$d_{w2} = m\, z_2 = 7{,}0 \cdot 85 = 595{,}0$ мм;

- вершин зубьев:

$d_{a1} = m(z_1 + 2) = 7{,}0(17+2) = 133{,}0$ мм;

$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 7{,}0(85+2) = 609{,}0$ мм;

- ножек зубьев:

$d_{f1} = m(z_1 - 2{,}5) = 7{,}0(17 - 2{,}5) = 101{,}5$ мм;

$d_{f2} = m(z_2 - 2{,}5) = 7{,}0(85 - 2{,}5) = 577{,}5$ мм.

3. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

3.1. Уточненный крутящий момент на колесе

$$T_{2y} = T_2 u_д / u = 650{,}0 \cdot 5{,}0/5{,}0 = 650{,}0 \text{ Н·м}.$$

3.2. Окружные силы:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_1/d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 135{,}8/119 = 2282 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_{2y}/d_{w2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 652{,}0/595 = 2183 \text{ Н}.$$

3.3. Радиальные силы:

$$F_r = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha = 2282 \operatorname{tg}20° = 830 \text{ Н};$$

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha = 2183 \operatorname{tg}20° = 794 \text{ Н}.$$

Рассчитанные параметры и размеры колес зубчатой передачи (рис. 3.2.2, *а*):

$m_n = 7{,}0$ мм; $z_1 = 17$; $d_{w1} = 119{,}0$ мм; $b_2 = 43$ мм; $a_w = 357{,}0$ мм; $z_2 = 86$; $d_{w2} = 595{,}0$ мм; $b_1 = 47$ мм, ($\alpha = 20°$).

3.3.2.4. НОРМАТИВНЫЕ И ИНФОРМАЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА

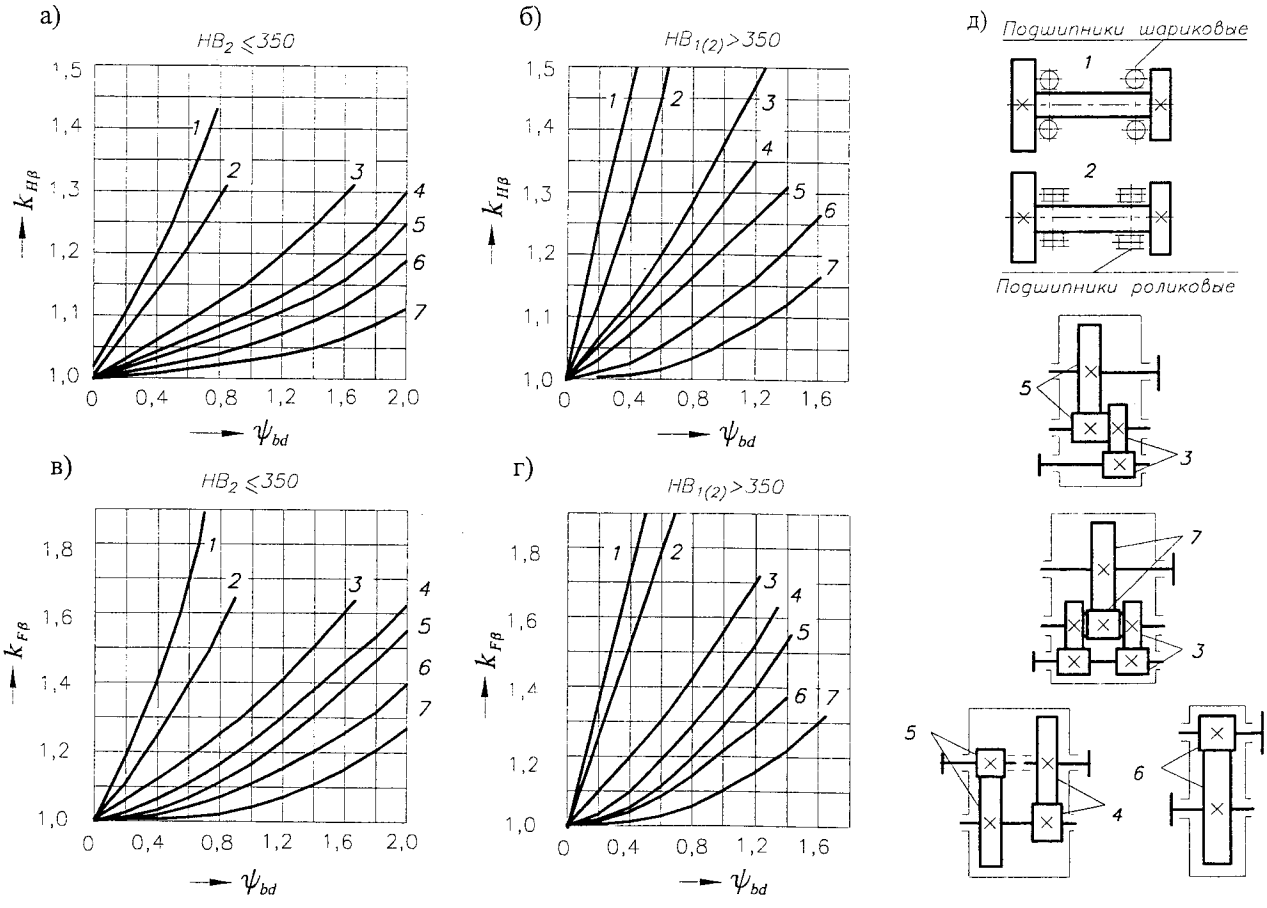


Рис. 3.3.3. Графики для определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки по ширине венца: а), б) при расчете контактной прочности зубьев $k_{H\beta}$; в), г) при расчете зубьев на изгиб $k_{F\beta}$ (для схем редукторов 1...7); д) схемы редукторов [14], ГОСТ 21354-87

Табл. 3.3.1. 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. 3.3.2. Рекомендуемые значения межосевых расстояний двух- и трехступенатых 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. 3.3.3. 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 и 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. 3.3.4. 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	7,0	9,0	11	14	18	22	

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

Табл. 3.3.5. Значения передаточных чисел u

ГОСТ 2185-66, ГОСТ 12289-76

u	Ряд										
	1	1,00	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0
	2	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0

u	Ряд											
	1	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100
	2	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	90	

1. Первый ряд следует предпочитать второму.
2. Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более, чем на 2,5 % при $u < 4,5$ и на 4 % при $u > 4,5$.
3. Ряд номинальных передаточных чисел используют при проектировании редукторов серийного или массового производства.

Табл. 3.3.6. Рекомендуемые значения общих передаточных чисел двух- и трехступенчатях 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

Табл. 3.3.7. Рекомендуемые значения коэффициентов ширины шестерни относительно ее диаметра $\psi_{bd} = b/d_1$ [14]

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
Несиммстричнос	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,3

1. Большие значения - для постоянных и близких к ним нагрузок, для жестких конструкций валов и опор.
2. Для шевронных передач b – сумма полушевронов; ψ_{bd} можно увеличить в 1,3...1,4 раза.

Табл. 3.3.8. Рекомендуемый ряд значений коэффициентов ширины шестерни относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = b/a_w$ для редукторов

ГОСТ 2185-66

ψ_{ba}											
0,100	0,125	0,160	0,200	0,250	0,315	0,40	0,50	0,63	0,80	1,00	1,25

Табл. 3.3.9. Значения коэффициентов $k_{H\upsilon}$ и $k_{F\upsilon}$, учитывающих внутренние динамические нагрузки зацепления

Степень точности	Твердость зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость колес ϑ, м/с				
			1	3	5	8	10
6	*а*	$k_{H\vartheta}$	1,03/1,01	1,09/1,03	1,16/1,06	1,25/1,09	1,32/1,13
		$k_{F\vartheta}$	1,06/1,03	1,18/1,09	1,32/1,13	1,50/1,20	1,64/1,26
	б	$k_{H\vartheta}$	1,02/1,01	1,06/1,03	1,10/1,04	1,16/1,06	1,20/1,08
		$k_{F\vartheta}$	1,02/1,01	1,06/1,03	1,10/1,04	1,16/1,06	1,20/1,08
7	*а*	$k_{H\vartheta}$	1,04/1,02	1,12/1,06	1,20/1,08	1,32/1,13	1,40/1,16
		$k_{F\vartheta}$	1,08/1,03	1,24/1,09	1,40/1,16	1,64/1,25	1,80/1,32
	б	$k_{H\vartheta}$	1,02/1,01	1,06/1,03	1,12/1,05	1,19/1,08	1,25/1,10
		$k_{F\vartheta}$	1,02/1,01	1,06/1,03	1,12/1,05	1,19/1,08	1,25/1,10
8	*а*	$k_{H\vartheta}$	1,05/1,02	1,15/1,06	1,24/1,10	1,38/1,15	1,48/1,19
		$k_{F\vartheta}$	1,10/1,04	1,30/1,12	1,48/1,19	1,77/1,30	1,96/1,38
	б	$k_{H\vartheta}$	1,03/1,01	1,09/1,03	1,15/1,06	1,24/1,09	1,30/1,12
		$k_{F\vartheta}$	1,03/1,01	1,09/1,03	1,15/1,06	1,24/1,09	1,30/1,12
9	*а*	$k_{H\vartheta}$	1,06/1,02	1,12/1,06	1,28/1,11	1,45/1,18	1,56/1,22
		$k_{F\vartheta}$	1,11/1,04	1,33/1,12	1,56/1,22	1,90/1,36	2,25/1,45
	б	$k_{H\vartheta}$	1,03/1,01	1,09/1,03	1,17/1,07	1,28/1,11	1,35/1,14
		$k_{F\vartheta}$	1,03/1,01	1,09/1,03	1,17/1,07	1,28/1,11	1,35/1,14

1. *а* – $HB_2 \leq 350$; *б* – $HRC_2 > 35$.
2. Данные в числителе – для прямозубых колес; данные в знаменателе – для косозубых колес.
3. Для конических колес значения $k_{H\vartheta}$ и $k_{F\vartheta}$ выбираются с понижением точности на одну степень.

Табл. 3.3.10. Значения коэффициентов $k_{H\alpha}$ и $k_{F\alpha}$, учитывающих неравномерность нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев [14]

Окружная скорость колес ϑ, 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. 3.3.11. Рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач [14]

Степень точности не ниже	Окружная скорость ϑ, м/с		Область применения
	$\beta = 0°$	$\beta > 0°$	
6 (высокоточная)	до 20	до 35	1
7 (точная)	до 15	до 25	2
8 (средней точн.)	до 6	до 10	3
9 (понижен.точн.)	до 2	до 3,5	4

Область применения:

1. Высокоточные передачи, повышенные скорости, большие нагрузки. Колеса скоростных редукторов, станкостроение.
2. Точные передачи, повышенные скорости, умеренные нагрузки. Колеса подачи в станках, редукторы в авиа- и автостроении.
3. Колеса средней точности. Общее машиностроение, колеса станков, не входящие в делительные цепи, ПТМ.
4. Пониженная точность, ненагруженные передачи.

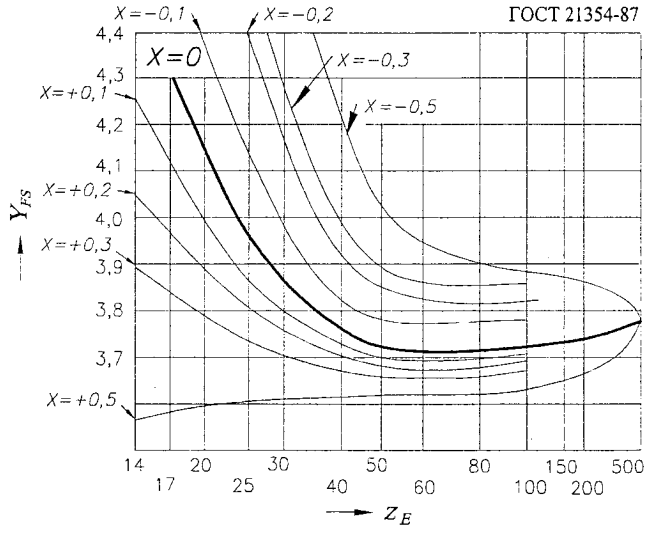


Рис. 3.3.4. Графики для определения коэффициента Y_{FS}, учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений

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. $\beta > 0°$; $z_{E1(2)} = z_{1(2)}/(\cos^3\beta \cdot \cos\delta_{1(2)})$.

3.3.3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ СО СМЕЩЕНИЕМ ИСХОДНОГО КОНТУРА КОЛЕС ОТНОСИТЕЛЬНО a_w [26, 42]

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

РЕШЕНИЕ:

1. Расчетное межосевое расстояние, мм,

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

где $(\pm)$ - верхний знак – зацепление внешнее;
- нижний знак – зацепление внутреннее.

2. Межосевое расстояние a_w, мм, в соответствии с ГОСТ (табл. 3.3.1) $a_w > a_{wo}$.

3. Для получения значений коэффициентов смещения исходного профиля в границах $x = |\sim 1{,}0|$ величины z_1 и z_2 следует принять такими (при соблюдении u), чтобы выполнялись условия:

– зацепление внешнее

$0{,}5m(z_2+z_1+2) < a_w$; $0{,}5m(z_2+z_1+3) > a_w$;

– зацепление внутреннее

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

4. Угол профиля начальный (угол зацепления корригированной передачи), град,

$$\alpha_w = \arccos\left((a_{wo}/a_w)\cos\alpha\right).$$

5. 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 - $x_\Sigma < 0$.

6. Условное межосевое расстояние, мм,

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

(Точность расчета –2 знака после запятой).

7. Коэффициент уравнительного смещения

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

8. Значения коэффициентов смещения шестерни x_1 и колеса x_2 принимают:
- для внешнего зацепления – обратно пропорционально числу зубьев (для повышения изгибной прочности зубьев шестерни, но при этом имеет место заострение головки зуба шестерни)

$$x_1 z_1 = x_2 z_2; \quad x_\Sigma = x_2 + x_1.$$

Откуда $x_1 = x_\Sigma/(1 + z_1/z_2)$; $x_2 = x_\Sigma - x_1$;
- для внутреннего зацепления

$$x_1 = -(0{,}7 \ldots 1{,}0); \quad x_2 = x_\Sigma - x_1.$$

9. Геометрические размеры зубьев и колес, мм:
- диаметры начальных окружностей

$$d_{w1} = 2a_w/(u \pm 1); \qquad d_{w2} = 2a_w u/(u \pm 1);$$

- диаметры делительных окружностей

$$d_1 = m z_1; \qquad d_2 = m z_2;$$

- высота головки зуба h_a $(h_a' = 1{,}0)$,

$$h_{a1} = (h_a' + x_1 - \triangle y)\,m; \qquad h_{a2} = (h_a' + x_2 - \triangle y)m;$$

- диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 \pm 2h_{a1}; \qquad d_{a2} = d_2 \pm 2h_{a2};$$

- высота ножки зуба h_f $(h_f' = 1{,}25)$,

$$h_{f1} = (h_f' - x_1)\,m; \qquad h_{f2} = (h_f' - x_2)\,m;$$

- диаметры впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 \mp 2h_{f1}; \qquad d_{f2} = d_2 \mp 2h_{f2};$$

- диаметры основных окружностей

$$d_{b\,1(2)} = d_{1(2)}\cos\alpha.$$

(Точность расчета – 2 знака после запятой).

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ:

Выполнить геометрический расчет прямозубой цилиндрической корригированной передачи для получения межосевого расстояния в соответствии с ГОСТом.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Параметры передачи (3.3.2.1, пример 3):
$m = 4{,}0$ мм; $z_1 = 19$; $z_2 = 67$; $\alpha = 20°$.

$u_д = z_2/z_1 = 67/19 = 3{,}53$.

РЕШЕНИЕ:

1. Расчетное межосевое расстояние

$$a_{wo} = 0{,}5m\,(z_2 + z_1) = 0{,}5 \cdot 4{,}0(19+67) = 172{,}00 \text{ мм}.$$

2. Межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.1) $a_w = 180 > a_{wo} = 172{,}00$ мм.

3. Для получения значений коэффициентов смещения исходного профиля $x = |\sim 1{,}0|$ определенные в п. 2.3 примера 3 (3.3.2.1) числа зубьев $z_1 = 19$; $z_2 = 67$ $(z_\Sigma = z_1 + z_2 = 19+67 = 86)$ принимаем такими, чтобы

а) $0{,}5m\,(z_\Sigma' + 2) < a_w$. Откуда

$$z_\Sigma' < a_w/0{,}5m - 2 = 180/(0{,}5 \cdot 4{,}0) - 2 = 88{,}0;$$

б) $0{,}5m\,(z_\Sigma' + 3) > a_w$. Откуда

$$z_\Sigma' > a_w/0{,}5m - 3 = 180/(0{,}5 \cdot 4{,}0) - 3 = 87{,}0.$$

Принимаем $z_\Sigma = 88$.

Определяем предварительное число зубьев шестерни

$$z_1 = 2a_w/(m\,(u+1)) = 2 \cdot 180/(4{,}0(3{,}55+1)) = 19{,}7.$$

Принимаем $z_1 = 20$ (19).

Тогда $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 88 - 20(19) = 68$ (69).

Желательно иметь $z_1 = 19$.

Тогда $z_2 = z_\Sigma' - z_1 = 88 - 19 = 69$.

Передаточное число передачи

$$u_д = z_2/z_1 = 69/19 = 3{,}63.$$

Межосевое расстояние, мм,

$$a_{wo}' = 0{,}5m\,(z_2 + z_1) = 0{,}5 \cdot 4{,}0(19+69) = 176{,}00 \text{ мм}.$$

4. Угол профиля начальный (угол зацепления корригированной передачи)

$$\alpha_w = \arccos\left[(a_{wo}'/a_w)\cos\alpha\right] =$$
$$= \arccos\left[(176{,}0/180{,}0)\cos\alpha\right] = 23{,}247° = 23°14'\,50''.$$

5. Коэффициент суммы смещений шестерни и колеса

$$x_\Sigma = (\mathrm{inv}\alpha_w - \mathrm{inv}\alpha)\,z_\Sigma'/(2\,\mathrm{tg}\alpha) =$$
$$= (0{,}023832 - 0{,}014904)\,88/(2\mathrm{tg}20°) = 1{,}079,$$

где $\mathrm{inv}\,\alpha_w = \mathrm{tg}\,\alpha_w - \alpha_w = \mathrm{tg}\,23{,}247° - 2\pi 23{,}247°/360° = 0{,}023832$;
$\mathrm{inv}\,\alpha = \mathrm{tg}\,\alpha - \alpha = \mathrm{tg}\,20° - 2\pi 20°/360° = 0{,}014904$.

6. Условное межосевое расстояние

$$a_o = a_{wo}' + x_\Sigma m_n = 176{,}00 + 1{,}079 \cdot 4{,}0 = 180{,}317 \text{ мм}.$$

7. Коэффициент уравнительного смещения

$$\triangle y = (a_o - a_w)/m_n = (180{,}317 - 180{,}00)/4{,}0 = 0{,}079.$$

8. Значения коэффициентов смещения шестерни x_1 и колеса x_2 принимаем обратно пропорционально числу зубьев

$$x_1 = x_\Sigma/(1 + z_1/z_2) = 1{,}079/(1 + 19/69) = 0{,}846;$$
$$x_2 = x_\Sigma - x_1 = 1{,}079 - 0{,}846 = 0{,}233.$$

9. Геометрические размеры зубьев и колес:
- диаметры начальных окружностей

$$d_{w1} = 2a_w/(z_2/z_1 + 1) = 2 \cdot 200/(69/18+1) = 82{,}76 \text{ мм};$$
$$d_{w2} = 2a_w(z_2/z_1)/(z_2/z_1 + 1) = 2 \cdot 200\,(69/18)/(69/18+1) = 317{,}24 \text{ мм};$$

- диаметры делительных окружностей

$$d_1 = m z_1 = 4{,}0 \cdot 19 = 76{,}0 \text{ мм};$$
$$d_2 = m z_2 = 4{,}0 \cdot 69 = 276{,}0 \text{ мм};$$

- высота головки зуба h_a $(h_a' = 1{,}0)$

$$h_{a1} = (h_a' + x_1 - \triangle y)\,m = (1{,}0 + 0{,}846 - 0{,}079)4{,}0 = 7{,}07 \text{ мм};$$
$$h_{a2} = (h_a' + x_2 - \triangle y)\,m = (1{,}0 + 0{,}233 - 0{,}079)4{,}0 = 4{,}62 \text{ мм};$$

- диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 76 + 2 \cdot 7{,}07 = 90{,}14 \text{ мм};$$
$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 276 + 2 \cdot 4{,}62 = 285{,}24 \text{ мм};$$

– высота ножки зуба h_f' ($h_f' = 1{,}25$)

$h_{f1} = (h_f' - x_1)\,m = (1{,}25 - 0{,}846)4{,}0 = 1{,}62$ мм;

$h_{f2} = (h_f' - x_2)\,m = (1{,}25 - 0{,}233)4{,}0 = 4{,}07$ мм;

– диаметры впадин зубьев

$d_{f1} = d_1 - 2\,h_{f1} = 76\text{-}2\cdot 1{,}62 = 53{,}76$ мм;

$d_{f2} = d_2 - 2\,h_{f2} = 276\text{-}2\cdot 4{,}07 = 267{,}86$ мм;

– диаметры основных окружностей

$d_{b1} = d_1 \cos\alpha = 76\cos 20° = 71{,}42$ мм;

$d_{b2} = d_2 \cos\alpha = 276\cos 20° = 259{,}36$ мм.

3.3.4. ТОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС ГОСТ 1643-81

3.3.4.1. СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ И ВИДЫ СОПРЯЖЕНИЯ ЗУБЬЕВ

Допуски для цилиндрических зубчатых передач модулем $m \geq 1$ мм определены ГОСТ 1643-81. Указанный ГОСТ распространяется на цилиндрические эвольвентные передачи внешнего и внутреннего зацепления (рис. 3.1.1а,б) с делительным диаметром до 6300 мм, шириной венца не свыше 1250 мм, модулем от 1 до 56 мм.

Установлены 12 степеней точности зубчатых колес и передач, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2,..., 11, 12, причем степени 1 и 2 не регламентируются. В общем машиностроении используют 6, 7, 8 и 9 степени точности (табл. 3.3.11).

Для каждой степени определены нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Их можно комбинировать с учетом предусмотренных стандартом правил. Так, нормы плавности работы могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности, нормы контакта зубьев могут назначаться любой степени, более точной, чем нормы плавности работы.

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть определен гарантированный боковой зазор Jn, регламетрированный одним из шести видов сопряжений (H – нулевой, F – весьма малый, D – малый, C – уменьшенный, B – нормальный, A – увеличенный зазоры) (рис. 3.3.5).

Кроме вида сопряжения выбирают допуск на боковой зазор на предусмотренных стандартами и обозначаемых в порядке возрастания его величины буквами h, d, c, b, a, z, y, x.

Виды сопряжений зубчатых колес в зависимости от степени точности по нормам плавности приведены в табл. 3.3.12.

Обычно сопряжениям H и F соответсвует допуск на боковой зазор h, а D, C, B, A – d, c, b, a. Однако можно изменять виды допуска, используя при этом z, y, x.

Назначение показателей точности цилиндрических зубчатых колес следует производить по табл. 3.3.13, 3.3.14.

Точность изготовления зубчатых колес задается степенью точности, а требования к боковому зазору - видом сопряжения по нормам бокового зазора.

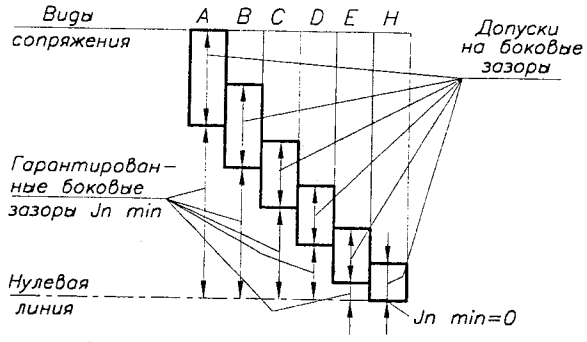


Рис. 3.3.5. Виды сопряжения зубьев и гарантированные боковые зазоры

Табл. 3.3.12. 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

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ точности цилиндрической передачи со степенью точности 7 по всем нормам, с видом сопряжения колес B

7–B ГОСТ 1643–81

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 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 и видом допуска на боковой зазор b:

9–8–7–B–b ГОСТ 1643–81

Степень точности цилиндрических эвольвентных зубчатых передач редукторов в зависимости от окружной скорости зубчатых колес должна быть не ниже указанной в табл. 3.3.15.

Табл. 3.3.13. Зависимость показателей точности цилиндрических зубчатых колес от степени точности

ГОСТ 16162-93

Комплекс и показатели качества	Обозначение	Ст. точн.
1	2	3
ПО НОРМАМ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ		
Наибольшая кинематическая погрешность	F_{ir}'	3...8
Накопленная погрешность шага Накопленная погрешность k шагов	F_{pr} F_{pkr}	3...6
Погрешность обката Радиальное биение зубчатого венца	F_{cr} F_{rr}	3...8
Колебания длины общей нормали Радиальное биение зубчатого венца	$F_{\vartheta Wr}$ F_{rr}	3...8
Колебания длины общей нормали Колебания измерительного межосевого расстояния за оборот колеса	$F_{\vartheta Wr}$ F_{ir}''	5...8
Накопленная погрешность шага	F_{pr}	7...8
Колебания измерительного межосевого расстояния за оборот колеса	F_{ir}''	9...12
Радиальное биение зубчатого венца	F_{rr}	9...12
ПО НОРМАМ ПЛАВНОСТИ		
Местная кинематическая погрешность	f_{ir}'	3...8
Циклическая погрешность зубцовой частоты	f_{zzr}	3...8
Отклонение шага зацепления Погрешность профиля зуба	f_{pbr} f_{fr}	3...8
Отклонение шага зацепления Отклонение шага	f_{pbr} f_{ptr}	3...8
Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	f_{ir}''	5...12
Отклонение шага зацепления	f_{pbr}	9...12
Отклонение шага	f_{ptr}	9...12
ПО НОРМАМ КОНТАКТА ЗУБЬЕВ		
Погрешность направления зуба	$F_{\beta r}$	3...12
Суммарная погрешность контактной линии колеса	F_{hr}	3...12
Суммарное пятно контакта передачи		3...11

Продолжение табл. 3.3.13

1	2	3
ПО НОРМАМ БОКОВОГО ЗАЗОРА		
Гарантированный боковой зазор	$j_{n.\min}$	Для всех степеней точности
Наименьшее дополнительное смещение исходного контура и допуск	E_{Hs}, T_H	
Наименьшее отклонение средней длины общей нормали и допуск	E_{Wms}, T_{Wm}	
Наименьшее отклонение средней длины общей нормали и допуск	E_{Wms}, T_{Wm}	
Наименьшее отклонение длины общей нормали и допуск	E_{Ws}, T_W	Для всех степеней точности
Наименьшее отклонение толщины зуба и допуск	E_{cs}, T_c	
Предельное отклонение измерительного межосевого расстояния	$E_{a"s}, T_{a"i}$	
Наименьшее отклонение размера по роликам и допуск	E_{Ms}, T_M	
Отклонение межосевого расстояния	f_{ar}	

Табл. 3.3.14. Комплексы контроля цилиндрических зубчатых колес

Нормы	Редукторы, станки, автомобили		Тракторы, с/х машины	
	Степени точности			
	5...6	6...8	6...9	9...11
Кинематической точности	F_{ir}'	F_{ir}'', $F_{\vartheta Wr}$		F_{ir}''
Плавности работы	f_{pbr}, f_{fr}	F_{ir}''		
Контакта зубьев	$F_{\beta r}$	Пятно контакта		
Бокового зазора	E_{Wms}	$E_{a"s}, T_{a"i}$		

Табл. 3.3.15. Зависимость степени точности цилиндрических зубчатых колес редукторов от окружной скорости

ГОСТ 16162-93

Степень точности	Окружная скорость ϑ, м/с
10-9-7-В	До 5
9-9-7-В	От 5 до 8
9-8-7-В	От 8 до 12,5
8-7-7-В	От 12,5

3.3.4.2. ДАННЫЕ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ВЗАИМНОГО ПОЛОЖЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС [21, 49]

Во второй части таблицы параметров венца цилиндрических колес (табл. 3.3.26) должны быть приведены данные для контроля взаимного положения профилей зубьев по одному из следующих вариантов:

1. Длина общей нормали W через z_w зубьев, (3.3.4.2 п. 1).
2. Толщина зуба по постоянной хорде $\bar{S}_c$ и высота до постоянной хорды $\bar{h}_c$, (3.3.4.2 п. 2).
3. Торцевой размер по роликам (шарикам) M и диаметр ролика (шарика) D.

1. Длина общей нормали

А. Прямозубые колеса

Длиной общей нормали (W) к двум разноименным боковым поверхностям зубьев называют длину

прямой AB, касательной к основной окружности d_b (см. рис. 3.3.6).

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, $W' = f(z)$, $z_w = f(z)$, (табл. 3.3.16);

x – коэффициент радиального смещения;

z – число зубьев измеряемого колеса;

m – модуль зацепления, мм.

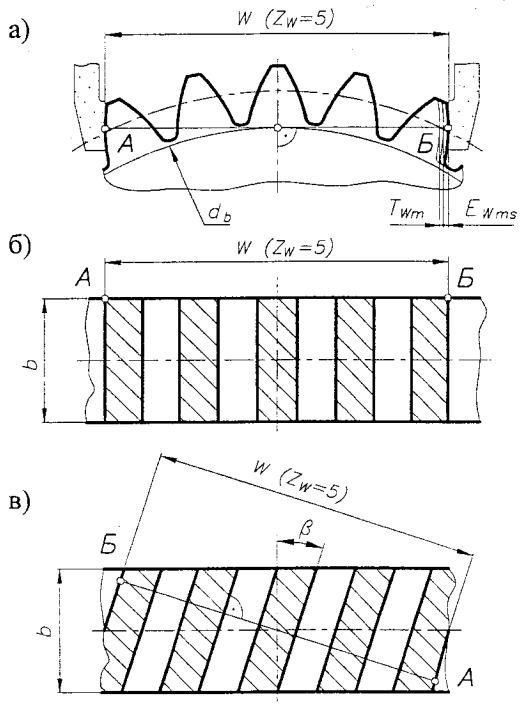


Рис. 3.3.6. Схема замера длины общей нормали W: а) при числе охватываемых зубьев $z_w = 5$ для цилиндрических колес: б) прямозубых; в) косозубых, а также расположение отклонений и допусков

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, $E_{Wms} = E'_{Wms} + E''_{Wms}$;

E'_{Wms} – слагаемое 1 отклонения, (табл. 3.3.17), $E'_{Wms} = f(d$, степень точности, вид сопряжения);

E''_{Wms} – слагаемое 2 отклонения, (табл. 3.3.19), $E''_{Wms} = f(F_r)$;

T_{Wm} – допуск на среднюю длину общей нормали, (табл. 3.3.20), $T_{Wm} = f$ (вид сопряжения, вид допуска на боковой зазор, F_r), мкм);

F_r – допуск на радиальное биение зубчатого венца, (табл. 3.3.18), $F_r = f$ (степень точности, d, m), мкм.

ПРИМЕР 1

Зубчатое колесо $z = 42$, $m = 5$ мм, $\beta = 0°$, степень точности $8-C$, $x = 0$, зацепление внешнее.

Диаметр делительной окружности $d = m\,z = 5 \cdot 42 = 210$ мм.

Число зубьев, охватываемых при измерении, $z_w = 5$ (табл. 3.3.16).

Длина общей нормали при $m = 1$ мм для числа зубьев $z = 42$ $W' = 13{,}8728$ мм (табл. 3.3.16).

Номинальная длина общей нормали при $\alpha = 20°$

$W^* = (W' + 0{,}684\,x)\,m = (13{,}8728 + 0{,}684 \cdot 0) \cdot 5 = 69{,}364$ мм.

Наименьшее отклонение средней длины общей нормали

$E_{Wms} = E'_{Wms} + E''_{Wms} = 0{,}100 + 0{,}018 = 0{,}118$ мм,

где $E'_{Wms} = 0{,}100$ мм – первое слагаемое отклонения, $E'_{Wms} = f(d$, степень точности, вид сопряжения), (табл. 3.3.17);

3.3.16. Длина общей нормали W' цилиндрических зубчатых колес, мм [22] ($x = 0$, $\alpha = 20°$, $m = 1{,}0$ мм)

z	z_w	W'	z	z_w	W'	z	z_w	W'	z	z_w	W'	z	z_w	W'
11	2	4,5822	29	4	10,7386	47	6	16,8950	65	8	23,0513	83	10	29,2077
12		,5963	30		,7526	48		,9090	66		,0653	84		,2217
13		,6103	31		,7666	49		,9230	67		,0794	85		,2357
14		,6243	32		,7806	50		,9370	68		,0934	86		,2497
15		,6383	33		,7946	51			69		,1074	87		,2637
16		4,6523	34		10,8086	52		16,9650	70		23,1214	88		29,2777
17	3	7,6184	35	5	13,7748	53	7	19,9311	71	9	26,0875	89	11	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		,6744	39		,8308	57		19,9872	75		,1435	93		,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	4	10,6966	44	6	16,8530	62	8	23,0093	80	10	29,1657	98	12	35,3320
27		,7106	45		,8670	63		,0233	81		,1797	99		,3360
28		10,7246	46		16,8810	64		23,0373	82		29,1937	100		35,3500

$E''_{Wms} = 0{,}018$ мм – второе слагаемое отклонения, $E''_{Wms} = f(F_r)$, (табл. 3.3.19);

$F_r = 71$ мкм – допуск на радиальное биение зубчатого венца, $F_r = f$ (степень точности, d, m), (табл. 3.3.18);

$T_{Wm} = 0{,}090$ мм – допуск на среднюю длину общей нормали, $T_{Wm} = f$ (вид сопряжения, вид допуска на боковой зазор (F_r), (табл. 3.3.20).

Действительная длина общей нормали, указываемая на чертеже, $W = (W^* - E_{Wms}) - T_{Wm} =$

$= (69{,}364 - 0{,}118)_{-0{,}09} = 69{,}25_{-0{,}09}$ мм.

Б. Косозубые колеса

Для расчета длины общей нормали цилиндрических косозубых и шевронных колес используют те же зависимости и таблицы, что и для прямозубых колес, но для расчета применяют условное число зубьев $z_y = zk$. Значения $k = f(\beta)$ (табл. 3.3.21).

Как правило, условное число зубьев z_y не получается целым. Поэтому вводят поправку W_y, определяемую дробной частью $(z_y - z'_y)$

$$W_y = 0{,}0149\,(z_y - z'_y),$$

где z'_y - целая часть условного числа зубьев.

Тогда номинальная длина общей нормали при $\alpha = 20°$, мм $W^* = (W' + W_y + 0{,}684\,x)\,m$.

Дальнейший расчет (см. п. А. Прямозубые колеса).

ПРИМЕР 2 (см. рис. 3.3.26):

Зубчатое колесо $z = 42$, $m = 5$ мм, $\beta = 17°36'45'' = 17{,}6124°$, степень точности 9-8-7-В, $x = 0$, зацепление внешнее.

Диаметр делительной окружности

$d = m\,z / \cos 17{,}6124° = 5 \cdot 42 / 0{,}9531 = 220{,}33$ мм.

Коэффициент для определения условного числа зубьев $k = 1{,}1465$ (табл. 3.3.21).

Условное число зубьев

$$z_y = zk = 42 \cdot 1{,}1465 = 48{,}15 \quad (z'_y = 48).$$

Для $z'_y = 48$ число зубьев, охватываемых при измерении, $z_w = 6$ (табл. 3.3.16).

Длина общей нормали при $m = 1$ мм для числа зубьев z_w

$W' = 16{,}9090$ мм (табл. 3.3.16).

Поправка, определяемая дробной частью $(z_y - z'_y)$,

$W_y = 0{,}0149\,(z_y - z'_y) = 0{,}0149\,(48{,}15 - 45) = 0{,}0022$ мм.

Номинальная длина общей нормали при $\alpha = 20°$

$W^* = (W' + W_y + 0{,}684\,x)\,m =$

$= (16{,}9090 + 0{,}0022 + 0) \cdot 5 = 84{,}556$ мм.

Наименьшее отклонение средней длины общей нормали

$E_{Wms} = E'_{Wms} + E''_{Wms} = 0{,}160 + 0{,}022 = 0{,}182$ мм,

где $E'_{Wms} = 0{,}160$ мм – первое слагаемое отклонения, $E'_{Wms} = f(d$, степень точности, вид сопряжения), (табл. 3.3.17);

$E''_{Wms} = 0{,}022$ мм – второе слагаемое отклонения, $E''_{Wms} = f(F_r)$, (табл. 3.19).

$F_r = 100$ мкм – допуск на радиальное биение зубчатого венца, $F_r = f$ (степень точности, d, m) (табл. 3.3.18);

$T_{Wm} = 0{,}120$ мм – допуск на среднюю длину общей нормали, $T_{Wm} = f$ (вид сопряжения, вид допуска на боковой зазор, F_r) (табл. 3.3.20).

Действительная длина общей нормали, указываемая на чертеже, $W = (W^* - E_{Wms}) - T_{Wm} =$

$= (84{,}556 - 0{,}182)_{-0{,}12} = 84{,}37_{-0{,}12}$ мм.

Табл. 3.3.17. Наименьшее отклонение средней длины общей нормали E'_{Wms} (слагаемое 1)

ГОСТ 1643-81

Ст. точности	Вид сопряж.	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. 3.3.18. 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											
$1 \leqslant m < 3{,}5$	25	36	45	36	50	63	45	63	80	71	80	100
$3{,}5 \leqslant m < 6{,}3$	28	40	50	40	56	71	50	71	90	80	100	112
$6{,}3 \leqslant m < 10$	32	45	56	45	63	80	56	80	100	90	112	125
$10 \leqslant m < 16$	–	50	63	–	71	90	–	90	112	–	125	160

Табл. 3.3.19. 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. 3.3.20. Допуск на среднюю длину общей нормали T_{Wm} 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		
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. 3.3.21. Значения коэффициента k для расчета условного числа зубьев [21, 22]

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 значения k находят интерполированием.
2. Для величин $\beta > 23°$ значения k представлены в [22].

2. Толщина зубьев по постоянной хорде и высота до постоянной хорды (рис. 3.3.7)

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,

$E_{\bar{s}c} = 2\,\mathrm{tg}\,\alpha\; E_{Hs} = 0{,}728\,E_{Hs}$;

E_{Hs} – наименьшее смещение исходного контура, $E_{Hs} = f$ (степень точности и вид сопряжения зубьев, d), (табл. 3.3.22);

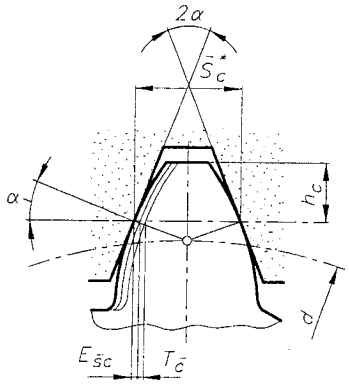
$T_{\bar{c}}$ – допуск на толщину зуба по постоянной хорде $T_{\bar{c}} = 2\,\mathrm{tg}\,\alpha\; T_H = 0{,}728\,T_H$,

T_H – допуск на смещение исходного контура, $T_H = f$ (вид сопряжения зубьев, допуск на боковой зазор, F_r), (табл. 3.3.23);

F_r – допуск на радиальное биение зубчатого венца. $F_r = f$ (степень точности, d, m), (табл. 3.3.18).

2. Высота головки зуба до постоянной хорды, мм $\bar{h}_c = 0{,}5\,(d_a - d - 0{,}364\,\bar{S}_c^*)$.

При $x = 0$ $\bar{h}_c = 0{,}748\,m$, мм.



3.3.7. Схема замера постоянной хорды и размещение отклонений и допусков для цилиндрических колес

Табл. 3.3.22. Наименьшее смещение исходного контура E_{Hs} для колес с внешними зубьями ГОСТ 1643-81

Ст.точности	Вид сопряж.	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. 3.3.23. Допуск на смещение исходного контура T_H ГОСТ 1643-81

Ст.точности	Вид сопряж.	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

ПРИМЕР 3

Зубчатое колесо $z = 42$, $m = 5$ мм, $\beta = 17°36'45" = 17{,}6124°$, степень точности 9-8-7-В, $x = 0$, зацепление внешнее, (рис. 3.3.26).

Диаметр делительной окружности

$$d = m\,z/\cos 17{,}6124° = 5 \cdot 42/0{,}9531 = 220{,}33 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_a = m\,(z/\cos\beta + 2) = 5\,(42/0{,}9531 + 2) = 230{,}33 \text{ мм}.$$

Номинальная толщина зуба по постоянной хорде

$$\bar{S}_c^* = (1{,}387 + 0{,}643\,x)\,m = (1{,}387 + 0{,}643 \cdot 0)\,5 = 6{,}935 \text{ мм}.$$

Наименьшее смещение исходного контура

$E_{Hs} = f$ (степень точности, вид сопряжения зубьев, d), (табл. 3.3.22), $E_{Hs} = 0{,}220$ мм.

Наименьшее отклонение толщины зуба по постоянной хорде

$$E_{\bar{s}c} = 0{,}728\,E_{Hs} = 0{,}728 \cdot 0{,}220 = 0{,}160 \text{ мм}.$$

Допуск на радиальное биение зубчатого венца,

$F_r = f$ (степень точности, d, m), (табл. 3.3.18), $F_r = 0{,}071$ мм.

Допуск на смещение исходного контура

$T_H = f$ (вид сопряжения зубьев, допуск на боковой зазор F_r), (табл. 3.3.23), $T_H = 0{,}200$ мм.

Допуск на толщину зуба по постоянной хорде

$$T_{\bar{c}} = 0{,}728\,T_H = 0{,}728 \cdot 0{,}200 = 0{,}146 \text{ мм}.$$

Действительная толщина зуба по постоянной хорде, указываемая на чертеже,

$$\bar{S}_c = (\bar{S}_c^* - E_{\bar{s}c}) - T_c = (6{,}935 - 0{,}160)_{-0{,}200} = 6{,}78_{-0{,}200} \text{ мм}.$$

Высота головки зуба до постоянной хорды

$$\bar{h}_c = 0{,}5\,(d_a - d - 0{,}364\,\bar{S}_c^*) = 0{,}5\,(226{,}77 - 216{,}77 - 0{,}364 \cdot 6{,}775) = 3{,}77 \text{ мм}.$$

3.3.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

3.3.5.1. ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

3.3.5.1.1. Нарезание зубьев

Изготовление зубчатых колес включает операции по получению заготовки и операции по нарезанию зубьев.

Металлические заготовки колес можно получить из проката, штамповкой, ковкой, литьем и при помощи сварки. Пластмассовые заготовки колес можно получить литьем или прессованием.

Колеса небольшого диаметра ($D \leqslant 200$ мм) обычно изготовляют из проката, кованых или штампованых заготовок, в виде шестерен или вал-шестерен (рис. 3.3.15 - 3.3.17).

Колеса средних размеров ($D \leqslant 600$ мм) изготовляют из поковок, штампованных или литых заготовок и большей частью имеют дисковую конструкцию (рис. 3.3.18 - 3.3.20, *а,б*).

Колеса больших размеров можно изготовлять цельнолитыми, с одним или двумя параллельными дисками, подкрепленными ребрами, со спицами различной формы сечения (рис. 3.3.20, *в*), сварными (рис. 3.3.21, 3.3.22), бандажированными (рис. 3.3.23) или сборными (рис. 3.3.24).

Высокую точность можно получить обработкой зубьев на зубофрезерных, зубострогальных и зубошлифовальных станках.

Зубья колес могут быть получены штамповкой, прессованием или литьем при невысокой их точности. Металлические колеса с необработанными зубьями используют в тихоходных ($\vartheta < 0{,}5$ м/с) и малоответственных передачах.

Для среднескоростных передач ($\vartheta = 5...6$ м/с) с мелкими модулями используют накатывание зубьев, а для шестерен малого диаметра - протягивание.

Нарезание и шлифование зубьев производят способами копирования и обкатки.

При нарезании способом копирования профиль зубьев является копией режущего инструмента-фрезы (концевой или дисковой) (рис. 3.3.8).

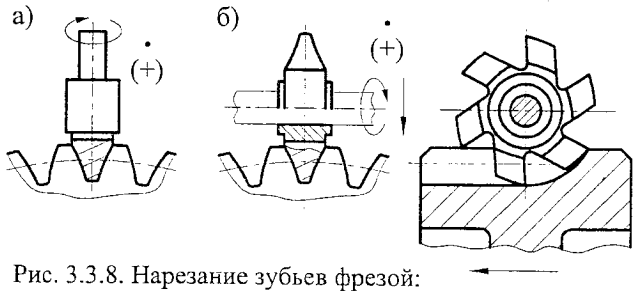


Рис. 3.3.8. Нарезание зубьев фрезой:
а) концевой; б) дисковой

Недостатки этого способа - низкая производительность, малая точность и потребность в большом количестве инструментов. При нарезании указанным способом зубчатых колес с различным числом зубьев (при одинаковом модуле) требуются разные инструменты. Комплекты фрез (8 - малый, 15 - нормальный и 26 - расширенный) приводят к неизбежным погрешностям профиля зубьев. Дополнительными источниками погрешностей являются неточности деления зубчатого венца и износ фрез. Поэтому этот способ нарезания зубьев используют в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.

Способ обкатки (огибания) является основным способом нарезания зубьев, так как обеспечивает наибольшую производительность и точность нарезания. Одновременно нарезается несколько зубьев, а профиль зуба получается в виде огибаний ряда последовательных положений режущих кромок инструмента. В качестве режущего инструмента используют инструментальное колесо (долбяк), инструментальную рейку и червячную фрезу (рис. 3.3.9).

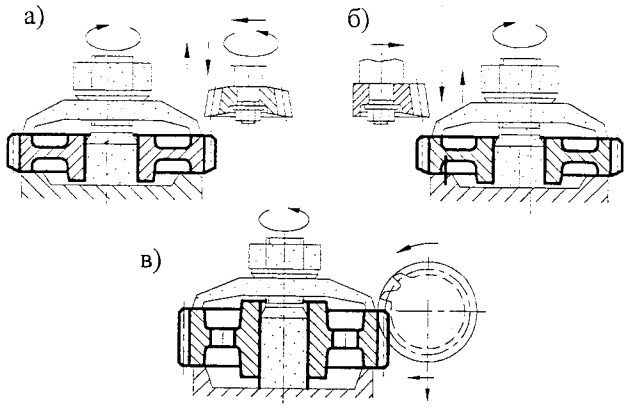


Рис. 3.3.9. Нарезание зубьев:
а) долбяком; б) рейкой; в) червячной фрезой

3.3.5.1.2. Виды ступиц колес и установочные базы

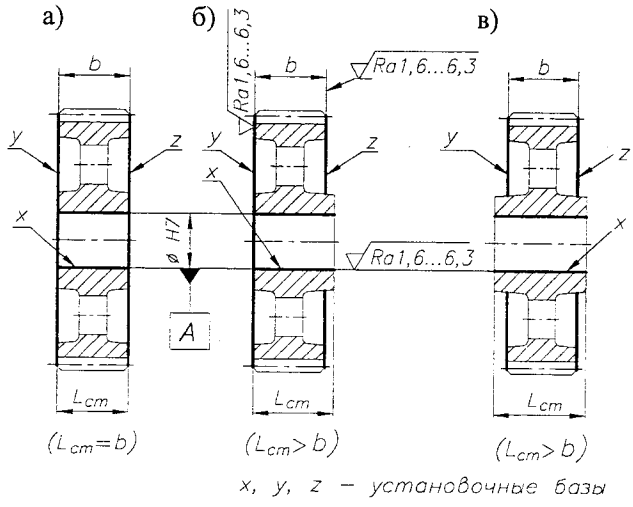
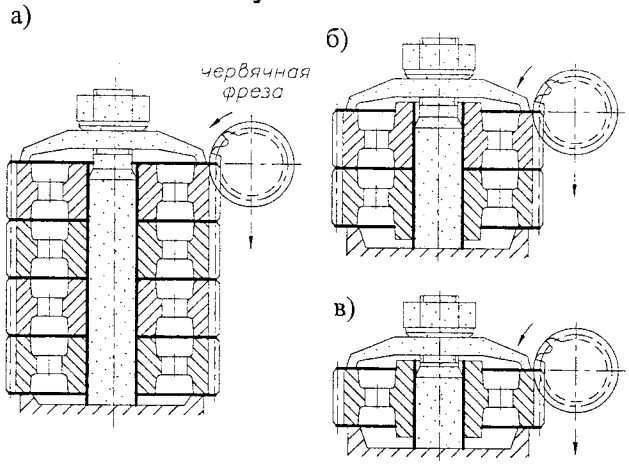


Рис. 3.3.10. Виды ступиц зубчатых колес:
а) длина ступицы равна ширине венца;
б), в) длина ступицы больше ширины венца

3.3.5.1.3. Виды ступиц и нарезание зубьев колес



3.3.11. Виды ступиц цилиндрических колес и нарезание зубьев на колесах с разными видами ступиц при:
а) массовом производстве;
б), в) индивидуальном производстве

3.3.5.1.4. Нарезание зубьев цилиндрических колес долбяками

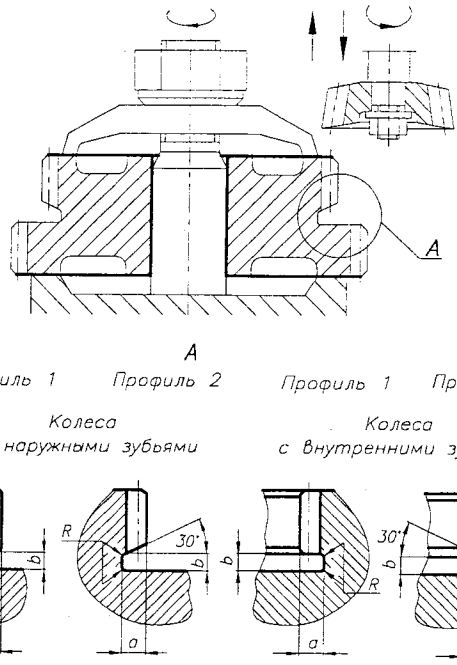


Рис. 3.3.12. Нарезание зубьев цилиндрических колес долбяком и размеры канавок для выхода долбяков

Табл. 3.3.24. Размеры канавок для выхода долбяков, мм

m_n	b						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	
2,75; 3,0							7,5	
3,25							9	1,0
3,5...4,0							10,5	
4,25; 4,5	7	8	9				12	
5,0	7	8	9				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.
Размеры канавок для деталей с зубчатыми (шлицевыми) эвольвентными соединениями – см. ГОСТ 6033-80.

3.3.5.2. СТУПИЦЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС (ЗВЕЗДОЧЕК, ШКИВОВ, ПОЛУМУФТ)

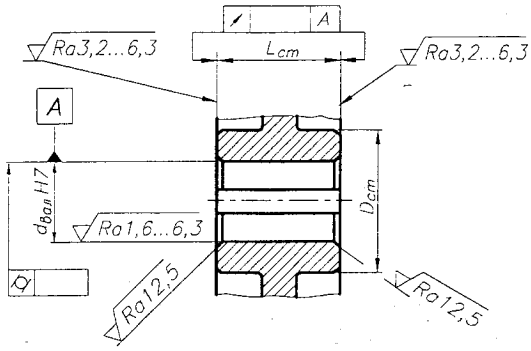
Все детали, устанавливаемые на валах и передающие крутящий момент (момент передается на вал или снимается с вала), имеют одинаковую часть конструкции, называемую **ступицей**, которая служит для установки этих деталей на вал и для их центрирования относительно поверхности вала.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Диаметр вала $d_{вал}$, мм.

ОПРЕДЕЛЯЮТ:

1. Диаметр $D_{ст}$ и длину $L_{ст}$ ступицы (рис. 3.3.13)
   $D_{ст} = (1{,}6...2{,}0)\ d_{вал}$; $L_{ст} = (1{,}5...2{,}0)\ d_{вал}$.
2. Типы посадочных отверстий (рис. 3.3.14).
   Поле допуска отверстия – *H7*.
3. Шероховатость поверхностей (рис. 3.3.13)
   - цилиндрическое отверстие ступицы – $R_a\ 1{,}6...6{,}3$;
   - боковые поверхности ступицы - на класс ниже шероховатости отверстия.
4. 1. Допуск цилиндричности посадочной поверхности - $T_{\bigcirc} = 0{,}3$ отклонения размера поверхности.
4. 2. Допуск осевого биения боковых поверхностей ступицы. Для зубчатых колес - табл. 3.3.27.



3.3.13. Ступица зубчатого колеса (звездочки, шкива)

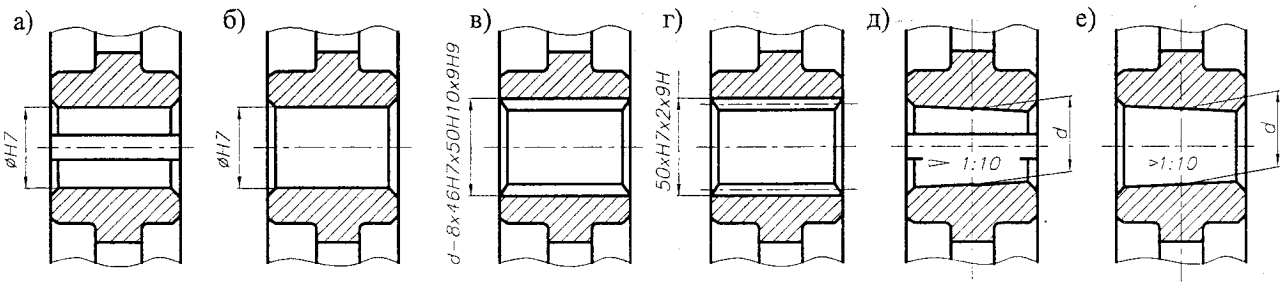


Рис. 3.3.14. Посадочные отверстия ступиц:
а) цилиндрические со шпонкой; б) цилиндрические без шпонки (для прессовых соединений); в) зубчатые (шлицевые) прямобочные; г) зубчатые (шлицевые) эвольвентные; д) конические со шпонкой; е) конические без шпонки

3.3.5.3. КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

d_a – диаметр вершин зубьев; $d_{вал}$ – диаметр вала;
b – ширина венца; материал колеса;
m – модуль; масштаб производства.

ОПРЕДЕЛЯЮТ:

$d_{ст} = d_{вал} + 2\,g_{ст}$ – диаметр ступицы;
$L_{ст} = (1{,}4...1{,}8) d_{вал}$ $(L_{ст} \geq b)$ – длину ступицы;
$g = (2{,}4...4)m$ $(g \geq 8$ мм$)$ – толщину венца;
c – толщину диска;
$n = 0{,}5\,m$ – фаски венца на диаметре вершин зубьев;
$D_{отв} = 0{,}5(d_a - 4{,}5\,m - 2g + d_{ст})$ –
– диаметр расположения отверстий;
$d_{отв} = (0{,}35...0{,}4)(d_a - 4{,}5\,m - 2g - d_{ст})$ –
– диаметр отверстий.
$D_{отв}$, $d_{отв}$ округляют до целых чисел.

1. ВАЛ-ШЕСТЕРНИ

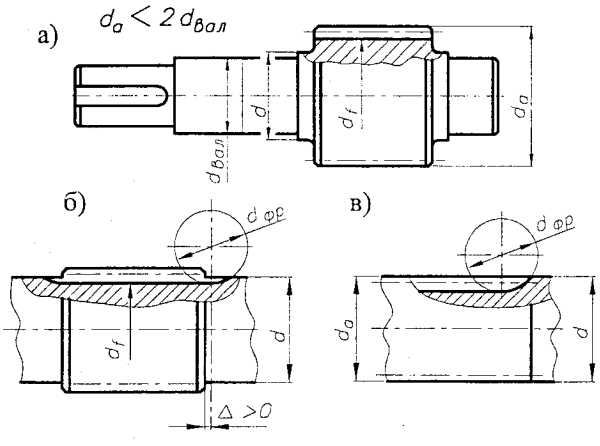


Рис. 3.3.15. Конструкции вал-шестерен при соотношении размеров:
а) $(d_f > d)$; б) $(d_f < d)$; в) $(d_a \leq d)$

2. ШЕСТЕРНИ (рис. 3.3.16)

$d_a \simeq 2 d_{вал}$

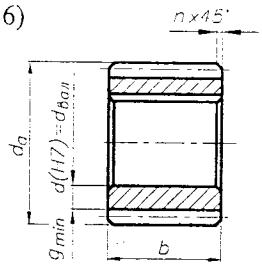


Рис. 3.3.16. Конструкция шестерни

Рис. 3.3.25. Минимальная толщина венца шестерни, мм [9]

m	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
g_{min}	4,0 m	3,8 m	3,5 m	3,3 m	3,0 m	2,8 m	2,5 m

3. БЛОК-ШЕСТЕРНИ (рис. 3.3.17)

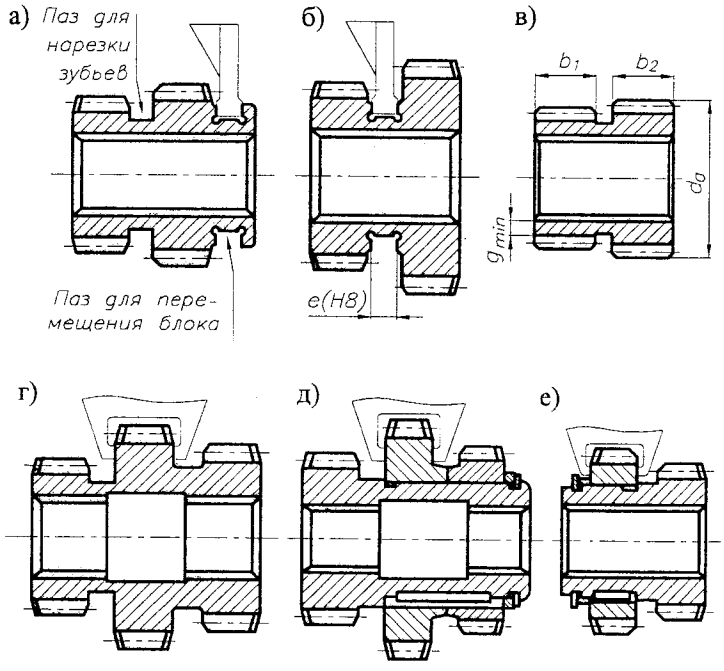
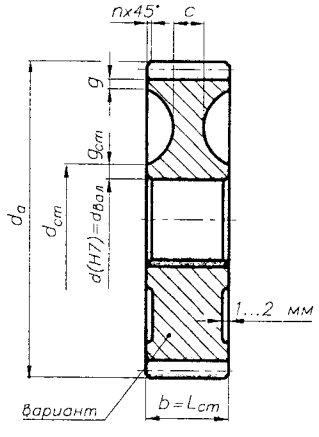


Рис. 3.3.17. Конструкции блок-шестерен: а) - г) монолитные; д), е) сборные

4. КОЛЕСА ШТАМПОВАННЫЕ (рис. 3.3.18) ИЛИ ИЗ ЛИСТОВОЙ СТАЛИ

$200 < d_a \leqslant 500$ мм

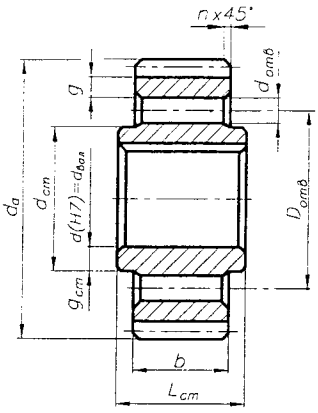


$g=(2,0...3,0)\,m \geqslant 10$ мм
$c=(0,35...0,4)\;\; b \geqslant 10$ мм
$g_{cm}=(0,25...0,3)\,d_{вал}$

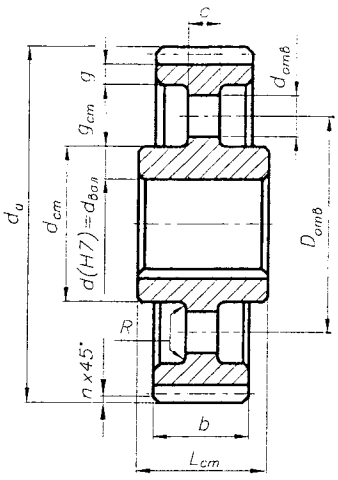
Рис. 3.3.18. Конструкции колес штампованных или из листовой стали

5. КОЛЕСА КОВАНЫЕ (рис. 3.3.19)

$d_a \leqslant 200$ мм



$150 < d_a \leqslant 500$ мм

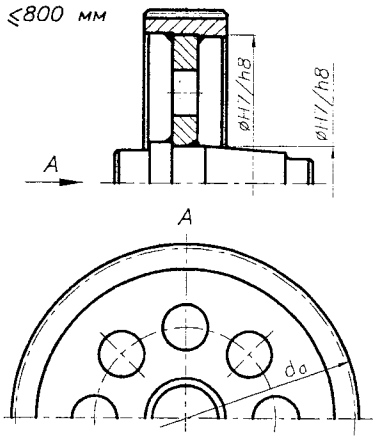


$g=(2,0...3,0)\;\; m \geqslant 10$ мм
$c=(0,4...0,45)\;\; b \geqslant 10$ мм
$R=5$ мм
$g_{cm}=(0,25...0,3)\,d_{вал}$

Рис. 3.3.19. Конструкции кованых колес

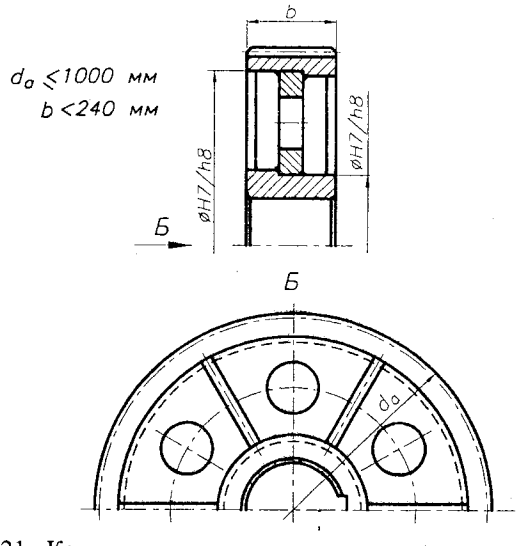
6. КОЛЕСА СВАРНЫЕ (рис. 3.3.20, 3.3.21)

$d_a \leqslant 800$ мм

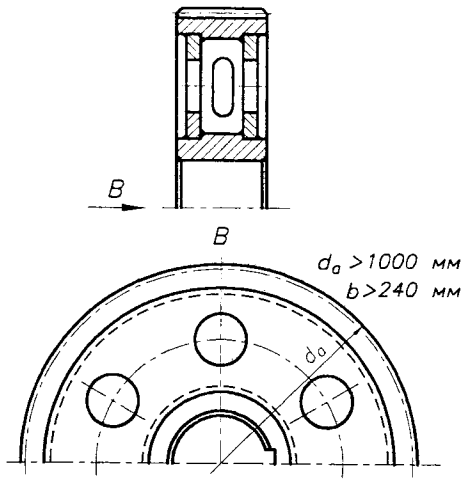


3.3.20. Конструкция вал-колеса

$d_a \leqslant 1000$ мм
$b < 240$ мм

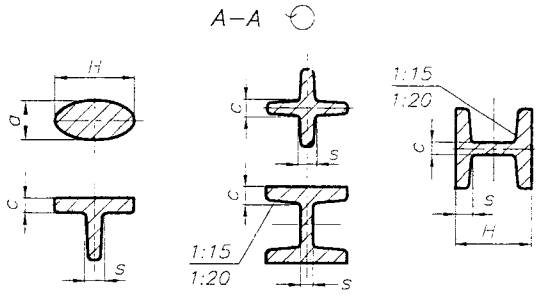


3.3.21. Конструкция сварного колеса с одним диском



3.3.22. Конструкция сварного колеса с двумя дисками

$g = (1{,}8...3)\,m \geq 10$ мм
$g_{cm} = (0{,}35...0{,}45)\,d_{вал} \geq 10$ мм
$c = (0{,}2...0{,}4)\,b \geq 10$ мм

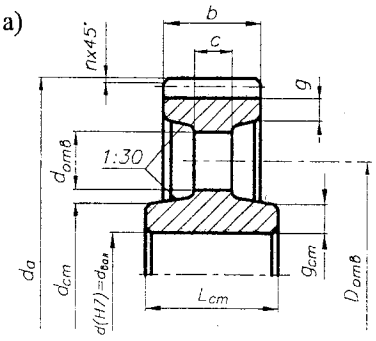


3.3.23. Конструкции литых колес

7. КОЛЕСА ЛИТЫЕ

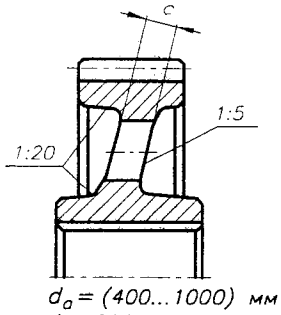
$d_a \leq 400$ мм

а)



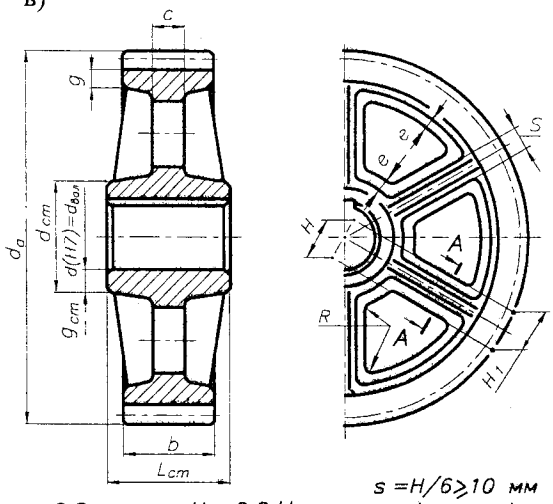
$d_a \leq 600$ мм

б)



$d_a = (400...1000)$ мм
$b \leq 200$ мм

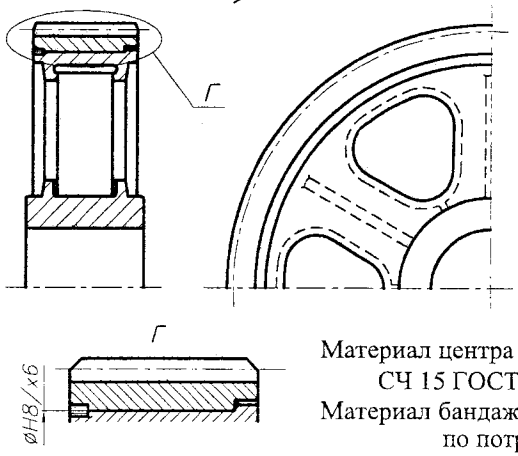
в)



$e = 0{,}8\,g$ $H_1 = 0{,}8\,H$ $s = H/6 \geq 10$ мм
$H = 0{,}8\,d_{вал}$ $c = H/5 \geq 10$ мм $a = (0{,}4...0{,}5)H$ $R \geq 10$ мм

8. КОЛЕСА С НАСАДНЫМИ БАНДАЖАМИ

$d_a \geq 600$ мм

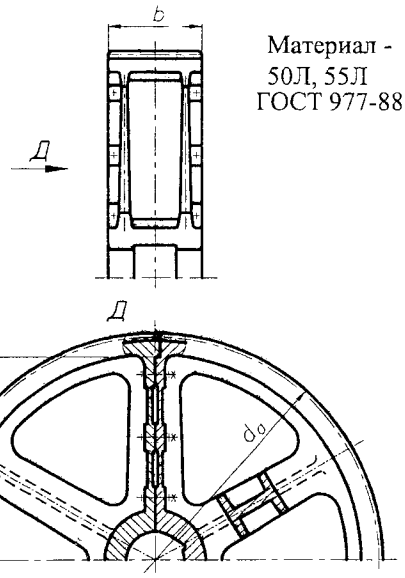


Материал центра - СЧ 15 ГОСТ 1412-85
Материал бандажа - по потребности

3.3.24. Конструкция бандажированного колеса

9. КОЛЕСА СБОРНЫЕ

$d_a \geq 1200$ мм $b \geq 400$ мм



Материал - 50Л, 55Л ГОСТ 977-88

Рис. 3.3.25. Конструкция сборного колеса

3.3.5.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

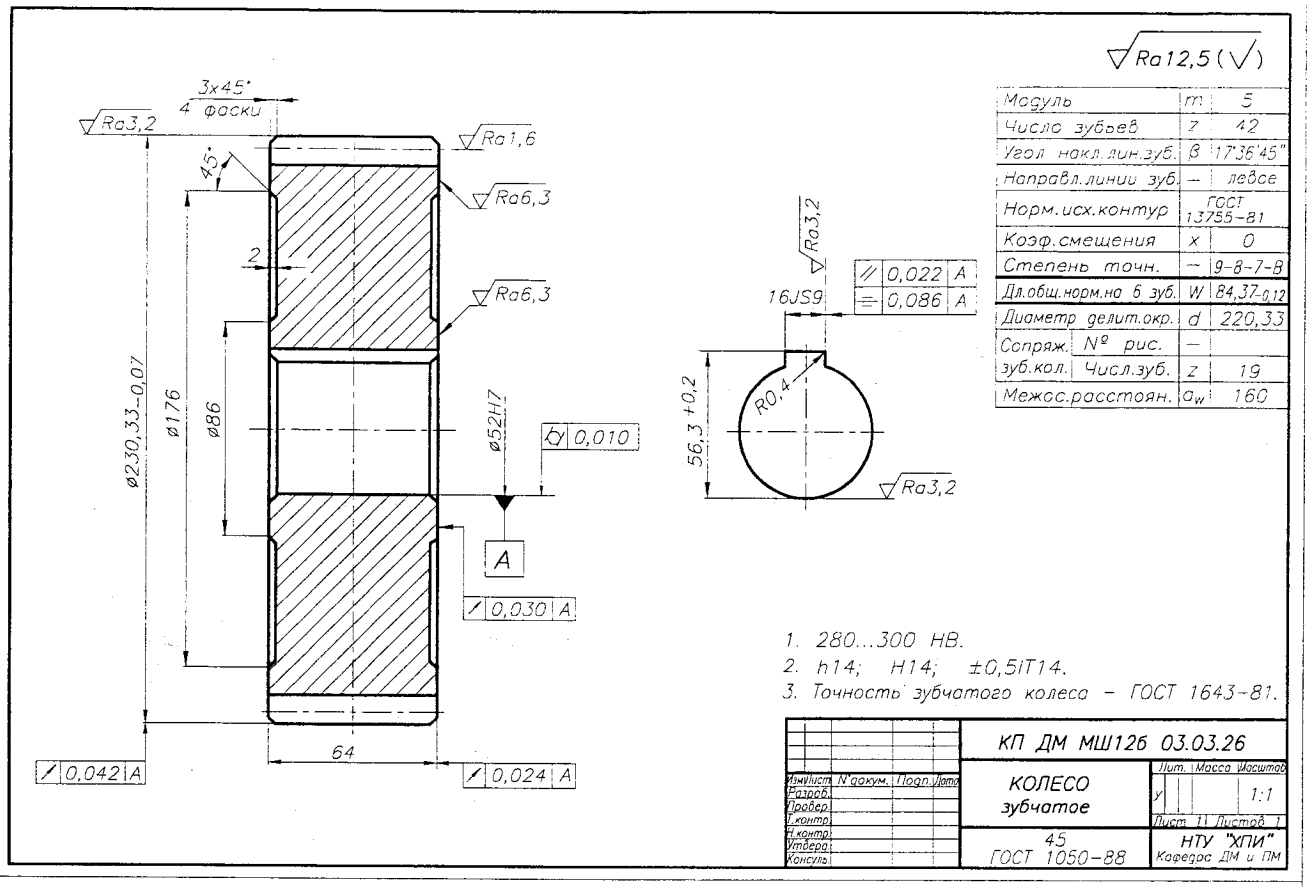


Рис. 3.3.26. Конструирование цилиндрического колеса

1. МАТЕРИАЛ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА (см. 3.2.1)

2. ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

На чертеже цилиндрического зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 2.403-75 для нарезания зубьев должны быть указаны размеры (рис. 3.3.27) и помещена таблица параметров зубчатого венца (табл. 3.3.26).

Табл. 3.3.26. Параметры венца

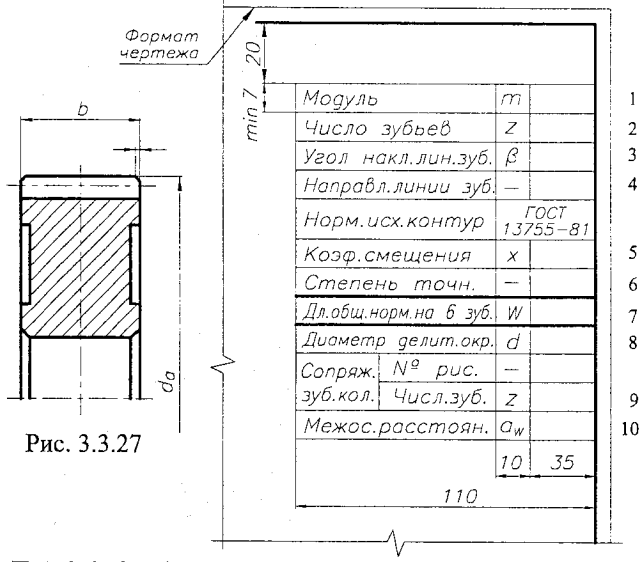


Рис. 3.3.27

П. 1, 2, 3, 6, 8, 9, 10 - 3.3.2.1, 3.3.2.2.
П. 4 – левое (правое) – (4.3.3)
П. 7 - 3.3.4.2 п. 1.
П. 5 - 3.3.3.

3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК (рис. 3.3.28)

На чертеже зубчатого колеса отклонения диаметра заготовки для вершин зубьев выполнить по *h8* и представить численно.

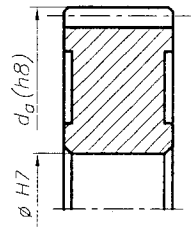


Рис. 3.3.28

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 3.3.29)

4.1. Допуск осевого биения ⊿, мкм, установочных поверхностей ступицы и венца относительно базовой поверхности *A* колеса (табл. 3.3.27).

4.2. Допуск радиального биения ⊿, мкм, поверхности заготовки диаметра вершин зубьев относительно базовой поверхности *A* колеса (табл. 3.3.28).

Табл. 3.3.27. Допуски осевого биения базовых поверхностей венца и ступицы

Степень точности	Осевое биение, мкм				
	венца колеса $d = 100$ мм* шириною B, мм		ступицы ($L_{ст}/d_{вал} \leq 1$)** 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 $d \neq 100$ мм осевое биение пересчитать в $d/100$ раза.
** При $L_{ст}/d_{вал} > 1$ осевое биение увеличить на 40...50 %.

Табл. 3.3.28. Допуски радиального биения заготовок зубчатых колес

Степень точности	Радиальное 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

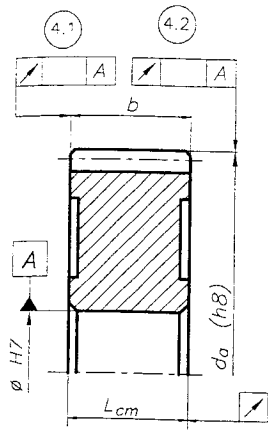


Рис. 3.3.29

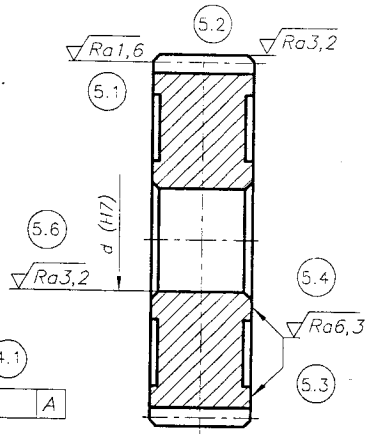


Рис. 3.3.30

5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

(рис. 3.3.30, табл. 3.3.29)

Табл. 3.3.29. Шероховатость поверхностей зубчатых колес

		Степень точности зубчатого колеса			
		6	7	8	9
5.1	Рабочая поверхность зубьев	Ra0,8	Ra0,8 ... Ra1,6	Ra1,6 ... Ra3,2	Ra3,2 ... Ra6,3
5.2	Диаметр вершин зубьев	Ra1,6	Ra1,6 ... Ra3,2	Ra3,2 ... Ra6,3	Ra6,3 ... Ra12,5
5.3	Боковая базовая поверхность венца	Ra1,6	Ra1,6	Ra3,2	Ra3,2 ... Ra6,3
5.4	Боковая поверхность ступицы	Ra1,6	Ra3,2	Ra3,2	Ra6,3
5.5	Поверхность ступицы, сопряженная с валом, для $d_{вал} \leqslant 80$ мм – Ra1,6...Ra3,2; для $d_{вал} > 80$ мм – Ra3,2...Ra6,3				
5.6	Другие необозначенные поверхности	Формат чертежа: Ra12,5 (√); Модуль m; 5...10			

3.3.5.5. ПРИМЕРЫ ЧЕРТЕЖЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

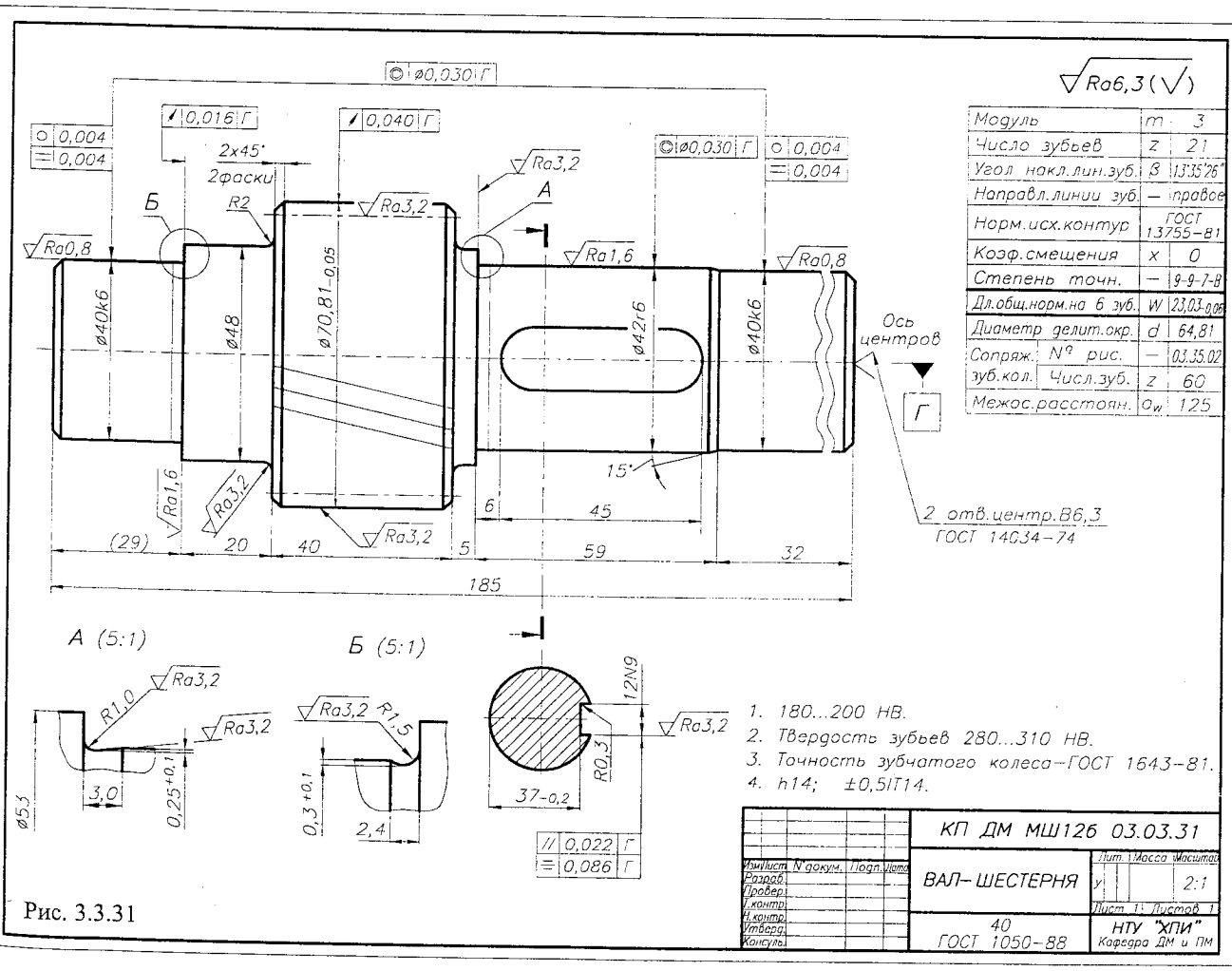
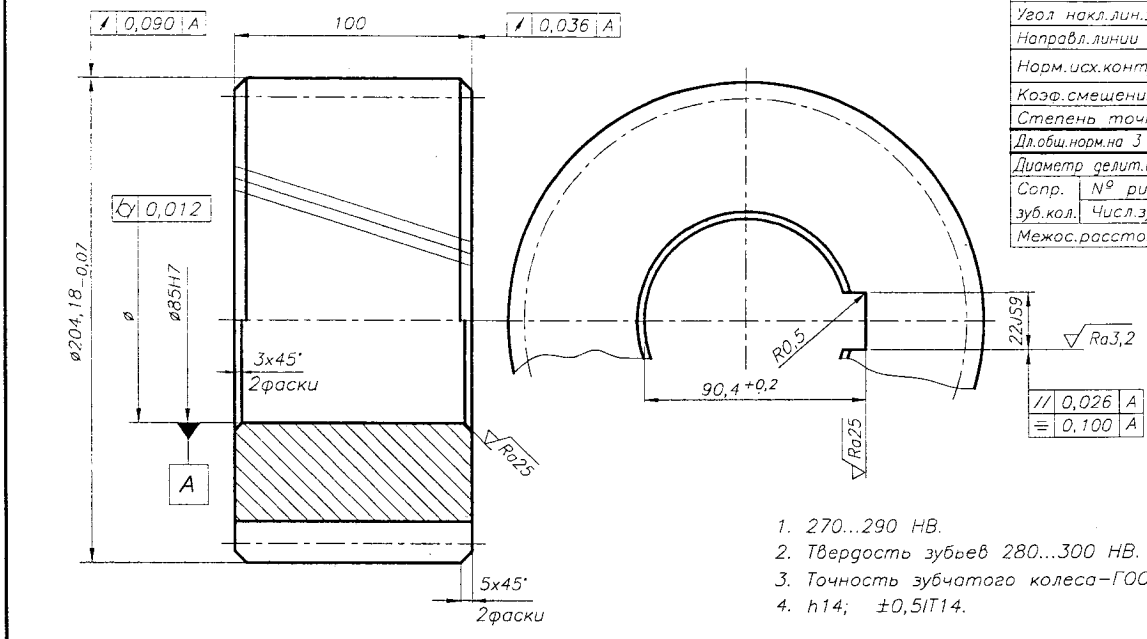


Рис. 3.3.31

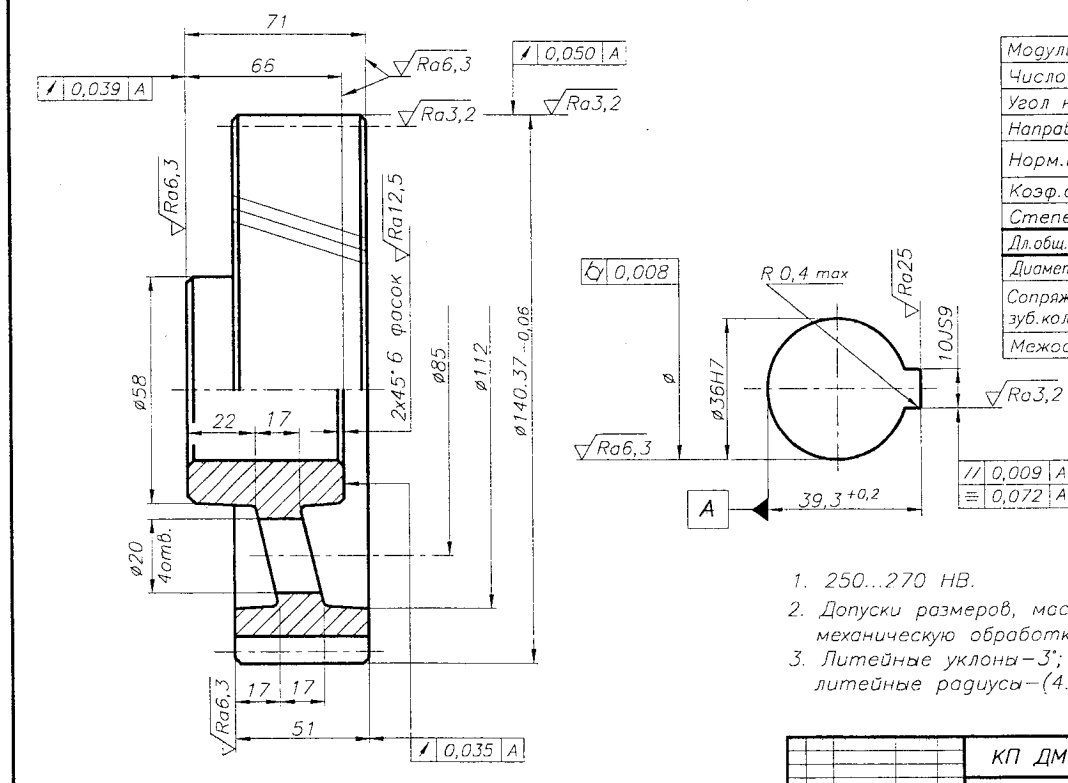


Модуль	m	8
Число зубьев	z	23
Угол накл.лин.зуб.	β	12°06'05"
Направл.линии зуб.	—	правое
Норм.исх.контур		ГОСТ 13755-81
Коэф.смещения	x	0
Степень точн.	—	9-C
Дл.общ.норм.на 3 зуб.	W	61,56 -0,12
Диаметр делит.окр.	d	188,18
Сопр. зуб.кол.	№ рис.	— 03.36.02
	Числ.зуб. z	54
Межос.расстоян.	a_w	315

1. 270...290 НВ.
2. Твердость зубьев 280...300 НВ.
3. Точность зубчатого колеса–ГОСТ 1643–81.
4. h14; ±0,5IT14.

	КП ДМ МС12а 03.03.32		
Изм. Лист N докум. Подп. Дата	ШЕСТЕРНЯ	Лит.	Масса Масштаб 1:1
Разраб. Провер. Т.контр. Н.контр. Утверд. Консульт.		Лист 1	Листов 1
	35 ГОСТ 1050–88	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	

Рис. 3.3.32



Модуль	m	3
Число зубьев	z	43
Угол накл.лин.зуб.	β	16°15'37"
Направл.линии зуб.	—	правое
Норм.исх.контур		ГОСТ 13755-81
Коэф.смещения	x	0
Степень точн.	—	8-C
Дл.общ.норм.на 6 зуб.	W	50,77 -0,09
Диаметр делит.окр.	d	134,37
Сопряж. зуб.кол.	№ рис.	— 03.37.02
	Числ.зуб. z	21
Межос.расстоян.	a_w	100

1. 250...270 НВ.
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку–ГОСТ 26645–85.
3. Литейные уклоны–3°; литейные радиусы–(4...5) мм.
4. Точность зубчатого колеса–ГОСТ 1643–81.
5. h14; H14; ±0,5IT14; –поверхностей √–±0,5IT16/2.

	КП ДМ МШ12б 03.03.33		
Изм. Лист N докум. Подп. Дата	КОЛЕСО ЗУБЧАТОЕ	Лит.	Масса Масштаб 2:1
Разраб. Провер. Т.контр. Н.контр. Утверд. Консульт.		Лист 1	Листов 1
	40ХЛ ГОСТ 977–88	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	

Рис. 3.3.33

Ra6,3 (√)

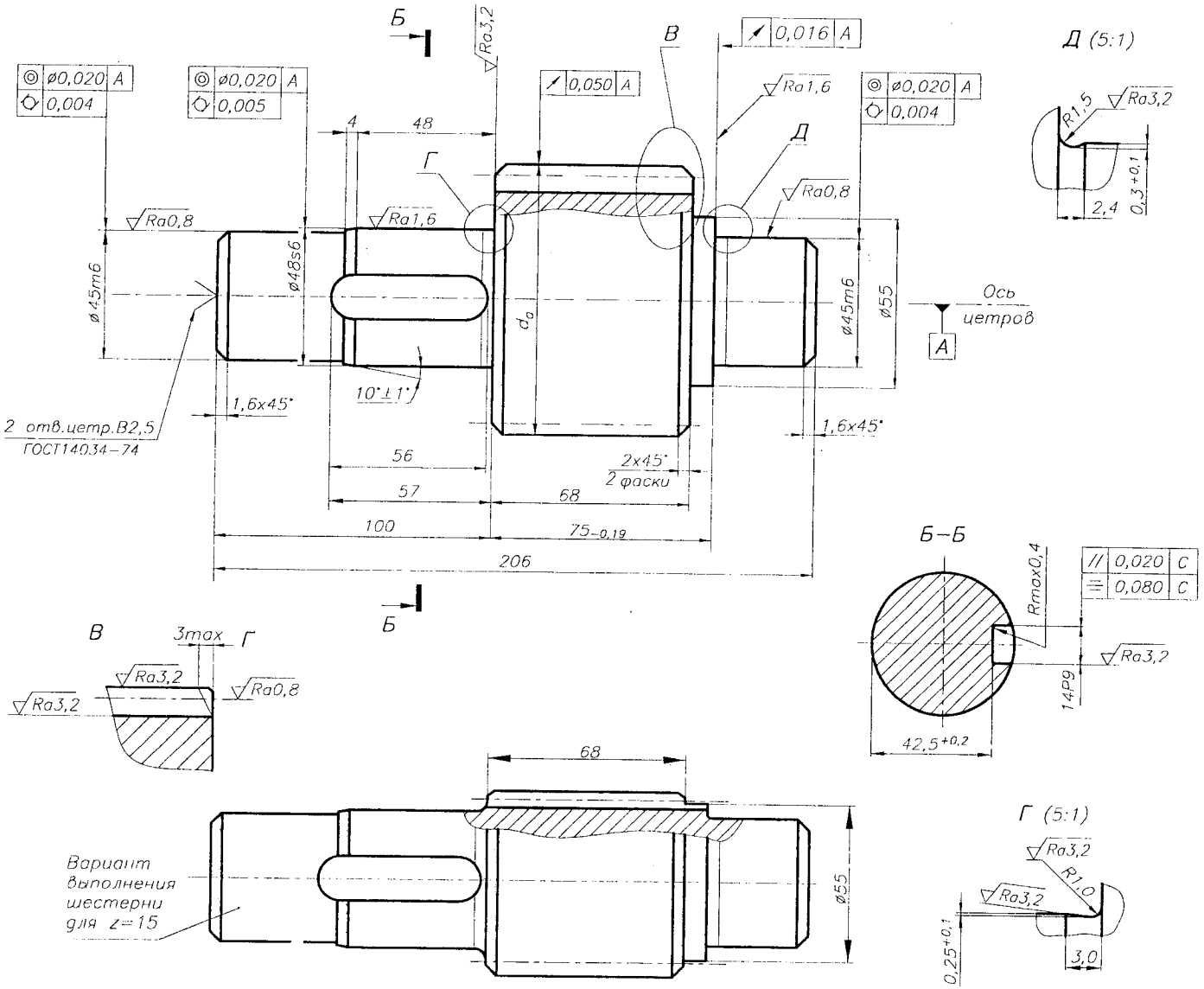


Рис. 3.3.34

Модуль	m	4,0			3,5
Число зубьев	z	20	17	16	15
Угол накл.лин.зуб.	β	15°			
Направл.линии зуб.	—	правое			
Норм.исх.контур		ГОСТ 13755-81			
Коэф.смещения	x	0,708	0,605	0,550	0,632
Степень точн.	—	7-6-6-С			
Длина общей норм.	W	$44,50^{-0,06}_{-0,13}$	$32,23^{-0,05}_{-0,12}$	$32,02^{-0,05}_{-0,12}$	$28,16^{-0,05}_{-0,13}$
Диаметр делит.окр.	d	82,82	70,40	66,26	54,35
Диаметр основн.окр.	d_b	77,51	65,88	62,00	50,86
Угол развернутости	γ	16°59'29"	14°20'04"	12°50'20"	15°50'22"
Шаг зацепления	P_b	11,809			10,332
Шаг осевой	P_x	18,553			12,484
Диаметр вершин зуб.	d_a	$96,48^{0}_{-0,35}$	$83,22^{0}_{-0,35}$	$78,64^{0}_{-0,30}$	$65,76^{0}_{-0,30}$
Диаметр обода	D	145	155	165	175
Сопряж. зуб.кол. № рис.	—	03.03.33			
Сопряж. зуб.кол. Числ.зуб.	z	26			
Межос.расстоян.	a_w	186			

1. Поковка – по кл. II ГОСТ 7505-74, гр. II ГОСТ 8479-70. Нормализовать НВ 156...229.
2. Цементировать
   h 0,85...1,15 мм (m=4,0 мм),
   h 0,60...0,85 мм (m=3,5 мм).
   Твердость:
   – поверхности зубьев HRC 57...63;
   – сердцевины зубьев HRC 32...46.
3. Проверку твердости цементированных поверхностей производить на вершине зуба, проверку глубины цементации и проверку твердости сердцевины – на заточке Г одного из зубьев.
4. Суммарное пятно контакта с зубьями измерительного зубчатого колеса не менее – по длине 60%, по высоте 45%.
5. Точность зубчатого колеса – ГОСТ 1643-81.
6. h14; H14; ±0,5 IT14.

		КП ДМ МШ12б 03.03.34	
Изм. Лист N докум. Подп. Дата	КОЛЕСО зубчатое	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.				2:1
Провер.		Лист 11	Листов 1
Т.контр.			
Н.контр.			
Утверд.			
Консульт.	20Х13А ГОСТ 4543-71	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	

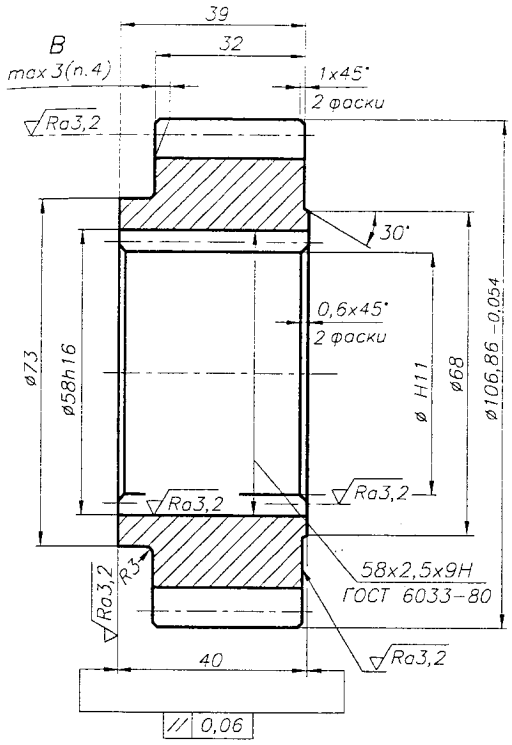


Рис. 3.3.36

Ra12,5 (√)

Модуль	m	2,5
Число зубьев	z	22
Угол профиля исходного контура	α	30°
Смещение исходного контура	xm	+0,125
Диаметр ролика	D_m	4,6
Размер по роликам	M_i	$48,47^{+0,32}_{+0,17}$
Ширина впадины по хорде делительн.окр.	e	$4,07^{+0,16}_{+0,06}$
Диаметр делит.окр.	d	55

Модуль	m	4,5
Число зубьев	z	21
Угол накл.лин.зуб.	β	0°
Норм.исх.контур		ГОСТ 13755-81
Коэф.смещения	x	+0,373
Степень точн.	–	9-B-c
Дл.общ.норм.на 6 зуб.	W	$35,68^{-0,12}_{-0,24}$
Предельные отклонен. изм.межосев.расстоян.	E''_{ac} E''_{ai}	+0,045 −0,180
Наименьш.дополнит. смещение исх.контура	E_{HS}	−0,180
Допуск на колебание измерит.межос.расст.: –за оборот колеса –на одном зубе	F''_i f''_i	0,112 0,045
Суммарное пятно контакта: –по высоте –по длине	% %	min45 min60
Толщина зуба по хорде делительн.окружн.	s	8,28
Диаметр делит.окр.	d	94,5
Сопряж. зуб.кол. № рис.	–	03.33.44
Числ.зуб.	z	43
Межос.расстоян.	a_w	140

2. Цементировать h 1,0...1,4 мм .
3. Поверхности зубьев HRC 57...63, поверхности шлицев HRC ≥ 51, сердцевина зубьев HRC 32...47.
4. Проверку твердости цементированных поверхностей производить на вершине зуба, проверку глубины цементации и проверку твердости сердцевины – на заточке B одного из зубьев.
5. Точность зубчатого колеса – ГОСТ 1643-81.
6. h14; H14; ±0,5IT14.

1. Гр. II НВ 156...229 ГОСТ 8479-70.

КП ДМ МШ126 03.03.36

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	ШЕСТЕРНЯ	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.					у		1:1
Провер.					Лист 1	Листов 1	
Т.контр.							
Н.контр.				20ХН3А ГОСТ 4543-71	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.							
Консульт.							

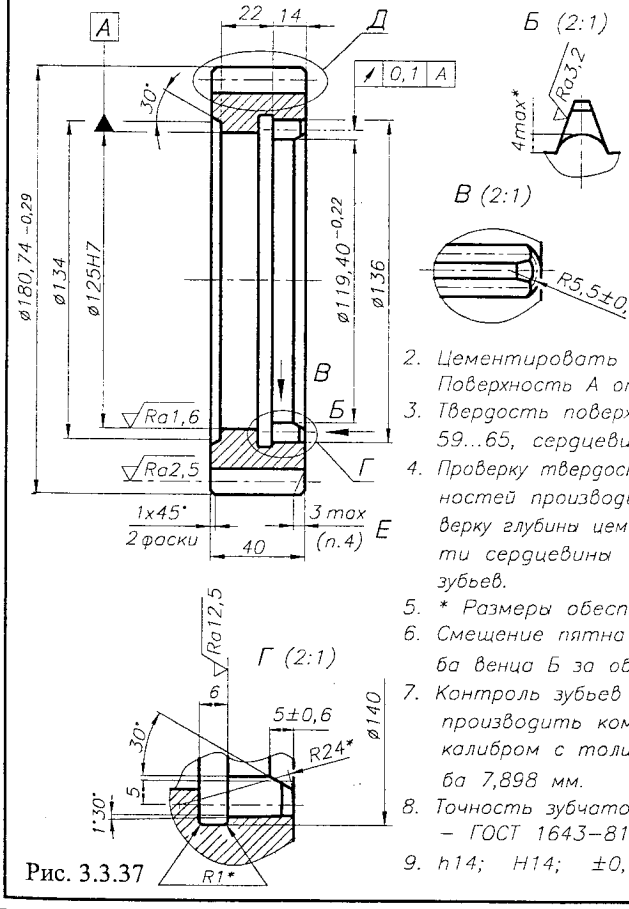


Рис. 3.3.37

Ra25 (√)

Зубчатый венец		Г
Модуль	m	4,5
Число зубьев	z	27
Норм.исх.контур		ГОСТ 13755-81
Угол накл.лин.зуб.	β	0°
Коэф.смещения	x	+0,255
Степень точн.	–	8-C
Размер между роликами	M	$111,52^{+0,845}_{+0,308}$
Ширина впадины по хорде делит.окружн.	e	$7,898^{+0,28}_{+0,10}$
Диаметр ролика	D_M	8,0
Диаметр делит.окр.	d	171

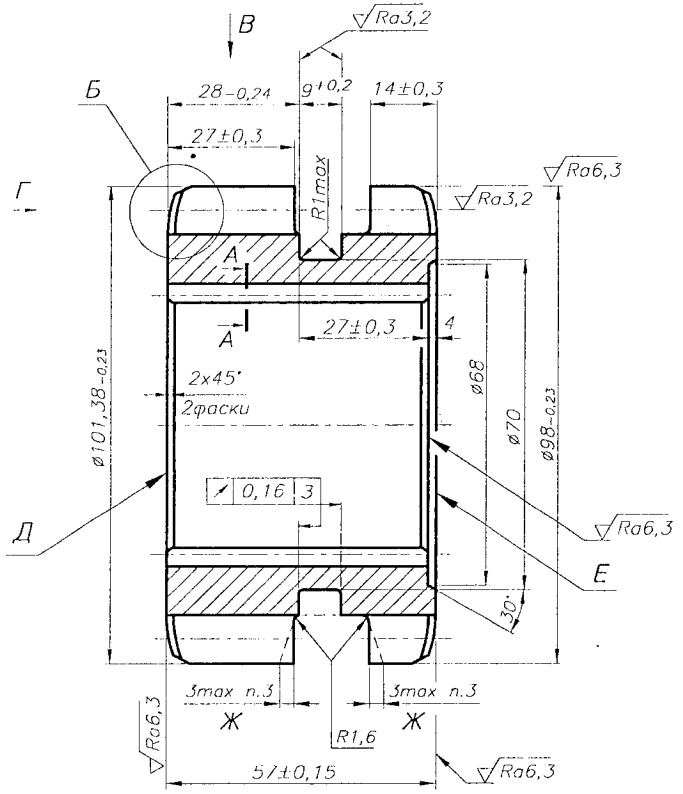
Зубчатый венец		Д
Модуль	m	4,5
Число зубьев	z	38
Норм.исх.контур: Угол профиля	α	20°
Коэф.высоты головки	h^*_a	1,1
Коэф.граничн.высоты	h^*_1	2,2
Коэф.радиуса кривизн. переходной кривой	ρ^*_f	0,38
Коэф.радиальн.зазора	c^*	2,2
Угол накл.лин.зуб.	β	0°
Коэф.смещения	x	+0,1
Степень точн.	–	8-8-C
Дл.общ.норм.на 6 зуб.	W	$62,48^{-0,08}_{-0,20}$
Предельные отклонен. изм.межосев.расстоян.	E''_{as} E''_{ai}	+0,040 −0,180
Наименьш.дополнит. смещение исх.контура	E_{HS}	−0,120
Суммарное пятно контакта: –по высоте –по длине	% %	min45 min60
Толщина зуба по хорде делительн.окружн.	s	7,394
Диаметр делит.окр.	d	171
Сопряж. зуб.кол. № рис.	–	
Числ.зуб.	z	17
Межос.расстоян.	a_w	140

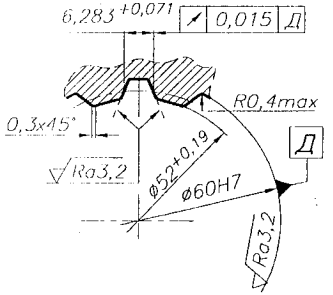
2. Цементировать h 1,0...1,4 мм. Поверхность A от цементации предохранить.
3. Твердость поверхностей зубьев, шлицев HRC 59...65, сердцевины зубьев HRC 29...45.
4. Проверку твердости цементированных поверхностей производить на вершине зуба, проверку глубины цементации и проверку твердости сердцевины – на заточке E одного из зубьев.
5. * Размеры обеспечить инстументом.
6. Смещение пятна контакта вдоль линии зуба венца Б за оборот колеса не более 6 мм.
7. Контроль зубьев венца Д производить комплексным калибром с толщиною зуба 7,898 мм.
8. Точность зубчатого колеса – ГОСТ 1643-81.
9. h14; H14; ±0,5IT14.

1. Гр. II НВ 170...241 ГОСТ 8479-70. Изотермический отжиг.

КП ДМ МШ126 03.03.37

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	ШЕСТЕРНЯ	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.					у		2:1
Провер.					Лист 1	Листов 1	
Т.контр.							
Н.контр.				15ХГН2ТА ГОСТ 4543-71	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.							
Консульт.							





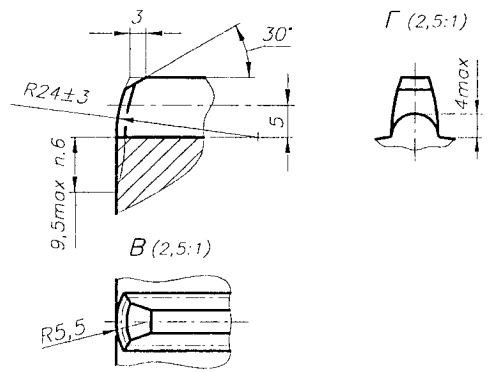


Рис. 3.3.38

Ra12,5 (√)

Обозначение отверстия		60xH7x4,0 ГОСТ 6033–80
Модуль	m	4,0
Число зубьев	z	10
Угол профиля исходного контура	α	30°
Высота головки зуба	H_a	2,2
Полная высота зуба	H	4,4
Ширина впадины по хорде делительн.окр.	e	6,283
Диаметр делит.окр.	d	40

Модуль	m	4,5
Число зубьев	z	20
Норм.исх.контур		ГОСТ 13755-81
Коэф.смещения	x	+0,261
Степень точн.	-	11-9-9-В-С
Дл.общ.норм.на 6 зуб.	W	$48,67^{-0,17}_{-0,36}$
Предельные отклонен. изм.межосев.расстоян.	f''_{as} / f''_{ai}	+0,045 / 0,220
Наименьш.дополнит. смещение исх.контура	f_{HS}	0,180
Допуск на колебание измерит.межос.расст.: –за оборот колеса	f''_i	0,133
–на одном зубе	f'_i	0,045
Окружн.толщина зуба по дуге делит.окружн.	S_1	7,933
Диаметр делит.окр.	d	90
Сопряж. зуб.кол. — № рис. / Числ.зуб.	z	45
Межос.расстоян.	a_w	140

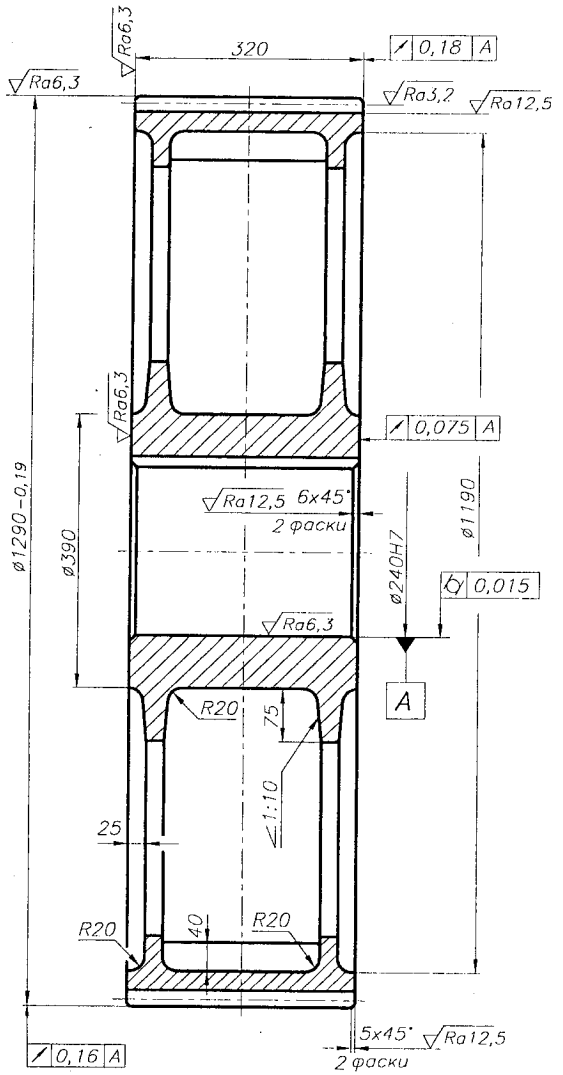
5. Суммарное пятно контакта с зубьями измерительного зубчатого колеса не менее – по длине 60%, по высоте 45%.
6. На торцевых плоскостях Д, Е допускаются спиральные риски от выхода резцов при обратном ходе (см. Б).
7. Трещины, плены, расслоения металла, забоины и раковины на поверхности зубьев не допускаются.
8. Точность зубчатого колеса – ГОСТ 1643–81.
9. h14; H14; ±0,5IT14.

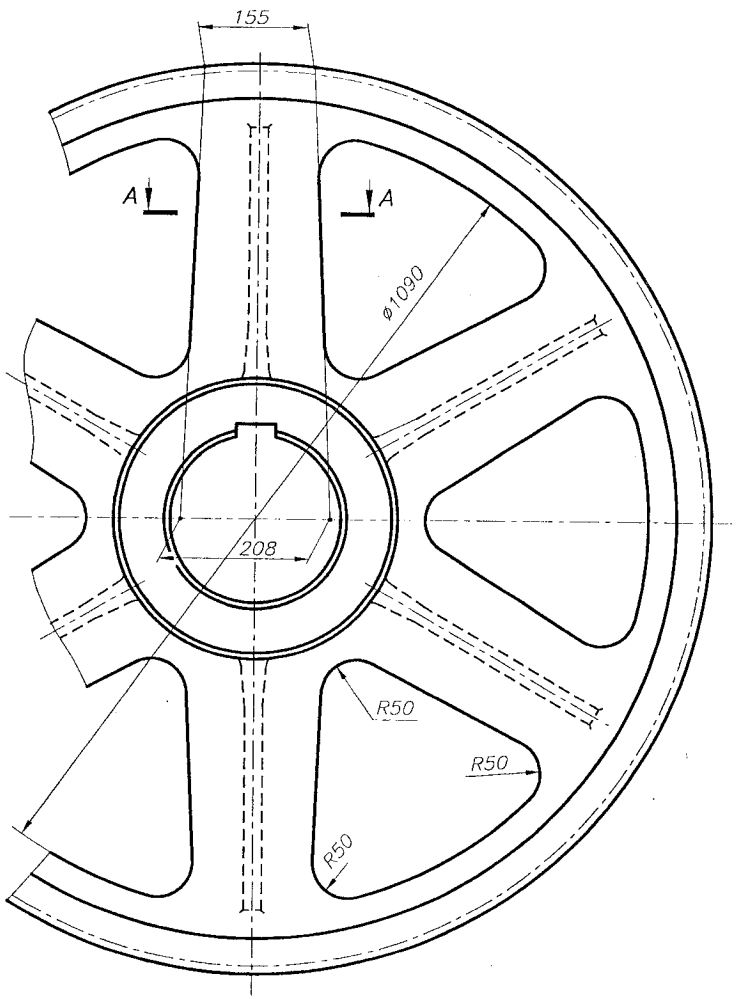
1. Поковка – по кл. II ГОСТ 7505–74, гр. II ГОСТ 8479–70. Нормализовать НВ 156...229.
2. Нитроцементировать h 0,8...1,3 мм. Твердость:
   – поверхности зубьев HRC 56...63,
   – сердцевины зубьев HRC 30...45.
3. Проверку твердости нитроцементированных поверхностей производить на вершине зуба, проверку глубины нитроцементации и проверку твердости сердцевины – на заточке Ж одного из зубьев.
4. Точность расположения шлицев и их параллельность проверять комплексным калибром.
   Допускается шлицы проверять калибром, имеющим размеры по верхним отклонениям сопряженного вала.

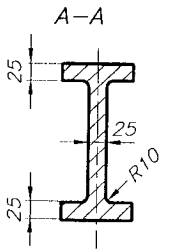
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ12б 03.03.38
Разраб.					ШЕСТЕРНЯ
Провер.					
Т.контр.					
Н.контр.					
Утверд.					25ХГТ ГОСТ 4543–71
Консульт.					

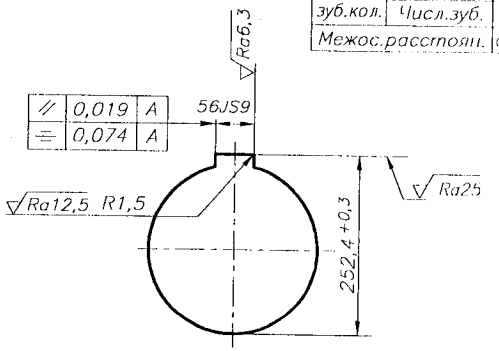
Лит.	Масса	Масштаб
У		2:1
Лист 1	Листов 1	

НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ









Модуль		m	10
Число зубьев		z	127
Норм.исх.контур			ГОСТ 13755-81
Коэф.смещения		x	0
Степень точн.			8 9 8 С
Толщина зуба по постоянной хорде		S_c	15,54 -0,29
Высота до пост.хорды		h_c	7,48
Диаметр делит.окр.		d	1270
Сопряж. зуб.кол.	№ рис.	—	
	Числ.зуб.	z	53
Межос.расстоян.		a_w	800

1. Отливку отжечь.
2. Твердость после термообработки 165...195 НВ.
3. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку–ГОСТ 26645–85.
4. Отливку очистить от песка, пригаров и окалины. Трещины не допускаются.
5. Литейные уклоны – 3°;
   литейные радиусы – 5...8 мм.
6. h14; H14; ±0,5IT14;
   –поверхностей √ – ±0,5IT16.
7. Необработанные поверхности колеса окрасить маслостойкой краской.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ126 03.03.39
Разраб.					КОЛЕСО
Провер.					Лит. У / Масса / Масштаб 2:1
Т.контр.					Лист 1 / Листов 1
Н.контр.					45Л ГОСТ 977-88
Утверд.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Консульт.					

Рис. 3.3.39

3.4. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Коническая зубчатая передача предназначена для передачи крутящего момента между валами, оси которых пересекаются под некоторым углом, чаще всего под углом $\delta = 90°$.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Кроме допусков на размеры зацепления в передачах необходимо выдерживать допуски на углы конусности, а при монтаже - обеспечивать совпадение вершин конусов.

Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из колес, как правило, размещается консольно. Это приводит к тому, что нагрузочная способность конических прямозубых передач составляет около 85 % нагрузочной способности цилиндрических передач сопоставимых размеров.

3.4.2. ЭЛЕМЕНТЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

1. НАПРАВЛЕНИЯ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

Конические колеса выполняют:

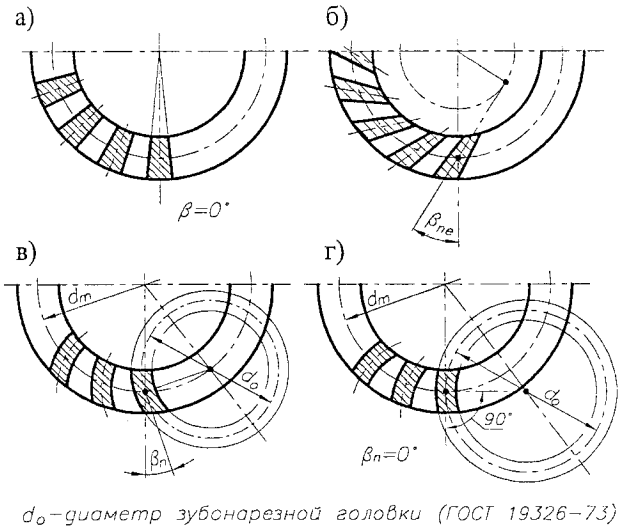
1. Прямозубыми – с радиальным направлением зубьев (рис. 3.4.1, *а*).
2. С тангенциальными (косыми) зубьями, расположенными под углом β к радиусу (рис. 3.4.1, *б*).
3. С криволинейными зубьями:

3.1 - круговыми (рис 3.4.1, *в,г*),

3.2 - паллоидными (по эвольвенте),

3.3 - спиральными (по логарифмической спирали).

На практике получили распространение колеса, указанные в п. 1, 2, 3.1.



d_o – диаметр зубонарезной головки (ГОСТ 19326–73)

Рис. 3.4.1. Типы зубьев конических колес:
а) прямой; б) тангенциальный (косой);
в) круговой; г) круговой нулевой

2. ОСЕВЫЕ ФОРМЫ ЗУБЬЕВ

Форма I – основная для прямозубых и тангенциальных колес. Ее применяют также для колес с круговыми зубьями при $m = 2{,}0...25$ мм (рис. 3.4.2, *а*).

Форма II – основная для колес с круговыми зубьями при $m = 0{,}4...25$ мм (рис. 3.4.2, *в,г*).

Форму III используют для колес с круговыми зубьями при $m = 2...25$ мм (рис. 3.4.2, *г*).

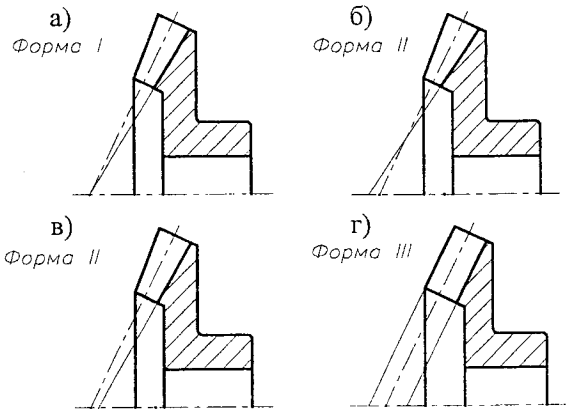


Рис. 3.4.2. Осевые формы зуба:
а) форма I – пропорционально понижающаяся;
б), в) форма II – понижающаяся;
г) форма III – равновысокая

Области рационального применения осевых форм зубьев представлены на рис. 3.4.3, и в табл. 3.4.1.

Основные параметры конических зубчатых колес с круговым зубом, определяющие области применения различных осевых форм зубьев, а также диаметры зубонарезных головок, представлены в табл. 3.4.2, 3.4.3.

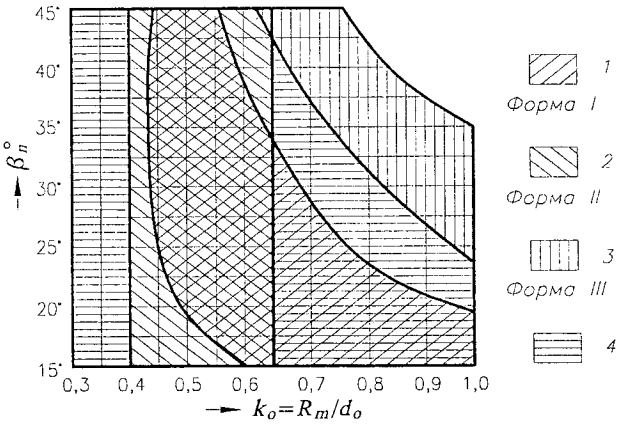


Рис. 3.4.3. Области рационального применения осевых форм зубьев:
1 – осевая форма зуба I; *2* – осевая форма зуба II; *3* – осевая форма зуба III; *4* – допустимая область осевой формы зуба 2

Рис. 3.4.1. Основные параметры конических зубчатых колес с круговым зубом, определяющие области применения различных осевых форм зубьев

ГОСТ 19326-73

Параметр	Обозначение	Осевая форма зуба		
		I	II	III
Средний нормальный модуль, мм	m_n	2...25	0,4...25	2...25
Среднее конусное расстояние, мм	R_m	60...650	70...700	75...750
Отношение среднего конусного расстояния к диаметру зубонарезной головки	$k_o = R_m/d_o$	При $\beta_n > 15°$ в пределах значений, указанных на рис. 3.4.3. При $\beta_n \leq 15°$ – (0,40...0,45) для осевых форм зуба I и II.		
Средний угол наклона зуба	β_n	0°...45°	0°...45°	25°...45°
Число зубьев плоского колеса	z_c	20...100	24...100	Свыше 40

Табл. 3.4.2. Диаметры зубонарезных головок, мм (осевая форма зуба I, $\beta_n = 15...40°$)

ГОСТ 19326-73

Диаметр зубонарезной головки d_o	β_n°	R_m	m_n	h	b
1	2	3	4	5	6
100	15...29 29...40	45...70 45...60	2,0...3,0	9	10...20
125	15...29 29...40	55...90 55...75	2,0...3,5	10	12...25
160	15...29 29...40	72...110 72...95	2,5...4,0	12	16...32
200	15...29 29...40	90...140 90...120	2,5...5,0	15	20...40
250	15...29	110...175	2,5...6,0	18	25...50
250	29...40	110...150	2,5...6,0	18	25...50
315	15...29 29...40	140...220 140...190	2,5...9,0	24	32...65
400	15...29 29...40	180...280 180...240	3,0...10	30	40...80
500	15...29 29...40	225...350 225...300	4,0...12	36	50...100
630	15...29 29...40	290...440 290...380	4,0...16	45	70...125
800	15...29 29...40	360...560 360...480	5,0...20	60	80...160
1000	15...29 29...40	450...650 450...600	6,0...25	70	100...200

h – внешняя высота зуба; b – ширина зубчатого венца.

Табл. 3.4.3. Диаметры зубонарезных головок, мм (осевая форма зуба II, $\beta_n = 0...45°$)

ГОСТ 19326-73

Диаметр зубонарезной головки d_o	β_n	R_m рекоменд.	R_m допускаем.	m_n	h	b
1	2	3	4	5	6	7
...						
50	0...15 15...45	20...32	– 15...35	0,6...2	6	4...12
60	0...15 15...45	24...40	– 18...42	0,6...2	7	5...15
80	0...15 15...45	32...52	– 24...56	1,0...2,5	8	6...20
100	0...15 15...45	40...65	– 30...70	1,0...3,0	9	8...25
125	0...15 15...45	50...80	– 40...90	1,0...3,5	10	10...30
160	0...15 15...45	65...105	– 50...110	2,0...5,0	12	13...40
200	0...15 15...45	80...130	– 60...140	2,0...5,0	15	16...50
250	0...15 15...45	100...160	– 75...175	2,0...6,0	18	20...65
315	0...15 15...45	120...200	– 95...220	3,0...8,0	24	25...80
400	0...15 15...45	160...250	– 120...280	3,0...10	30	32...100
500	0...15 15...45	200...320	– 150...350	4,0...12	36	40...125
630	0...15 15...45	250...400	– 190...440	5,0...16	45	50...160
800	0...15 15...45	320...520	– 240...560	6,0...20	60	65...200
1000	0...15 15...45	400...700 400...650	300...700 300...630	8,0...25	70	80...250

3. ОСЕВЫЕ ФОРМЫ ЗУБЬЕВ И МОДУЛИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Для колес с прямым зубом 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_{nc}.

Для колес с круговым зубом стандартным принимают средний нормальный модуль m_n.

3.4.3. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет зубчатых передач на прочность выполняют отдельно для закрытых передач (редукторов, коробок перемены передач) и открытых передач.

Для закрытых передач основным видом разрушения зубьев является *питинг*. Условие прочности зубьев $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$, где σ_H – контактные напряжения Из проектировочного расчета передачи определяют диаметр шестерни.

После определения диаметра шестерни выполняют выбор параметров передачи и проверку проч-

ности зубьев на усталостный излом (условие прочности $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$, где σ_F – изгибные напряжения) и прочности зубьев при перегрузках для предотвращения пластической деформации зубьев (условие прочности $\sigma_{H\max} \leq \sigma_{HP\max 1(2)}$, где $\sigma_{H\max}$ – максимальные контактные напряжения при перегрузке передачи) и для предотвращения статического излома зуба (условие прочности $\sigma_{H\max} \leq \sigma_{HP\max 1(2)}$, где $\sigma_{H\max}$ – максимальные изгибные напряжения).

3.4.3.1. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ С ПРЯМЫМ ЗУБОМ

Расчет закрытых передач выполняют по следующей схеме:

- Исходные данные (табл. 2.6.4).
- Определение допускаемых контактных напряжений для проектировочного расчета (3.2.4 п. 2).

1. Определение d'_{e1} (3.4.3.1 п. 1) из проектировочного расчета на усталостную контактную прочность.
2. Выбор основных параметров передачи (3.4.3.1 п. 2).
3. Проверка усталостной контактной прочности зубьев с определением допускаемых контактных напряжений для проверочного расчета (3.4.3.1 п. 3).
4. Проверка усталостной изгибной прочности зубьев с определением допускаемых изгибных напряжений для проверочного расчета (3.4.3.1 п. 4).
5. Проверка статической контактной и изгибной прочности зубьев при перегрузках (3.4.3.1. п. 5).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора.

T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u (табл. 2.6.4);

$T_{\max}/T_{\text{ном}}$ (табл. 15.10.1).

Материалы и термообработка зубчатых колес (3.2.1, 3.2.2, 3.2.3).

σ_{HP} - для проектировочного расчета, МПа (3.2.3 п. 2);

$\sigma_{HP\max 1(2)}$, $\sigma_{FP\max 1(2)}$, МПа (3.2.3 п. 5).

1. РАСЧЕТНЫЙ ВНЕШНИЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ, мм

$$d'_{e1} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \, k_{H\beta} \, k_A \, 10^3}{\upsilon_H \, \sigma^2_{HP} \, (1-k_{be}) \, k_{be} \, u}},$$

где

$k_d = 101\,\text{МПа}^{1/3}$ – 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, $k_{H\beta} = f$ (НВ, расположение колес относительно опор, k_{be}, u, $k_{be}u/(2-k_{be})$),(рис. 3.4.5, *а,б*);

k_A – коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

υ_H – коэффициент, учитывающий изменение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической, $\upsilon_H = 0{,}85$.

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Принимая $z'_1 = 17$, определяют внешний окружной модуль $m'_{te} = d'_{e1}/z'_1$, мм, и округляют* до **ближайшей** величины $m_{te} = m_n$, мм, в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4).

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

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

2.4. Углы делительных конусов, °, ', ",:

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

2.5. Внешние диаметры, мм:

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

(точность расчетов - 2 знака после запятой).

2.6. Внешнее конусное расстояние, мм,

$$R_e = 0{,}5\, m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

2.7. Ширина венца зубчатых колес, мм,

$b = R_e k_{be}$; b - целое число ($m_{te} \geq 1/8...1/10\, b$).

2.8. Среднее конусное расстояние, мм,

$$R_m = R_e - 0{,}5\, b.$$

2.9. Параметры колес в среднем сечении, мм:

- средний модуль $m_m = m_{te} R_m / R_e$;
- средние делительные диаметры $d_{m\,1(2)} = m_m z_{1(2)}$.

3. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

3.1. Окружная сила в зацеплении, Н,

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{m1}.$$

3.2. Окружная скорость колес, м/с,

$$\vartheta = \pi d_{m1} n_1 / (60 \cdot 10^3).$$

3.3. Степень точности $= f(\vartheta, \beta)$ (табл. 3.3.11).

3.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{H\vartheta} = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев).

3.5. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев, $k_{H\alpha} = f(\vartheta$, степень точности).

Для колес с прямыми зубьями $k_{H\alpha} = 1{,}0$;

---

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

3.6. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм,

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

3.7. Допускаемые контактные напряжения для проверочного расчета (3.2.3 п. 3), МПа,

$$\sigma'_{HP\,1(2)} = \sigma_{H\,\lim\,1(2)}\, Z_{N1(2)}\, Z_R\, Z_\vartheta\, Z_X / S_{H\,1(2)},$$

где $\sigma_{H\,\lim\,1(2)} = f(\mathrm{HB}_{1(2)})$ – предел контактной выносливости (рис. 3.2.4);

$Z_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности (3.2.3 п. 2.3);

Z_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхностей зубьев (табл. 3.4.19):

– для R_Q 1,25...0,63 $Z_R = 1{,}00$,

– для R_Q 2,5...1,25 $Z_R = 0{,}95$,

– для R_Q 10...2,5 $Z_R = 0{,}90$;

Z_ϑ – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости колес, (рис. 3.2.6);

Z_X – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса, (рис. 3.2.7).

Для $d_w < 700$ мм $Z_X = 1{,}0$;

S_H – коэффициент запаса прочности (3.2.3 п. 2.3).

Допускаемые контактные напряжения, МПа,

$$\sigma'_{HP} = 0{,}5\,(\sigma'_{HP1} + \sigma'_{HP2}) \le 1{,}15\ \sigma'_{HP\,1(2)\,\min}.$$

3.8. Расчетные контактные напряжения, МПа,

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}\sqrt{u^2+1}}{\upsilon_H\, d_{m1}\, u}} \le \sigma'_{HP},$$

где Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженнных поверхностей зубьев.

Для колес с прямыми зубьями $Z_H \approx 2{,}50$;

$Z_E = 190$ МПа$^{1/2}$ - коэффициент, учитывающий механические свойства материала колес;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Для прямозубых колес $Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3}$,

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия,

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

$|\sigma_H - \sigma'_{HP}|\,100/\sigma'_{HP} \le 5$ %*.

4. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

4.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{F\vartheta} = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев).

4.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца для изгибной прочности зубьев,

$$k_{F\beta} = 1 + 1{,}5\,(k_{H\beta} - 1) \quad [14].$$

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

$k_{F\alpha} = 1{,}0$ - для колес с прямыми зубьями.

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

4.5. Эквивалентное число зубьев для колес с прямыми зубьями $z_{1(2)\,E} = z_{1(2)}/\cos\delta_{1(2)}$.

4.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,

$Y_{FS\,1(2)} = f(z_{1(2)E}, x_{1(2)})$ $(x_{1(2)} = 0)$, (рис. 3.3.4).

4.7. Допускаемые изгибные напряжения для проверочного расчета (3.2.3 п. 4).

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

Эквивалентное число циклов

$$N_{FE\,1(2)} = 60\, n_{1(2)}\, L_h\, c\, k_{FE},$$

где $k_{FE} = \Sigma\,[(T_j/T_1)^{q_F}(t_j/L_h)]$, $(j = \mathrm{I}, \mathrm{II}, \mathrm{III}, \ldots)$ или табл. 3.2.2; $q_F = 6$ для НВ ≤ 350;

$q_F = 9$ для НВ > 350;

c, L_h (3.2.3 п. 2.2).

Коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[q_F]{N_{F\,\lim}/N_{FE\,1(2)}}.$$

$1 \le Y_N \le 4{,}0$ - для НВ ≤ 350;

$1 \le Y_N \le 2{,}5$ - для НВ > 350.

Для $N_{F\,\lim} \le N_{FE\,1(2)\,1(2)}$ $Y_N = 1$.

Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа,

$\sigma_{F\,\lim\,1(2)} = f(\mathrm{HB}_{1(2)})$, (табл. 3.2.4).

Допускаемые изгибные напряжения, МПа,

$$\sigma'_{FP\,1(2)} = \sigma_{F\,\lim\,1(2)}\, Y_{N\,1(2)}\, Y_A\, Y_R\, Y_X / S_F,$$

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;

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба,

$Y_R = 1{,}0$ - для зубофрезерования и шлифования переходной поверхности зуба при $R_a \le 10$, (табл. 3.2.4);

Y_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, $Y_X = 1{,}05 - 0{,}000125\, d_{w\,1(2)}$;

$S_F = 1{,}7...2{,}2$ - коэффициент запаса прочности (бóльшие значения для литых заготовок).

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

4.9. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа,

$$\sigma_{F\,1(2)} = Y_{FS}\, W_{1(2)\,Ft} / (\vartheta_F\, m_m) \le \sigma'_{FP\,1(2)}.$$

5. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

5.1. Максимальные контактные напряжения, МПа,

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max}/T_{\mathrm{nom}}} \le \sigma_{HP\,\max 1(2)}.$$

5.2. Максимальные напряжения изгиба, МПа,

$$\sigma_{F\max 1(2)} = \sigma_{F1(2)}\,(T_{\max}/T_{\mathrm{nom}}) \le \sigma_{FP\,\max 1(2)}.$$

6. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

6.1. Уточненный крутящий момент на колесе, Н·м,

$$T_{2y} = T_2\, u_д / u.$$

---

* При $|\sigma_{HP} - \sigma_H|\,100 / \sigma_{HP} > 5$ % соответственно изменяется параметр b (п. 3.6) с пересчетом параметров передачи.

6.2. Окружные силы, Н:

$$F_{t1}=2\cdot10^3\,T_1/d_{m1};\qquad F_{t2}=2\cdot10^3\,T_{2y}/d_{m2}.$$

6.3. Радиальные силы, Н:

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

6.4. Осевые силы, Н:

$$F_{a1}=F_{t1}\,\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\sin\delta_1;\quad F_{a2}=F_{t2}\,\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\cos\delta_1,\quad(\alpha=20°).$$

Рассчитанные параметры и размеры конической прямозубой передачи (рис. 3.4.4).

Нормализованные модули:
m_{te} – внешний окружной модуль (колеса прямозубые);
m_{ne} – внешний нормальный модуль (зубья тангенциальные);
m_n – средний нормальный модуль (зубья круговые).

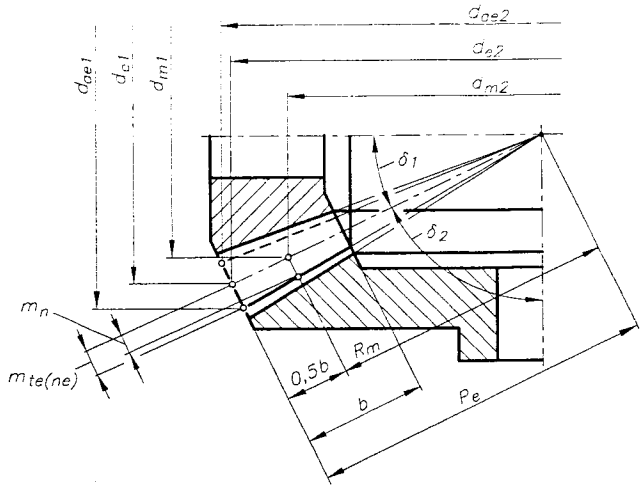


Рис. 3.4.4. Основные размеры и параметры конических передач, полученные в результате прочностного расчета

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать параметры закрытой конической прямозубой передачи среднего технического уровня.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора (рис. 3.3.3, *д*, схемы *1*, *2*).

$T_1=144{,}7$ Н·м; $T_2=499{,}1$ Н·м; $n_1=255{,}4$ мин$^{-1}$; $u=3{,}55$; $T_{max}/T_{ном}=1{,}8$ (табл. 15.10.1).

Материал шестерни - 45Х ГОСТ 4543-71,
$HB_1=270$; $\sigma_{в1}=850$ МПа; $\sigma_{т1}=650$ МПа.

Материал зубчатого колеса - 50 ГОСТ 1050-88,
$HB_2=250$; $\sigma_{в2}=750$ МПа; $\sigma_{т2}=530$ МПа.

Термообработка - улучшение (3.2.4, пример 2, п. 1).

$\sigma_{HP}=447$ МПа (3.2.4, пример 2, п. 2.6);

$\sigma_{HP\,max\,1(2)}=1820$ (1484) МПа;

$\sigma_{FP\,max\,1(2)}=1080$ (1080) МПа (3.2.4, пример 2, п. 5).

Условия работы - легкие. Передача нереверсивная. Производство единичное.

РЕШЕНИЕ:

1. РАСЧЕТНЫЙ ВНЕШНИЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ

$$d'_{e1}=k_d\sqrt[3]{\frac{T_1\,k_{H\beta}\,k_A\,10^3}{\upsilon_H\,\sigma^2_{HP}\,(1-k_{be})\,k_{be}\,u}}=$$

$$=101\sqrt[3]{\frac{144{,}7\cdot1{,}09\cdot1{,}1\cdot10^3}{0{,}85\cdot447^2\,(1-0{,}2)\,0{,}2\cdot3{,}875}}=119{,}3\ \text{мм},$$

где

$k_d=101$ МПа$^{1/3}$ – для прямозубых передач ($\beta=0°$);

k_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, $k_{be}=b/R_e=0{,}2...0{,}3$. Принимаем $k_{be}=0{,}20$;

$k_{H\beta}=1{,}12$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $k_{H\beta}=f(\text{НВ}$, расположение колес относительно опор, k_{be}, $u)$ (рис. 3.4.5,*а*) для $k_{be}u/(2-k_{be})=0{,}20\cdot3{,}875/(2-0{,}20)=0{,}43$;

$k_A=1{,}1$ - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

υ_H – коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической $\upsilon_H=0{,}85$.

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Принимая $z'_1=19$, определяем внешний окружной модуль $m'_{te}=d'_{e1}/z'_1=119{,}3/19=6{,}3$ мм.

Округляем m'_{te} до **ближайшей** величины $m_{te}=m_n=6{,}0$ мм в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4).

2.2. Число зубьев колеса

$$z_2=z_1\,u=19\cdot3{,}55=67{,}4.$$

Принимаем $z_2=67$.

2.3. Действительное передаточное число

$$u_д=z_2/z_1=67/19=3{,}53.$$

2.4. Углы делительных конусов:

$\delta_1=\mathrm{arc\,tg}\,(z_1/z_2)=\mathrm{arc\,tg}\,(19/67)=15{,}8324°=15°49'57"$.

$\delta_2=\mathrm{arc\,tg}\,(z_2/z_1)=\mathrm{arc\,tg}\,(67/19)=74{,}1676°=74°10'03"$.

2.5. Внешние диаметры:

- делительные $d_{e1}=m_{te}z_1=6{,}0\cdot19=114{,}0$ мм,
  $d_{e2}=m_{te}z_2=6{,}0\cdot67=402{,}0$ мм;
- вершин зубьев
  $d_{ae1}=d_{e1}+2\,m_{te}\cos\delta_1=$
  $=114{,}0+2\cdot6{,}0\cos15{,}8324°=125{,}54$ мм,
  $d_{ae2}=d_{e2}+2\,m_{te}\cos\delta_2=$
  $=402{,}0+2\cdot6{,}0\cos74{,}1676°=405{,}27$ мм;
- впадин зубьев
  $d_{fe1}=d_{e1}-2{,}4\,m_{te}\cos\delta_1=$
  $=114{,}0-2{,}4\cdot6{,}0\cos15{,}8324°=100{,}15$ мм,
  $d_{fe2}=d_{e2}-2{,}4\,m_{te}\cos\delta_2=$
  $=402{,}0-2{,}4\cdot6{,}0\cos74{,}1676°=398{,}07$ мм.

2.6. Внешнее конусное расстояние

$$R_e=0{,}5\,m_{te}\sqrt{z_1^2+z_2^2}=0{,}5\cdot6{,}0\sqrt{19^2+67^2}=208{,}93\ \text{мм}.$$

2.7. Ширина венца $b = R_e k_{be} = 208{,}93 \cdot 0{,}2 = 41{,}8$ мм.

Принимаем $b = 42$ мм.

$m_{te} = 6{,}0 \geq (1/8...1/10)\,42 = 5{,}3...4{,}2$ мм.

2.8. Среднее конусное расстояние

$R_m = R_e - 0{,}5\,b = 208{,}9 - 0{,}5 \cdot 42 = 187{,}9$ мм.

2.9. Параметры колес в среднем сечении:

- средний модуль

$m_m = m_{te} R_m / R_e = 6{,}0 \cdot 187{,}9/208{,}9 = 5{,}40$ мм;

- средние делительные диаметры:

$d_{m1} = m_m z_1 = 5{,}40 \cdot 19 = 102{,}6$ мм;

$d_{m2} = m_m z_2 = 5{,}40 \cdot 67 = 361{,}8$ мм.

3. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

3.1. Окружная сила в зацеплении

$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{m1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 144{,}7/102{,}6 = 2821$ Н.

3.2. Окружная скорость колес

$\vartheta = \pi d_{m1} n_1 / (60 \cdot 10)^3 = \pi\ 102{,}6 \cdot 255{,}4/(60 \cdot 10)^3 = 1{,}37$ м/с.

3.3. Степень точности $= f(\vartheta, \beta) \rightarrow 9$ (табл. 3.3.11).

3.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{H\vartheta} = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев) $= 1{,}07$.

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

Для колес с прямыми зубьями $k_{H\alpha} = 1{,}0$.

3.6. Удельная расчетная окружная сила

$W_{Ht} = F_t k_{H\beta} k_{H\vartheta} k_{H\alpha} k_A / b_2 =$

$= 2821 \cdot 1{,}12 \cdot 1{,}07 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}1/42 = 88{,}5$ Н/мм.

3.7. Допускаемые контактные напряжения для проверочного расчета

$\sigma'_{H1(2)} = \sigma_{H\lim 1(2)} Z_{N1(2)} Z_R Z_\vartheta Z_X / S_{H1(2)}$;

$\sigma'_{H1} = 610 \cdot 0{,}91 \cdot 0{,}90 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0\ /1{,}1 = 454$ МПа;

$\sigma'_{H2} = 570 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}90 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0/1{,}1 = 448$ МПа,

где $\sigma_{H\lim 1} = 610$ МПа; $\sigma_{H\lim 2} = 570$ МПа – пределы контактной выносливости (3.2.3, пример 2, п. 2.4);

$Z_{N1} = 0{,}91$; $Z_{N2} = 0{,}96$ – коэффициент долговечности (3.2.3, пример 1, п. 2.3);

Z_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхностей зубьев (табл. 3.4.19);

Для 9 степени точности зубьев

$R_a = 6{,}3...12{,}5$ $Z_R = 0{,}90$ (3.4.3.1 п. 3.7);

Z_ϑ - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости колес, $Z_\vartheta = 1{,}0$ (рис. 3.2.7);

Z_X - коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, (рис. 3.2.8); для $d_w < 700$ мм $Z_X = 1{,}0$;

S_H - коэффициент запаса прочности (3.2.3 п. 2.3);

$S_H = 1{,}1$ - для зубчатых колес с однородной структурой материала.

Допускаемые контактные напряжения

$\sigma'_{HP} = 0{,}45\,(\sigma'_{HP1} + \sigma'_{HP2}) = 0{,}45\,(454+448) = 406$ МПа $\leq$

$\leq 1{,}15\ \sigma_{H1(2)\min} = 1{,}15 \cdot 448 = 515$ МПа.

3.8. Условие усталостной контактной прочности зубьев

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}\sqrt{u_д^2+1}}{\upsilon_H\, d_{m1}\, u}} \leq \sigma'_{HP};$$

$$\sigma_H = 2{,}50 \cdot 190 \cdot 0{,}87 \sqrt{\frac{88{,}5\sqrt{3{,}53^2+1}}{0{,}85 \cdot 102{,}6 \cdot 3{,}53}} = 424 \text{ МПа} >$$

$> \sigma_{HP} = 406$ МПа,

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. Для прямозубых колес $Z_H = 2{,}50$;

Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес, $Z_E = 190$ МПа$^{1/2}$;

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий,

$Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3} = \sqrt{(4-1{,}68)/3} = 0{,}87$;

$\varepsilon_\alpha = (1{,}88 - 3{,}2\,(1/z_1 + 1/z_2)) =$

$= (1{,}88 - 3{,}2(1/19+1/67)) = 1{,}68$.

Перегрузка передачи $(424-406)100/406 = 4{,}4$ %, что допустимо.

4. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

4.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, $k_{F\vartheta} = 1{,}04 = f(\vartheta)$, степень точности, твердость зубьев) (табл. 3.3.9).

4.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца,

$k_{F\beta} = 1 + 1{,}5\,(k_{H\beta} - 1) = 1 + 1{,}5(1{,}12 - 1) = 1{,}18$.

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

$k_{F\alpha} = 1{,}0$ – для прямозубых колес.

4.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе

$W_{Ft} = F_t k_{F\beta} k_{F\vartheta} k_{F\alpha} k_A / b =$

$= 2821 \cdot 1{,}18 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}1/42 = 90{,}7$ Н/мм.

4.5. Эквивалентное число зубьев для прямозубых колес:

$z_{1E} = z_1 / \cos\delta_1 = 19/\cos 15{,}8° = 19{,}8$;

$z_{2E} = z_2 / \cos\delta_2 = 67/\cos 74{,}2° = 246$.

4.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба:

$Y_{FS1(2)} = f(z_{1(2)E}, x_{1(2)})$ $(x_{1(2)} = 0)$ (рис. 3.3.4),

$Y_{FS1} = 4{,}18$; $Y_{FS2} = 3{,}75$.

4.7. Допускаемые изгибные напряжения для проверочного расчета (3.2.3, п. 4).

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

Эквивалентное число циклов:

$N_{FE1(2)} = 60\, n_{1(2)} L_h\, c\, k_{FE}$;

$N_{FE1} = 60 \cdot 255{,}4 \cdot 13140 \cdot 1 \cdot 0{,}655 = 131{,}5 \cdot 10^6$;

$N_{FE2} = 60 \cdot 255{,}5/3{,}53 \cdot 13140 \cdot 1 \cdot 0{,}655 = 37{,}2 \cdot 10^6$,

где $k_{FE} = \Sigma(T_j/T_1)^{q_F}(t_j/L_h)) =$

$= \Sigma(1^6 \cdot 0{,}6 + 0{,}8^6 \cdot 0{,}2 + 0{,}5^6 \cdot 0{,}2) = 0{,}655$.

Для НВ ≤ 350 $q_F = 6$;

$c = 1$; $L_h = 13140$ час (3.2.3, пример 1, п. 2.2).

Коэффициент долговечности

$Y_{N1} = \sqrt[q_F]{N_{F\lim}/N_{FE1(2)}} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / 131{,}5 \cdot 10^6} = 0{,}56$.

$Y_{N2} = \sqrt[q_F]{N_{F\lim}/N_{FE1(2)}} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / 37{,}2 \cdot 10^6} = 0{,}67$.

$(1 \leq Y_N \leq 4{,}0)$ - для $HB \leq 350$;

Для $N_{F\lim} \leq N_{FE1(2)}$ $Y_{N1(2)} = 1$.

Предел выносливости зубьев при изгибе (табл. 3.2.4)

$\sigma_{F\,\lim 1} = f(HB_1) = 1{,}75 \cdot 270 = 472{,}5$ МПа,

$\sigma_{F\,\lim 2} = f(HB_2) = 1{,}75 \cdot 250 = 437{,}5$ МПа.

Допускаемые изгибные напряжения

$\sigma'_{FP\,1} = \sigma_{F\,\lim 1} Y_{N1} Y_A Y_R Y_X / S_F =$

$= 472{,}5 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}04/1{,}8 = 273$ МПа;

$\sigma'_{FP\,2} = \sigma_{F\,\lim 2} Y_{N2} Y_A Y_R Y_X / S_F =$

$= 437{,}5 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}00/1{,}8 = 243$ МПа,

где

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки,

$Y_A = 1{,}0$ – при отсутствии реверса;

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба,

$Y_R = 1{,}0$ – для нешлифованной переходной поверхности зуба;

Y_X – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса:

$Y_{X1} = 1{,}05 - 0{,}000125\, d_{e1} = 1{,}05 - 0{,}000125 \cdot 114 = 1{,}04$;

$Y_{X2} = 1{,}05 - 0{,}000125\, d_{e2} = 1{,}05 - 0{,}000125 \cdot 402 = 1{,}00$;

$S_F = 1{,}7...2{,}2$ – коэффициент запаса прочности (бóльшие значения для литых заготовок).

Принимаем $S_F = 1{,}8$.

4.8. Расчет производим для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP\,1}/Y_{FS1} = 273/4{,}18 = 65{,}3$; $\sigma_{FP\,2}/Y_{FS2} = 243/3{,}75 = 64{,}8$. Дальнейший расчет выполняем для колеса.

4.9. Условие усталостной изгибной прочности зуба колеса $\sigma_{F\,2} = Y_{FS2} W_{Ft}/m_m \le \sigma'_{FP2}$;

$\sigma_{F2} = 3{,}75 \cdot 90{,}7/5{,}4 = 62{,}5$ МПа < 243 МПа.

5. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

5.1. Максимальные контактные напряжения

$\sigma_{H\,\max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max}/T_{\text{nom}}} = 424\sqrt{1{,}8} = 569 \le$

$\le \sigma_{HP\,\max 1(2)} = 1484$ МПа.

5.2. Максимальные напряжения изгиба

$\sigma_{F\,\max 1} = \sigma_{F1}(T_{\max}/T_{\text{nom}}) = 62{,}5 \cdot 1{,}8 = 113{,}0 \le$

$\le \sigma_{FP\,\max 1(2)} = 1080$ МПа.

6. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

6.1. Уточненный крутящий момент на колесе

$T_{2y} = T_2 u_д/u = 499{,}1 \cdot 3{,}53/3{,}55 = 496{,}0$ Н м.

6.2. Окружные силы:

$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_1/d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 144{,}7/102{,}6 = 2821$ Н;

$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_{2y}/d_{w2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 496{,}0/361{,}8 = 2742$ Н.

6.3. Радиальные силы:

$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1 = 2821 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}962 = 988$ Н;

$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 = 2742 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}273 = 272$ Н.

6.4. Осевые силы:

$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 = 2821 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}273 = 280$ Н;

$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1 = 2742 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}962 = 960$ Н,

$(\alpha = 20°)$.

Рассчитанные параметры и размеры конической прямозубой передачи (см. рис. 3.4.4):

$m_{te} = 6{,}0$ мм;	$z_1 = 19$;	$d_{e1} = 114{,}0$ мм;
$m_m = 5{,}40$ мм;	$z_2 = 67$;	$d_{e2} = 402{,}0$ мм;
$b = 42$ мм;	$R_e = 208{,}9$ мм;	$d_{m1} = 102{,}6$ мм;
$u = 3{,}53$;	$R_m = 187{,}9$ мм;	$d_{m2} = 361{,}8$ мм.

3.4.3.2. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ С КРУГОВЫМ ЗУБОМ

Расчет закрытых передач выполняется по схеме, представленной в 3.4.3.1.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора.

T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u (табл. 2.6.4);

$T_{\max}/T_{\text{ном}}$ (табл. 15.10.1).

Материалы и термообработка зубчатых колес (3.2.1, 3.2.2, 3.2.4).

σ_{HP} - для проектировочного расчета, МПа (3.2.4 п. 2);

$\sigma_{HP\,\max 1(2)}$, $\sigma_{FP\,\max 1(2)}$, МПа (3.2.4 п. 5).

1. РАСЧЕТНЫЙ ВНЕШНИЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ, мм

$$d'_{e1} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1\, k_{H\beta}\, k_A\, 10^3}{\upsilon_H \sigma^2_{HP} (1 - k_{be})\, k_{be} u}},$$

где

$k_d = 90$ МПа$^{1/3}$ – для передач с непрямым зубом $(\beta > 0°)$;

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; $k_{H\beta} = f$ (НВ, расположение колес относительно опор, k_{be}, u, $k_{be} u/(2 - k_{be})$) (рис. 3.4.5,*а,б*);

k_A – коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

υ_H – коэффициент, учитывающий изменение прочности конических колес с непрямым зубом по сравнению с прочностью цилиндрических колес, $\upsilon_H = (u$, НВ) (табл. 3.4.6).

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Число зубьев шестерни $z_1 = f(u)$ (табл. 3.4.5).

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$.

z_1, z_2 – целые числа.

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

2.3. Число зубьев плоского колеса

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

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

2.5. Предварительная величина внешнего конусного расстояния, мм, $R_e' = 0{,}5\, m_{te}' z_c$.

2.6. Ширина венца зубчатых колес, мм, $b = R_e' k_{be}$. Величину b округляют до целого числа.

2.7. Предварительная величина среднего конусного расстояния, мм, $R_m' = R_e' - 0{,}5\, b$.

2.8. Средний нормальный модуль, мм,

$$m_n' = 2 R_m' \cos\beta_n / z_c,$$

где $\beta_n = 35°$ – расчетный угол наклона зуба (рекомендуется принимать одно из значений из ряда 25°; 30°; 35°; 40°).

Значение m_n' округляют до **ближайшей** величины m_n в соответствии с ГОСТом * (табл. 3.3.4) ($m_n \geq (1/8...1/10)\, b$, мм).

2.9. Средние делительные диаметры колес, мм,

$$d_{m1(2)} = m_n z_{1(2)} / \cos\beta_n.$$

2.10. Углы делительных конусов, °, ', ",:

$$\delta_1 = \text{arc tg}\,(z_1/z_2);$$

$$\delta_2 = \text{arc tg}\,(z_2/z_1).$$

2.11. Среднее конусное расстояние, мм,

$$R_m = 0{,}5\, m_n z_c / \cos\beta_n.$$

2.12. Внешнее конусное расстояние, мм,

$$R_e = R_m + 0{,}5\, b.$$

2.13. Внешний окружной модуль, мм,

$$m_{te} = 2 R_e / z_c.$$

2.14. Внешние делительные диаметры колес, мм,

$$d_{e1(2)} = m_{te} z_{1(2)}.$$

3. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

3.1. Окружная сила в зацеплении, Н,

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{m1}.$$

3.2. Окружная скорость колес, м/с,

$$\vartheta = \pi d_{m1} n_1 / (60 \cdot 10^3).$$

3.3. Степень точности $= f(\vartheta, \beta)$ (табл. 3.3.11).

3.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{H\vartheta} = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев).

3.5. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев, $k_{H\alpha} = f(\vartheta$, степень точности) (табл. 3.3.10).

3.6. Удельная расчетная окружная сила, Н/м,

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

3.7. Допускаемые контактные напряжения для проверочного расчета σ_{HP}, МПа, (3.4.3.1, п. 3.7).

3.8. Расчетные контактные напряжения, МПа,

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}\sqrt{u^2+1}}{\upsilon_H\, d_{m1}\, u}} \leq \sigma_{HP}',$$

где Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженнных поверхностей зубьев.

Для косозубых колес $Z_H = \dfrac{1}{\cos\alpha_t}\sqrt{\dfrac{2\cos\beta_b}{\text{tg}\,\alpha_{tw}}}$;

$Z_H = f(\beta)$ - ГОСТ 21354-87 или $Z_H \approx 2{,}50\sqrt{\cos\beta}$;

$Z_E = 190$ МПа$^{1/2}$ - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Для косозубых колес $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ (при $\varepsilon_\beta \geq 1$), где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия,

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

4. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

4.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, (табл. 3.3.9),

$k_{F\vartheta} = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев).

4.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца для изгибной прочности зубьев,

$$k_{F\beta} = 1 + 1{,}5\,(k_{H\beta} - 1).$$

4.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев, (табл. 3.3.10),

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

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

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

4.5. Эквивалентное число зубьев для колес с непрямыми зубьями $z_{1(2)E} = z_{1(2)} / (\cos\delta_{1(2)} \cos^3\beta_n)$.

4.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,

$Y_{FS1(2)} = f(z_{1(2)E}, x_{1(2)})$ $(x_{1(2)} = 0)$, (рис. 3.3.4).

4.7. Допускаемые изгибные напряжения для проверочного расчета (3.4.3.1 п. 4.7).

4.8. Расчет выполняют для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP1(2)}' / Y_{FS1(2)}$.

4.9. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа,

$$\sigma_{F1(2)} = Y_{FS1(2)} Y_\beta\, Y_\varepsilon\, W_{Ft} / (\upsilon_F\, m_n) \leq \sigma_{FP1(2)}',$$

где Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба, $Y_\beta = 1 - \beta°/120°$;

Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$, где ε_α (п. 3.8).

5. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

5.1. Максимальные контактные напряжения, МПа,

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max}/T_{\text{nom}}} \leq \sigma_{HP\max 1(2)}.$$

5.2. Максимальные напряжения изгиба, МПа,

$$\sigma_{F\max 1(2)} = \sigma_{F1(2)} (T_{\max}/T_{\text{nom}}) \leq \sigma_{FP\max 1(2)}.$$

6. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

6.1. Уточненный крутящий момент на колесе, Н·м,

$$T_{2y} = T_2\, u_д / u.$$

---

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

** При $|\sigma_H - \sigma_{HP}'|\,100/\sigma_{HP}' \geq 5$ % изменяют параметр b_2 передачи (п. 3.6) с последующим пересчетом ее параметров.

6.2. Окружные силы, Н:

$$F_{t1}=2\cdot10^3\,T_1/d_{m1};\qquad F_{t2}=2\cdot10^3\,T_{2y}/d_{m2}.$$

6.3. Радиальные силы, Н (табл. 3.4.4):

$$F_{r1}=\frac{F_{t1}}{\cos\beta_n}(\operatorname{tg}\alpha\cos\delta_1\pm\sin\beta\sin\delta_1);\quad(1)$$

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

6.4. Осевые силы, Н (табл. 3.41):

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

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

$$(\alpha=20°).$$

Рассчитанные параметры и размеры конической передачи с круговым зубом (см. рис. 3.4.4).

Табл. 3.4.4. 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.

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать параметры конической закрытой передачи высокого технического уровня с круговым зубом.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора (рис. 3.3.3,*а*, схема *1,2*).

$T_1=144{,}7$ Н·м; $T_2=499{,}1$ Н·м; $n_1=255{,}4$ мин$^{-1}$;

$u=3{,}55$ (табл. 2.6.5). $T_{max}/T_{ном}=1{,}8$ (табл. 15.10.1).

Материал шестерни - 20ХН3А ГОСТ 4543-71,

$HRC_1=57$; $\sigma_{в1}=680$ МПа; $\sigma_{т1}=390$ МПа.

Материал колеса - 20ХН3А ГОСТ 4543-71,

$HRC_2=57$; $\sigma_{в2}=680$ МПа; $\sigma_{т2}=390$ МПа.

Термообработка - изотермический отжиг, цементация и закалка.

$\sigma_{HP}=973$ МПа (3.2.4, пример 1, п. 2.6);

$\sigma_{HP\,max\,1(2)}=2280$ МПа;

$\sigma_{FP\,max\,1(2)}=1200$ МПа (3.2.4, пример 1, п. 5).

Условия работы - легкие. Передача нереверсивная.

Производство серийное (массовое).

РЕШЕНИЕ:

1. РАСЧЕТНЫЙ ВНЕШНИЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ

$$d'_{e1}=k_d\sqrt[3]{\frac{T_1\,k_{H\beta}\,k_A\,10^3}{\upsilon_H\,\sigma^2_{HP}\,(1-k_{be})\,k_{be}\,u}}=$$

$$=90\sqrt[3]{\frac{144{,}7\cdot1{,}22\cdot1{,}1\cdot10^3}{1{,}34\cdot973^2\,(1-0{,}25)\,0{,}25\cdot3{,}55}}=55{,}1\ \text{мм},$$

где

$k_d=90$ МПа$^{1/3}$ для передач с непрямым зубом ($\beta>0°$);

k_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния,

$k_{be}=b/R_e=0{,}2...0{,}3$. Принимаем $k_{be}=0{,}25$;

$k_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца,

$k_{H\beta}=f$ (НВ, расположение колес относительно опор, k_{be}, u) (рис. 3.4.5,*б*). Для

$k_{be}u/(2-k_{be})=0{,}25\cdot3{,}5/(2-0{,}25)=0{,}50$ $k_{H\beta}=1{,}22$;

υ_H – коэффициент, учитывающий изменение прочности конических колес с непрямым зубом по сравнению с колесами цилиндрическими,

$\upsilon_H=0{,}81+0{,}15\,u=0{,}81+0{,}15\cdot3{,}5=1{,}34$ (табл. 3.4.6);

$k_A=1{,}1$ - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3).

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Число зубьев шестерни $z_1=13$; $z_1=f(u)$ (табл. 3.4.5).

Число зубьев колеса $z_2=z_1u=13\cdot3{,}55=46{,}2$.

Принимаем $z_2=46$.

2.2. Действительное передаточное число

$$u_д=z_2/z_1=46/13=3{,}54.$$

2.3. Число зубьев плоского колеса

$$z_c=\sqrt{z_1^2+z_2^2}=\sqrt{13^2+46^2}=47{,}8.$$

2.4. Предварительная величина внешнего окружного модуля зацепления $m'_{te}=d'_{e1}/z_1=46{,}8/13=3{,}6$ мм.

2.5. Предварительная величина внешнего конусного расстояния

$$R'_e=0{,}5\,m'_{te}\,z_c=0{,}5\cdot3{,}6\cdot47{,}8=86{,}04\ \text{мм}.$$

2.6. Ширина венца зубчатых колес

$$b=R'_e\,k_{be}=86{,}04\cdot0{,}25=21{,}5\ \text{мм}.$$

Принимаем $b=22$ мм.

2.7. Предварительная величина среднего конусного расстояния

$$R'_m=R'_e-0{,}5\,b=86{,}04-0{,}5\cdot22=75{,}04\ \text{мм}.$$

2.8. Средний нормальный модуль

$m'_n=2R'_m\cos\beta_n/z_c=2\cdot75{,}04\cos30°/47{,}8=2{,}72$ мм,

где $\beta_n=30°$ – расчетный угол наклона зуба (рекомендуется принимать одно из значений ряда 25°; 30°; 35°; 40°).

Значение m'_n округляем до **ближайшей** величины $m_n=3{,}0$ мм в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4),

$$m_n=3{,}0>(1/8...1/10)\,b=2{,}75...2{,}2.$$

2.9. Средние делительные диаметры колес:

$d_{m1(2)}=m_n\,z_{1(2)}/\cos\beta_n=3{,}0\cdot13/\cos30°=45{,}03$ мм;

$d_{m1(2)}=m_n\,z_{1(2)}/\cos\beta_n=3{,}0\cdot46/\cos30°=159{,}35$ мм.

2.10. Углы делительных конусов:

$\delta_1=\operatorname{arc\,tg}(z_1/z_2)=\operatorname{arc\,tg}(13/46)=15{,}78°=15°46'51"$;

$\delta_2=\operatorname{arc\,tg}(z_2/z_1)=\operatorname{arc\,tg}(46/13)=74{,}22°=74°13'09"$.

2.11. Среднее конусное расстояние

$R_m = 0{,}5\, m_n z_c / \cos\beta_n = 0{,}5 \cdot 3{,}0 \cdot 47{,}8 / \cos 30° = 82{,}79$ мм.

2.12. Внешнее конусное расстояние

$R_e = R_m + 0{,}5\, b = 82{,}79 + 0{,}5 \cdot 22 = 93{,}79$ мм.

Принимаем $R_e = 94{,}00$ мм. Тогда расстояние от внешнего торца до расчетного сечения

$l_e = R_e - R_m = 94{,}0 - 82{,}79 = 11{,}21$ мм.

2.13. Внешний окружной модуль

$m_{te} = 2 R_e / z_c = 2 \cdot 94{,}0 / 47{,}8 = 3{,}93$ мм.

2.14. Внешние делительные диаметры колес:

$d_{e1} = m_{te} z_1 = 3{,}933 \cdot 13 = 51{,}13$ мм;

$d_{e2} = m_{te} z_2 = 3{,}933 \cdot 46 = 180{,}92$ мм.

3. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

3.1. Окружная сила в зацеплении

$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{m1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 144{,}7 / 45{,}03 = 6427$ Н.

3.2. Окружная скорость колес

$\vartheta = \pi d_{m1} n_1 / (60 \cdot 10)^3 = \pi\, 45{,}03 \cdot 255{,}4 / (60 \cdot 10)^3 = 0{,}60$ м/с.

3.3. Степень точности $= f(\vartheta, \beta) \rightarrow 9$ (табл. 3.3.11).

3.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{H\vartheta} = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев$) = 1{,}01$.

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

$k_{H\alpha} = 1{,}13$ (табл. 3.3.10).

3.6. Удельная расчетная окружная сила

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

$= 6427 \cdot 1{,}22 \cdot 1{,}01 \cdot 1{,}13 \cdot 1{,}1 / 22 = 447{,}4$ Н/мм.

3.7. Допускаемые контактные напряжения для проверочного расчета (3.3.2.1, пример 1, п. 3.7)

$\sigma_{HP} = 1027$ МПа.

3.8. Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{\upsilon_H d_{w1}} \frac{\sqrt{u^2+1}}{u}} \le \sigma'_{HP},$$

$$\sigma_H = 2{,}32 \cdot 190 \cdot 0{,}86 \sqrt{\frac{447{,}4}{1{,}34 \cdot 45{,}03} \frac{\sqrt{3{,}54^2+1}}{3{,}54}} = 1052 \text{ МПа} > \sigma'_{HP} = 1027 \text{ МПа},$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. Для колес с косыми зубьями $Z_H \approx 2{,}50 \sqrt{\cos\beta} \approx 2{,}50 \sqrt{0{,}866} = 2{,}32$;

Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес, $Z_E = 190$ МПа$^{1/2}$;

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для колес с косыми зубьями $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/1{,}35} = 0{,}85$;

ε_α - коэффициент торцевого перекрытия зубьев

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

$= [1{,}88 - 3{,}2(1/13 + 1/46)] \cos 30° = 1{,}35.$

Перегрузка передачи (1052-1027)100/1027 = 2,4 %, что допустимо.

4. ПРОВЕРКА УСТАЛОСТНОЙ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

4.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.3.9),

$k_{F\vartheta} = 1{,}01 = f(\vartheta$, степень точности, твердость зубьев$)$.

4.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца,

$k_{F\beta} = 1 + 1{,}5\,(k_{H\beta} - 1) = 1 + 1{,}5(1{,}22 - 1) = 1{,}33.$

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

$k_{F\alpha} = 1{,}35 = f(\vartheta$, степень точности$)$ (табл. 3.3.10).

4.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе

$W_{Ft} = F_t\, k_{F\beta} k_{F\vartheta}\, k_{F\alpha} k_A / b =$

$= 6427 \cdot 1{,}33 \cdot 1{,}01 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}1 / 22 = 582{,}8$ Н/мм.

4.5. Эквивалентное число зубьев для прямозубых колес:

$z_{1E} = z_1 / (\cos^3\beta_n \cos\delta_1) = 13 / (\cos^3 30° \cos 15{,}78°) = 15{,}6;$

$z_{2E} = z_2 / (\cos^3\beta_n \cos\delta_2) = 46 / (\cos^3 30° \cos 74{,}22°) = 195.$

4.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба (рис. 3.3.4):

$Y_{FS\,1(2)} = f(z_{1(2)E}, x_{1(2)}) \quad (x_{1(2)} = 0);$

$Y_{FS\,1} = 4{,}19; \quad Y_{FS\,2} = 3{,}75.$

4.7. Допускаемые изгибные напряжения для проверочного расчета (3.3.2.1, пример 1, п. 5.7),

$\sigma'_{FP\,1} = 433$ МПа; $\sigma'_{FP\,2} = 429$ МПа.

4.8. Расчет выполняем для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения

$\sigma_{FP\,1} / Y_{FS\,1} = 433 / 4{,}19 = 103{,}3;$

$\sigma_{FP\,2} / Y_{FS\,2} = 429 / 3{,}75 = 114{,}4.$

Дальнейший расчет выполняем для шестерни.

5.9. Расчетные напряжения изгиба зуба шестерни

$\sigma_{F\,1(2)} = Y_{FS\,1(2)}\, Y_\beta\, Y_\varepsilon\, W_{Ft} / (\upsilon_F m_n) \le \sigma'_{FP\,1(2)},$

$\sigma_{F\,1} = 4{,}19 \cdot 0{,}74 \cdot 0{,}74 \cdot 582{,}8 / (1{,}04 \cdot 3) = 428{,}5$ МПа $<$

< 433 МПа,

где Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба,

$Y_\beta = 1 - \beta°/120° = 1 - 30{,}0°/120° = 0{,}74;$

Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha = 1/1{,}35 = 0{,}74;$

υ_F - коэффициент, учитывающий изменение прочности конических колес с непрямым зубом по сравнению с прочностью цилиндрических колес, $\upsilon_F = (u$, НВ$)$ (табл. 3.4.6);

$\upsilon_F = 0{,}65 + 0{,}11\, u = 0{,}65 + 0{,}11 \cdot 3{,}54 = 1{,}04.$

5. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

5.1. Максимальные контактные напряжения

$\sigma_{H\,max} = \sigma_H \sqrt{T_{max} / T_{nom}} = 1052 \sqrt{1{,}8} = 1411 <$

$< \sigma_{HP\,max\,1(2)} = 2280$ МПа.

5.2. Максимальные напряжения изгиба

$\sigma_{F\,max\,1} = \sigma_{F\,1} (T_{max} / T_{nom}) = 428{,}5 \cdot 1{,}8 = 771 <$

$< \sigma_{FP\,max\,1(2)} = 1200$ МПа.

6. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

6.1. Уточненный крутящий момент на колесе

$T_{2y} = T_2\, u_д / u = 499{,}1 \cdot 3{,}54 / 3{,}55 = 497{,}7$ Н·м.

6.2. Окружные силы:

$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 135{,}8/45{,}03 = 6032$ Н;

$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_{2y} / d_{w2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 468{,}3/159{,}35 = 5878$ Н.

6.3. Радиальные силы:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_n}(\operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1 + \sin\beta \sin\delta_1) =$$

$$= \frac{6032}{\cos 30^\circ}(\operatorname{tg}20^\circ \cos 15{,}78^\circ + \sin 30^\circ \sin 15{,}78^\circ) = 3387 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2}}{\cos\beta_n}(\operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 - \sin\beta \cos\delta_1) =$$

$$= \frac{5878}{\cos 30^\circ}(\operatorname{tg}20^\circ \sin 15{,}78^\circ - \sin 30^\circ \cos 15{,}78^\circ) = -2594 \text{ Н}.$$

6.4. Осевые силы:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta}(\operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 - \sin\beta \cos\delta_1) =$$

$$= \frac{6032}{\cos 30^\circ}(\operatorname{tg}20^\circ \sin 15{,}78^\circ - \sin 30^\circ \cos 15{,}78^\circ) = -2662 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = \frac{F_{t2}}{\cos\beta_n}(\operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1 + \sin\beta \sin\delta_1) =$$

$$= \frac{5878}{\cos 30^\circ}(\operatorname{tg}20^\circ \cos 15{,}78^\circ + \sin 30^\circ \sin 15{,}78^\circ) = 3301 \text{ Н}$$

($\alpha = 20^\circ$).

Рассчитанные параметры и размеры конической передачи с круговым зубом (см. рис. 3.4.4):

$m_{te} = 3{,}93$ мм;	$z_1 = 13$;	$d_{e1} = 51{,}03$ мм;
$m_m = 3{,}00$ мм;	$z_2 = 46$;	$d_{e2} = 180{,}92$ мм;
$b = 22$ мм;	$R_e = 94{,}00$ мм;	$d_{m1} = 45{,}03$ мм;
$u = 3{,}54$;	$R_m = 82{,}79$ мм;	$d_{m2} = 159{,}35$ мм.

3.4.3.3. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ [29]

Расчет открытых передач выполняют по следующей схеме:

- Исходные данные (2.4).
- Определение допускаемых контактных напряжений для проектировочного расчета (3.2.3 п. 2).
- Определение d'_{e1} (3.4.3.3 п. 1) из проектировочного расчета на усталостную контактную прочность.
- Выбор основных параметров передачи (3.4.3.3 п. 2).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема передачи.

T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u (табл. 2.6.4).

Материалы и термообработка зубчатых колес (3.2.1, 3.2.2, 3.2.3).

σ_{HP} - для проектировочного расчета, МПа (3.2.3 п. 2).

1. РАСЧЕТНЫЙ ВНЕШНИЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ, мм

$$d'_{e1} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \, k_{H\beta} \, k_A \, 10^3}{\upsilon_H \sigma^2_{HP} (1 - k_{be}) \, k_{be} \, u}},$$

где

$k_d = 101 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубых передач ($\beta = 0^\circ$);

k_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния $k_{be} = b/R_e = 0{,}2...0{,}25$;

$k_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; $k_{H\beta} = f(HB$, расположение колес относительно опор, k_{be}, u, $k_{be} u/(2 - k_{be}))$ (рис. 3.4.5, *а*);

k_A – коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

υ_H – коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической, $\upsilon_H = 0{,}85$.

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Принимая $z'_1 = 17$, определяют внешний окружной модуль $m'_{te} = d'_{e1}/z'_1$, мм, и округляют* до **ближайшей** величины $m_{te} = m_n$, мм, в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4).

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

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

2.4. Углы делительных конусов, °, ', ":

$\delta_1 = \operatorname{arc tg}(z_1/z_2)$;

$\delta_2 = \operatorname{arc tg}(z_2/z_1)$.

2.5. Внешние диаметры, мм:

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

(Точность расчетов - 2 знака после запятой).

2.6. Внешнее конусное расстояние, мм,

$R_e = 0{,}5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$.

2.7. Ширина венца зубчатых колес, мм,

$b = R_e k_{be}$; b - целое число ($m_{te} \geq (1/8...1/10) b$).

2.8. Среднее конусное расстояние, мм,

$R_m = R_e - 0{,}5 b$.

2.9. Параметры колес в среднем сечении, мм:

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

3. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

3.1. Уточненный крутящий момент на колесе, Н·м,

$T_{2y} = T_2 u_д / u$.

3.2. Окружные силы, Н:

$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{m1}$; $F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_{2y} / d_{m2}$.

3.3. Радиальные силы, Н:

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

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

6.4. Осевые силы, Н:

$$F_{a1} = F_{t1}\,\mathrm{tg}\,\alpha \cdot \sin\delta_1; \quad F_{a2} = F_{t2}\,\mathrm{tg}\,\alpha \cdot \cos\delta_1, \quad (\alpha = 20°).$$

Рассчитанные параметры и размеры конической прямозубой передачи (см. рис. 3.4.4).

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать параметры открытой конической передачи.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема передачи - консольное размещение колес.

$T_1 = 135{,}8$ Н·м; $T_2 = 500{,}0$ Н·м; $n_1 = 251{,}8$ мин$^{-1}$; $u = 3{,}875$.

Материал шестерни - 50 ГОСТ 1050-88,

$HB_1 = 240$; $\sigma_{в1} = 750$ МПа; $\sigma_{т1} = 530$ МПа.

Материал зубчатого колеса - 40 ГОСТ 1050-88,

$HB_2 = 210$; $\sigma_{в2} = 700$ МПа; $\sigma_{т2} = 400$ МПа.

Термообработка - улучшение (3.2.3, пример 3, п. 1).

$\sigma_{HP} = 381$ МПа (3.2.3, пример 3, п. 2.6).

Условия работы - легкие. Передача нереверсивная. Производство единичное.

РЕШЕНИЕ:

1. РАСЧЕТНЫЙ ВНЕШНИЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ

$$d'_{e1} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1\, k_{H\beta}\, k_A\, 10^3}{\upsilon_H \sigma^2_{HP} (1-k_{be})\, k_{be}\, u}} =$$

$$= 101 \sqrt[3]{\frac{135{,}8 \cdot 1{,}09 \cdot 1{,}1 \cdot 10^3}{0{,}85 \cdot 381^2 (1-0{,}2)\, 0{,}2 \cdot 3{,}875}} = 129{,}9 \text{ мм},$$

где

$k_d = 101$ МПа$^{1/3}$ – для прямозубых передач ($\beta = 0°$);

k_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния,

$k_{be} = b/R_e = 0{,}2...0{,}25$. Принимаем $k_{be} = 0{,}20$;

$k_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца,

$k_{H\beta} = f$ (НВ, расположение колес относительно опор, k_{be}, u) (рис. 3.4.5, *а*). Для $k_{be}\, u/(2-k_{be}) = 0{,}20 \cdot 3{,}875/(2-0{,}20) = 0{,}43$ $k_{H\beta} = 1{,}09$;

$k_A = 1{,}1$ - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 3.3.3);

υ_H – коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической, $\upsilon_H = 0{,}85$.

2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Принимая $z'_1 = 19$, определяем внешний окружной модуль $m'_{te} = d'_{e1}/z'_1 = 129{,}9/17 = 7{,}64$ мм.

Округляем m'_{te} до **ближайшей** величины $m_{te} = m_n = 8{,}0$ мм в соответствии с ГОСТом (табл. 3.3.4).

2.2. Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 17 \cdot 3{,}875 = 65{,}8.$$

Принимаем $z_2 = 66$.

2.3. Действительное передаточное число

$$u_д = z_2/z_1 = 66/17 = 3{,}88.$$

2.4. Углы делительных конусов:

$\delta_1 = \mathrm{arc\,tg}\,(z_1/z_2) = \mathrm{arc\,tg}\,(17/66) = 14{,}444° = 14°26'38"$.

$\delta_2 = \mathrm{arc\,tg}\,(z_2/z_1) = \mathrm{arc\,tg}\,(66/17) = 75{,}556° = 75°33'22"$.

2.5. Внешние диаметры:

– делительные $d_{e1} = m_{te} z_1 = 8{,}0 \cdot 17 = 136{,}0$ мм;

$d_{e2} = m_{te} z_2 = 8{,}0 \cdot 66 = 528{,}0$ мм;

– вершин зубьев

$d_{ae1} = d_{e1} + 2\, m_{te} \cos\delta_1 =$

$= 136{,}0 + 2 \cdot 8{,}0 \cos 14{,}444° = 151{,}49$ мм;

$d_{ae2} = d_{e2} + 2\, m_{te} \cos\delta_2 =$

$= 528{,}0 + 2 \cdot 8{,}0 \cos 75{,}566° = 531{,}99$ мм;

– впадин зубьев

$d_{fe1} = d_{e1} - 2{,}4\, m_{te} \cos\delta_1 =$

$= 136{,}0 - 2{,}4 \cdot 8{,}0 \cos 14{,}444° = 117{,}41$ мм;

$d_{fe2} = d_{e2} - 2{,}4\, m_{te} \cos\delta_2 =$

$= 528{,}0 - 2{,}4 \cdot 8{,}0 \cos 75{,}566° = 523{,}21$ мм.

2.6. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0{,}5\, m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0{,}5 \cdot 8{,}0 \sqrt{17^2 + 66^2} = 272{,}62 \text{ мм}.$$

2.7. Ширина венца $b = R_e\, k_{be} = 272{,}62 \cdot 0{,}2 = 54{,}5$ мм.

Принимаем $b = 55$ мм.

$m_{te} = 8{,}0 \geq (1/8...1/10)\, 55 = 6{,}9...5{,}5$.

2.8. Среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0{,}5\, b = 272{,}6 - 0{,}5 \cdot 55 = 245{,}1 \text{ мм}.$$

2.9. Параметры колес в среднем сечении:

– средний модуль

$m_m = m_{te}\, R_m / R_e = 8{,}0 \cdot 245{,}1/272{,}6 = 7{,}19$ мм;

– средние делительные диаметры

$d_{m1} = m_m z_1 = 7{,}19 \cdot 17 = 122{,}2$ мм;

$d_{m2} = m_m z_2 = 7{,}19 \cdot 66 = 474{,}5$ мм.

3. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

3.1. Уточненный крутящий момент на колесе

$$T_{2y} = T_2 u_д / u = 500{,}0 \cdot 3{,}88/3{,}875 = 500{,}6 \text{ Н·м}.$$

3.2. Окружные силы:

$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_1/d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 135{,}8/122{,}2 = 2223$ Н;

$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_{2y}/d_{w2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 500{,}6/474{,}5 = 2108$ Н.

3.3. Радиальные силы:

$F_{r1} = F_{t1}\,\mathrm{tg}\,\alpha \cos\delta_1 = 2223 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}968 = 783$ Н;

$F_{r2} = F_{t2}\,\mathrm{tg}\,\alpha \sin\delta_1 = 2108 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}249 = 191$ Н.

3.4. Осевые силы:

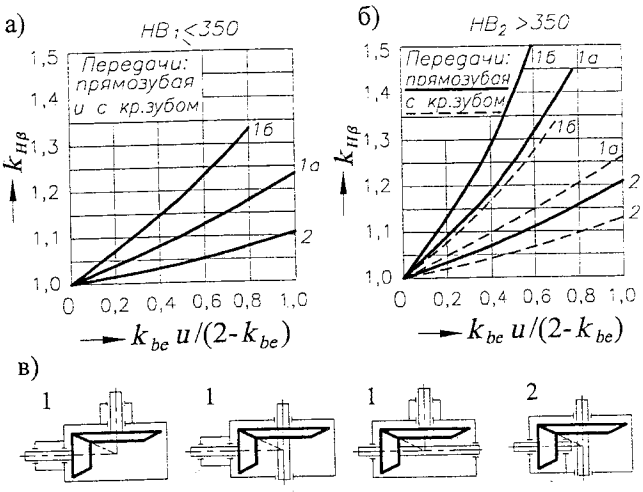
$F_{a1} = F_{t1}\,\mathrm{tg}\,\alpha \sin\delta_1 = 2223 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}249 = 201$ Н;

$F_{a2} = F_{t2}\,\mathrm{tg}\,\alpha \cos\delta_1 = 2108 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}968 = 743$ Н, $(\alpha = 20°)$.

Рассчитанные параметры и размеры конической прямозубой передачи (см. рис. 3.4.4):

m_{te} = 6,0 мм; z_1 = 19; d_{e1} = 114,0 мм; b = 46 мм; R_e = 229,2 мм; d_{m1} = 102,6 мм;
m_m = 5,40 мм; z_2 = 74; d_{e2} = 444,0 мм; u = 3,89; R_m = 206,2 мм; d_{m2} = 399,6 мм.

3.4.3.4. НОРМАТИВНЫЕ И ИНФОРМАЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА



1а - опоры на роликовых подшипниках,
1б - опоры на шариковых подшипниках

Рис. 3.4.5. Зависимости для определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки по ширине венца $k_{H\beta}$ при расчете контактной прочности зубьев с твердостью: а) $HB_1 \leq 350$; б) $HB_2 \geq 350$; в) схемы редукторов [14]

Табл. 3.4.5. 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. 3.4.6. Значения коэффициентов υ_H и υ_F, учитывающих изменение прочности конической передачи с непрямым зубом по сравнению с прочностью цилиндрической передачи [14]

Параметры υ_H, υ_F	Твердость зубьев шестерни и колеса		
	$HB_1 \leq 350$ $HB_2 \leq 350$	$HRC_1 \geq 45$ $HB_2 \leq 350$	$HRC_1 \geq 45$ $HRC_2 \geq 45$
υ_H	1,22 + 0,21 u	1,13 + 0,13 u	0,81 + 0,15 u
υ_F	0,94 + 0,08 u	0,85 + 0,04 u	0,65 + 0,11 u

3.4.4. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ

1. 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 (коэффициент тангенциального смещения) $x_{\tau 1}$ (положительный для шестерни и равный ему по величине, но обратный по знаку $x_{\tau 2}$ – для колеса) вычисляют по зависимости

$$x_{\tau 1} = 0,03 + 0,008\,(u - 2,5).$$

2. ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТОВ РАДИАЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ

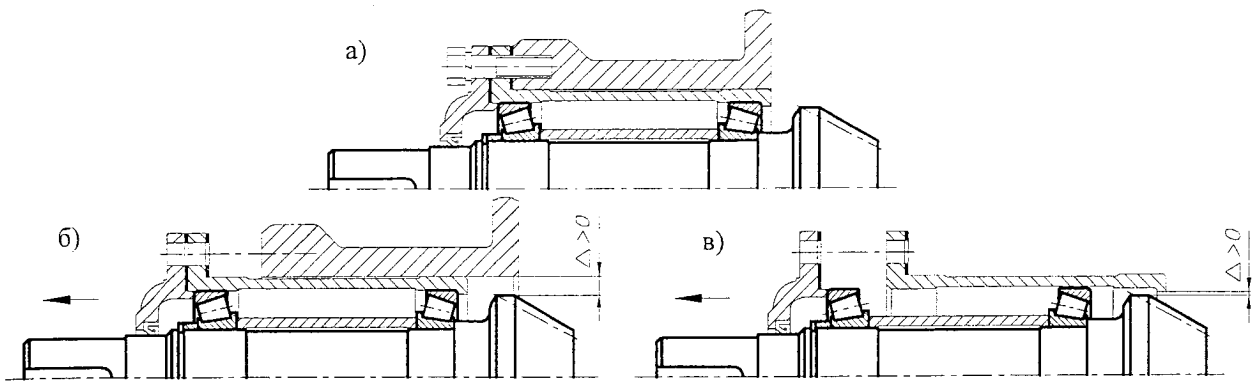
В передачах с $u > 1$ шестерню рекомендуют выполнять с положительным радиальным смещением x_1 (табл. 3.4.7), а колесо – с равным ему по величине отрицательным смещением ($x_1 = |x_2|$).

Для передач, у которых u и z_1 отличаются от указанных в таблице, коэффициенты смещения принимают с округлением в большую сторону.

Табл. 3.4.7. Значения коэффициентов радиального смещения x_1 конических колес

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



3.4.6. Рекомендации по выбору конструктивных параметров конических передач:
а) входной вал конического редуктора; *б,в*) последовательность демонтажа вала

3.4.5. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС С ПРЯМЫМ ЗУБОМ

Табл. 3.4.8. Расчет геометрических параметров прямозубых конических колес

ГОСТ 19624-74

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	$b \le 0{,}3\, R_e$	25
	$b \le 10\, m_{te}$	
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	$\operatorname{tg}\delta_1 = z_1/z_2$	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 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
	$h_{ae2} = 2h_a^*\, m_{te} - h_{ae1}$	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	$\operatorname{tg}\Theta_{f1} = h_{fe1}/R_e$	0,04770
	Θ_{f1}	2°44'
	$\operatorname{tg}\Theta_{f2} = h_{fe2}/R_e$	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	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1$	87, 5217
	$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2$	152,6834

Полученные геометрические параметры колес - см. рис. 3.4.7, 3.4.8.

3.4.6. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС С КРУГОВЫМ ЗУБОМ

Таблю 3.4.9. Расчет геометрических параметров конических колес с круговым зубом

ГОСТ 19326-73

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
Число зубьев шестерни $z_1 = 17$,
колеса $z_2 = 34$.
Средний нормальный модуль $m_n = 3$ мм.
Угол наклона зуба $\beta_n = 25°$
Средний нормальный исходный контур - ГОСТ 16202-81

1	2	3
1. Осевая форма зуба		
1.1. Число зубьев плоского колеса	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	38,0132
1.2. Среднее конусное расстояние	$R_m = 0{,}5\, m_n z_c / \cos\beta_n$	62,9142
1.3. Осевая форма зуба	3.4.2 п. 2	II
1.4. Диаметр зуборезной головки	d_o табл. 3.4.2, 3.4.3	160

Продолж. табл. 3.4.9.

1	2	3
2. Параметры конической передачи		
2.1. Углы делительного конуса	$\operatorname{tg}\delta_1 = z_1/z_2$	26°34'
	$\delta_2 = 90° - \delta_1$	63°26'
	$\sin\delta_1 = \cos\delta_2$	0,44724
	$\sin\delta_2 = \cos\delta_1$	0,89444
2.2. Ширина зубчатого венца	b	22
2.3. Передаточное число	$u = z_2/z_1$	2,00
2.4. Коэффициент тангенциального смещения	$x_{\tau 1}$ 3.4.4 п. 1	0,00
2.5. Коэффициент радиального смещения	x_{n1} 3.4.4 п. 1	+ 0,31
2.6. Развод резцов зуборезных головок	W_2 табл. 3.48	2,00
$W_2' = m_n(0{,}6609 + x_{\tau 1})$	W_2'	1,9827
При $x_{\tau 1} = 0$		
$0{,}05\,m_n \geq (W_2'' - W_2) \geq -0{,}02\,m_n$	(1) – условие выполняется	
$\delta h_f = (W_2' - W_2)/0{,}72784$		0,024
При $x_{\tau 1} \neq 0$		
$0{,}05\,m_n \geq (W_2'' - W_2) \geq -0{,}05\,m_n$	(2)	
Уточняется значение $x_{\tau 1}$ в п.2.4		
$x_{\tau 1} = W_2/m_n - 0{,}6609$		
Если неравенства (1) и (2) не выполняются, то определяют новое значение m_n		
$m_n = W_2/(0{,}6609 + x_{\tau 1})$		
2.7. Расстояние от внешнего торца до расчетного сечения	$l_e = 0{,}5\,b$ (рекомендуется)	
	или $l_e = R_e - R_m$	12,0858
2.8. Внешнее конусное расстояние	$R_e = R_m + 0{,}5\,b$	75,0000
2.9. Внешний окружной модуль	$m_{te} = 2R_e/z_c$	3,9460
3. Расчет параметров зубчатых колес		
3.1. Высота ножки зуба в расчетном сечении	$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_{n1})m_n + \delta h_f$	2,7958
	$h_{f2} = (h_a^* + c^* + x_{n1})m_n + \delta h_f$	4,6558
3.2. Нормальная толщина зуба в расчетном сечении		
	$S_{n1} = (0{,}5\pi + 2x_{n1}\operatorname{tg}\alpha_n + x_{\tau 1})m_n$	5,3893
	$S_{n2} = \pi m_n - S_{n1}$	4,0355
3.3. Сумма углов ножек шестерни и колеса		
– для $\beta_n = 0°$ $\Theta_{f\Sigma} = 29673/z_c$ ('),		
– для $\beta_n \neq 0°$ $\Theta_{f\Sigma} = k/\sin\beta_n$,		568'
где $k = (c_1 - c_2 R_m)/z_c$	k	240
c_1, c_2 (табл. 3.4.11)		
3.4. Угол ножки зуба		
– для осевой формы зуба I	$\operatorname{tg}\Theta_{f1} = h_{f1}/R_m$	
	$\operatorname{tg}\Theta_{f2} = h_{f2}/R_m$	
– для осевой формы зуба II	$\Theta_{f1} = \Theta_{f\Sigma} S_{n1}/(\pi m_n)$	4°03'
	$\operatorname{tg}\Theta_{f1}$	0,07080
	$\Theta_{f2} = \Theta_{f\Sigma} - \Theta_{f1}$	5°25'
	$\operatorname{tg}\Theta_{f2}$	0,09482
– для осевой формы зуба III	$\operatorname{tg}\Theta_f = 0$	

1	2	3
3.5. Угол головки зуба		
для осевой формы зуба I	$\Theta_{a1} = \Theta_{f2}$	
	$\Theta_{a2} = \Theta_{f1}$	
для осевой формы зуба II	$\Theta_{a1} = k_{a1}\Theta_{f2}$	4°36'
	$\operatorname{tg}\Theta_{a1}$	0,08046
	$\Theta_{a2} = k_{a2}\Theta_{f1}$	3°51'
	$\operatorname{tg}\Theta_{a2}$	0,06730
Коэффициенты k_{a1} и k_{a2}	k_{a1}	0,85
(табл. 3.4.11)	k_{a2}	0,95
– для осевой формы зуба III	$\Theta_{a1} = 0$; $\Theta_{a2} = 0$;	
3.6. Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец		
- для осевой формы зуба I, II	$\Delta h_{fe1} = l_e \operatorname{tg}\Theta_{f1}$	0,09724
	$\Delta h_{fe2} = l_e \operatorname{tg}\Theta_{f2}$	0,8134
- для осевой формы зуба III	$\Delta h_{fe} = 0$.	
3.7. Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец		
– для осевой формы зуба I, II	$\Delta h_{fe1} = l_e \operatorname{tg}\Theta_{f1}$	0,8557
	$\Delta h_{fe2} = l_e \operatorname{tg}\Theta_{f2}$	1,1460
– для осевой формы зуба III	$\Delta h_{fe} = 0$.	
3.8. Увеличение высоты головки зуба в расчетном сечении		
– для осевой формы зуба I, III	$\delta h_a = 0$	
– для осевой формы зуба II		
	$\delta h_{a1} = (b - l_e)(\operatorname{tg}\Theta_{f2} - \operatorname{tg}\Theta_{a1})$	0,1424
	$\delta h_{a2} = (b - l_e)(\operatorname{tg}\Theta_{f1} - \operatorname{tg}\Theta_{a2})$	0,0347
3.9. Высота зуба в расчетном сечении	$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1})m_n - \delta h_{a1}$	3,7876
	$h_{a2} = (h_a^* - x_{n1})m_n - \delta h_{a2}$	2,0353
3.10. Внешняя высота головки зуба	$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1}$	4,7600
	$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2}$	2,8487
3.11. Внешняя высота ножки зуба	$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1}$	3,6515
	$h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2}$	5,8018
3.12. Внешняя высота зуба	$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1}$	8,4115
	$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2}$	8,6505
3.13. Угол конуса вершин	$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_{a1}$	31°14'
	$\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_{a2}$	67°17'
3.14. Угол конуса впадин	$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_{f1}$	22°31'
	$\delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_{f2}$	58°01'
3.15. Средний делительный диаметр	$d_{m1} = m_n z_1/\cos\beta_n$	56,2721
	$d_{m2} = m_n z_2/\cos\beta_n$	112,5442
3.16. Внешний делительный диаметр	$d_{e1} = m_{te} z_1$	67,0820
	$d_{e2} = m_{te} z_2$	134,1640
3.17. Внешний диаметр вершин зубьев	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{a1}\cos\delta_1$	75,5968
	$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{a2}\cos\delta_2$	136,7123
3.18. Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зуба		
	$B_1 = 0{,}5\,d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1$	64,9530
	$B_2 = 0{,}5\,d_{e1} - h_{ae2}\sin\delta_2$	30,9931

Полученные геометрические параметры колес - см. рис. 3.4.7, 3.4.8.

Табл. 3.4.10. Разводы W_2 резцов зубонарезных головок и коэффициенты изменения расчетной толщины зуба шестерни $x_{\tau 1}$ при средних нормальных модулях m_n, мм

ГОСТ 19326-73

m_n Ряд 1	m_n Ряд 2	$x_{\tau 1}$	W_2	δh_f	$x_{\tau 1}$	W_2	$x_{\tau 1}$	W_2
1,0		0,0	0,6	−0,016	–	–	–	–
	1,125	0,0	0,7	0,060	–	–	–	–
1,25		0,0	0,8	0,036	–	–	–	–
	1,375	0,0	0,9	0,012	–	–	–	–
1,5		0,0	1,0	−0,010	–	–	–	–
	1,75	0,0	1,1	0,077	–	–	–	–
2,0		0,0	1,3	0,030	0,04	1,4	0,14	1,6
	2,25	0,0	1,4	0,119	0,05	1,6	0,14	1,8
2,5		0,0	1,6	0,072	0,06	1,8	0,14	2,0
	2,75	0,0	1,8	0,024	0,07	2,0	0,14	2,2
3,0		0,0	2,0	−0,024	0,07	2,2	0,20	2,6
	3,5	0,0	2,2	0,155	0,08	2,6	0,14	2,8
4,0		0,0	2,6	0,060	0,04	2,8	0,14	3,2
	4,5	0,0	2,8	0,239	0,05	3,2	0,14	3,6
5,0		0,0	3,2	0,143	0,06	3,6	0,14	4,0
	5,5	0,0	3,6	0,048	0,07	4,0	0,18	4,6
6,0		0,0	4,0	−0,047	0,10	4,6	0,20	5,2
	7,0	0,0	4,6	0,036	0,08	5,2	0,20	6,0
8,0		0,0	5,2	0,120	0,09	6,0	0,15	6,5
	9,0	0,0	6,0	−0,071	0,06	6,5	0,12	7,0
10		0,0	6,5	0,150	0,04	7,0	0,14	8,0
	11	0,0	7,0	0,371	0,07	8,0	0,16	9,0
12		0,0	8,0	−0,095	0,09	9,0	0,17	10
	14	0,0	9,0	0,347	0,05	10	0,20	12
16		0,0	10	0,789	0,09	12	0,15	13
	18	0,0	12	−0,143	0,06	13	0,12	14
20		0,0	13	0,299	0,04	14	0,14	16
	22	0,0	14	0,741	0,07	16	0,16	18
25		0,0	16	0,718	0,06	18	0,14	20

Табл. 3.4.11. Значения коэффициентов c_1 и c_2

ГОСТ 19326-73

Диаметр зуборезной головки d_o	Угол наклона зуба β_n, град.								
	0	10	15	20	25	30	35	40	45
	Значение коэффициента c_1								
	0	5232	7951	10800	13837	17132	20777	24898	29673
...	Значение коэффициента c_2								
50	0	36,34	82,32	147,8	233,9	342,6	476,7	640,2	839,3
60	0	30,28	68,60	123,1	194,9	285,5	397,2	533,5	699,4
80	0	22,71	51,45	92,35	146,2	214,2	297,9	400,1	524,6
100	0	18,17	41,16	73,88	116,9	171,3	238,4	320,1	419,6
125	0	14,54	32,93	59,10	93,56	137,1	190,7	256,1	335,7
160	0	11,36	25,72	46,17	73,10	107,1	148,9	200,1	262,3
200	0	9,085	20,58	36,94	58,48	85,66	119,2	160,0	209,8
250	0	7,268	16,46	29,55	46,78	68,53	95,34	128,0	167,9
315	0	5,768	13,07	23,45	37,13	54,38	75,67	101,6	133,2
400	0	4,543	10,29	18,47	29,24	42,83	59,59	80,02	104,9
500	0	3,634	8,232	14,76	23,39	34,26	47,67	64,02	83,93
630	0	2,884	6,533	11,73	18,56	27,19	37,83	50,81	66,61
800	0	2,271	5,145	9,24	14,62	21,42	29,79	40,01	52,46
1000	0	1,817	4,116	7,39	11,70	17,13	23,84	32,01	41,96

Табл. 3.4.12. Значения коэффициента угла головки зуба k_a (при $\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1,0$; $k_o = R_m/d_o = 0,3...0,7$)

ГОСТ 19326-73

β_n	z_1	Значения коэффициента k_a при u				
		1,0...1,25	1,25...1,6	1,6...2,5	2,5...4,0	св. 4,0
0...15	12...13	–	–	–	0,70/0,95	0,65/0,95
	14...15	–	0,75/0,85	0,75/0,90	0,75/0,95	0,70/0,95
	16...19	0,80/0,80	0,80/0,85	0,80/0,95	0,75/0,95	0,75/1,00
	20...24	0,85/0,85	0,80/0,85	0,80/0,95	0,80/0,95	0,80/1,00
	25...29	0,85/0,85	0,85/0,90	0,85/0,95	0,85/0,95	0,90/1,00
	30...40	0,90/0,90	0,85/0,90	0,85/0,95	0,85/0,95	0,85/1,00
	св. 40	0,90/0,90	0,90/0,95	0,85/0,95	0,85/0,95	0,85/1,00
15...29	10...12	–	–	–	0,75/0,95	0,75/1,00
	12...13	–	–	0,80/0,95	0,80/0,95	0,75/1,00
	14...15	–	0,85/0,90	0,80/0,90	0,80/0,95	0,80/1,00
	16...19	0,85/0,85	0,85/0,90	0,85/0,95	0,85/0,90	0,85/1,00
	20...24	0,90/0,90	0,85/0,90	0,85/0,95	0,85/0,95	0,85/1,00
	25...29	0,90/0,90	0,90/0,90	0,90/0,95	0,90/0,95	0,90/1,00

β_n	z_1	Значения коэффициента k_a при u				
		1,0...1,25	1,25...1,6	1,6...2,5	2,5...4,0	св. 4,0
15...29	30...40	0,90/0,90	0,90/0,95	0,90/0,95	0,90/1,00	0,90/1,00
	ponad 40	0,95/0,95	0,95/0,95	0,90/0,95	0,90/1,00	0,90/1,00
29...45	6...7	–	–	–	–	0,75/1,00
	8...9	–	–	–	–	0,75/1,00
	10...11	–	–	–	0,80/1,00	0,80/1,00
	12...13	–	–	0,90/1,00	0,85/1,00	0,85/1,00
	14...15	–	0,90/0,90	0,90/1,00	0,90/1,00	0,85/1,00
	16...17	0,90/0,90	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
	18...19	0,90/0,90	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
	20...24	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
	25...30	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00
	св. 30	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00

В числителе приведены значения k_a для шестерни, в знаменателе – для колеса.

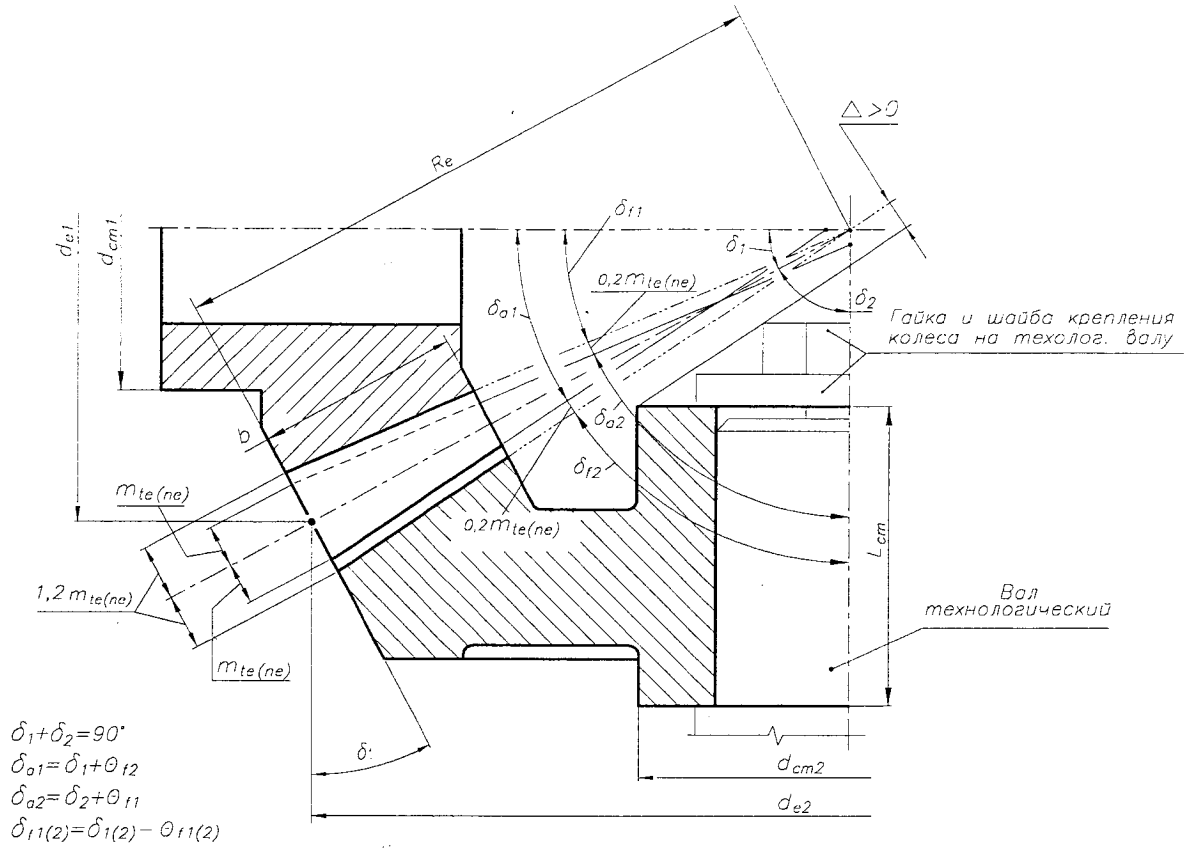
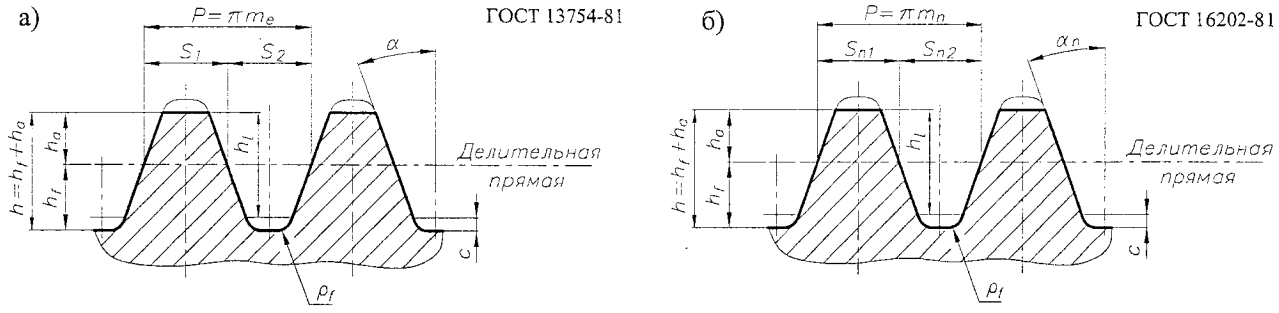


Рис. 3.4.7. Зубчатые колеса с осевой формой зуба I
и постоянным радиальным зазором по ширине зубчатого колеса



$\alpha = \alpha_n = 20^\circ$ – угол главного профиля;

$h_a^* = 1,0$ – коэффициент высоты головки;

h_f^* – коэффициент высоты ножки:

$h_f^* = 1,20$ – для колес с прямыми зубьями;

$h_f^* = 1,25$ – для колес с круговыми зубьями;

c^* – коэффициент радиального зазора:

$c^* = 0,20$ – для колес с прямыми зубьями;

$c^* = 0,25$ – для колес с круговыми зубьями;

ρ_f^* – коэффициент радиуса кривизны переходной кривой:

$\rho_f^* = 0,30$ – для колес с прямыми зубьями;

$\rho_f^* = 0,25$ – для колес с круговыми зубьями;

h_l^* – коэффициент граничной высоты:

$h_l^* = 2,00$ – для колес с прямыми зубьями;

$h_l^* = 2,08$ – для колес с круговыми зубьями;

h_w^* – коэффициент глубины захода зубьев в паре исходных контуров;

m (m_{te}, m_n) – модуль зацепления:

m_{te} – внешний окружной модуль, мм (для колес с прямыми зубьями);

m_n – средний нормальный модуль, мм (для колес с круговыми зубьями);

$h_a = h_a^* m$ – высота головки зуба, мм;

$h_f = h_f^* m$ – высота ножки зуба, мм;

$c = c^* m$ – радиальный зазор в паре исходных контуров, мм;

$\rho_f = r_f^* m$ – радиус кривизны переходной кривой, мм;

$h_l = h_l^* m$ – граничная высота;

$h_w = h_w^* m$ – глубина захода зубьев в паре исходных контуров.

Профиль в пределах граничной высоты - прямолинейный.

Рис. 3.4.8. Номинальный исходный контур конических колес:

а) внешний торцевой номинальный исходный контур конических зубчатых колес с прямыми зубьями;

б) средний нормальный номинальный исходный контур конических зубчатых колес с круговыми зубьями

3.4.7. ТОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС ГОСТ 1758-81

Допуски конических зубчатых передач определяют по ГОСТ 1758-81. Указанный ГОСТ распространяется на конические эвольвентные передачи и пары внешнего зацепления со средним делительным диаметром до 4000 мм, средним нормальным модулем 1... 55 мм, с прямолинейным профилем исходного контура и номинальным углом его профиля 20°.

Установлены 12 степеней точности зубчатых колес и передач, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2,..., 11, 12, причем степени 1, 2 и 3 не регламентируются. В общем машиностроении используют 6, 7, 8 и 9 степени точности (табл. 3.3.11).

Для каждой степени определены нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Их можно комбинировать с учетом предусмотренных стандартом правил. Так, нормы плавности работы могут быть не более, чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности, нормы контакта зубьев могут назначаться любой степени, более точной, чем нормы плавности работы.

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть определен гарантированный боковой зазор Jn, регламетрированный одним из шести видов сопряжений (H – нулевой, F – весьма малый, D – малый, C – уменьшенный, B – нормальный, A – увеличенный зазоры) (рис. 3.3.5). Сопряжение вида B обеспечивает минимальную величину бокового зазора, при котором исключается возможность заклинивания стальной или чугунной передачи от нагрева при разности температур зубчатых колес и корпуса в 25°.

Виды сопряжений зубчатых колес в передаче в зависимости от степени точности по нормам плавности представлены в табл. 3.4.13.

Табл. 3.4.13. Виды сопряжений колес в зависимости от степени точности по нормам плавности

ГОСТ 1758-81

Вид сопряжения	A	B	C	D	E	H
Степень точности по нормам плавности	4...12	4...11	4...9	4...8	4...7	4...7

Точность изготовления зубчатых колес задается степенью точности, а требования к боковому зазору - видом сопряжения по нормам бокового зазора.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ точности конической передачи со степенью точности 7 по всем нормам, с видом сопряжения колес B:

7–B ГОСТ 1758–81

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ точности конической передачи со степенью точности 7, гарантированным боковым зазором 400 мкм (не соответствующим ни одному из указанных видов сопряжения):

7–400 ГОСТ 1758–81

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 буквы. Первая цифра обозначает степень по нормам кинематической точности, вторая - степень по нормам плавности работы, третья - степень по нормам контакта зубьев, буква - вид сопряжения.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ точности конической 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:

9–8–7–B ГОСТ 1758–81

3.4.7.1. ДАННЫЕ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ВЗАИМНОГО ПОЛОЖЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

ГОСТ 1758-81

Во второй части таблицы параметров конических колес (табл. 3.4.17) 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) (3.4.7.1 п. 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) (3.4.7.1 п. 2).

1. ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ВНЕШНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЕ И ВЫСОТА ДО ВНЕШНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЫ

1.1. Внешняя постоянная хорда зуба, мм, (рис. 3.4.9)

$$\bar{S}^{*}_{ce1(2)} = 0{,}883\ \bar{S}_{e1(2)},$$

где $\bar{S}_e$ - внешняя окружная толщина зуба;

$\bar{S}_{e1} = (1{,}571 + 0{,}728\,x + x_\tau)\,m_{te}$ - для шестерни;

$S_{e2} = \pi\, m_{te} - S_{e1}$ - для зубчатого колеса.

Здесь x - коэффициент радиального смещения,

x_τ - коэффициент тангенциального смещения,

m_{te} - внешний окружной модуль, мм.

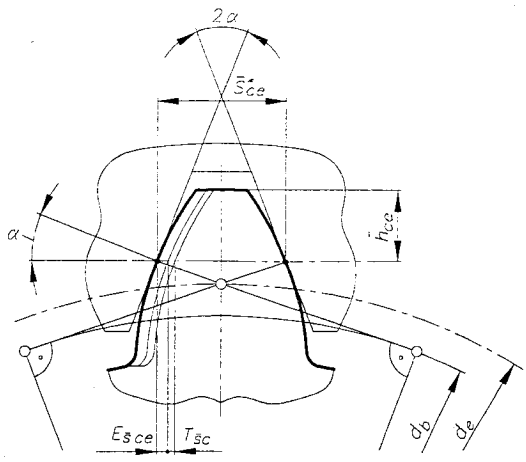


Рис. 3.4.9. Схема замера внешней постоянной хорды и размещение отклонений и допусков для конических колес

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.

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-Н, мм,

$E_{\bar{s}ce} = f(d_m, \delta, m_m)$ (табл. 3.4.14);

$T_{\bar{s}c}$ - допуск на постоянную хорду зуба на среднем диаметре, мм,

$T_{\bar{s}c} = f$(вид допуска на боковой зазор, F_r) (табл. 3.4.15);

F_r - допуск на радиальное биение зубчатого венца, мкм, $F_r = f$(степень точности, d_m, m_m) (табл. 3.3.18);

k_1 - коэффициент пересчета величин $E_{\bar{s}ce}$ для других видов сопряжений (табл. 3.4.16).

1.2. Высота до внешней постоянной хорды зуба, мм

$\bar{h}_{ce1(2)} = h_{ae1(2)} - 0{,}1607\, \bar{S}_{e1(2)}$,

где $h_{ae1} = (h^*_a + x_1)\, m_{te}$ - внешняя высота головки зуба шестерни, мм;

$h_{ae2} = (2\, h^*_a\, m_{te} - h_{ae1})$ - внешняя высота головки колеса, мм;

$h^*_a = 1{,}0$ - коэффициент высоты головки зуба.

ПРИМЕР (рис. 3.4.19)

Коническое колесо $z_2 = 30$; $m_{te} = 5$ мм; степень точности 8-С; $x_2 = -0{,}40$ ($x_1 = +0{,}40$); $x_{\tau 1} = 0$;

$b = 25$ мм; $\delta = 63°26'06''$; $R_e = 83{,}85$ мм;

$\bar{S}_{e1} = (1{,}571 + 0{,}728\, x_1 + x_{\tau 1})\, m_{te} = (1{,}571 + 0{,}728 \cdot 0{,}4 + 0) \cdot 5 =$
$= 9{,}311$ мм;

$\bar{S}_{e2} = \pi\, m_{te} - \bar{S}_{e1} = 3{,}1416 \cdot 5 - 9{,}311 = 6{,}397$ мм;

$m_m = m_e (R_e - 0{,}5b)/R_e = 5 \cdot (83{,}85 - 0{,}5 \cdot 25)/83{,}85 = 4{,}25$ мм;

$d_m = m_m\, z = 4{,}25 \cdot 30 = 127{,}64$ мм;

$E_{\bar{s}ce} = 0{,}032$ мм (табл. 3.4.14) ($m_m = 4{,}25$ мм, $\delta = 63°26'$, $d_m = 127{,}64$ мм);

$k_1 = 3$ (табл. 3.4.16) (степень точности - 8, вид сопряжения - С);

$F_r = 71$ мкм (табл. 3.3.18) (степень точности - 8, $d_m = 132$ мм, $m_m = 4{,}2$ мм);

$T_{\bar{s}c} = 0{,}110$ мм (табл. 3.4.15) ($F_r = 71$ мкм, допуск на боковой зазор - С);

$E^*_{\bar{s}ce} = E_{\bar{s}ce}\, k_1 (R_e/(R_e - 0{,}5b)) =$
$= 0{,}032 \cdot 3\, (83{,}85/(83{,}85 - 0{,}5 \cdot 25)) = 0{,}113$ мм;

$T^*_{\bar{s}c} = T_{\bar{s}c} (R_e/(R_e - 0{,}5b)) = 0{,}110\, [83{,}85/(83{,}85 - 0{,}5 \cdot 25)] =$
$= 0{,}129$ мм;

$\bar{S}^*_{ce} = 0{,}883\ \bar{S}_{e2} = 0{,}883 \cdot 6{,}397 = 5{,}649$ мм;

$\bar{S}_{ce} = (\bar{S}^*_{ce} - E^*_{\bar{s}ce}) - T^*_{\bar{s}c} = (5{,}649 - 0{,}113)_{-0{,}129} =$
$= 5{,}536_{-0{,}13}$ мм;

$\bar{h}_{ce2} = (h^*_a - x_1)\, m_{te} - 0{,}1607\ \bar{S}_{e2} =$
$= (1{,}0 - 0{,}4) \cdot 5 - 0{,}1607 \cdot 6{,}397 = 1{,}972$ мм.

Табл. 3.4.14. 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	Н	$1 \leq m_m < 3{,}5$	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. 3.4.15. 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									
	$> 20 \leq 25$	$> 25 \leq 32$	$> 32 \leq 40$	$> 40 \leq 50$	$> 50 \leq 60$	$> 60 \leq 80$	$> 80 \leq 100$	$> 100 \leq 125$	$> 125 \leq 160$	$> 160 \leq 200$
	$T_{\bar{s}c}$, 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

Табл. 3.4.16. Значения коэфициента k_1

ГОСТ 1758-81

Вид сопряжения	Коэффициент k_1			
	Степень точности по плавности зацепления			
	6	7	8	9
Н	0,9	1,0	–	–
Е	1,45	1,6	–	–
D	1,8	2,0	2,2	–
С	2,4	2,7	3,0	3,2
В	3,4	3,8	4,2	4,6
А	5,0	5,5	6,0	6,6

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. 3.4.10).

Номинальная толщина зуба по средней постоянной хорде, соответствующая номинальному положению исходного контура, мм,

$$\bar{S}^*_{c1(2)} = 0{,}883\, \bar{S}_{nm1(2)},$$

где $S_{nm1(2)}$ - толщина зуба шестерни (колеса) по делительному диаметру $d_{m1(2)}$ в среднем сечении зуба, мм,

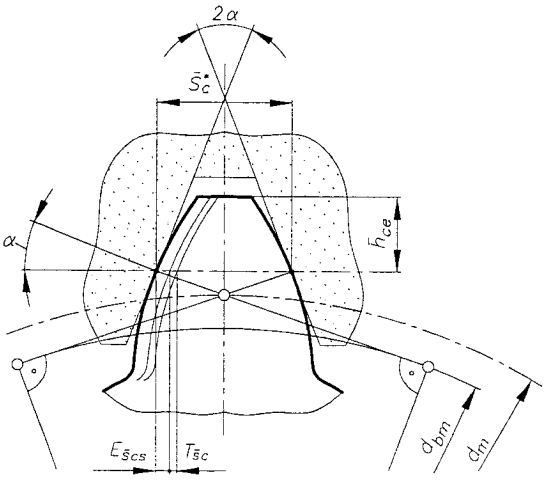


Рис. 3.4.10. Схема замера средней постоянной хорды и размещение отклонений и допусков для зубьев конических колес с круговым зубом

$S_{nm1} = (1{,}571 + 0{,}728\, x_1 + x_{\tau 1})\, m_n$ - 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,

$\bar{S}_{c1} = (\bar{S}_{c1} - E_{\bar{s}cc1}) - T_{\bar{s}c}$ - для шестерни;

$\bar{S}_{c2} = (\bar{S}_{c2} - E_{\bar{s}ce2}) - T_{\bar{s}c}$ - для колеса.

Здесь $E_{\bar{s}ce}$ - наименьшее отклонение постоянной хорды зуба на среднем диаметре для класса точности 7- Н, мм,

$E_{\bar{s}ce} = f(d_m, \delta, m_m)$ (табл. 3.4.14);

$T_{\bar{s}c}$ - допуск на длину постоянной хорды зуба на среднем диаметре, мм,

$T_{\bar{s}c} = f$(вид допуска на боковой зазор, F_r) (табл. 3.4.15);

F_r - допуск на радиальное биение зубчатого венца, мкм, $F_r = f$(степень точности, d_m, m_m) (табл. 3.3.18);

k_1 - коэффициент пересчета величин $E_{\bar{s}cs}$ для других видов сопряжений (табл. 3.4.16).

2. Высота до средней постоянной хорды зуба - высота головки зуба до средней постоянной хорды ($\bar{h}_c$) при номинальном положении исходного контура, мм,

$$\bar{h}_{c1(2)} = h_{am1(2)} - 0{,}1607\, \bar{S}_{nm1(2)},$$

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.

3.4.8. УСТАНОВОЧНЫЕ БАЗЫ ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС [21, 26, 35, 43, 56]

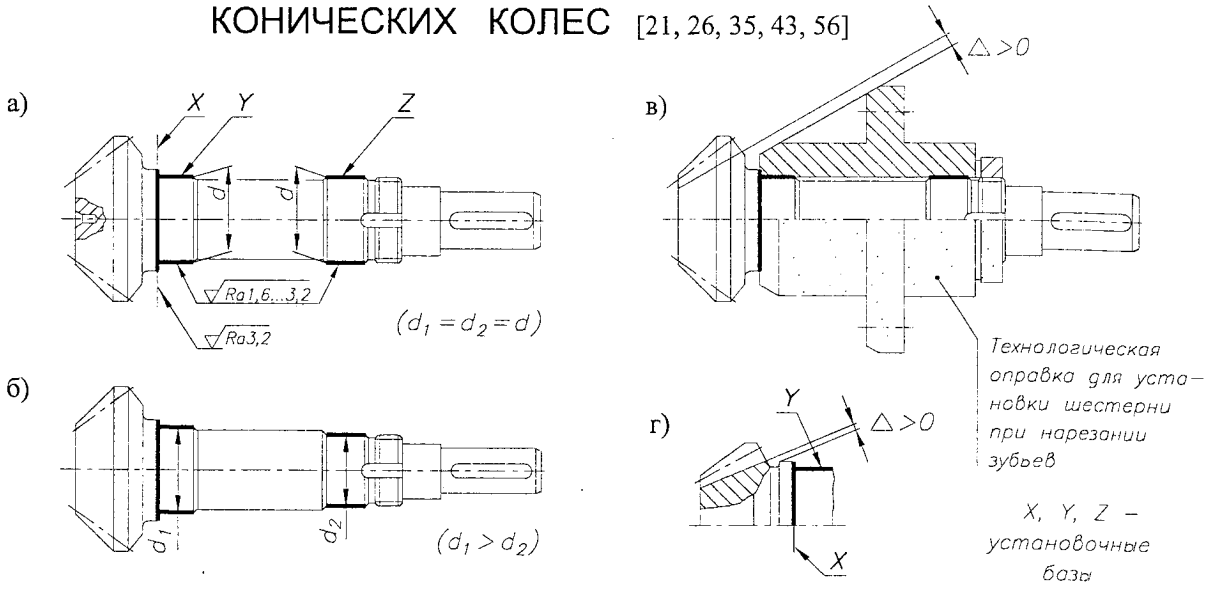


Рис. 3.4.11. Нарезание зубьев на вал-шестернях с базовыми поверхностями:
а) диаметры под подшипники - внешний заплечик под подшипник ($d_1 = d_2 = d$); б), г) диаметры под подшипники - внешний заплечик под подшипник ($d_1 > d_2$); в) вал-шестерня в технологической оправке

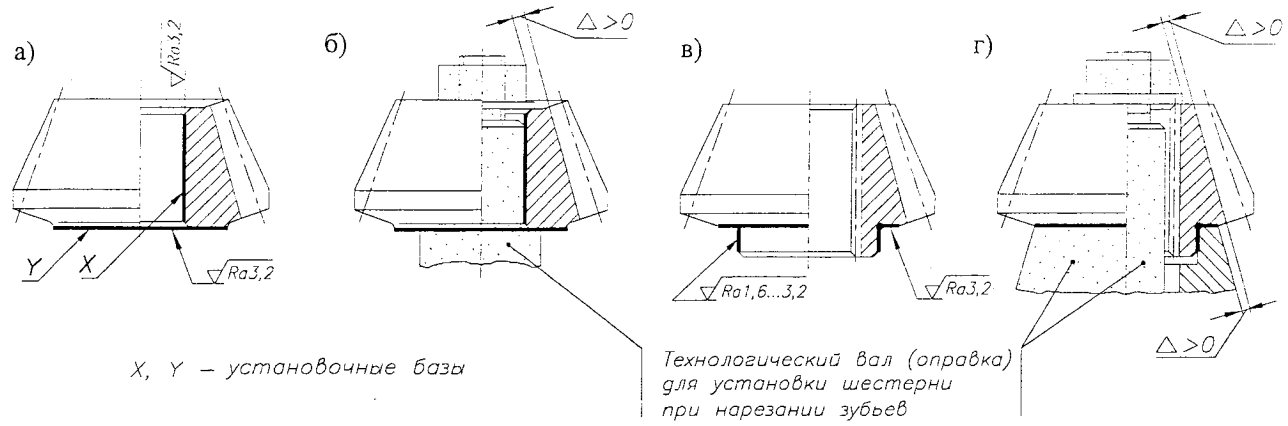


Рис. 3.4.12. Нарезание зубьев на шестернях с базовыми поверхностями:
а) отверстие ступицы - внешний торец шестерни; в) наружный диаметр ступицы - внешний торец шестерни;
б), г) шестерни в технологических оправках для нарезания зубьев

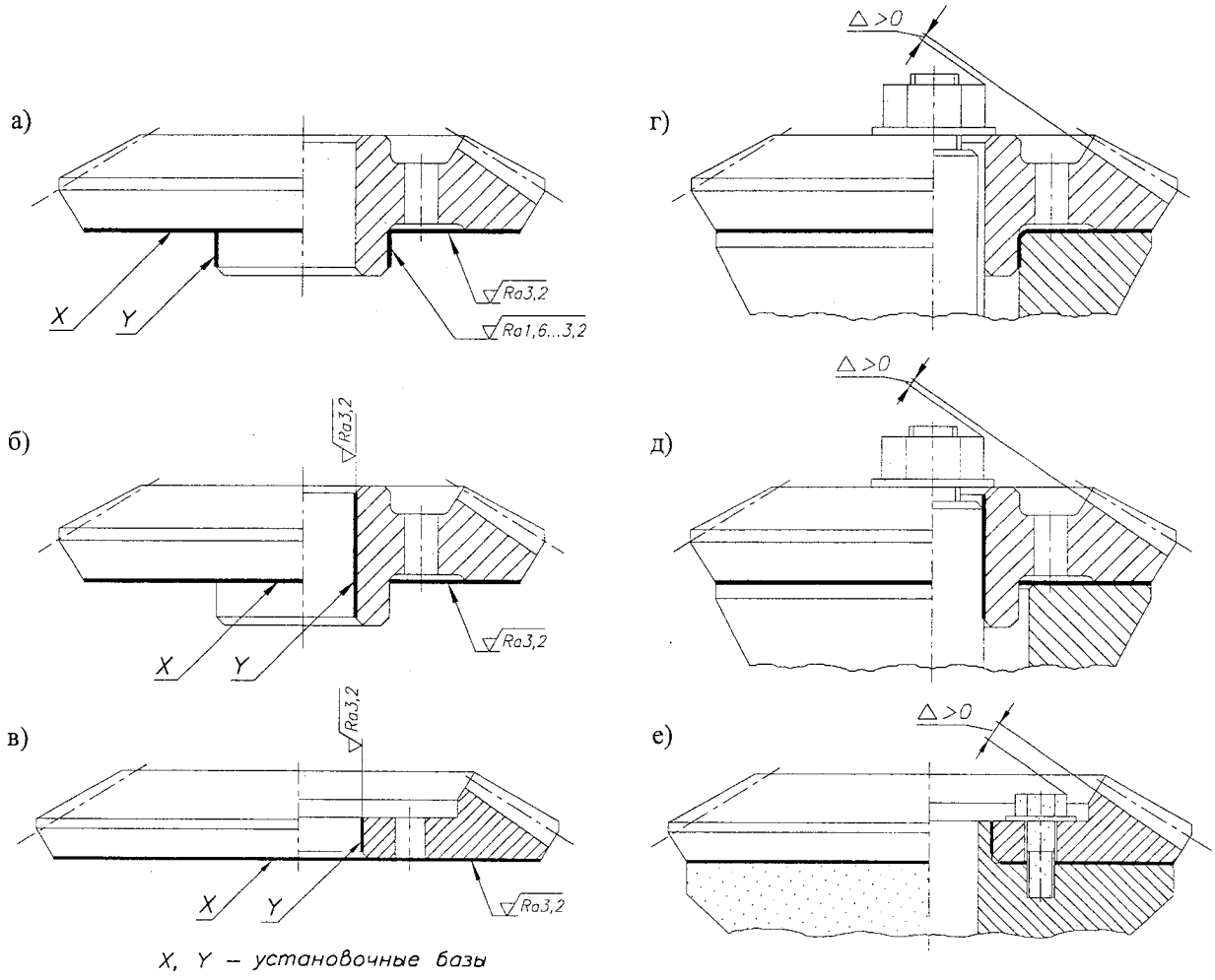


Рис. 3.4.13. Нарезание зубьев на колесах с базовыми поверхностями:
а) опорная поверхность диска - наружная поверхность ступицы; б) опорная поверхность диска - отверстие в ступице; в) опорная поверхность диска - отверстие в диске (тарельчатые колеса); г), д), е) колеса в технологических оправках для нарезания зубьев

3.4.9. КОНСТРУКЦИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

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;
$d_{ст}=d_{вал}+2g_{ст}$ – диаметр ступицы;

$L_{ст} = (1,4...1,8)\, d_{вал}$ – длина ступицы.

При конструировании конических колес необходимо выполнить условие $\Delta > 0$ для нарезания зубьев (рис. 3.4.11,*в,г*; 3.4.12,*б,г*; 3.4.13,*г,д,е*).

1. ВАЛ-ШЕСТЕРНИ $d_{ae} \leqslant 2d_{вал}$

а)

б)

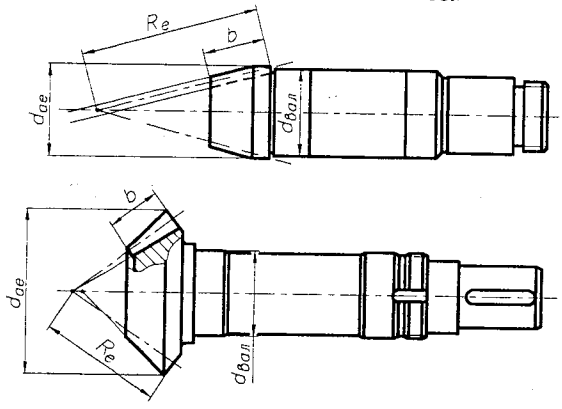
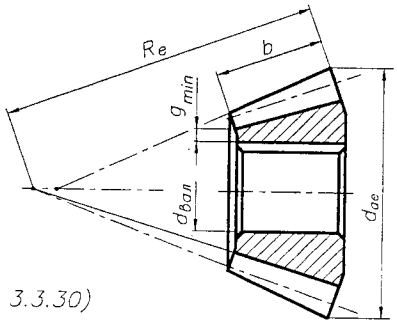


Рис. 3.4.14. Конструкции вал-шестерен:
а) $d_{ae} \approx d_{вал}$; б) $d_{ae} > d_{вал}$

2. ШЕСТЕРНИ

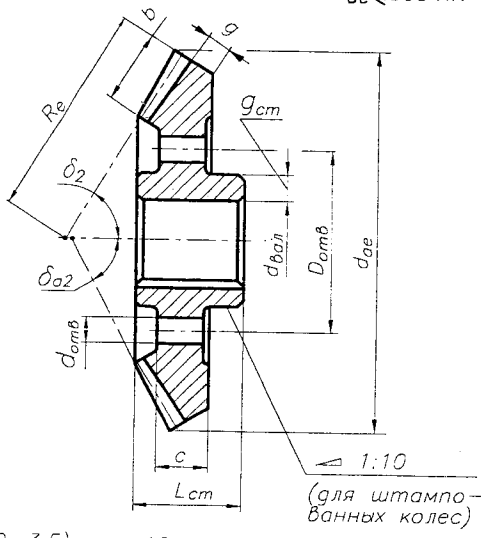


g_{min} (табл. 3.3.30)

Рис. 3.4.15. Конструкция шестерни

3. КОЛЕСА КОВАНЫЕ И ШТАМПОВАННЫЕ

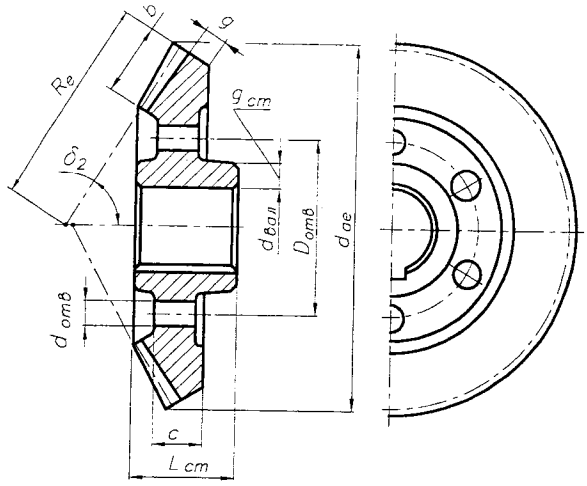
$d_{ae} \leqslant 500$ мм



$g = (2,0...3,5)\, m_{nе} \geqslant 10$ мм;
$c = (0,15...0,30)\, b \geqslant 10$ мм;
$g_{ст} = (0,25...0,35)\, d_{вал}$;
$D_{отв}$, $d_{отв}$ – выбираются конструктивно.

Рис. 3.4.16. Конструкция кованых или штампованных колес

4. КОЛЕСА ЛИТЫЕ $d_{ae} \geqslant 300$ мм

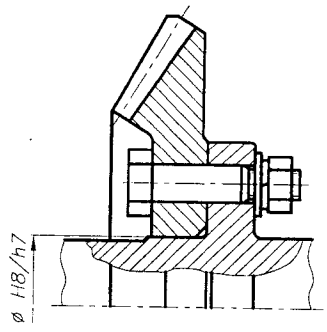


При диаметрах $d_{ae} \leqslant 400$ мм
$g = (2,5...4,0)\, m_{te} \geqslant 10$ мм;
$c = (0,2...0,4)\, b \geqslant 10$ мм;
$g_{ст} = (0,35...0,45)\, d_{вал} \geqslant 10$ мм–стальное литье;
$g_{ст} = (0,40...0,45)\, d_{вал} \geqslant 10$ мм–чугун;
При диаметрах $400 < d_{ae} \leqslant 1000$ мм
$g = (2,5...3,5)\, m_{te} \geqslant 10$ мм;
$c = 0,2b \geqslant 10$ мм;
$g_{ст} = (0,30...0,40)\, d_{вал} \geqslant 10$ мм–стальное литье;
$g_{ст} = 0,4\, d_{вал} \geqslant 10$ мм–чугун.

Рис. 3.4.17. Конструкция литого колеса

5. КОЛЕСА СБОРНЫЕ $d_{ae} \geqslant 500$ мм

а)



б)

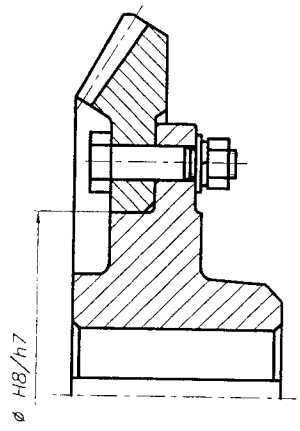
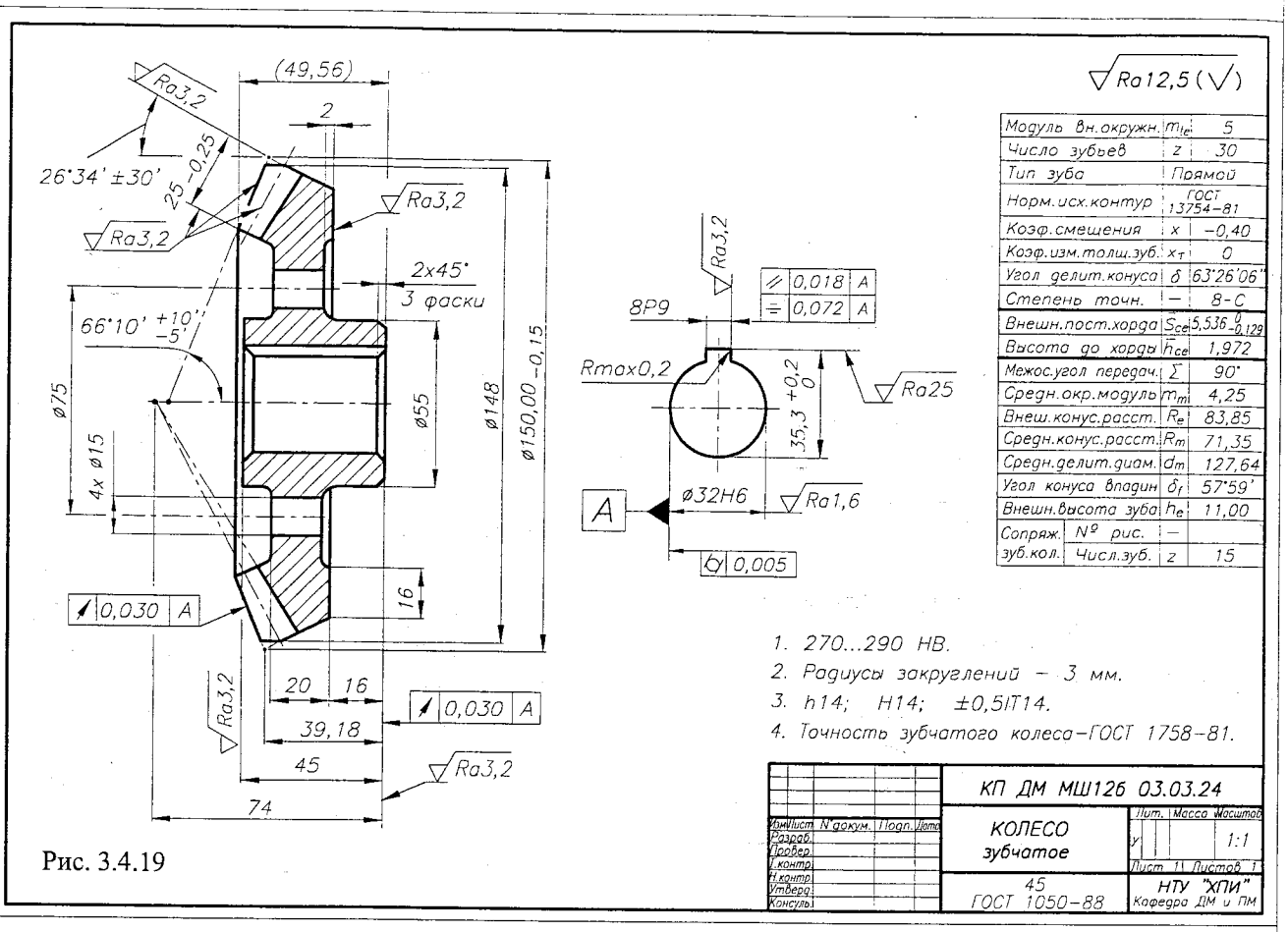


Рис. 3.4.18. Конструкция сборного колеса:
а) венец которого установлен на валу;
б) венец которого установлен на ступице

3.4.10. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС



Модуль вн.окружн.	m_{te}		5
Число зубьев	z		30
Тип зуба			Прямой
Норм.исх.контур			ГОСТ 13754-81
Коэф.смещения	x		-0,40
Коэф.изм.толщ.зуб.	$x_т$		0
Угол делит.конуса	δ		63°26'06"
Степень точн.	–		8-С
Внешн.пост.хорда	$\bar{S}_{ce}$		5,536 $^{0}_{-0,129}$
Высота до хорды	h_{ce}		1,972
Межос.угол передач.	Σ		90°
Средн.окр.модуль	m_m		4,25
Внеш.конус.расст.	R_e		83,85
Средн.конус.расст.	R_m		71,35
Средн.делит.диам.	d_m		127,64
Угол конуса впадин	δ_f		57°59'
Внешн.высота зуба	h_e		11,00
Сопряж. зуб.кол.	№ рис.	–	
	Числ.зуб.	z	15

Рис. 3.4.19

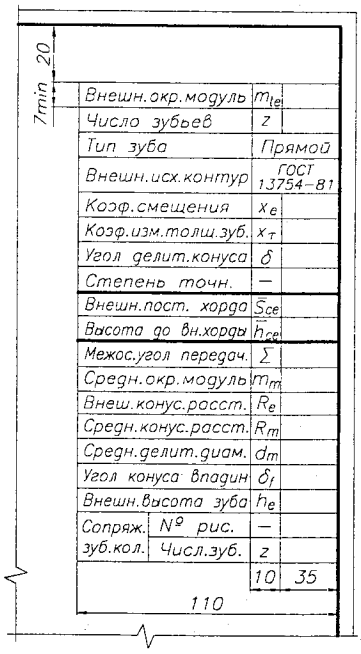
1. МАТЕРИАЛ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА (3.2.1)

2. ПАРАМЕТРЫ КОНИЧЕСКОГО КОЛЕСА

На чертеже конического зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 2.405-75 для нарезки зубьев должны быть указаны размеры (рис. 3.4.20) и помещена таблица параметров зубчатого колеса (табл. 3.4.17).

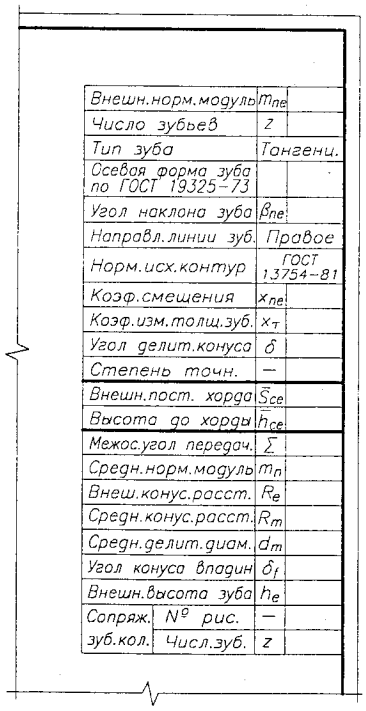
Табл. 3.4.17. Таблицы параметров зубчатых венцов для:
а) прямозубых колес; б) тангенциальных колес; в) колес с круговым зубом

а)



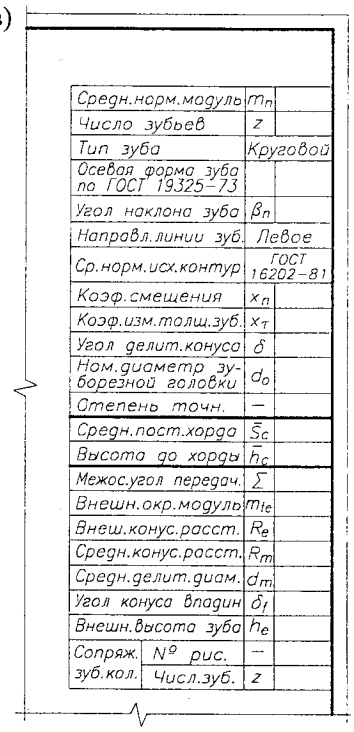
Внешн.окр.модуль	m_{te}		1
Число зубьев	z		3
Тип зуба		Прямой	4
Внешн.исх.контур		ГОСТ 13754-81	
Коэф.смещения	x_e		7
Коэф.изм.толщ.зуб.	$x_т$		9
Угол делит.конуса	δ		10
Степень точн.	–		12
Внешн.пост. хорда	$\bar{S}_{ce}$		13
Высота до вн.хорды	h_{ce}		15
Межос.угол передач.	Σ		17
Средн.окр.модуль	m_m		18
Внеш.конус.расст.	R_e		20
Средн.конус.расст.	R_m		21
Средн.делит.диам.	d_m		22
Угол конуса впадин	δ_f		23
Внешн.высота зуба	h_e		24
Сопряж. зуб.кол.	№ рис.	–	25
	Числ.зуб.	z	

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.	$x_т$	
Угол делит.конуса	δ	
Степень точн.	–	
Внешн.пост. хорда	$\bar{S}_{ce}$	
Высота до хорды	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		2
Число зубьев	z		3
Тип зуба	Круговой		4
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73			
Угол наклона зуба	β_n		5
Направл.линии зуб.	Левое		6
Ср.норм.исх.контур		ГОСТ 16202-81	
Коэф.смещения	x_n		8
Коэф.изм.толщ.зуб.	$x_т$		9
Угол делит.конуса	δ		10
Ном.диаметр зуборезной головки	d_o		11
Степень точн.	–		12
Средн.пост.хорда	$\bar{S}_c$		14
Высота до хорды	h_c		16
Межос.угол передач.	Σ		17
Внешн.окр.модуль	m_{te}		19
Внеш.конус.расст.	R_e		20
Средн.конус.расст.	R_m		21
Средн.делит.диам.	d_m		22
Угол конуса впадин	δ_f		23
Внешн.высота зуба	h_e		24
Сопряж. зуб.кол.	№ рис.	–	25
	Числ.зуб.	z	

Источники, где можно получить информацию о значениях таблицы 3.4.17.

1. - 3.4.3.1 п. 2.1.
2. - 3.4.3.2 п. 2.8.
3. - 3.4.3.1 п. 2.2; 3.4.3.2 п. 2.1.
4. - 3.4.2 п. 1.
5. - 3.4.3.2 п. 2.8.
6. - левое, правое.
7. - 3.4.5 п. 9.
8. - 3.4.4 п. 2.
9. - 3.4.4 п. 1.
10. - 3.4.3.1 п. 2.4; 3.4.3.2 п. 2.10.
11. - табл. 3.4.2; табл. 3.4.3.
12. - 3.4.3.1 п. 3.3; 3.4.3.2 п. 3.3.
13. - 3.4.7.1 п. 1.
14. - 3.4.7.1 п. 2.
15. - 3.4.7.1 п. 1.
16. - 3.4.7.1 п. 2.
17. - 90°.
18. - 3.4.3.1 п. 2.9.
19. - 3.4.3.2 п. 2.13.
20. - 3.4.3.1 п. 2.6; 3.4.3.2 п. 2.12.
21. - 3.4.3.1 п. 2.8; 3.4.3.2 п. 2.11.
22. - 3.4.3.1 п. 2.9; 3.4.3.2 п. 2.9.
23. - табл. 3.4.8 п. 17; табл. 3.4.9 п. 3.14.
24. - табл. 3.4.8 п. 13; табл. 3.4.9 п. 3.12.
25. - 3.4.3.1 п. 2.2; 3.4.3.2 п. 2.1.

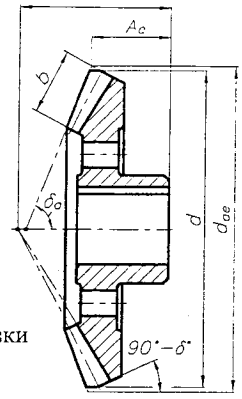


Рис. 3.4.20. Размеры для нарезки зубьев

3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Табл. 3.4.18. Точность заготовок конических колес

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'
Отклонение угла дополнительн.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 точн.	

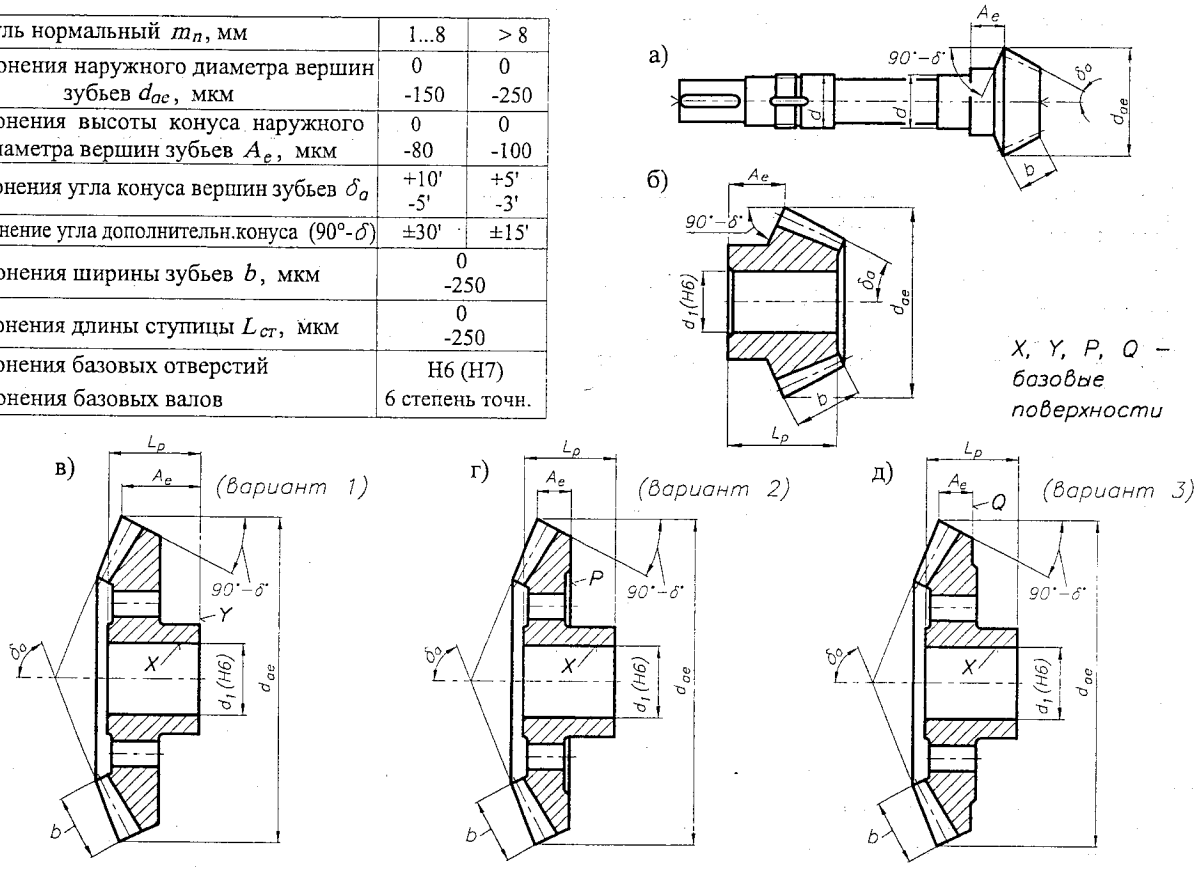


Рис. 3.4.21. Размеры, требующие указания точности, для заготовок:
а) вал-шестерни; б) шестерни; в), г), д) колес с различными базовыми поверхностями

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

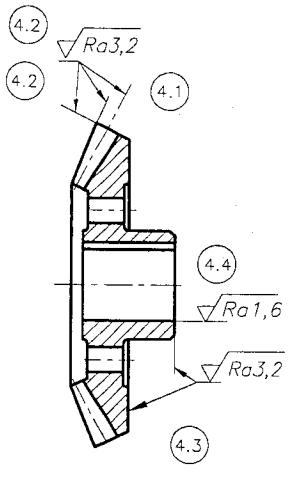
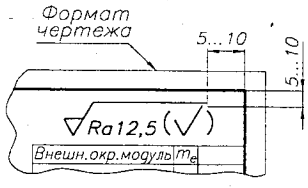


Рис. 3.4.22

Табл. 3.4.19. Шероховатость поверхностей (рис. 3.4.22)

	Поверхность	Степень точности зубчатого колеса			
		6	7	8	9
4.1	Рабочая поверхность зубьев	Ra1,6	Ra3,2	Ra3,2... Ra6,3	Ra6,3...Ra12,5
4.2	Поверхности вершин зубьев и внешнего дополнительного конуса	Ra3,2	Ra3,2	Ra3,2	Ra6,3
4.3	Боковые базовые поверхности ступицы, венца	Ra3,2	Ra3,2	Ra6,3	Ra6,3
4.4	Поверхность ступицы, сопряженная с валом, - для $d_{Вал} \leq 80$ мм – Ra1,6... Ra3,2 - для $d_{Вал} > 80$ мм – Ra3,2...Ra6,3				
4.5	Другие поверхости стуницы (3.3.5.2.5)				



5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗАГОТОВОК [48]

- вал-шестерни (рис. 3.4.23, табл. 3.4.20);
- шестерни (рис. 3.4.24, табл. 3.4.21);
- зубчатого колеса (рис. 3.4.25, табл. 3.4.22).

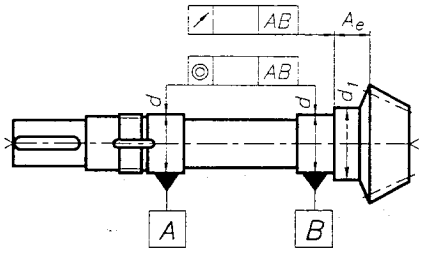


Рис. 3.4.23. Допуски формы и расположения поверхностей заготовки конической вал-шестерни

Табл. 3.4.20. Допуски формы и расположения поверхностей заготовок конической вал-шестерни

Базовая поверхность d, мм	25...100	100...150	150...100	> 200
Осевое биение поверхности d_1, мкм	5	8	12	15

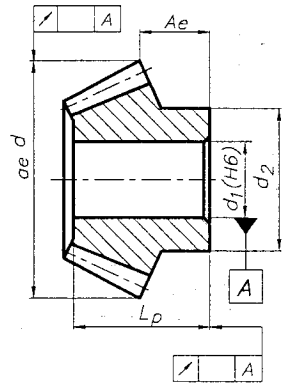


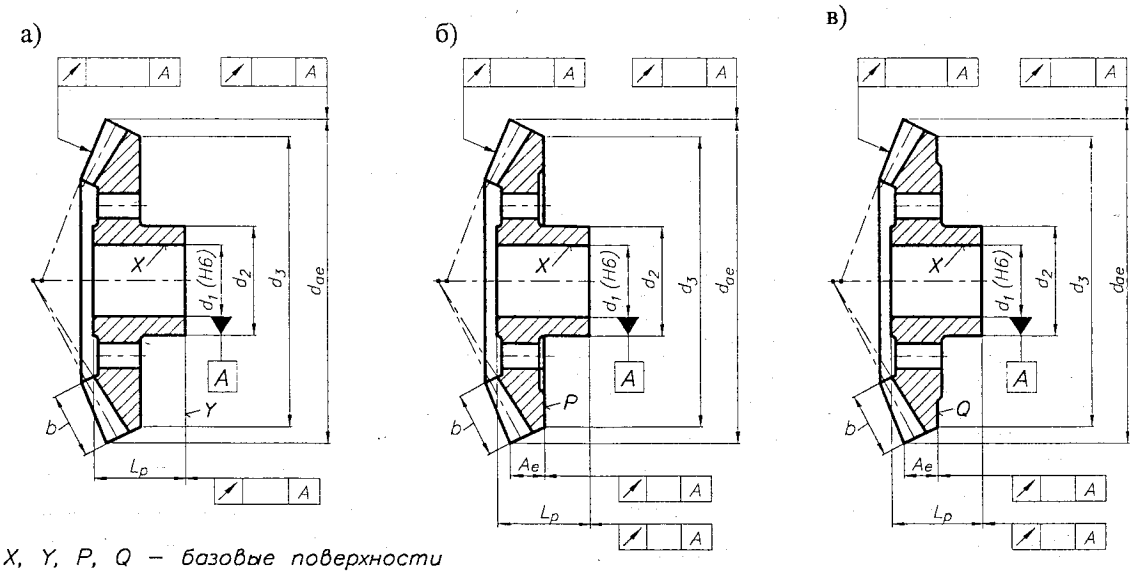
Рис. 3.4.24. Допуски формы и расположения поверхностей заготовки конической шестерни

Табл. 3.4.21. Допуски формы и расположения поверхностей заготовок конической шестерни

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	> 200
Торцевое биение поверхности d_2, мкм	15	25	35	45

Табл. 3.4.22. Допуски формы и расположения поверхностей заготовок конического колеса

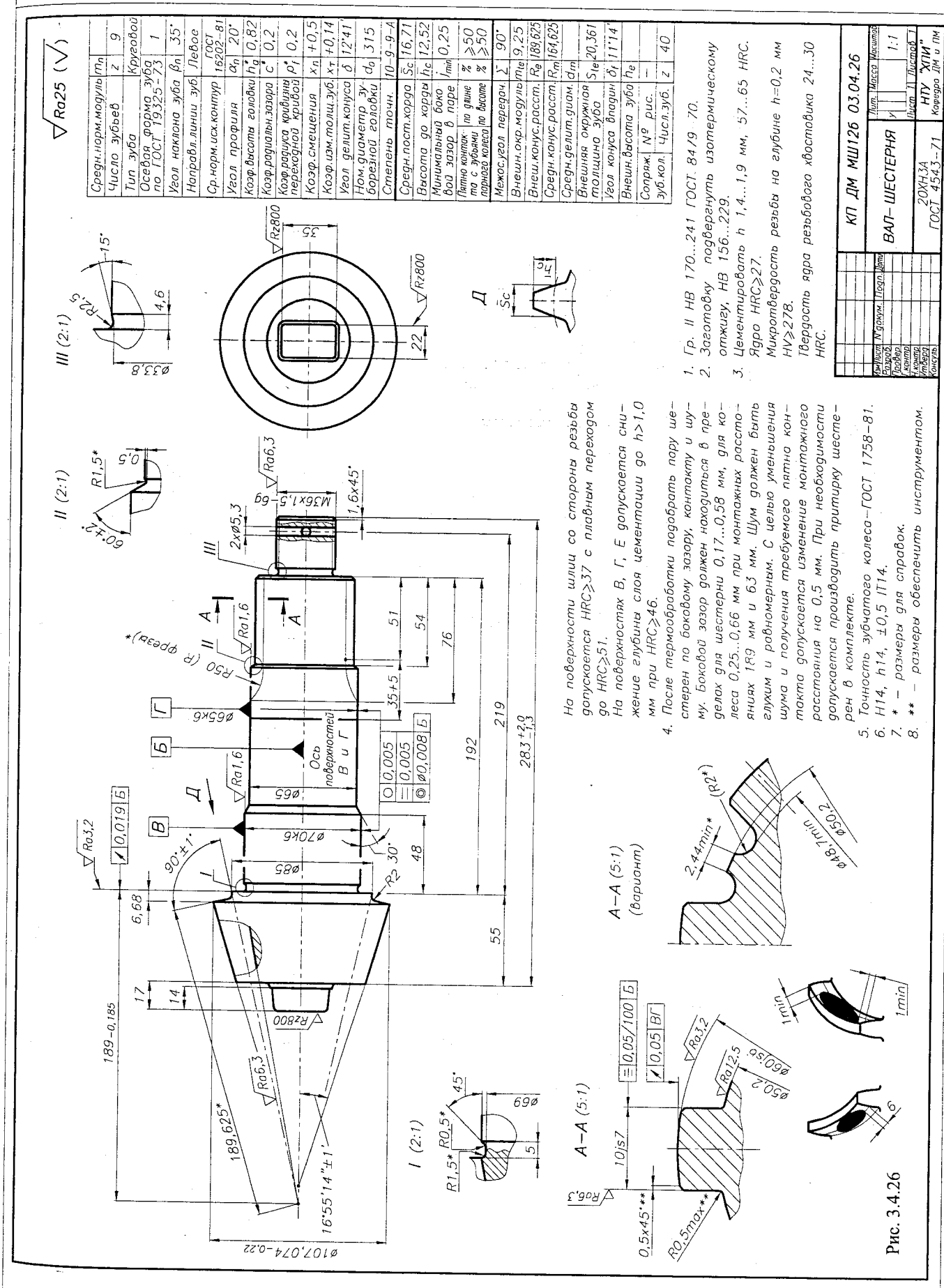
Наружный диаметр базовой поверхности d_3, мм	25...100	100...150	150...200	> 200
Торцевое биение поверхности d_3, мкм	10...15	15...25	25...35	30...45
Биение поверхности вершин зубьев, мкм	30	40	50	60
Торцевое биение поверхности d_2, мкм	15	25	35	45
Радиальное биение наружного диаметра вершин зубьев d_{ae}, мкм	25	38	50	60



X, Y, P, Q – базовые поверхности

Рис. 3.4.25. Допуски формы и расположения для колес с различными базовыми поверхностями

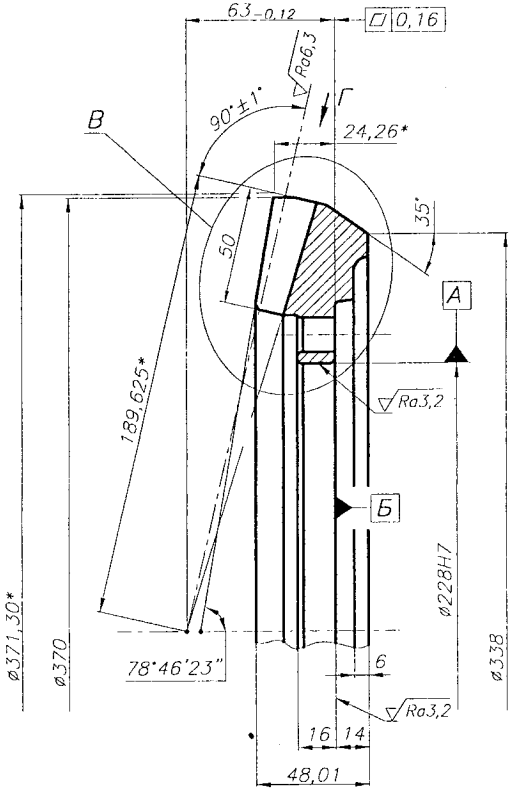
3.4.11. ПРИМЕРЫ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

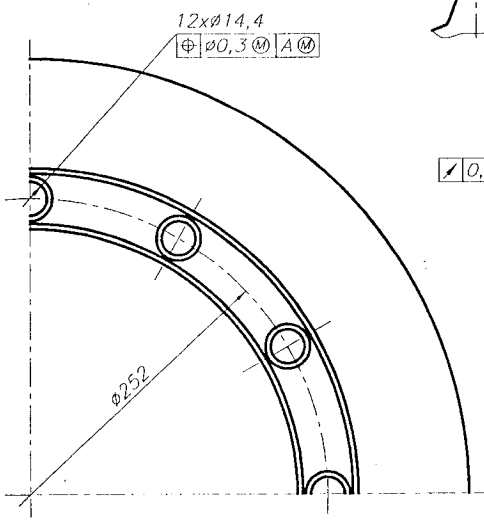


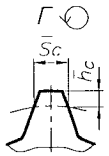
1. Гр. II НВ 170...241 ГОСТ 84/9 70.
2. Заготовку подвергнуть изотермическому отжигу, НВ 156...229.
3. Цементировать h 1,4...1,9 мм, 57...65 HRC. Ядро HRC≥27. Микротвердость резьбы на глубине h=0,2 мм HV≥278. Твердость ядра резьбового хвостовика 24...30 HRC.
4. После термообработки подобрать пару шестерен по боковому зазору, контакту и шуму. Боковой зазор должен находиться в пределах для шестерни 0,17...0,58 мм, для колеса 0,25...0,66 мм при монтажных расстояниях 189 мм и 63 мм. Шум должен быть глухим и равномерным. С целью уменьшения шума и получения требуемого пятна контакта допускается изменение монтажного расстояния на 0,5 мм. При необходимости допускается производить притирку шестерен в комплекте.
5. Точность зубчатого колеса–ГОСТ 1758–81.
6. H14, h14, ±0,5 IT14.
7. * – размеры для справок.
8. ** – размеры обеспечить инструментом.

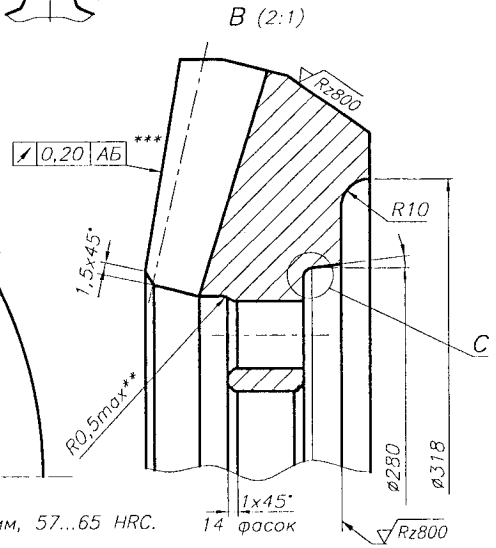
На поверхности шлиц со стороны резьбы допускается HRC≥37 с плавным переходом до HRC≥51.
На поверхностях В, Г, Е допускается снижение глубины слоя цементации до h>1,0 мм при HRC≥46.

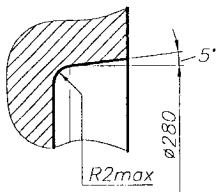
Рис. 3.4.26











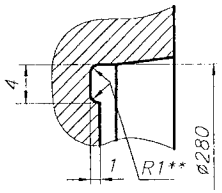


Рис. 3.4.27

3. Цементировать h 1,4...1,9 мм, 57...65 HRC. Ядро HRC≥27.
   Допускается на поверхности А снижение глубины слоя цементации до h≥0,8 мм, на торце Б до h>1,0 мм HRC≥51.
   Допускается отсутствие слоя цементации на поверхности В.
4. После термообработки подобрать пару шестерен по боковому зазору, контакту и шуму. Боковой зазор должен находиться в пределах для шестерни 0,17...0,58 мм, для колеса 0,25...0,66 мм при монтажных расстояниях 189 мм и 63 мм. Шум должен быть глухим и равномерным. С целью уменьшения шума и получения требуемого пятна контакта допускается изменение монтажного расстояния на 0,5 мм. При необходимости допускается производить притирку шестерен в комплекте.
5. Точность зубчатого колеса – ГОСТ 1758–81.
6. H14, h14, ±0,5 IT14.
7. * – размеры для справок.
8. ** – размеры обеспечить инструментом.
9. *** – до нарезки зубьев.

Средн.норм.модуль	m_n		
Число зубьев	z	40	
Тип зуба		Круговой	
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73		1	
Угол наклона зуба	β_n	35°	
Направл.линии зуб.		Правое	
Ср.норм.исх.контур		ГОСТ 16202-81	
Угол профиля	α_n	20°	
Коэф.высоты головки	h_a^*	0,82	
Коэф.радиальн.зазора	c^*	0,2	
Коэф.радиуса кривизны переходной кривой	ρ_f^*	0,2	
Коэф.смещения	x_n	+0,5	
Коэф.изм.толщ.зуб.	x_τ	-0,14	
Угол делит.конуса	δ	77°19'	
Ном.диаметр зуборезной головки	d_o	315	
Степень точн.		10-9-9-А	
Средн.пост.хорда	S_c	7,31	
Высота до хорды	h_c	2,94	
Минимальный боковой зазор в паре	j_{min}	0,25	
Пятно контакта с зубьями парного колеса	по длине	%	≥50
	по высоте	%	≥55
Допуск на колебание измерит.межосевого угла пары за полный цикл	$f_{i''o}$	0,22	
Допуск на колебание измерит.межосевого угла на одном зубе	$f_{i''}$	0,08	
Межос.угол передач.	Σ	90°	
Внешн.окр.модуль	m_{te}	9,25	
Внеш.конус.расст.	R_e	189,625	
Средн.конус.расст.	R_m	164,625	
Средн.делит.диам.	d_m		
Внешняя окружная толщина зуба	S_{te}	20,361	
Угол конуса впадин	δ_f	73°05'	
Внешн.высота зуба	h_e	17,02	
Сопряж. зуб.кол.	№ рис.	–	
	Числ.зуб.	z	9

1. Гр. II НВ 170...241 ГОСТ 8479-70.
2. Заготовку подвергнуть изотермическому отжигу, НВ 156...229.

Изм. Лист N докум. Подп. Дата	КП ДМ МШ126 03.04.27		
Разраб.	КОЛЕСО коническое	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.		У		1:1
Н.контр.		Лист 1	Листов 1
Утверд.	20ХН3А ГОСТ 4543-71	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и НМ	
Консульт.			

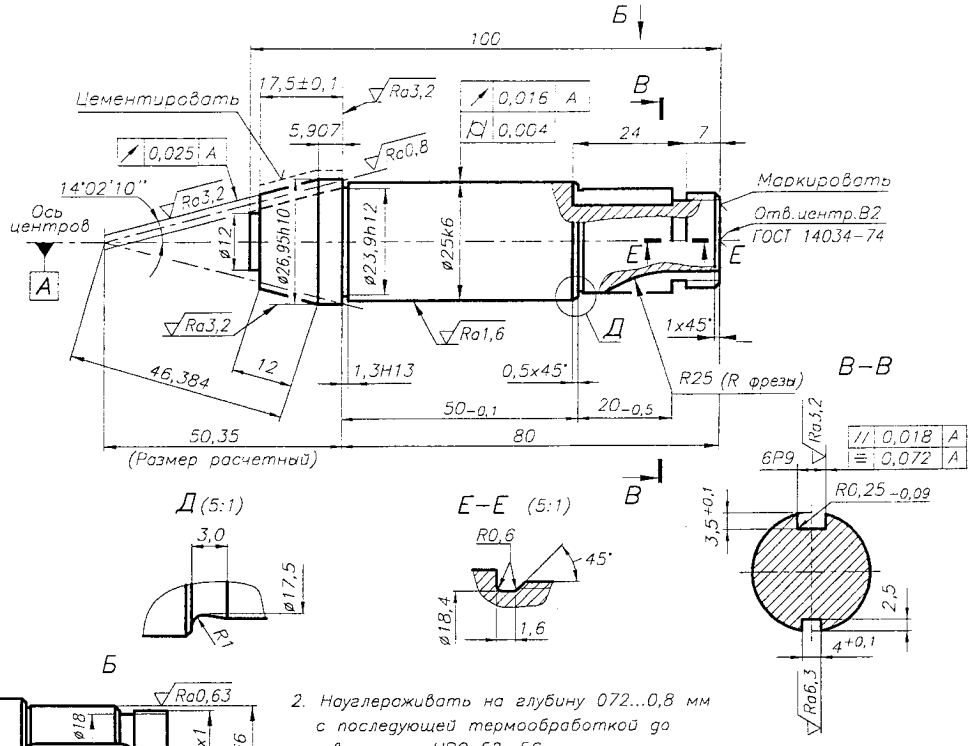


Рис. 3.4.28

2. Науглероживать на глубину 072...0,8 мм с последующей термообработкой до твердости HRC 52...56.
3. Зубья после термообработки притирать и маркировать комплекты колес.
4. Твердость сердцевины–HRC 39...48.
5. h14; ±0,5IT14.
6. Точность зубчатого колеса– ГОСТ 1758–81.

$\sqrt{Ra12,5}$ ($\sqrt{}$)

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_n	32°37'
Направл.линии зуб.		Левое
Ср.норм.исх.контур		ГОСТ 16202-81
Коэф.смещения	x_n	+0,58
Коэф.изм.толщ.зуб.	$x_т$	0
Угол делит.конуса	δ	14°02'10"
Ном.диаметр зуборезной головки	d_o	75
Степень точн.	–	7-С
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.	N° рис. / Числ.зуб. z	– / 002.007 / 44
Передаточное число	u	4

1. Острые кромки затупить.

	КП ДМ МС12а 11.03.28			
Изм. Лист N докум. Подп. Дата	ВАЛ–ШЕСТЕРНЯ	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб. Конопка М.		У		2:1
Провер.		Лист 1	Листов 1	
Т.контр.	18ХГТ ГОСТ4543–71	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Н.контр.				
Утверд.				
Консульт.				

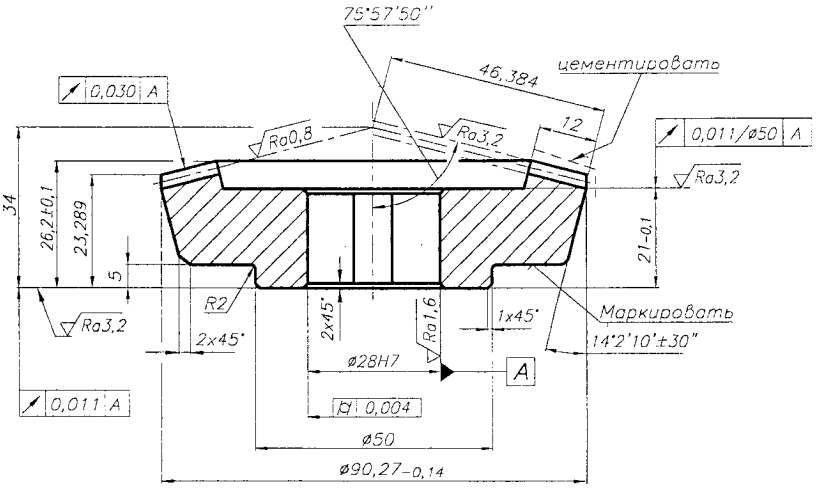


Рис. 3.4.29

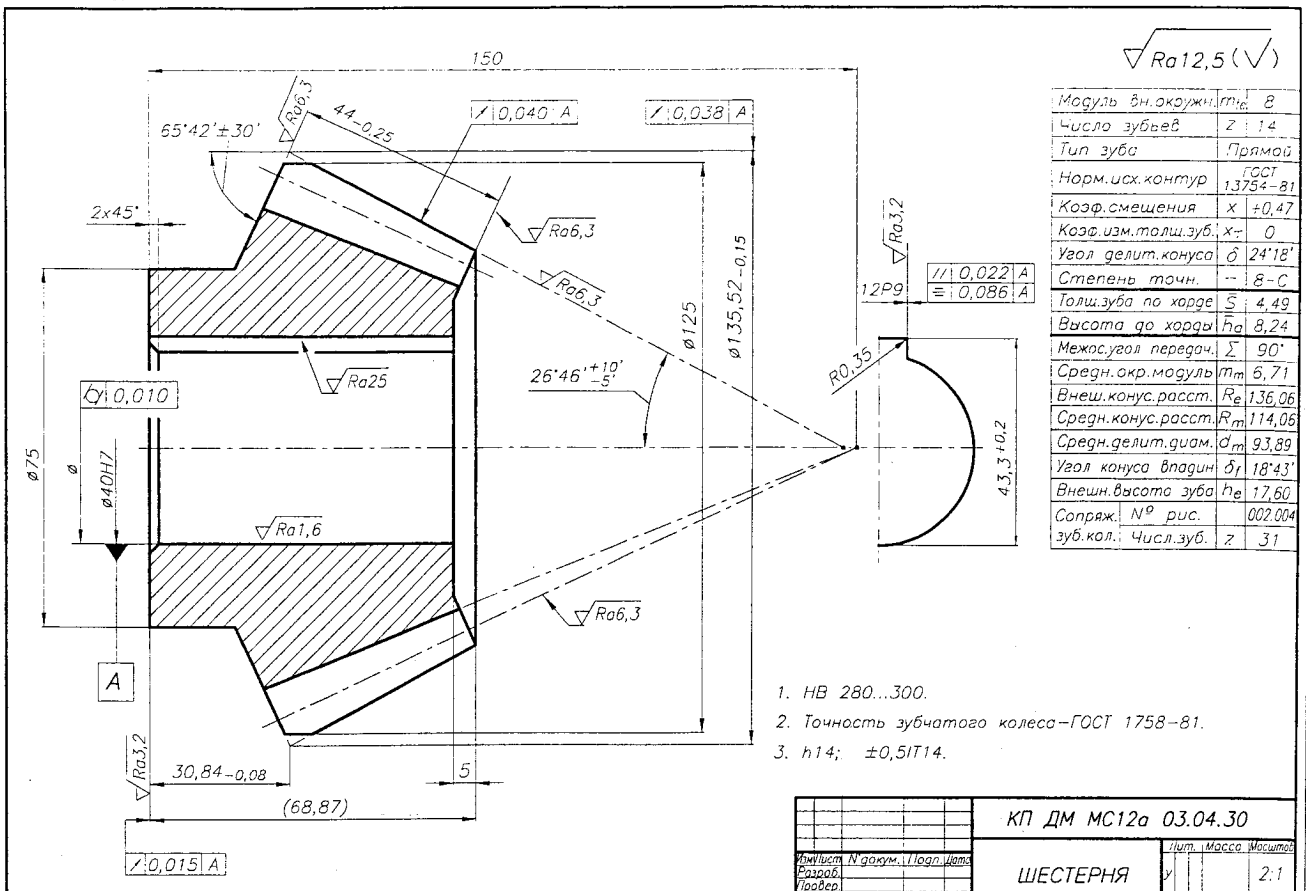
3. Науглероживать на глубину h 0,7...0,8 мм с последующей термообработкой до твердости HRC 52...56.
4. Зубья после термообработки притирать и маркировать комплекты колес.
5. Твердость сердцевины – HRC 39...48
6. h14; ±0,5IT14.
7. Точность зубчатого колеса–ГОСТ 1758–81.

$\sqrt{Ra12,5}$ ($\sqrt{}$)

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_n	32°37'
Направл.линии зуб.		Правое
Ср.норм.исх.контур		ГОСТ 16202-81
Коэф.смещения	x_n	–0,58
Коэф.изм.толщ.зуб.	$x_т$	0
Угол делит.конуса	δ	75°57'50"
Ном.диаметр зуборезной головки	d_o	75
Степень точн.	–	7-С
Толщ.зуба по хорде	$\bar{S}$	$1,747^{-0,054}_{-0,129}$
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.	N° рис. / Числ.зуб. z	– / 002.006 / 11
Передаточное число	u	4

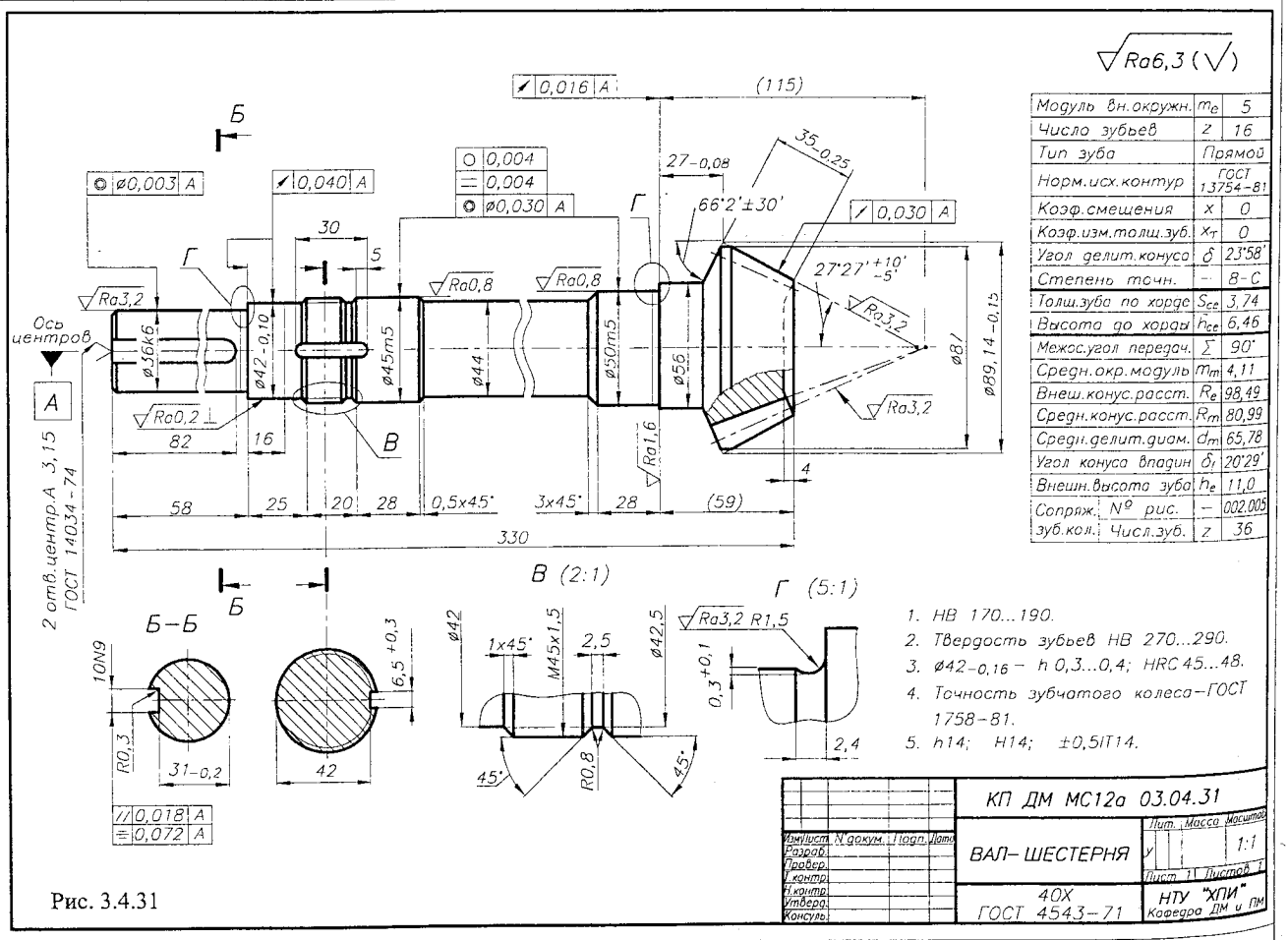
1. Острые кромки затупить.
2. После черновой обработки произвести нормализацию или улучшение.

	КП ДМ МС12а 11.03.29			
Изм. Лист N докум. Подп. Дата	КОЛЕСО зубчатое	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб. Конопка М.		У		2:1
Провер.		Лист 1	Листов 1	
Т.контр.	18ХГТ ГОСТ4543–71	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Н.контр.				
Утверд.				
Консульт.				



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.	$x_т$	0
Угол делит.конуса	δ	24°18'
Степень точн.	–	8–C
Толщ.зуба по хорде	$\bar{S}$	4,49
Высота до хорды	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

Рис. 3.4.30



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.	$x_т$	0
Угол делит.конуса	δ	23°58'
Степень точн.	–	8–C
Толщ.зуба по хорде	S_{ce}	3,74
Высота до хорды	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

Рис. 3.4.31

3.5. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ [27, 47, 53]

3.5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячные передачи относят к передачам со скрещивающимися валами. Обычно угол скрещивания равен 90°. Состоят из червяка *1* и червячного колеса *2* (рис. 3.5.1).

Червяк выполняют однозаходным или многозаходным, левым или правым. Наиболее распространены червяки с правым направлением витков и числом заходов $z_1 = 1, 2, 4$ (ГОСТ 2144-93).

Различают два вида червячных передач:
- червячные цилиндрические передачи (с цилиндрическими червяками, рис. 3.5.1,*а*);
- червячные глобоидные передачи (с глобоидными червяками, рис. 3.5.1,*б*).

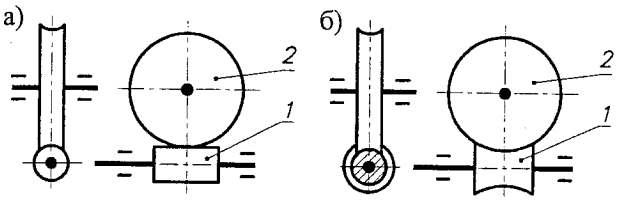


Рис. 3.5.1. Червячная передача:
а) цилиндрическая, б) глобоидная;
1 - червяк; *2* - червячное колесо

В зависимости от формы профиля витков различают червяки: архимедовы, эвольвентные, конволютные и с вогнутым профилем витков (табл. 3.5.1, рис. 3.5.2).

Архимедовы червяки в осевом сечении имеют трапецеидальный профиль. В торцевом сечении витки очерчены архимедовой спиралью.

Эвольвентные червяки в торцевом сечении имеют эвольвентный профиль.

Конволютные червяки в нормальном сечении имеют трапецеидальный профиль.

В отечественном машиностроении наиболее распространены архимедовы червяки, так как технология их нарезания проста и хорошо отработана. Их применяют обычно без шлифования профиля. При необходимости шлифования червяки выполняют с эвольвентным или конволютным профилем.

Червяки с вогнутым профилем из-за большей поверхности контакта с зубьями колеса имеют повышенную нагрузочную способность.

В передачах с архимедовым, эвольвентным и конволютным червяками зубья червячного колеса выполняют с эвольвентным профилем, что позволяет нарезать колеса червячной фрезой, выполнять колеса коррегированными для вписывания передачи в заданное или стандартное межосевое расстояние.

Глобоидные червяки в осевом сечении, как и червячные колеса, выполняют с трапецеидальным профилем. Так как в глобоидной передаче по сравнению с червячной цилиндрической передачей число зубьев колеса и витков червяка, находящихся в зацеплении, больше, то их несущая способность значительно (в 1,5...4,0) большая. Однако они требуют повышенной точности изготовления и монтажа, а также улучшенного охлаждения, поэтому их используют реже цилиндрических червячных передач.

Преимущества передач:
- компактность; возможность реализации больших передаточных чисел в сравнительно небольшом габарите передачи;
- бесшумность, надежность работы и простота ухода;
- возможность самоторможения.

Недостатки передач:
- большие потери мощности и низкий КПД;
- необходимость применения сплавов цветных металлов.

Параметрам червяка приписыва.т индекс *1*, параметрам червячного колеса - индекс *2*.

Основные кинематические, геометрические и силовые соотношения и параметры:
- число зубьев колеса z_2 и число заходов червяка z_1; $z_{2\min} = 28$; $z_1 = 1; 2; 4$.
- передаточное число $u = z_2/z_1$; $u_{\min} = 7{,}5$;
- шаг по дуге делительной окружности колеса в средней плоскости сечения t, равный осевому шагу червяка;
- модуль зацепления $m = t/\pi$, мм. Значения модулей стандартизированы;
- диаметры делительных окружностей
  $d_1 = q\,m$, $d_2 = m\,z_2$,
  где q - число модулей в диаметре делительного цилиндра червяка, регламентируемое ГОСТ 2144-93;
- размеры червяка
  $d_1 = d_{w1} = m\,q$;
  $d_{a1} = m\,(q+2)$;
  $d_{f1} = m\,(q-2{,}4)$;
  червячного колеса
  $d_2 = m\,z_2$;
  $d_{w2} = m(z_2+2x_2)$;
  $d_{a2} = m(z_2+2+2x_2)$;
  $d_{f2} = m(z_2-2{,}4+2x_2)$;
- межосевое расстояние $a_w = 0{,}5(q+z_2)\,m$;
- угол подъема витка червяка $\gamma = \operatorname{arctg}(z_1/q)$, град;
- угол трения $\rho = \operatorname{arctg} f$, где f- коэффициент трения;
- коэффициент полезного действия передачи
  $$\eta = \operatorname{tg}\gamma / \operatorname{tg}(\gamma+\rho);$$

Выход из строя червячных передач обусловливается:
- износом и заеданием зубьев.

Условие прочности $\sigma_H \le \sigma_{HP}$,
где σ_H - контактные напряжения;
σ_{HP} - допускаемые контактные напряжения;
- усталостным изломом зуба колеса.

Условие прочности $\sigma_F \le \sigma_{FP}$,
где σ_F - напряжения изгиба;
σ_{FP} - допускаемые напряжения изгиба.

Табл. 3.5.1. Виды цилиндрических червяков ГОСТ 18498-89

			Профиль червяка в сечениях	
			О–О	Н–Н
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 витка	Криволинейный	Прямолинейный
4	Червяк с прямолинейным профилем впадины (червяк ZN2)	Конволютный червяк с прямолинейным профилем в нормальном сечении впадины	Криволинейный	Прямолинейный
5	Червяк, образованный конусом (червяк ZK1)	Цилиндрический червяк, образованный производящим конусом, ось которого скрещивается с осью червяка 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, когда 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

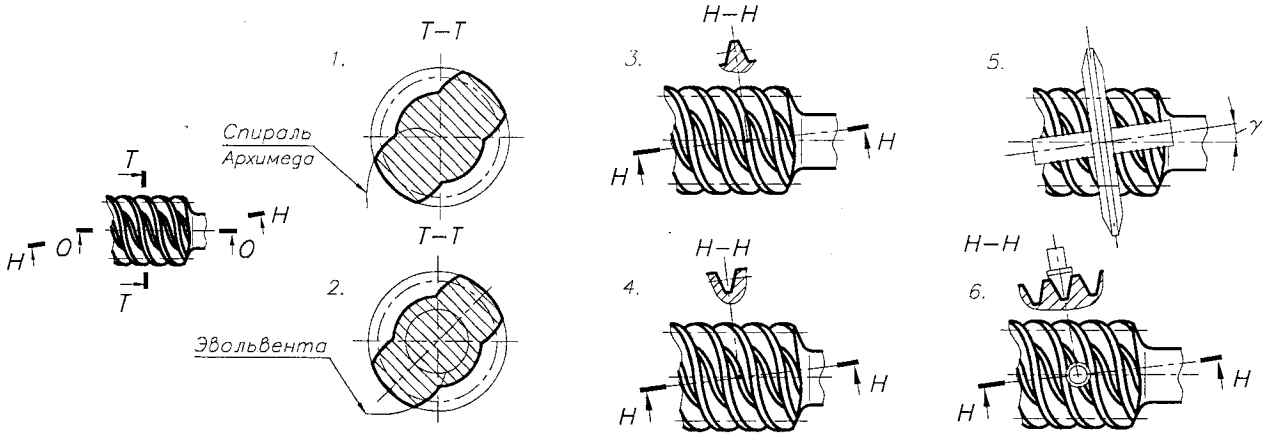


Рис. 3.5.2. Виды цилиндрических червяков

3.5.2. РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ [26, 47]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2, кВт; T_1, T_2, Н·м; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u; η. Схема, реверсивность и нагрузочный режим передачи.

1. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

1.1. Червяки всегда изготавляют из стали.

1.2. Из таблицы 3.5.4 выбирают материал венца червячного колеса ($\sigma_в$, $\sigma_т$, МПа) для предварительно оцениваемой скорости скольжения, м/с,

$$\vartheta_s \approx 4{,}5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}$$

1.3. Допускаемые контактные напряжения (табл. 3.5.2)

Табл. 3.5.2. Допускаемые контактные напряжения, МПа

Группа материала	НВ червяка $\leqslant 350$
I	$[\sigma_H] = 0{,}75\ \sigma_B\ Z_N\ c_\vartheta$
II	$[\sigma_H] = 250 - 25\vartheta_s$
III	$[\sigma_H] = 175 - 35\vartheta_s$
	HRC червяка $\geqslant 45$
I	$[\sigma_H] = 0{,}90\ \sigma_B\ Z_N\ c_\vartheta$
II	$[\sigma_H] = 300 - 25\vartheta_s$
III	$[\sigma_H] = 200 - 35\vartheta_s$

Здесь c_ϑ - коэффициент, учитывающий износ материала колеса (табл. 3.5.8);

Z_N - коэффициент долговечности $Z_N = \sqrt[8]{N_{H\lim}/N_{HE}}$. При $N_{H\lim} \le N_{HE}$ $Z_N = 1$.

Здесь $N_{H\lim} = 10^7$ - базовое число циклов;

N_{HE} - эквивалентное число циклов (3.2.3 п. 2.2).

При расположении червяка вне масляной ванны значения $[\sigma_H]$ следует уменьшить на 15 %.

1.2. Допускаемые изгибные напряжения (табл. 3.5.3), МПа.

Табл. 3.5.3. Допускаемые напряжения изгиба, МПа

Группа материала	Передача нереверсивная
I, II	$[\sigma_F] = (0{,}08\ \sigma_B + 0{,}25\ \sigma_T) Y_N$
III	$[\sigma_F] = 0{,}12\ \sigma_H Y_N$
	Передача реверсивная
I, II	$[\sigma_F] = 0{,}12\ \sigma_B Y_N$
III	$[\sigma_F] = 0{,}06\ \sigma_H Y_N$

Здесь Y_N - коэффициент долговечности, $Y_N = \sqrt[9]{N_{F\lim}/N_{FE}}$. При $N_{F\lim} \le N_{FE}$ $Y_N = 1$;

$N_{F\lim} = 10^6$ - базовое число циклов;

N_{FE} - эквивалентное число циклов (3.2.3 п. 4.2).

2. РАСЧЕТ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

2.1. При числе заходов червяка $z_1 = 1; 2; 4$ определяют число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 u$, откуда выбирают 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. 3.5.5 принимают стандартный модуль m, мм, наиболее близкий к расчетному m'.

По табл. 3.5.6 выбирают значение коэффициента q таким, чтобы $a_w = 0{,}5(q + z_2)\, m$, мм, было максимально близким к расчетному a'_w.

3. ПРОВЕРКА КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

3.1. Расчетные контактные напряжения при принятых параметрах передачи, МПа

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left[\frac{(z_2/q)+1}{a_w}\right]^3 T_2\ K_H \cdot 10^3} \le [\sigma_H].$$

3.2. Проверяют предварительно принятую скорость скольжения, м/с $\vartheta_s = \pi d_1 n_1/(60 \cdot 10^3 \cos\gamma)$,

где $d_1 = q\, m$, мм; $\gamma = \operatorname{arctg}(z_1/q)$, град.

Для материалов, где $[\sigma_H] = f(\vartheta_s)$, при полученной ϑ_s должно быть выполнено условие

$\sigma_H \le [\sigma_H]$, МПа.

3.3. При требовании иметь стандартное межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТом (табл. 3.5.7) используют коррегирование червячного колеса. Коэффициент смещения колеса

$x_2 = a_w/m - 0{,}5\,(q + z_2)$, $(|x_2| \le 0{,}7;\ |x_{2\max}| \le 1{,}0)$.

Для червяков *ZA, ZJ, ZN, ZK* (табл. 3.1.1) рекомендуют $x_2 = -0{,}5$; для червяков *ZT* – $x_2 = +1{,}0$.

3.4. Размеры червяка, мм:

$d_1 = m\, q$;

$d_{w1} = m\, q$;

$d_{a1} = m\,(q + 2)$;

$d_{f1} = m\,(q - 2{,}4)$;

b_1 (табл. 3.5.9).

червячного колеса, мм:

$d_2 = m\, z_2$;

$d_{w2} = m(z_2 + 2x_2)$;

$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x_2)$;

$d_{f2} = m(z_2 - 2{,}4 + 2x_2)$;

d_{aM2}, b_2 (табл. 3.5.9).

4. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

4.1. Окружная сила в зацеплении, Н,

$$F_{t2} = 2T_2 \cdot 10^3/d_{w2}.$$

4.2. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$W_{Ft} = F_{t2} k_F / b_2 \qquad (k_F = 1{,}1).$$

4.3. Коэффициент, учитывающий форму зуба,

$Y_F = f(z_{2E})$ (табл. 3.5.10) $(z_{2E} = z_2/\cos^3\gamma)$.

4.4. Расчетные напряжения изгиба зуба червячного колеса, МПа,

$$\sigma_F = 0{,}7\, W_{Ft}\, Y_F/m \le [\sigma_F].$$

Параметры и размеры передачи, полученные в результате ее прочностного расчета, представлены на рис. 3.5.3.

5. ПРОВЕРКА ЖЕСТКОСТИ ЧЕРВЯКА

5.1. Степень точности передачи $= f(\vartheta_s)$ (табл. 3.5.12).

5.2. Твердость и термообработка червяка (табл. 3.5.12).

5.3. Прогиб червяка, мм,

$$f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}\, L^3/(48\, EJ) \le [f],$$

где F_{t1}, F_{r1} - п. 7, Н;

$L = (0{,}9 \ldots 1{,}0)\, d_2$ - 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, $[f] = (0{,}005 \ldots 0{,}01)\, m$.

6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

6.1. КПД передачи $\eta_{черв} = \operatorname{tg}\gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$,

где $\rho' = \operatorname{arctg} f'$ - угол трения, град;

$f' = f(\vartheta_s)$ (табл. 3.5.13).

6.2. Выделяющаяся тепловая мощность, кВт,

$$Q_1 = (1 - \eta)\, P_1.$$

6.3. Тепловая мощность, передаваемая в окружающую среду, кВт, $Q_2 = k_t (T_p - T_o) S$,

где $T_o = 20$°C - температура окружающей среды;

$T_p = (60 \ldots 70)$°C - внутренняя температура редуктора (масла);

S - поверхность охлаждения редуктора.

Для одноступенчатых редукторов

$S = 20\, a_w^2/10^6$ м^2.

Для двух и более ступенчатых редукторов S оценивается из компоновки без учета площади дна редуктора (размеры $B_{нар}$, $L_{нар}$ и H - см. рис. 4.2.9);

k_t= 0,008...0,011 кВт/(м²·град) - при слабой циркуляции воздуха;

k_t= 0,014...0,017 кВт/(м²·град) - при хорошей циркуляции воздуха.

6.4. Если $Q_1 = Q_2$, то температура редуктора

$$T = T_p = 70\ °C.$$

Если $Q_1 \leq Q_2$, то температура редуктора

$$T = T_o + Q_1/(k_t S) < 70\ °C.$$

Если $Q_1 \geq Q_2$, то $T > 70$ °C, и следует применить меры для увеличения Q_2 или уменьшения Q_1.

а) корпус выполнить ребристым, увеличивая S (рис. 9.9.1), при этом учитывается только 0,5 S ребер;

б) редуктор выполнить с вмонтированным вентилятором, тогда

k_t= (0,020...0,028) кВт/(м²·град);

в) редуктор выполнить с проточным охлаждением, тогда

k_t= (0,090...0,200) кВт/(м²·град);

г) редуктор выполнить с циркуляционной системой смазывания;

д) увеличить число заходов червяка (п. 2.1).

7. СМАЗЫВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ

Вязкость масла и способ смазывания передачи (табл. 3.5.14 и рекомендации 9.3).

8. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

8.1. Уточненная мощность и момент на входном валу передачи

$$P_{1y} = P_2/\eta_{черв},\ кВт; \qquad T_{1y} = 9550\, P_{1y}/n_1,\ Н·м.$$

8.2. Окружные силы, Н:

$$F_{t2} = 2\cdot10^3 T_2/d_{w2}; \qquad F_{t1} = 2\cdot10^3 T_{1y}/d_{w1}.$$

8.3. Радиальные силы, Н:

$$F_{r2} = F_{t2}\operatorname{tg}\alpha; \qquad F_{r1} = F_{t1}\operatorname{tg}\alpha/\operatorname{tg}\gamma.$$

8.4. Осевые силы, Н:

$$F_{a2} = F_{t2}\operatorname{tg}\gamma; \qquad F_{a1} = F_{t1}/\operatorname{tg}\gamma,$$

(α= 20°).

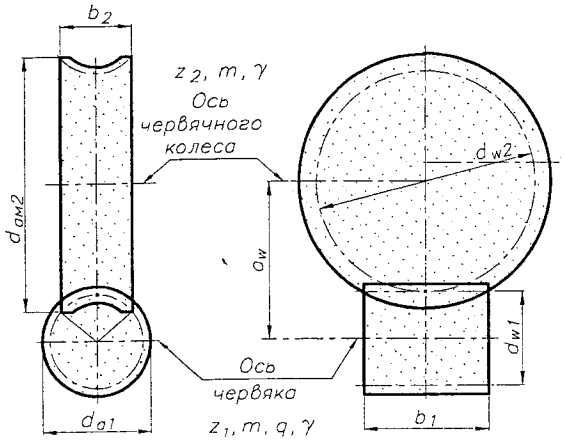


Рис. 3.5.3. Основные параметры червячной цилиндрической передачи, полученные в результате прочностного расчета

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать параметры закрытой червячной передачи.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора.

T_1= 145,9 Н·м; T_2= 874,8 Н·м; n_1= 360,0 мин⁻¹;

P_1= 5,5 кВт; P_2= 4,13 кВт; u = 8,0; η = 0,75.

Число лет работы $n_{год}$= 5,0; число смен $n_{см}$= 2,0.

Коэффициенты использования передачи в году и за сутки соответственно $k_{год}$ = 0,75; $k_{сут}$ = 0,60.

Режим наружения передачи (см. рис. 3.2.1):

T_I/T_1 = 1,0; t_I/L_h = 0,6; ($T_j/T_1 \leq 1$;

T_{II}/T_1 = 0,8; t_{II}/L_h = 0,2; $\Sigma[t_j/L_h] = 1$;

T_{III}/T_1 = 0,5. t_{III}/L_h = 0,2. j = I, II, III...).

Условия работы - легкие. Передача реверсивная.

Производство серийное.

РЕШЕНИЕ:

1. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

1.1. Материал червяка - 45.

Термообработка - нормализация, $НВ_1$= 260...280.

1.2. Для предварительно оцениваемой скорости скольжения

$$\vartheta_s \approx 4{,}5\cdot10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4{,}5\cdot10^{-4}\cdot360\sqrt[3]{874{,}8} = 1{,}55\ м/с$$

из таблицы 3.5.4 выбираем материал венца червячного колеса - БрФ10ЖЗМц1,5 (группа II - бронзы безоловянистые) $\sigma_в$ = 550 МПа; $\sigma_т$ = 450 МПа.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = 300 - 25\,\vartheta_s = 300 - 25\cdot1{,}55 = 261{,}3\ МПа;$$

Допускаемые изгибные напряжения

$$[\sigma_F] = 0{,}12\,\sigma_B Y_N = 0{,}12\cdot550\cdot1{,}0 = 66\ МПа.$$

Здесь Y_N - коэффициент долговечности,

$$Y_N = \sqrt[6]{N_{F\,lim}/N_{FE2}} = \sqrt[6]{10^6/34\cdot10^6} < 1{,}0.$$

Базовое число циклов $N_{F\,lim} = 10^6$.

Эквивалентное число циклов

$$N_{FE2} = 60\, n_2 L_h c\, k_{FE} = 60\cdot45{,}1\cdot13140\cdot1\cdot0{,}666 = 34\cdot10^6.$$

Продолжительность работы передачи

$$L_h = n_{год}\,365\,n_{см}\,8\,k_{год}\,k_{сут} =$$

$$= 5\cdot365\cdot2\cdot8\cdot0{,}75\cdot0{,}6 = 13140\ ч.$$

Число зацеплений зуба за один оборот колеса c = 1,0 (рис. 3.2.3).

Коэффициент приведения переменного режима нагружения передачи (рис. 3.2.1) к эквивалентному постоянному

$k_{FE} = \Sigma[(T_k/T_1)^{0,5 q_F} (t_k/L_h)] =$

$= \Sigma(1^{4,5}\cdot 0,6 + 0,8^{4,5}\cdot 0,2 + 0,5^{4,5}\cdot 0,2) = 0,666;$

$q_F = 9$ - показатель степени кривой усталости.

При $N_{F\,\lim} \leqslant N_{FE}$ $Y_N = 1$.

2. РАСЧЕТ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

2.1. При числе заходов червяка $z_1 = 1; 2; 4$ определяем число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 u$:

$z_1 = 1;$	$z_1 = 2;$	$z_1 = 4;$
$z_2 = 8;$	$z_2 = 16;$	$z_2 = 32;$

откуда выбираем $z_2 = 32$ $(z_{2\min} = 28)$.

2.2. Расчетное межосевое расстояние

$$a'_w = (\frac{z_2}{q'}+1)\sqrt[3]{[\frac{170}{[\sigma_H] z_2/q'}]^2 T_2 k_H \cdot 10^3} =$$

$$= (\frac{32}{10}+1)\sqrt[3]{[\frac{170}{261,3\cdot 32/10}]^2 874,8 \cdot 1,1 \cdot 10^3} = 143,4 \text{ мм}.$$

Здесь

$k_H = 1,1$ - коэффициент динамической нагрузки.

Предварительно принимаем коэффициент диаметра червяка $q' = 10$.

2.3. Расчетный осевой модуль

$m' = 2a'_w/(q'+z_2) = 2\cdot 143,4/(10+32) = 6,82$ мм.

По табл. 3.5.5 принимаем стандартный модуль $m = 6,3$ мм, наиболее близкий к расчетному m'.

По табл. 3.5.6 выбираем значение коэффициента $q = 12,5$ таким, чтобы

$a_w = 0,5(q+z_2)m = 0,5(12,5+32)6,3 = 140,175$ мм, было максимально близким к расчетному a'_w.

2.4. Расчетные контактные напряжения при принятых параметрах передачи

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q}\sqrt{[\frac{(z_2/q)+1}{a_w}]^3 T_2 K_H \cdot 10^3} =$$

$$= \frac{170}{32/12,5}\sqrt{[\frac{(32/12,5)+1}{140,175}]^3 874,8 \cdot 1,1 \cdot 10^3} = 263,7 \text{ МПа}.$$

$\sigma_H > [\sigma_H] = 261,3$ МПа

Перегрузка передачи

(263,7-261,3)100/261,3 = 0,9 % что допустимо.

2.5. Проверяем предварительно принятую скорость скольжения

$\vartheta_s = \pi d_1 n_1/(60\cdot 10^3 \cos\gamma) =$

$= \pi\, 78,85\cdot 360/(60\cdot 10^3 \cos 17,74°) = 1,56$ м/с.

где $d_1 = q\,m = 12,5\cdot 6,3 = 78,75$ мм;

$\gamma = \text{arctg}\,(z_1/q) = \text{arctg}(4/12,5) = 17,74°$.

Допускаемые контактные напряжения при вычисленной скорости скольжения

$[\sigma_H] = 300 - 25\vartheta_s = 300 - 25\cdot 1,56 = 261,0$ МПа.

Перегрузка передачи

(263,7-261,0)100/261,0 = 1,03 %, что допустимо.

2.6. При требовании иметь стандартное межосевое расстояние $a_w = 140$ мм в соответствии с ГОСТом (табл. 3.5.7)

$x_2 = a_w/m - 0,5\,(q+z_2) =$

$= 140/6,3 - 0,5(12,5+32) = -0,027,$ $|x_2| \leqslant 0,7.$

2.7. Размеры червяка:

$d_1 = m\,q = 6,3\cdot 12,5 = 78,74$ мм;

$d_{w1} = m\,q = 6,3\cdot 12,5 = 78,74$ мм;

$d_{a1} = m\,(q+2) = 6,3(12,5+2) = 91,34$ мм;

$d_{f1} = m\,(q-2,4) = 6,3(12,5-2,4) = 63,62$ мм;

$b_1 \geqslant (12,5+0,09 z_2)m = (12,5+0,09\cdot 32)6,3 = 96,9$ мм.

Принимаем $b_1 = 100$ мм.

Размеры червячного колеса:

$d_{w2} = m(z_2+2x_2) = 6,3(32-2\cdot 0,027) = 201,26$ мм;

$d_{a2} = m(z_2+2+2x_2) = 6,3(32+2-2\cdot 0,027) = 213,86$ мм;

$d_{f2} = m(z_2-2,4+2x_2)$ мм;

$d_{aM2} \leqslant d_{a2}+m = 213,86+6,3 = 220,16$ мм.

Принимаем $d_{aM2} = 220,00$ мм.

$b_2 \leqslant 0,67\,d_{a1} = 0,67\cdot 91,34 = 61,19$ мм.

Принимаем $b_2 = 61,00$ мм.

3. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

3.1. Окружная сила в зацеплении

$F_{t2} = 2T_2\cdot 10^3/d_{w2} = 2\cdot 874,8\cdot 10^3/201,26 = 8693$ Н.

3.2. Удельная окружная динамическая сила

$W_{Ft} = F_{t2} k_F / b_2 = 8693\cdot 1,1/61 = 156,8$ Н/мм

$k_F = 1,1$.

3.3. Коэффициент, учитывающий форму зуба,

$Y_F = f(z_{2E}) = 1,61$ (табл. 3.5.10);

$z_{2E} = z_2/\cos^3\gamma = 32/\cos^3 17,74 = 37,0$.

3.4. Расчетные напряжения изгиба зуба червячного колеса $\sigma_F = 0,7\,W_{Ft}\,Y_F/m =$

$= 0,7\ 156,81,61/6,3 = 28,1 \leqslant [\sigma_F]$ МПа.

Параметры и размеры передачи, полученные в результате прочностного расчета, представлены на рис. 3.5.3.

4. ПРОВЕРКА ЖЕСТКОСТИ ЧЕРВЯКА И ЕГО ТЕРМООБРАБОТКА

4.1. Степень точности передачи $f(\vartheta_s)$ (табл. 3.5.12).

Степень точности - 9.

4.2. Твердость и термообработка червяка (табл. 3.5.12).

4.3. Прогиб червяка, мм,

$$f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}\, L^3/(48\,EJ) =$$

$$= \frac{\sqrt{675^2+3074^2}}{48\cdot 2\cdot 10^5\cdot 1,0\cdot 10^6}\ 200^3 = 0,0056 \text{ мм} \leqslant [f],$$

где F_{t1}, F_{r1} - п. 7, Н;

$L = (0,9...1,0)\,d_2 = (0,9...1,0)201,26 = 200$ мм - расстояние между опорами червяка;

$E = 2\cdot 10^5$ - модуль упругости, МПа;

$J = J_f \varphi = 0,8\cdot 10^6\cdot 1,26 = 1,0\cdot 10^6$ мм^4 - момент инерции сечения червяка;

$J_f = \pi d_{f1}^4/64 = \pi\, 63,62^4/64 = 0,8\cdot 10^6$ мм ;

$\varphi = 0,4+0,6(d_{a1}/d_{f1}) = 0,4+0,6(91,34/62,63) = 1,26$.

Допускаемый прогиб

$[f] = (0,005...0,01)\,m$

$= (0,005...0,01)6,3 = 0,03...0,06$ мм.

5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

5.1. КПД передачи $\eta_{черв} = \operatorname{tg}\gamma/\operatorname{tg}(\gamma+\rho') =$
$= \operatorname{tg}17{,}74°/\operatorname{tg}(17{,}74°+2{,}57°) = 0{,}865,$
где $\rho' = \operatorname{arctg} f' = 2{,}57°$ - угол трения;
$f' = f(\vartheta_s) = 0{,}045$ (табл. 3.5.13).

5.2. Выделяющаяся тепловая мощность
$Q_1 = (1-\eta)P_1 = (1-0{,}865)5{,}5 = 0{,}74$ кВт.

5.3. Тепловая мощность, передаваемая в окружающую среду, если редуктор снабжен вентилятором
$Q_2 = k_t(T_p - T_o)S = 0{,}028(70°\text{-}20°)0{,}39 = 0{,}55$ кВт.
где $T_o = 20$ °С - температура окружающей среды;
$T_p = 60...70$ °С - внутренняя температура редуктора (масла);
S - поверхность охлаждения редуктора.
Для одноступенчатых редукторов
$S = 20a_w^2/10^6 = 20\cdot140^2/10^6 = 0{,}39$ м^2;
$k_t = 0{,}28$ кВт/(м^2·град) - коэффициент теплопередачи при использовании в редукторе вентилятора.
$Q_1 > Q_2$, что требует выполнения редуктора с ребрами охлаждения.

Необходимая площадь ребер охлаждения
$S_p = 2(Q_1 - Q_2)/[k_t(T_p - T_o)] =$
$= 2(0{,}74-0{,}55)/[0{,}028(70-20)] = 0{,}27$ м^2.

6. СМАЗЫВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ

Вязкость масла E_{50}° (E_{100}°) = 60 (7). Способ смазывания - погружение в ванну (табл. 3.5.14 и рекомендации 13.13).

7. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Уточненная мощность и момент на входном валу передачи
$P_{1y} = P_2/\eta_{черв} = 4{,}13/0{,}85 = 4{,}86$ кВт.
$T_{1y} = 9550\,P_{1y}/n_1 = 9550\cdot4{,}86/360 = 128{,}7$ Н·м.

7.2. Окружные силы:
$F_{t2} = 2\cdot10^3 T_2/d_{w2} = 2\cdot10^3\,874{,}8/201{,}26 = 8693$ Н;
$F_{t1} = 2\cdot10^3 T_{1y}/d_{w1} = 2\cdot10^3\,128{,}7/78{,}74 = 3269$ Н.

7.3. Радиальные силы:
$F_{r2} = F_{t2}\operatorname{tg}\alpha = 8693\cdot0{,}364 = 3164$ Н;
$F_{r1} = F_{t1}\operatorname{tg}\alpha/\operatorname{tg}\gamma = 3269\cdot0{,}364/0{,}32 = 3718$ Н.

7.4. Осевые силы:
$F_{a2} = F_{t2}\operatorname{tg}\gamma = 8693\cdot0{,}32 = 2782$ Н;
$F_{a1} = F_{t1}/\operatorname{tg}\gamma = 3269/0{,}32 = 10216$ Н, ($\alpha = 20°$).

3.5.3. НОРМАТИВНЫЕ И ИНФОРМАЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА

Табл. 3.5.4. Материалы и механические характеристики венца червячных колес [47]

Материал, группа	Марка	Способ отливки	σ_B, МПа σ_H (для СЧ)	σ_T, МПа	ϑ_s, м/с
Бронзы оловянистые, I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	> 5
	БрО10Ф1	К/З	275/230	200/140	
	БрО5Ц5С5	К/З	200/145	90/80	
Бронзы безоловянистые и латуни, II	БрФ10Ж4Н4	Ц/К	700/650	460/430	2...5
	БрФ10Ж3Мц1,5	К/З	550/450	360/300	
	БрФ9Ж3Л	Ц/К/З	530/500/425	245/230/195	
	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц/К/З	500/450/400	330/295/260	
Чугуны серые, III	СЧ18	З	355	-	< 2
	СЧ15	З	315	-	

Примечание. Условное обозначение способов литья: К - литье в кокиль; З - литье в землю; Ц - центробежное литье.

Табл. 3.5.5. Значения модулей m червяка в осевом сечении

ГОСТ 19672-74, ГОСТ 2144-93

m, мм	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
	3-й ряд	1,125 1,375 1,75 2,25 2,75 4,5 9,0 11 14 18 22

Табл. 3.5.6. 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. 3.5.7. 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. 3.5.8. Значения коэффициента c_ϑ [47]

ϑ_S, м/с	1	2	3	4	5	6	7	8
c_ϑ	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Табл. 3.5.9. 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	$b_1 \geqslant (12 + 0{,}10z_2)\,m$		$b_1 \geqslant (13{,}0 + 0{,}10\,z_2)\,m$
+ 0,5	$b_1 \geqslant (11 + 0{,}10z_2)\,m$		$b_1 \geqslant (12{,}5 + 0{,}10\,z_2)\,m$
0	$b_1 \geqslant (11 + 0{,}06z_2)\,m$		$b_1 \geqslant (12{,}5 + 0{,}09z_2)\,m$
− 0,5	$b_1 \geqslant (8 + 0{,}06z_2)\,m$		$b_1 \geqslant (9{,}5 + 0{,}09\,z_2)\,m$
− 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. 3.5.10. 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. 3.5.11. 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.

Табл. 3.5.12. Рекомендации по выбору степени точности червячных передач

Степень точности	ϑ_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 $HB \leq 350$, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой. Рекомендуется обкатка под нагрузкой	Передачи среднескоростные, со средними требованиями по шуму, габаритам и точности
9	2	Червяк с $HB \leq 350$ не шлифован. Колесо нарезаается любым способом	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие, ручные с пониженными требованиями

Табл. 3.5.13. Зависимость коэффициента трения f от скорости скольжения ϑ_s (червяк стальной, колесо из оловянистой бронзы)

ϑ_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

ϑ_s, м/с	2 0,1	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. 3.5.14. Рекомендуемые значения вязкости масла в град. Энглера ($E°$)

ϑ_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

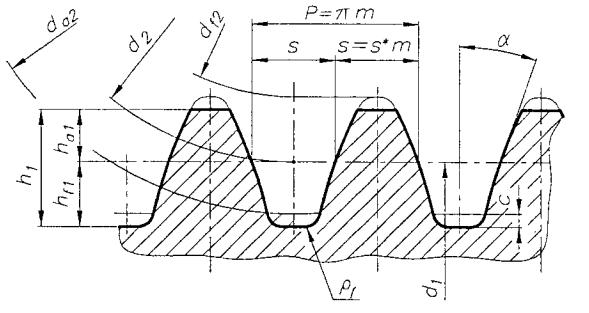
3.5.4. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ЧЕРВЯКОМ

Табл. 3.5.15. Геометрический расчет червячной передачи с эвольвентным червяком (рис. 3.5.4)

ГОСТ 19650-74

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Модуль	$m = 6{,}3$ мм
Коэффициент диаметра червяка	$q = 10$
Число витков червяка	$z_1 = 2$
Вид червяка	ZI
Угол профиля	$\alpha_* = 20°$
Коэффициент высоты витка	$h = 2{,}0 + 0{,}2\cos\gamma$
Коэффициент высоты головки	$h_a^* = 1{,}0$
Коэффициент расчетной толщины	$s^* = 1{,}571$
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f^* = 0{,}3$
Межосевое расстояние	$a_w = 160$ мм
Передаточное число	$u = 20$



m	$\alpha = 20°$	$\alpha = \alpha_x$ – для червяка ZA
$h_a^* = 1{,}0$	$h_{a1} = h_a^* m$	$\alpha = \alpha_n$ – для червяка ZI
$h_f^* = 1{,}2$	$h_{f1} = h_f^* m$	$\alpha = \alpha_{nT}$ – для червяка ZN1
$c^* = 0{,}2$	$c = c^* m$	$\alpha = \alpha_{nS}$ – для червяка ZN2
$\rho_f^* = 0{,}3$	$\rho_f = \rho_f^* m$	$\alpha = \alpha_o$ – для червяков ZK1, ZK2

Рис. 3.5.4. Исходный червяк и исходный производящий червяк

Продолж. табл. 3.5.15

РАСЧЕТ:		
1. Число зубьев червячного колеса	$z_2 = z_1 u$	40; Принимаем $z_2 = 39$
2. Действительное передаточное число	$u_д = z_2 / z_1$	19,5
3. Коэффициент смещения червяка	$x = a_w/m - 0{,}5\,(q + z_2)$	0,897
4. Диаметры делительных окружностей, мм		
- червяка	$d_1 = m\,q$	63,00
- червячного колеса	$d_2 = m\,z_2$	245,70
5. Диаметр начальной окружности червяка, мм	$d_{w1} = m\,(q + 2x)$	74,30
6. Угол подъема винтовой линии червяка, град. по делительной окружности	$\operatorname{tg}\gamma = z_1/q$	0,20 $\gamma = 11°19'$
7. Угол подъема винтовой линии червяка, град. по начальной окружности	$\operatorname{tg}\gamma_w = m\,z_1/d_{w1}$	0,1696 $\gamma_w = 9°37'$
8. Угол подъема винтовой линии червяка, град. по основной окружности	$\cos\gamma_b = \cos\alpha_n \cdot \cos\gamma$	0,9214 $\gamma_b = 22°52'$
9. Диаметр основной окружности, мм	$d_{b1} = m\,z_1/\operatorname{tg}\gamma_b$	29,89
10. Высота витка червяка, мм	$h_1 = h_1^* m = (2{,}0 + 0{,}2\cos\gamma)\,m$	13,84
11. Высота головки витка червяка, мм	$h_{a1} = h_a^* m$	6,3
12. Диаметр вершин зубьев, мм:		
- витков червяка	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$	75,60
- червячного колеса	$d_{a2} = d_2 + 2\,(h_a + x)\,m$	269,60
13. Наибольший диаметр червячного колеса, мм	$d_{ae2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$ (табл. 3.5.9)	279
14. Радиус закругления впадины зуба, мм	$\rho_{f1} = \rho_f\,m$	1,9
15. Длина нарезной части червяка, мм	b_1 (табл. 3.5.9)	100 Принимаем 125
16. Ширина венца червячного колеса, мм	b_2 (табл. 3.5.9)	55
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	$\bar{S}_{a1}$ (10.1.4.1 п. 1)	9,71 мм
4. Высота до хорды витка	$\bar{h}_{a1}$ (10.1.4.1 п. 2)	6,314 мм
5. Диаметр роликов	$D > 1{,}67\,m$	10,5 мм Принимаем 10,95 мм
6. Размер червяка по роликам	$M = d_1 - (p_1 - s^* m)\cos\gamma / / \operatorname{tg}\alpha + D\,(1/\sin\alpha + 1)$	79,51 мм

3.5.5. ТОЧНОСТЬ КОЛЕС ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ ГОСТ 3675-81

Допуски червячных зубчатых передач определяют по ГОСТ 3675-81. Указанный ГОСТ распространяется на червячные цилиндрические передачи и пары (без корпуса) с червяками ZA, ZI, ZN, ZK, с модулем 1...25 мм, с делительным диаметром червяка до 450 мм и делительным диаметром червячного колеса до 6300 мм.

Установлены 12 степеней точности червяков, червячных колес, червячных пар и червячных передач, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2,..., 11, 12, причем степени 1, 2 и 3 не регламентируются. В общем машиностроении используют 6, 7, 8 и 9 степени точности (табл. 3.5.12).

Для каждой степени определены нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Их можно комбинировать с учетом предусмотренных стандартом правил. Так, нормы плавности работы могут быть не более, чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности, нормы контакта зубьев могут назначаться любой степени, более точной, чем нормы плавности работы.

Степень точности передачи определяется по элементу с наиболее низкими параметрами.

Установлено шесть видов сопряжений червяка с червячным колесом - A, B, C, D, E, H (табл. 3.5.16

и рис. 3.3.5) и восемь видов допуска Tjn на боковой зазор - x, y, z, a, b, c, d, h (в порядке убывания величины бокового зазора и допуска на него).

Рекомендуемое соответствие между видами сопряжения червяка с червячным колесом и степенью точности по нормам плавности (табл. 3.5.16).

Табл. 3.5.16. Виды сопряжений колес в зависимости от степени точности по нормам плавности

ГОСТ 3675-81

Вид сопряжения	A	B	C	D	E	H
Степень точности по нормам плавности	5...12	5...12	3...9	3...8	2...6	2...6

Видам сопряжений H и E соответствует вид допуска на боковой зазор h, а видам сопряжений D, C, B, A - вид допуска d, c, b, a соответственно.

Соответствие между видом сопряжения элементов червячной передачи и видом допуска на боковой зазор допускается изменять. При этом также могут быть использованы виды допуска на боковой зазор x, y, z.

Точность изготовления червячных передач задается степенью точности, а требования к боковому зазору - видом сопряжения по нормам бокового зазора и видом допуска на боковой зазор.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ точности червячной передачи или пары со степенью точности 7 по всем нормам с видом сопряжения элементов передачи B и соответствием между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор:

7-B ГОСТ 3675-81.

При комбинировании норм различных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор точность червяка (колеса, пары, передачи) обозначают последовательным написанием (через тире) трех цифр и двух букв. Первая цифра обозначает степень по нормам кинематической точности, вторая - по нормам плавности работы, третья - степень по нормам контакта зубьев червячного колеса и витков червяка, первая из букв - вид сопряжения, а вторая - вид допуска на боковой зазор.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ точности 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 3675-81.

Показатели кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колеса и витков червяка, а также допуски на эти показатели для различных степеней точности червячной передачи и ее элементов устанавливаются изготовителем передач в соответствии с ГОСТ 3675-81.

3.5.5.1. ДАННЫЕ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ВЗАИМНОГО ПОЛОЖЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

Во второй части таблицы параметров цилиндрических червяков (табл. 3.5.25) 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 хорды $\bar{h}_{a1}$, соответствующие номинальному положению исходного контура;
- номинальный размер червяка по роликам M и диаметр измерительного ролика d (п. 2).

1. ДЕЛИТЕЛЬНАЯ ТОЛЩИНА ВИТКА ПО ХОРДЕ И ВЫСОТА ДО ХОРДЫ

(рис. 3.5.5)

1. Номинальная делительная толщина витка по хорде для червяка, мм,

$$\bar{S}^{*}_{a1} = S\,m\cos\gamma,$$

где $S = 0{,}5\pi$ - 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_s - допуск на толщину витка червяка по хорде, мм.

$E_{\bar{s}s} = E'_{\bar{s}s} + E''_{\bar{s}s}$,

$E'_{\bar{s}s} = f$ (межосевое расстояние a_w, вид сопряжения зубьев), мм, слагаемое 1 (табл. 3.5.3),

$E''_{\bar{s}s} = f$ (межосевое расстояние a_w, степень точности, мм, слагаемое 2 (табл. 3.5.15).

$T_{\bar{s}}$ - допуск на толщину витка червяка.

$T_{\bar{s}} = f$ (вид допуска на боковой зазор, допуск на радиальное биение f_r), мм, (табл. 3.5.16).

$f_r = A \cdot d_1 + C$, мкм,

где d_1 - делительный диаметр червяка, мм,

A, $C = f$ (степень точности) (табл. 3.5.12).

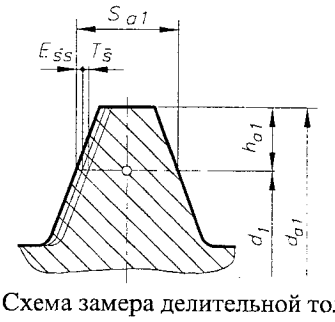


Рис. 3.5.5. Схема замера делительной толщины витка червяка и расположение отклонений и допусков

2. Высота до хорды витка ($\bar{h}_{a1}$) - высота головки зуба до пункта равной толщины витка и межвитковой впадины по хорде, мм , (рис. 3.5.5).

$\bar{h}_{a1}=h_a^* m + 0{,}5\,\bar{S}_{a1}^* \operatorname{tg}(0{,}5 \arcsin(\bar{S}_{a1}^* \operatorname{tg}^2\gamma/d_1))$.

Здесь $h_a^*=1{,}0$ - коэффициент высоты головки витка.

ПРИМЕР: Червяк $m=8$ мм, $d_1=64$ мм, $a_w=192$ мм, (рис. 3.5.9) степень точности $7-C$, $\gamma=14°2'10''$.

$\bar{S}_{a1}^*=1{,}571m\cos\gamma=1{,}571\cdot8\cdot0{,}9703=12{,}195$ мм;

$E'_{\bar{s}s}=0{,}12$ мм (табл. 3.5.17);

$E''_{\bar{s}s}=0{,}09$ мм (табл. 3.5.18);

$E_{\bar{s}s}=E'_{\bar{s}s}+E''_{\bar{s}s}=0{,}12+0{,}09=0{,}21$ мм;

$A=0{,}07$, $C=15$, (табл. 3.5.19);

$f_r=A\,d_1+C=0{,}07\cdot54+15=18{,}8$ мкм;

$T_{\bar{s}}=0{,}045$ мм (табл. 3.5.20);

$\bar{S}_{a1}=(\bar{S}_{a1}^*-E_{\bar{s}s})-T_{\bar{s}}=(12{,}195-0{,}21)_{-0{,}045}=11{,}99_{-0{,}05}$ мм.

$\bar{h}_{a1}=1\cdot8+0{,}5\cdot12{,}195\ \operatorname{tg}(0{,}5\arcsin(12{,}195\operatorname{tg}^2 14°2'/64))=8{,}04$ мм.

Табл. 3.5.17. 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. 3.5.18. 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. 3.5.19. 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. 3.5.20. 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

2. НОМИНАЛЬНЫЙ РАЗМЕР ЧЕРВЯКА ПО РОЛИКАМ

Номинальный размер по роликам M - расчетный наружный размер, соответствующий номинальной толщине витка червяка (рис. 3.5.6).

Диаметр роликов, мм, $D>1{,}67\,m$.

Номинальный размер по роликам, мм,

$M=d_1-(p_1-h_{a1}^* m)\cos\gamma/\operatorname{tg}\alpha+D(1/\sin\alpha+1)$.

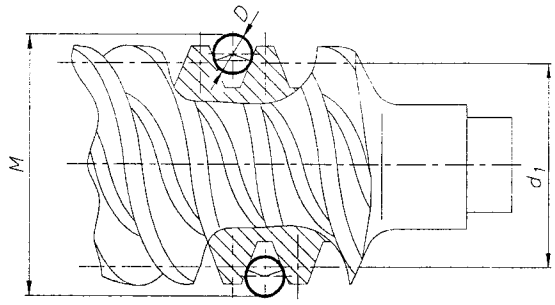


Рис. 3.5.6. Схема замера размера M

ПРИМЕР: Червяк $m=8$ мм, $d_1=64$ мм, $a_w=192$ мм, (рис. 3.5.9) $\alpha=20°$, $h_{a1}^*=1{,}0$, $\gamma=14°2'10''$.

$D>1{,}67\,m=1{,}67\cdot8=10{,}5$ мм. Принимаем $D=10{,}95$ мм;

$p=\pi m=3{,}14\cdot8=25{,}13$ мм;

$M=d_1-(p-h_{a1}^* m)\cos\gamma/\operatorname{tg}\alpha+D(1/\sin\alpha+1)=$

$=64-(25{,}13-1\,8)\cos14°2'10''/\operatorname{tg}20°+10{,}95\,(1/\sin20°+1)=$

$=79{,}51$ мм.

3.5.6. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯКОВ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС [4, 15, 21, 50]

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.

ОПРЕДЕЛЯЮТ:

$d_{ст}=d_{вал}+2g_{ст}$;

$L_{ст}=(1{,}4...1{,}8)d_{вал}$;

$g_{ст}=(0{,}35...0{,}40)d_{вал}$

$-$стальное литье;

$g_{ст}=(0{,}40...0{,}45)d_{вал}$ $-$чугун;

$2\varphi=(100°...110°)$;

$c=(0{,}2...0{,}3)\,b_2$;

$d_{винт}=(0{,}6...0{,}7)g$;

$L_{винт}=(2{,}0...3{,}0\ d_{винт}$;

$D_{отв}=0{,}5(d_{a2}-4{,}4m-4g+d_{ст})$;

$d_{отв}=0{,}25(d_{a2}-4{,}4m-4g-d_{ст})$;

$D_{отв}$, $d_{отв}$ $-$целые числа;

$h=(0{,}15...0{,}2)b_2$;

$t=0{,}1\,b$.

1. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯКОВ

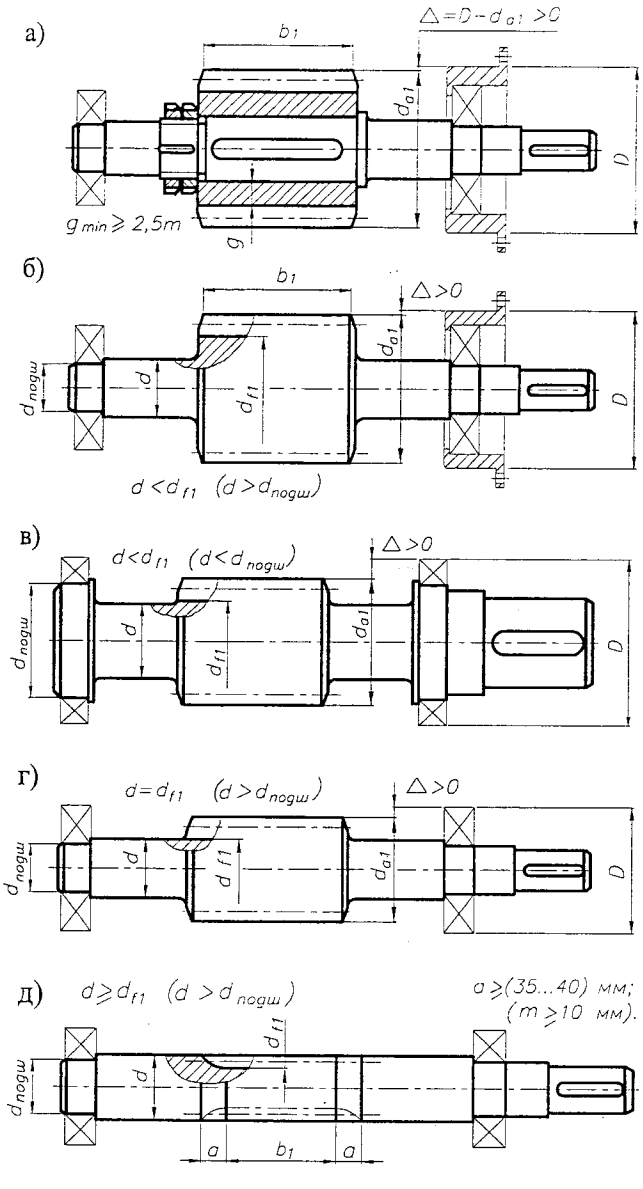
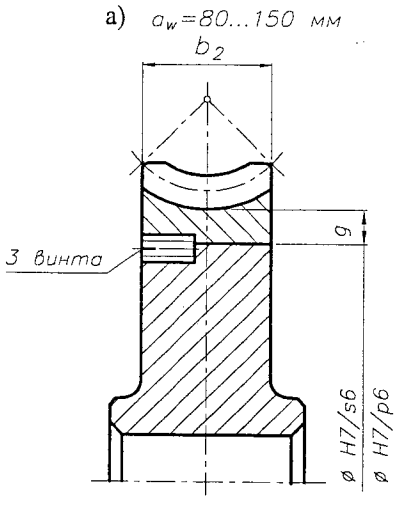


Рис. 3.5.7. Конструкции черяков и соотношения их размеров для возможности установки в корпусе

2. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС



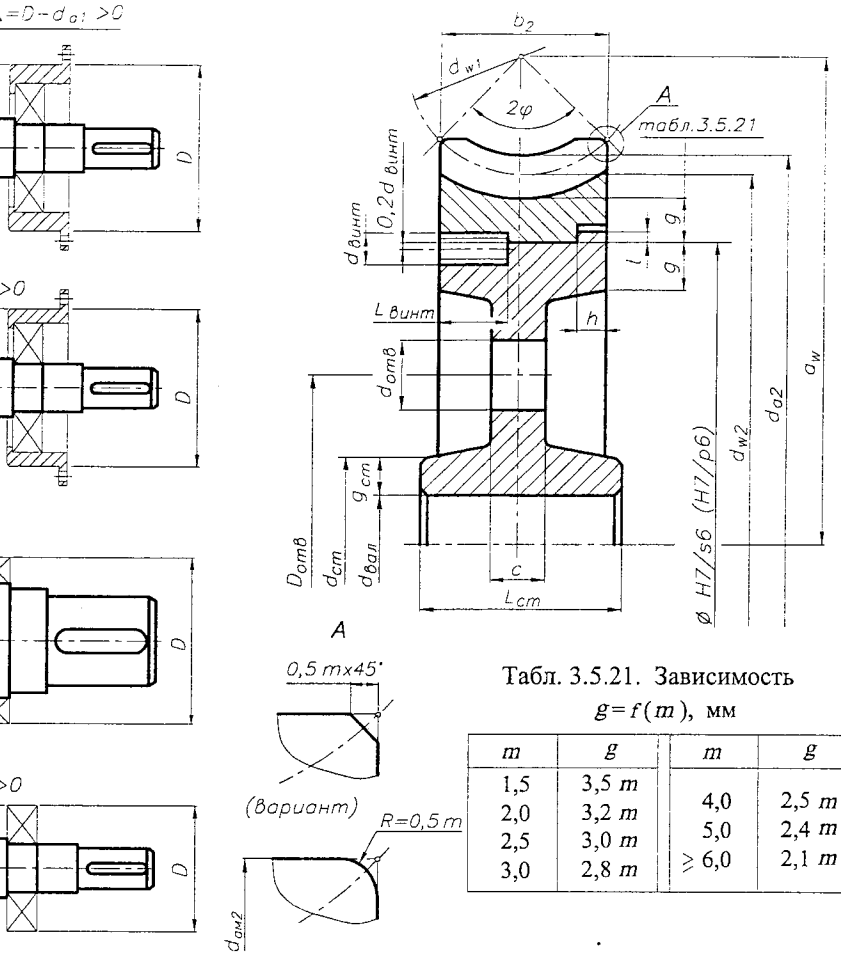
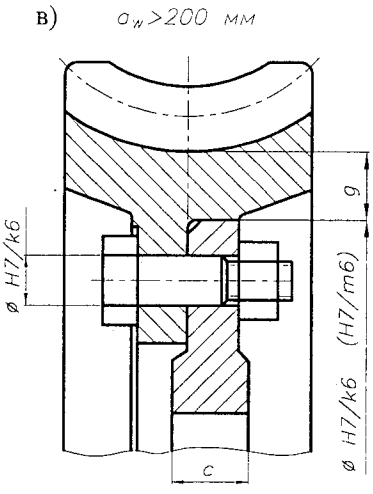


Табл. 3.5.21. Зависимость $g = f(m)$, мм

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	$\geq$ 6,0	2,1 m
3,0	2,8 m		



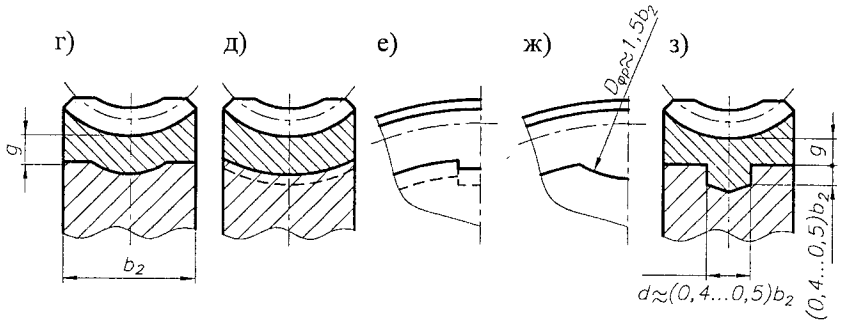


Рис. 3.5.8. Конструкции черячных колес:
а) - в) при единичном и мелкосерийном производстве;
г) - з) при серийном производстве

3.5.7. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯКОВ

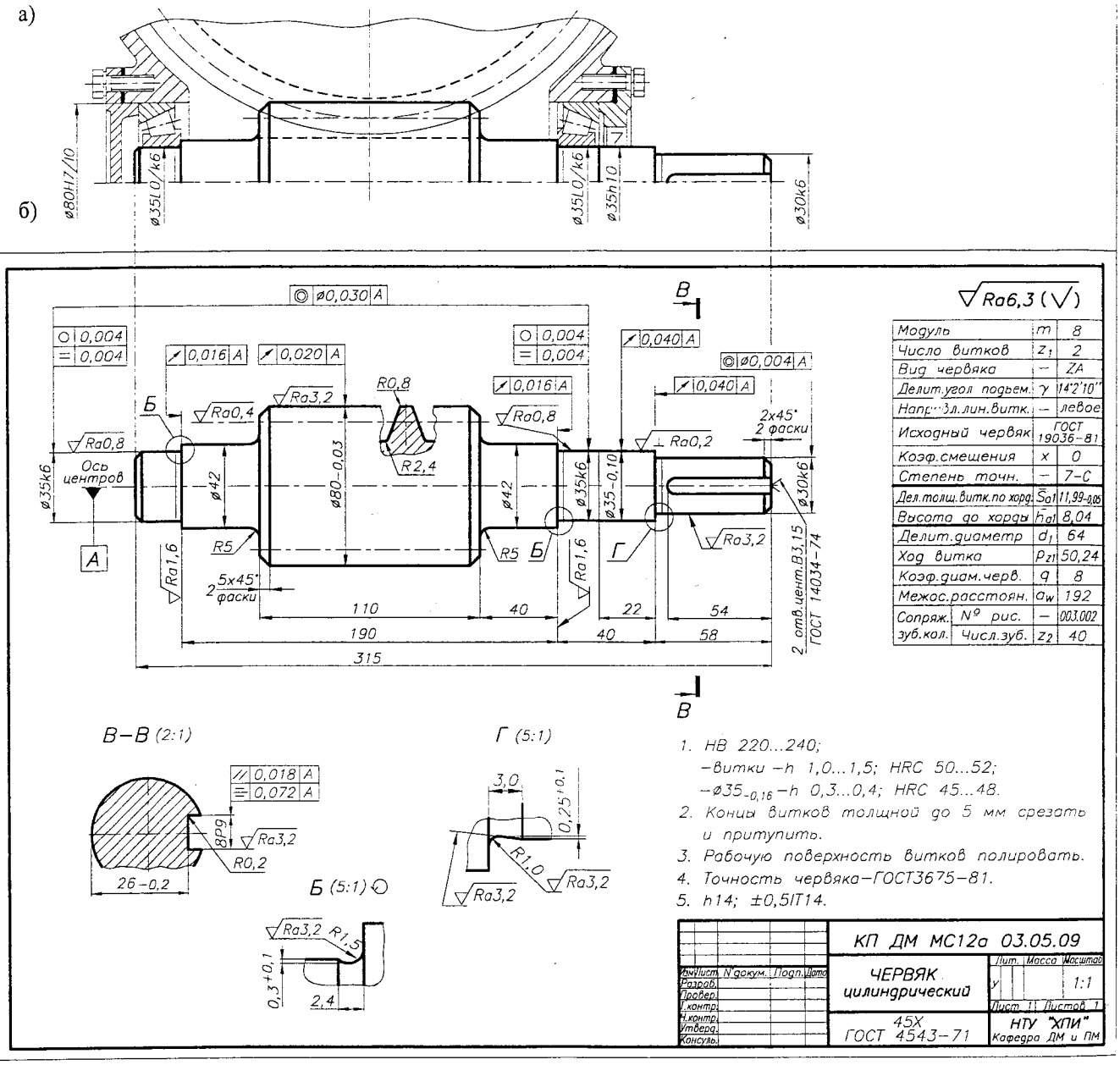


Рис. 3.5.9. Конструирование червяков:
а) червяк с установленными и окружающими частями; б) рабочий чертеж червяка

1. МАТЕРИАЛ ЧЕРВЯКОВ

Червяки обычно изготовляют из углеродистых качественных конструкционных сталей типа 40, 45 (ГОСТ 1050-88), из легированных конструкционных хромистых типа 40Х, 45Х, из хромомарганцовистых сталей типа 18ХГТ, 20ХГТ (ГОСТ 4543-71). Витки червяка подвергают термообработке до HRC 48...58, место под уплотнения - до HRC 45...48 с последующим шлифованием.

Для червяков 9 степени точности витки не подвегают термообработке и не шлифуют.

2. ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯКОВ

На чертеже цилиндрического червяка в соответствии с ГОСТ 2.406-76 должны быть указаны размеры (рис. 3.5.10) и помещена таблица параметров червяка (табл. 3.5.22).

Табл. 3.5.22. Таблица параметров червяка

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.	N° рис.	–	
зуб.кол.	Числ.зуб.	z_2	
		10	35

min 7, 20, 110

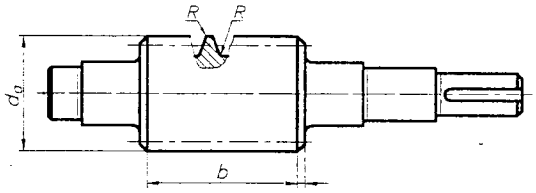


Рис. 3.5.10. Необходимые размеры червяка

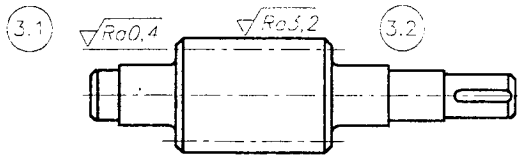
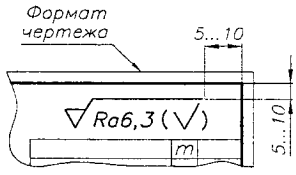


Рис. 3.5.11. Шероховатость поверхностей червяка

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (табл. 3.5.23, рис. 3.5.11)

Табл. 3.5.23. Шероховатость поверхностей

		Степень точности червячной передачи			
		6	7	8	9
3.1	Рабочая поверхность витков	*Ra0,4...0,8*	*Ra0,4...0,8*	*Ra0,8...1,6*	*Ra0,8...1,6*
3.2	Диаметр вершин витков	*Ra1,6*	*Ra1,6...3,2*	*Ra3,2*	*Ra3,2*
3.3	Поверхности входного участка вала червяка, мест установки подшипников, уплотнений (4.7 п. 4; 5.7 п. 2; 6.1.1).				
3.4	Другие необозначенные поверхности				



4. ПОЛЯ ОТКЛОНЕНИЙ

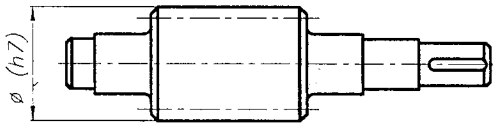


Рис. 3.5.12. Поля отклонений для червяка

На чертеже червяка отклонение заготовки под диаметр вершин витков *h7* представить численно.

Поля допусков и посадки входного участка вала червяка, мест установки подшипников и уплотнений - 4.7 п. 3; 5.7 п. 1; 6.1.1.

5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

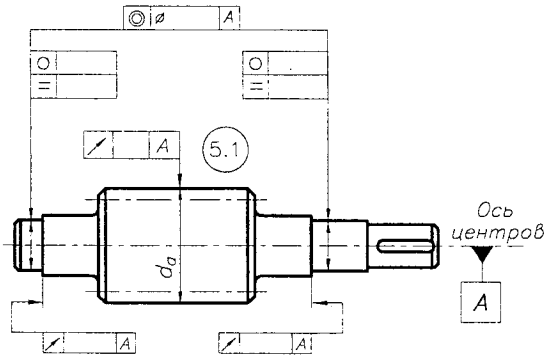


Рис. 3.5.13. Допуски формы и расположения для червяка

5.1. Допуск радиального биения ☑ поверхности заготовки под диаметр вершин витков относительно оси *A* (поверхностей *A-A*) (табл. 3.5.24, рис. 3.5.13).

5.2. Допуски формы и расположения поверхностей входного участка вала червяка, мест установки подшипников, уплотнений - 4.7 п. 5; 5.7 п. 3; 6.1.1.

Табл. 3.5.24. Допуски радиального биения заготовок червяка

Степень точности	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

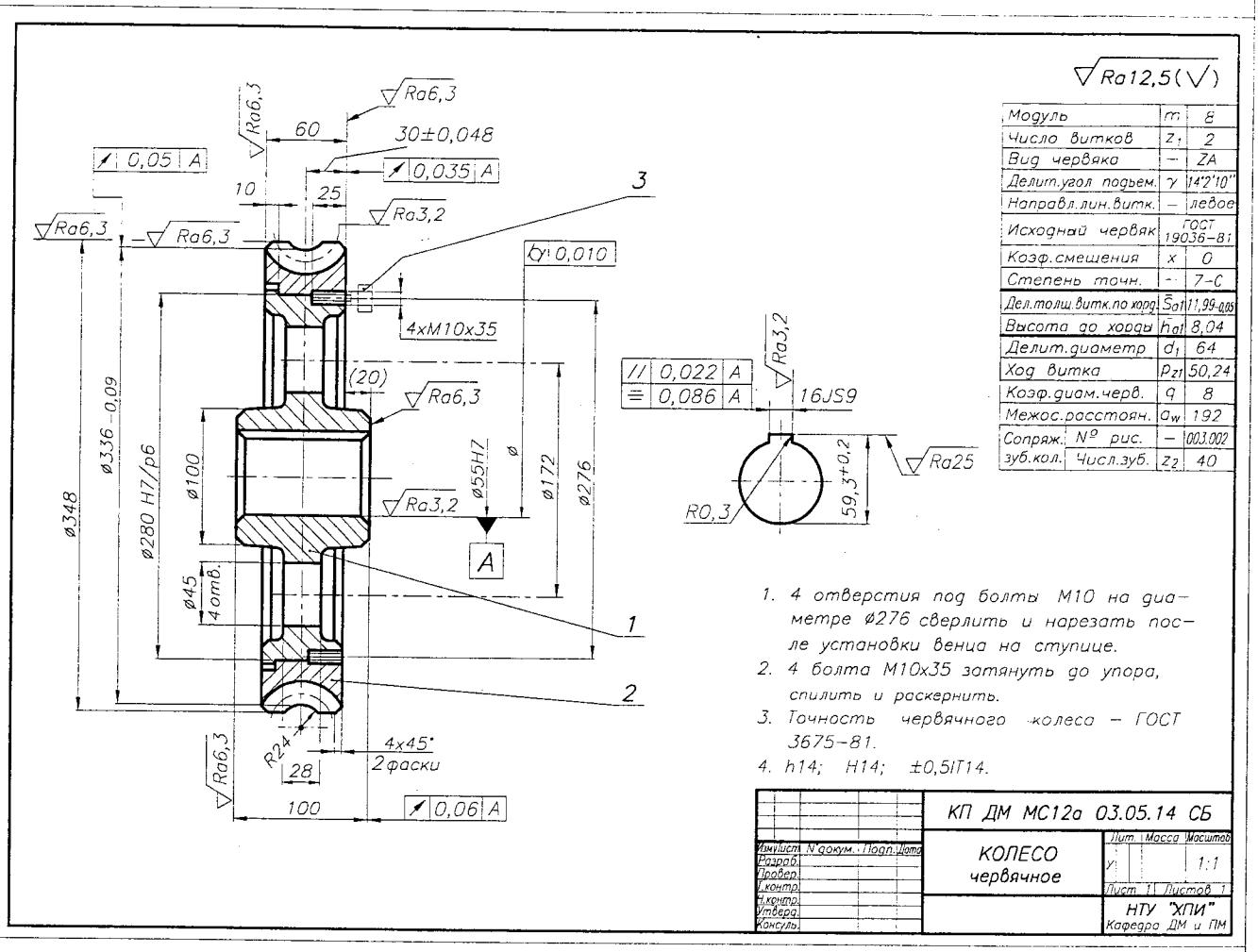
6. ТЕРМООБРАБОТКА ЧЕРВЯКА

6.1. Витки – *h 1,0...1,5; 50...52 HRC* – для степеней точности 7 и 8.

6.2. *250...280 HB* - для степеней точности 8 и 9.

6.3. Термообработка мест установки уплотнений - 6.1.1 п. 6.

3.5.8. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС



Модуль	m	8
Число витков	z_1	2
Вид червяка	–	ZA
Делит.угол подъем.	γ	14°2'10"
Направл.лин.витк.	–	левое
Исходный червяк		ГОСТ 19036–81
Коэф.смещения	x	0
Степень точн.	–	7-С
Дел.толщ.витк.по хорде	$\bar{S}_{a1}$	11,99-0,05
Высота до хорды	$\bar{h}_{a1}$	8,04
Делит.диаметр	d_1	64
Ход витка	p_{z1}	50,24
Коэф.диам.черв.	q	8
Межос.расстоян.	a_w	192
Сопряж. зуб.кол.	№ рис.	–
	Числ.зуб.	z_2 40

Рис. 3.5.14. Конструирование червячных колес

1. МАТЕРИАЛ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Материал венца червячных колес $f(\vartheta_s)$ (табл. 3.5.4).

Ступицы червячных колес обычно выполняют из серого чугуна (ГОСТ 1412-85).

2. ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

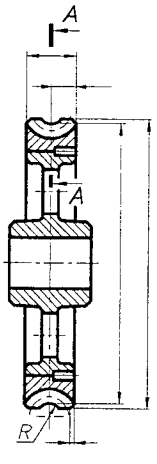


Рис. 3.5.15. Необходимые размеры червячного колеса

Табл. 3.5.25. Таблица параметров червячного колеса

Формат чертежа

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

min 7, 20, 10, 35, 110

На чертеже червячного колеса в соответствии с ГОСТ 2.406-76 должны быть указаны размеры (рис. 3.5.15) и помещена таблица параметров червячного колеса (табл. 3.5.25).

3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

3.1. Отклонения f_x размера a (табл. 3.5.26).

3.2. На чертеже червячного колеса отклонение $h8$ заготовки под диаметр вершин зубьев представить численно.

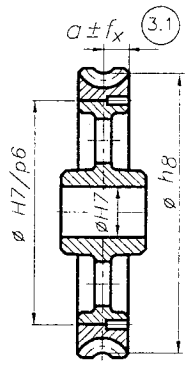


Рис. 3.5.16. Поля допусков и посадки червячного колеса

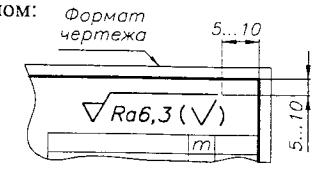
Табл. 3.5.26. Отклонения f_x размера a

Степень точности	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

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 3.5.17, табл. 3.5.27)

Табл. 3.5.27. Шероховатость поверхностей

		Степень точности червячной передачи			
		6	7	8	9
4.1	Рабочая поверхность зубьев	Ra1,6	Ra1,6	Ra3,2	Ra6,3
4.2	Диаметр вершин зубьев	Ra6,3	Ra6,3...12,5	Ra12,5	Ra12,5
4.3	Боковая базовая поверхность венца (ступицы)	Ra3,2	Ra3,2...6,3	Ra6,3	Ra12,5
4.4	Поверхность ступицы, сопряженная с валом: для $d_{вал} \leq 80$ мм – Ra1,6...3,2, для $d_{вал} > 80$ мм – Ra3,2...6,3.				
4.5	Другие необозначенные поверхности				



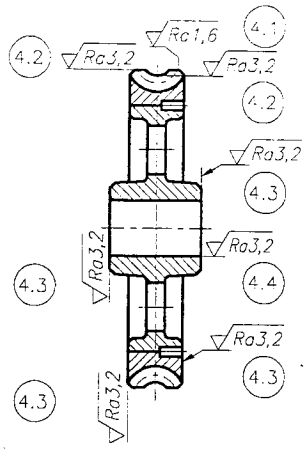


Рис. 3.5.17. Шероховатость поверхностей червячного колеса

5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ (рис. 3.5.18, табл. 3.5.28)

5.1. Допуск радиального биения ◪ поверхности заготовки венца под диаметр вершин зубьев колеса относительно поверхности A (табл. 3.5.28).

5.2. Допуск осевого биения ◪ базовых поверхностей венца и ступицы колеса относительно поверхности A (табл. 3.3.27).

Табл. 3.5.28. Допуски радиального биения заготовок венца червячных колес

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

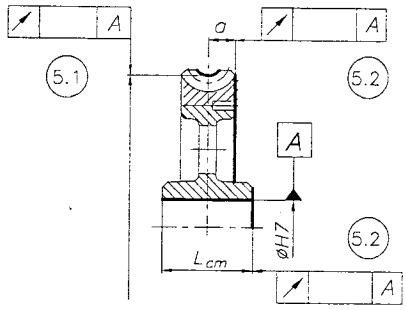


Рис. 3.5.18. Допуски формы и расположения поверхностей червячного колеса

3.5.9. ПРИМЕРЫ ЧЕРТЕЖЕЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

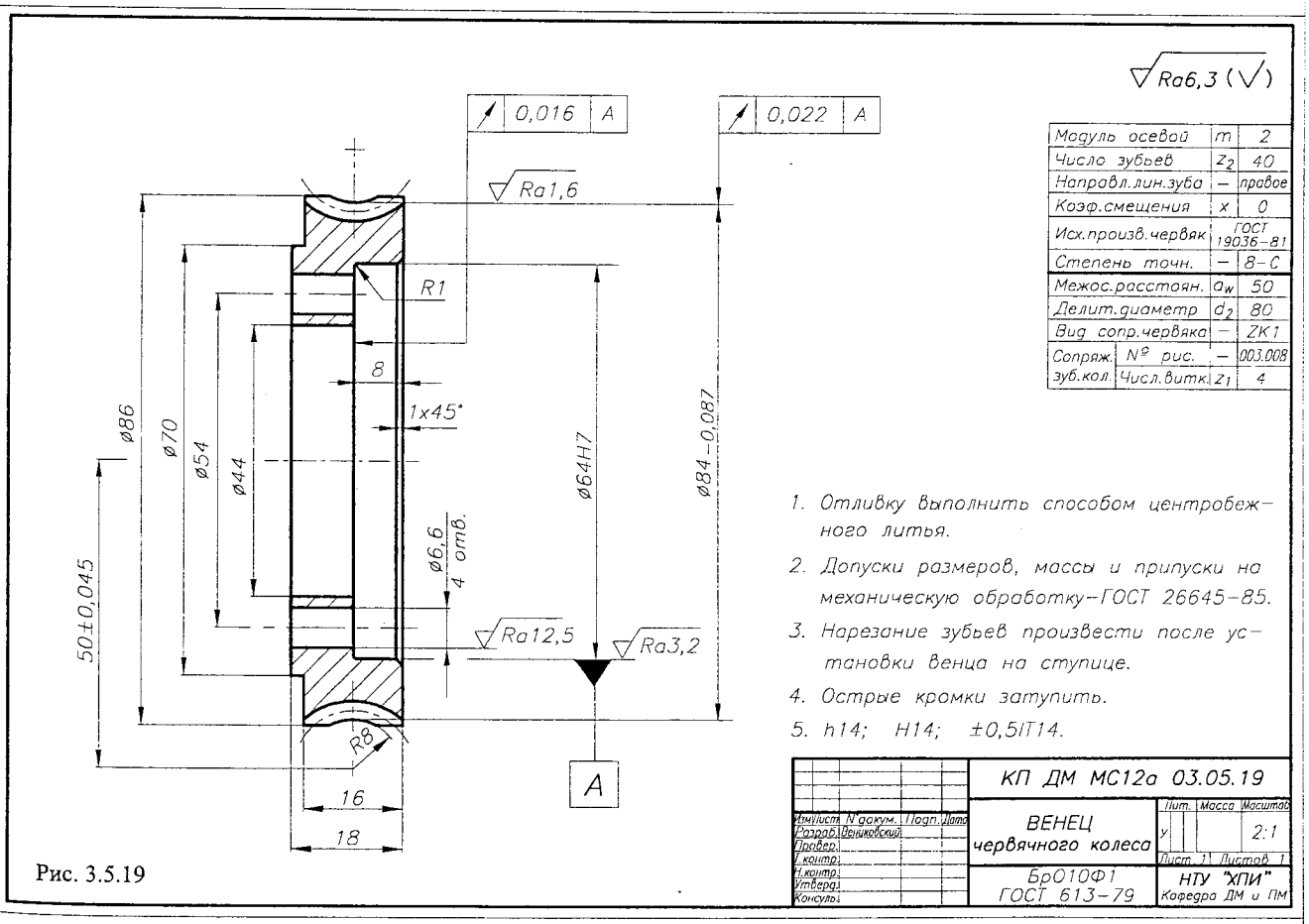
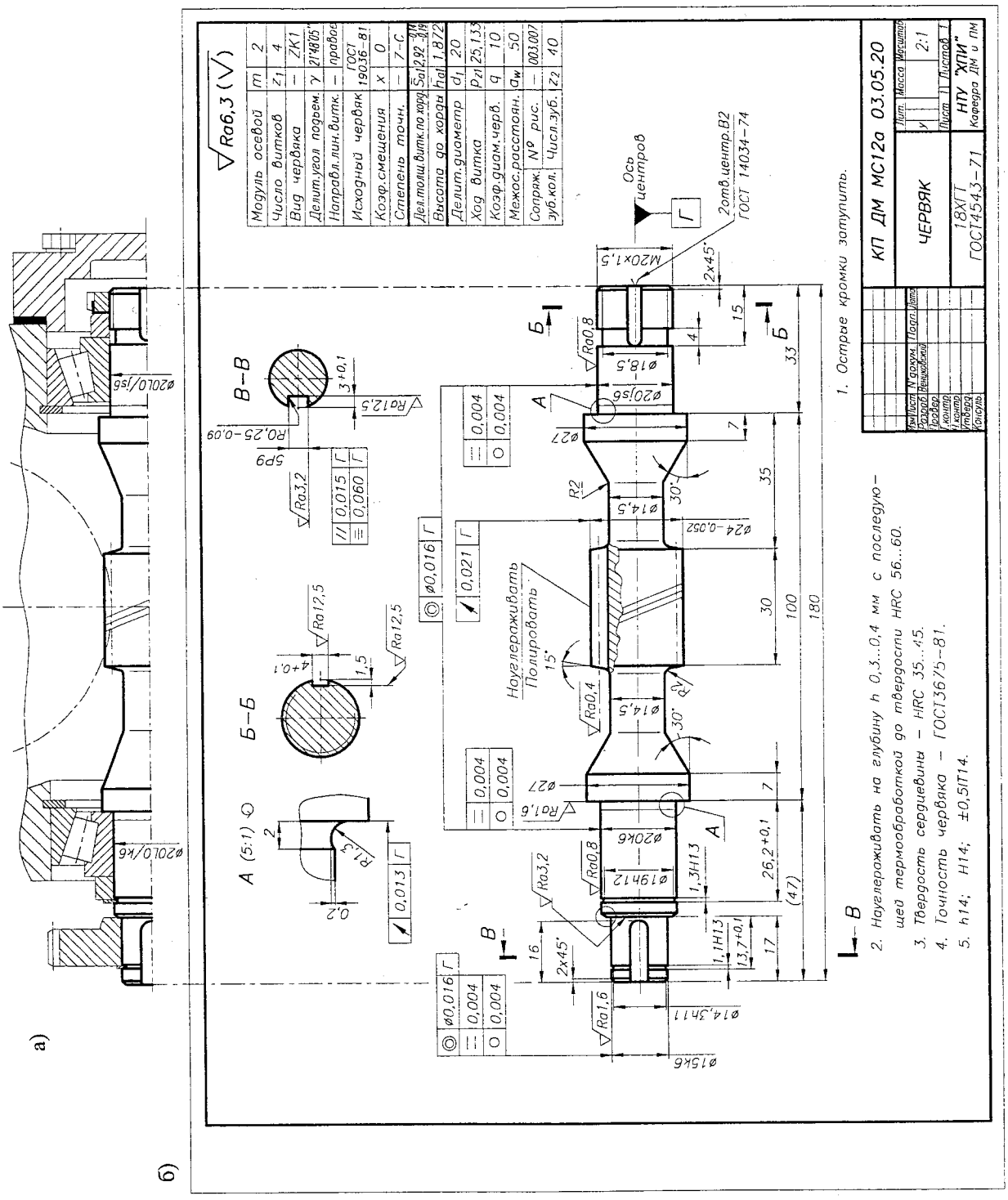
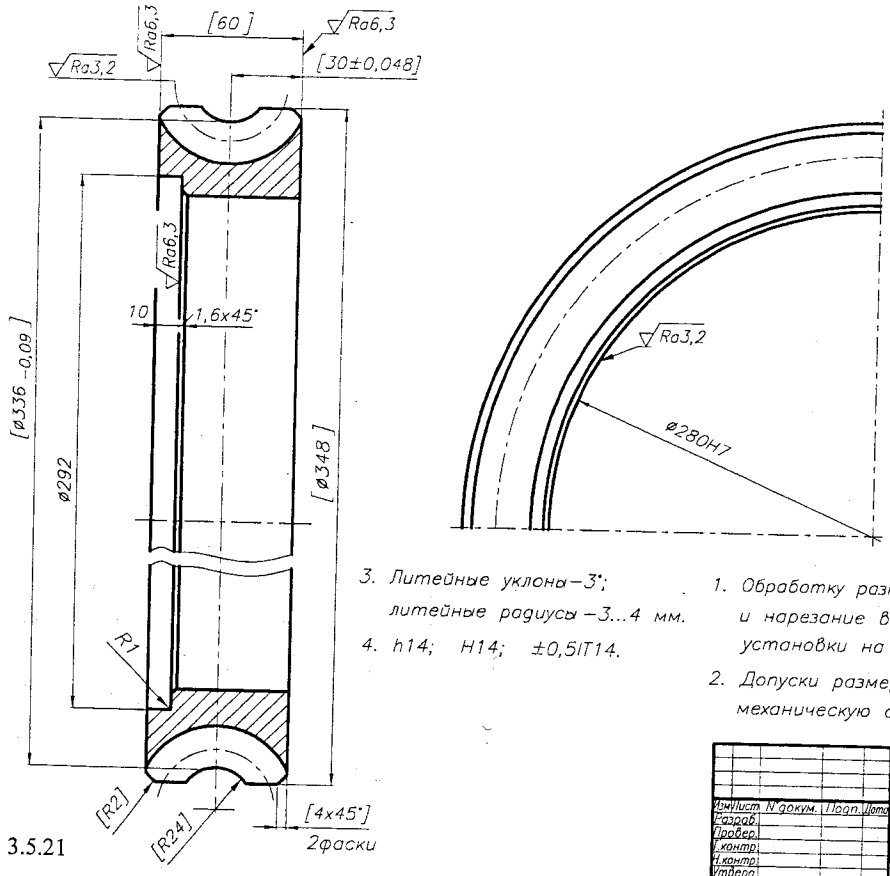


Рис. 3.5.19



а) червяк с установленными на нем и окружающими частями; б) рабочий чертеж червяка

Рис. 3.5.20. Конструирование червяка:



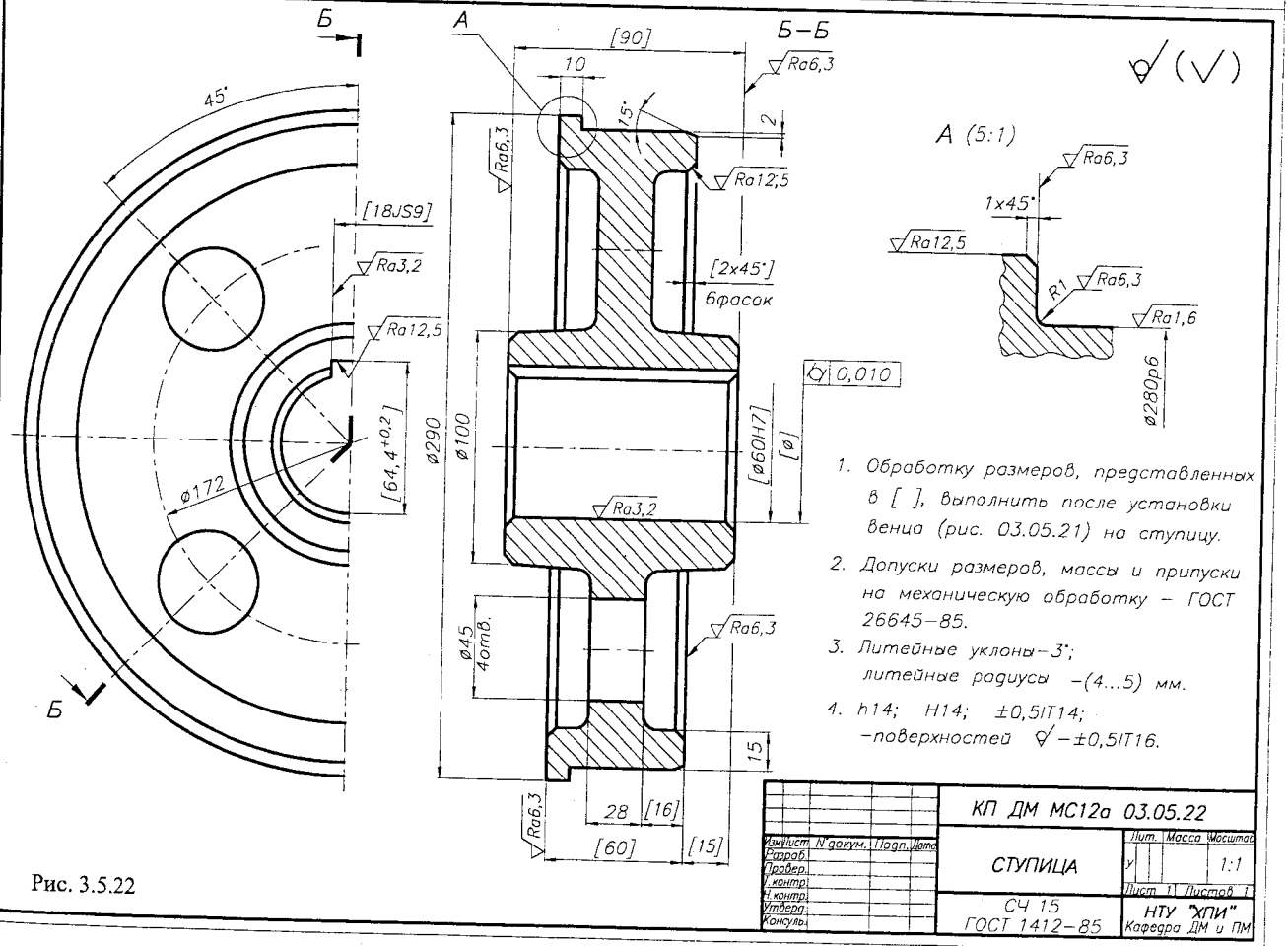
Модуль	m	8
Число зубьев	z_2	40
Направл.лин.зубо	–	правое
Коэф.смещения	x	0
Исх.производ.червяк		ГОСТ 19036-81
Степень точн.	–	8-С
Межос.расстоян.	a_w	320
Делит.диаметр	d_2	192
Вид сопр.червяка	–	ZA
Сопряж. зуб.кол. № рис.	–	003.002
Сопряж. зуб.кол. Числ.витк	z_1	2

3. Литейные уклоны – 3°; литейные радиусы – 3...4 мм.
4. h14; H14; ±0,5IT14.

1. Обработку размеров, представленных в [ ], и нарезание венца выполнить после его установки на ступицу (рис. 03.05.22).
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645-85.

	КП ДМ МС12а 03.05.21		
Изм. Лист N докум. Подп. Дата	ВЕНЕЦ	Лит.	Масса / Масштаб
Разраб. / Провер. / Т.контр. / Н.контр. / Утверд. / Консульт.		У	1:1
		Лист 1	Листов 1
	БрО10Ф1 ГОСТ 613-79	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	

Рис. 3.5.21



1. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить после установки венца (рис. 03.05.21) 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.

	КП ДМ МС12а 03.05.22		
Изм. Лист N докум. Подп. Дата	СТУПИЦА	Лит.	Масса / Масштаб
Разраб. / Провер. / Т.контр. / Н.контр. / Утверд. / Консульт.		У	1:1
		Лист 1	Листов 1
	СЧ 15 ГОСТ 1412-85	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	

Рис. 3.5.22

4. ВАЛЫ

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Валы предназначены для передачи крутящих моментов и поддержания вращающихся вместе с ними деталей. Валы, несущие на себе детали, через которые передается крутящий момент, воспринимают от этих деталей нагрузки и работают на изгиб и кручение. От действия осевых нагрузок валы работают также на растяжение (сжатие).

Оси служат для поддержания установленных на них деталей и выполняются вращающимися и неподвижными. Они не передают крутящих моментов.

Различают валы прямые, коленчатые и гибкие. Наиболее распространены валы прямые. Коленчатые валы служат для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное или наоборот, применяются в поршневых машинах и относятся к валам специальным, куда относят также валы гибкие, представляющие собой многозаходные витые из проволок пружины кручения.

Оси и валы в большинстве случаев имеют круглое сплошное или кольцевое поперечное сечение.

Прямые валы в зависимости от назначения изготовляют либо постоянного диаметра по всей длине (трансмиссионные валы), либо ступенчатыми, т.е. различного сечения на отдельных участках, что удобно для установки на них деталей.

Участки осей и валов, которыми они опираются на подшипники, называют:
- при восприятии радиальных нагрузок - цапфами,
- при восприятии осевых нагрузок - пятами.

Концевые цапфы, работающие в подшипниках скольжения, называют шипами, а цапфы, расположенные на некотором расстоянии от концов валов (осей), называют шейками.

Посадочные участки валов (осей), на которых устанавливают вращающиеся детали, выполняют преимущественно цилиндрическими или гораздо реже - коническими. Последние применяют, например для облегчения установки на вал и снятия с него тяжелых деталей при необходимости повышенной точности центрирования деталей.

Поверхность плавного перехода от одной ступени вала к другой называют галтелью. Разность между диаметрами соседних ступеней валов для уменьшения концентрации напряжений должна быть возможно меньшей.

Диаметры посадочных участков валов, на которых устанавливают вращающиеся детали, должны быть выбраны из числа нормальных линейных размеров.

Основными критериями работоспособности валов (осей) являются их прочность и жесткость.

Переменные по величине или направлению силы, действующие на валы, вызывают в них переменные напряжения. Постоянные по величине и направлению силы вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся валах и осях - переменные напряжения.

Неподвижные оси, в которых возникают постоянные напряжения, рассчитывают на статическую прочность.

При конструировании валов и осей для определения размеров и принятия соответствующей конструкции их также рассчитывают на статическую прочность, а затем проверяют на выносливость.

Валы, которые могут выйти из строя из-за колебаний, дополнительно рассчитывают на колебания.

Рекомендуемый порядок проектирования валов:

1. Предварительный расчет валов.

Выполняют на этапе кинематического расчета привода (редуктора), когда известны только величины крутящих моменов на валах. Состоит в определении диаметров валов из расчета на кручение (см. 2.6, табл. 2.6.4).

2. Проектировочный расчет валов.

Выполняют после прочностного расчета всех передач привода (редуктора). Состоит в определении диаметров валов в расчетных и промежуточных сечениях расчетной схемы из условия прочности на изгиб, кручение, растяжение (сжатие).

Выполнению проектировочного расчета валов предшествуют:

2.1. Выполнение компоновки редуктора (привода).

Цель компоновки:
- определение расстояния между опорами валов;
- определение пунктов приложения сил, нагружающих валы.

2.2. Составление расчетных схем валов, состоящее в определении величин и направлений сил, нагружающих валы в расчетных плоскостях, с учетом результатов компоновки.

После проектировочного расчета на основе определенных ранее диаметров валов устанавливают их форму.

3. Конструирование валов.

4. Проверка прочности валов на усталостную прочность.

При необходимости выполняют проверку валов на жесткость (см. 3.5.2, п. 5) и расчет на колебания.

4.2. КОМПОНОВКА РЕДУКТОРОВ

4.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Компоновку редуктора выполняют после завершения прочностных расчетов зубчатых передач на миллиметровой бумаге, карандашом, в масштабе 1:1 (1:2).

Компоновку редуктора выполняют для:
- 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;
- размещения внутри редуктора зубчатых колес всех ступеней так, чтобы получить минимальные внутренние размеры редуктора ($B_{вн}$ и $L_{вн}$).

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1.1. Размеры зубчатых цилиндрических, конических и червячных передач (3.3.2.1, 3.3.2.2, рис. рис. 3.3.2; 3.4.3.1, 3.4.3.2, рис. 3.4.4; 3.5.2, рис. 3.5.3).

1.2. Диаметры валов $d_{вал}$ после их предварительного определения (табл. 2.6.4).

2. ОПРЕДЕЛЯЮТ:

2.1. $L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1,6...1,8) d_{вал}$ - длину и диаметр ступиц.

2.2. Выбирают из каталога подшипников или из 15.7 (без расчета) габаритные размеры $[D,\ B,\ (T)]$ соответствующих подшипников качения средней серии с внутренним диаметром $d = d_{вал}$ (рис. 4.2.1).

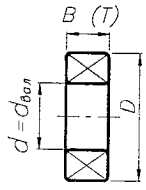


Рис. 4.2.1. Габаритные размеры подшипника качения

3. РАЗМЕРЫ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОМПОНОВКИ:

3.1. δ - толщина стенки редуктора.

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 (бóльшая величина) $\begin{cases} \delta = (0,04\, a_{w\,черв} + 3) \text{ мм;} \\ \delta = (0,025\, a_{w\,цил} + 3) \text{ мм.} \end{cases}$

3.2. Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора:
- до боковой поверхности вращающейся части $e = (1,0...1,2)\,\delta$ мм;
- до боковой поверхности подшипника качения $e_1 = 3...5$ мм.

3.3. Расстояние в осевом направлении между вращающимися частями, смонтированными на:
- на одном валу $e_2 = 0...5$ мм;
- на разных валах $e_3 = (0,5...1,0)\,\delta$ мм.

3.4. Радиальный зазор между зубчатым колесом одной ступени и валом другой ступени (min) $e_4 = (1,2...1,5)\,\delta$ мм.

3.5. Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев:
- до внутренней поверхности стенки редуктора $e_5 = 1,2\,\delta$ мм;
- до внутренней нижней поверхности стенки корпуса (величину e_6 определяет также объем масляной ванны, см. 8.4...8.6, 9.3) $e_6 = (5...10)\,m$ мм.

3.6. Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных наружных частей редуктора $e_7 = 5...8$ мм.

3.7. Ширина фланцев S, соединяемых болтом диаметром $d_{болт2} = 1,5\,\delta$ $S_2 = \kappa + \delta + 6$ мм;
$d_{болт3} = 1,0\,\delta$ $S_3 = \kappa + \delta$ мм,
где $\kappa = f(d_{болт})$ (табл. 4.2.1).

3.8. Размеры боковых крышек (8.2, 8.11) $D_1,\ D_2,\ h_1 = f(D)$ мм.

3.9. Высота головки болта $h_{гб} = 0,8\,h_1$ мм.

3.10. Толщина фланца втулки $h_2 = h_1$ мм.

3.11. Толщина стакана (табл. 8.12) $h_3 = f(D)$ мм.

3.12. Высота расположения осей редуктора h мм (табл. 8.9.7).

3.13. Длина цилиндрической части крышки (выбирается конструктивно) $h_{4min} = 5,0$ мм.

3.14. Расстояние между боковыми поверхностями подшипников, монтируемых парами $h_5 = 0...5$ мм.

3.15. Другие неуказанные параметры корпуса редуктора (8.1, 8.4-8.6).

После оценки необходимых (не всех) размеров выполняют компоновку редуктора (4.2.2-4.2.7).

Результатом компоновки являются размеры L, L_1, L_2, L_3, определяемые замером их на миллиметровой бумаге.

Табл. 4.2.1. Зависимость $\kappa = f(d_{болт})$, мм

$d_{болт}$	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
κ	24	28	32	36	40	44	48	52	56	62	68
c	13	15	17	20	22	24	26	28	30	34	37

4.2.2. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры цилиндрической передачи (3.3.2.1, 3.3.2.2, рис. 3.3.2), мм:

- межосевое расстояние a_w;
- диаметры колес $d_{w1(2)}$, $d_{a1(2)}$;
- ширина колес b_1, b_2.

Диаметры валов $d_{\text{вал }1(2)}$, мм (табл. 2.6.4).

Размеры ступиц колес, мм (4.2.1 п. 2.1).

$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1{,}6...1{,}8)\, d_{вал}$.

Размеры подшипников качения, мм (4.2.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (4.2.1).

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (3.3.5.3).

При использовании врезных подшипниковых крышек длину консольного участка вала уменьшают на $(h_{тб}+h_1)$.

F_u - условное обозначение сил, нагружающих вал от зацепления цилиндрической передачи;

F - условное обозначение сил, нагружающих консольные участки валов, где устанавливают шкивы, звездочки, зубчатые колеса, полумуфты и т.д.

На рисунке компоновки следует представить численно размеры L, L_1, L_2, L_3, определяемые их замером на ММ-бумаге, а также $L_{вн}$, $B_{вн}$, $H_{вн}$.

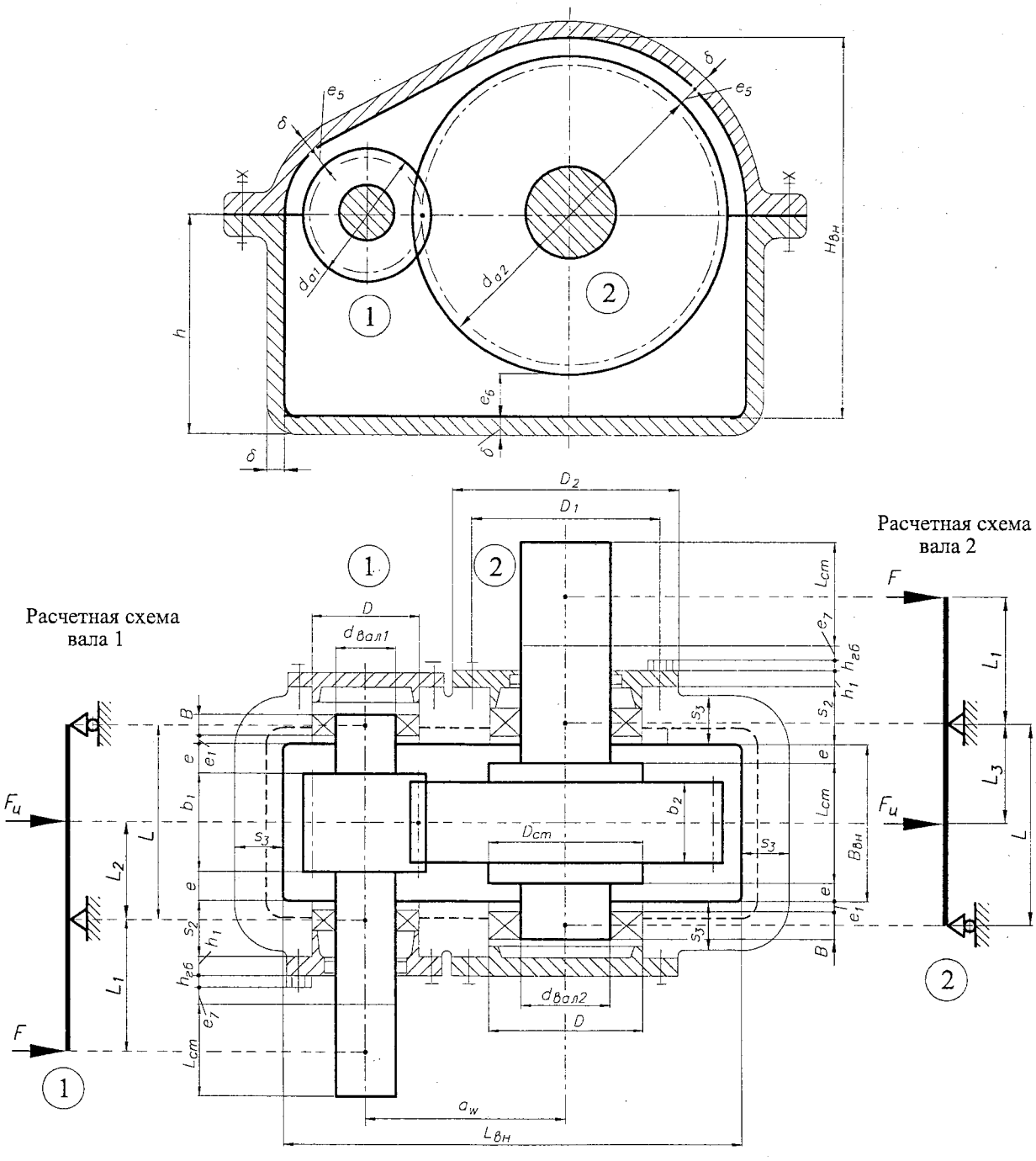


Рис. 4.2.2. Компоновка одноступенчатого цилиндрического редуктора и расчетные схемы валов

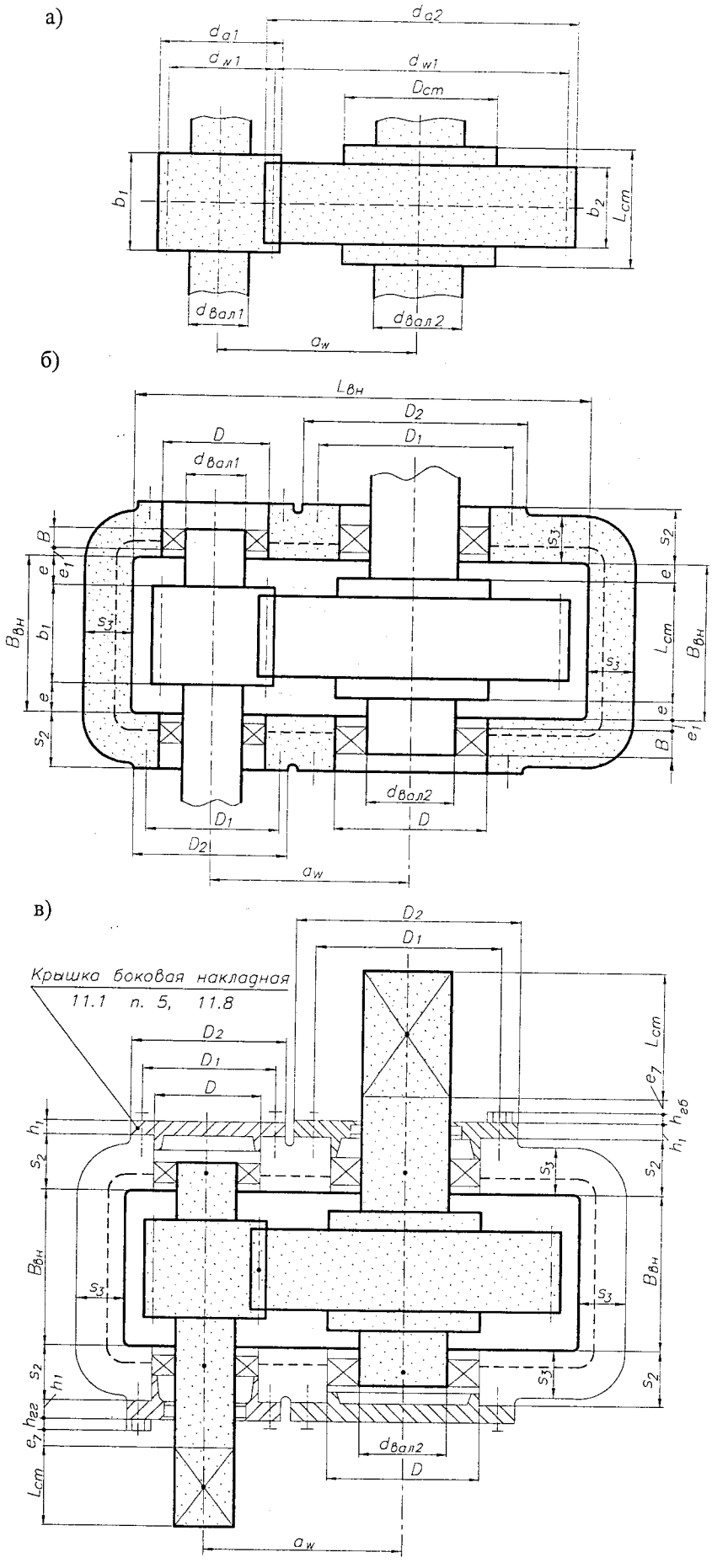


Рис. 4.2.3. Последовательность выполнения компоновки одноступенчатого цилиндрического редуктора:
а) размеры цилиндрической передачи; б) фланцевое соединение "корпус-крышка" и размещение подшипников;
в) установка боковых крышек и определение длин консольных участков валов

4.2.3. КОМПОНОВКА ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры цилиндрических передач I и II ступени (3.3.2.1, 3.3.2.2, рис. 3.3.2), мм:

- межосевое расстояние a_w;
- диаметры колес $d_{w1(2)}$, $d_{a1(2)}$;
- ширина колес b_1, b_2.

Диаметры валов $d_{вал\,1(2,3)}$, мм (табл. 2.6.4).

Размеры ступиц колес, мм (4.2.1 п. 2.1).

$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1{,}6...1{,}8)\, d_{вал}$.

Размеры подшипников качения, мм (4.2.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (4.2.1).

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (3.3.5.3).

При использовании врезных подшипниковых крышек длина консольного участка вала уменьшается на $(h_{тб}+h_1)$.

После выполнения компоновки зубчатых колес I ступени (рис. 4.2.3, *а*) следует, выдержав размер e_2, выполнить компоновку колес II ступени, а далее следовать рекомендациям рис. 4.2.3, *б,в*.

$F_{u1(u2)}$ - условное обозначение сил, нагружающих вал от зацепления цилиндрических передач I и II ступеней;

F - условное обозначение сил, нагружающих консольные участки валов, где устанавливают шкивы, звездочки, зубчатые колеса, полумуфты и т.д.

На рисунке компоновки следует представить численно размеры L, L_1, L_2, L_3, определяемые их замером на ММ-бумаге, а также $L_{вн}$, $B_{вн}$, $H_{вн}$.

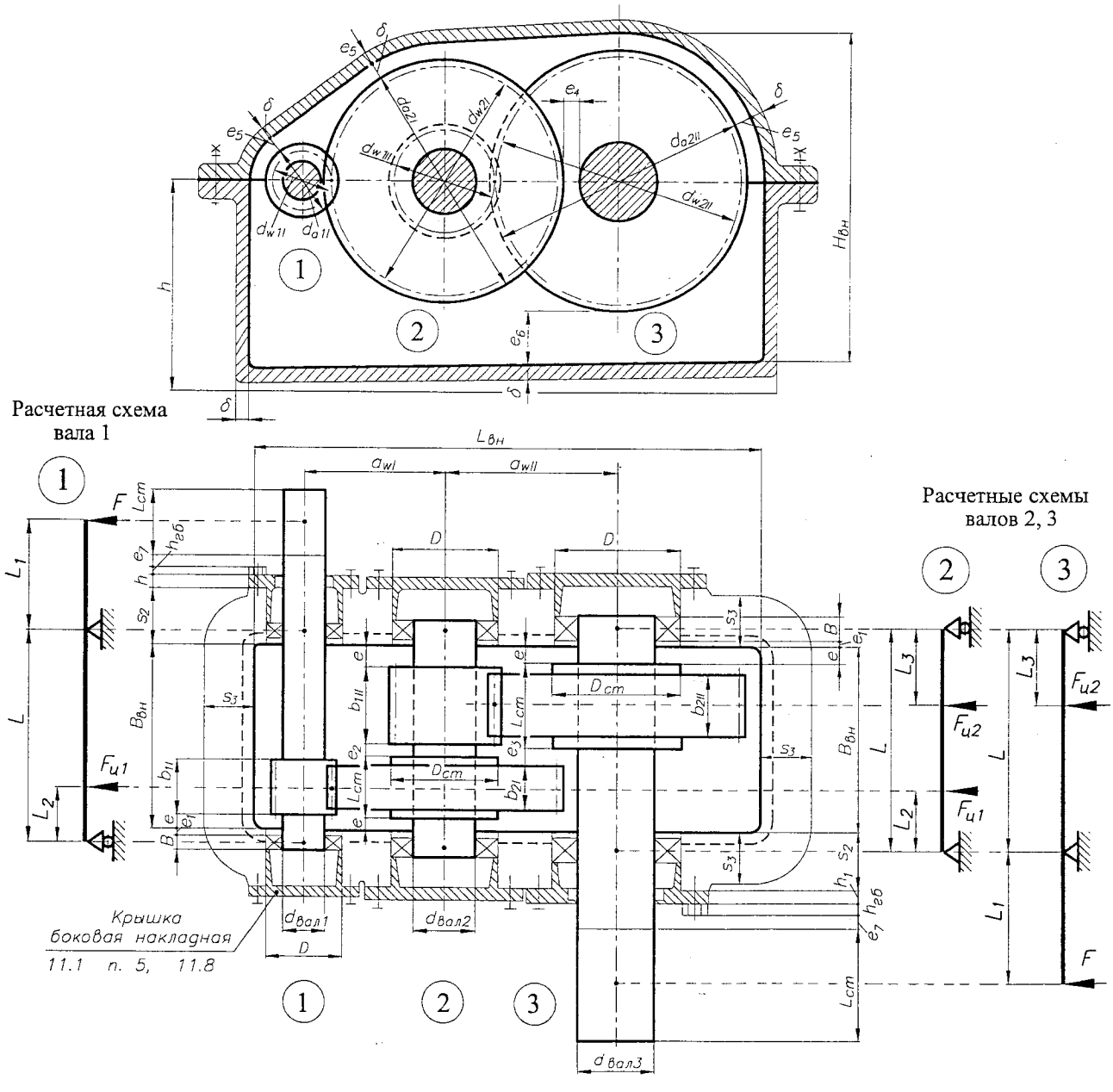


Рис. 4.2.4. Компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора и расчетные схемы валов

4.2.4. КОМПОНОВКА ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ СООСНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры цилиндрических передач I и II ступени (3.3.2.1, 3.3.2.2, рис. 3.3.2), мм:

- межосевое расстояние a_w;
- диаметры колес $d_{w\,1\,(2)}$, $d_{a\,1\,(2)}$
- ширина колес b_1, b_2.

Диаметры валов $d_{\text{вал}\,1\,(2,3)}$, мм (табл. 2.6.4).

Размеры ступиц колес, мм (4.2.1 п. 2.1).

$L_{\text{ст}} \approx D_{\text{ст}} \approx (1{,}6...1{,}8)\, d_{\text{вал}}$.

Размеры подшипников качения, мм (4.2.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (4.2.1).

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (3.3.5.3).

При использовании врезных подшипниковых крышек длина консольного участка вала уменьшается на $(h_{\text{гб}}+h_1)$.

После выполнения компоновки зубчатых колес I ступени (рис. 4.2.3, *а*) следует, обрисовав конструкцию внутреннего подшипникового узла (рис. 4.2.5-Б) и выдержав размер e_2, выполнить компоновку колес II ступени, а далее следовать рекомендациям рис. 4.2.3 *б,в*.

$F_{u1(u2)}$ - условное обозначение сил, нагружающих вал от зацепления цилиндрических передач I и II ступеней;

F - условное обозначение сил, нагружающих консольные участки валов, где устанавливаются шкивы, звездочки, зубчатые колеса, полумуфты и т.д.

На рисунке компоновки следует представить численно размеры L, L_1, L_2, L_3, определяемые их замером на ММ-бумаге, а также $L_{\text{вн}}$, $B_{\text{вн}}$, $H_{\text{вн}}$.

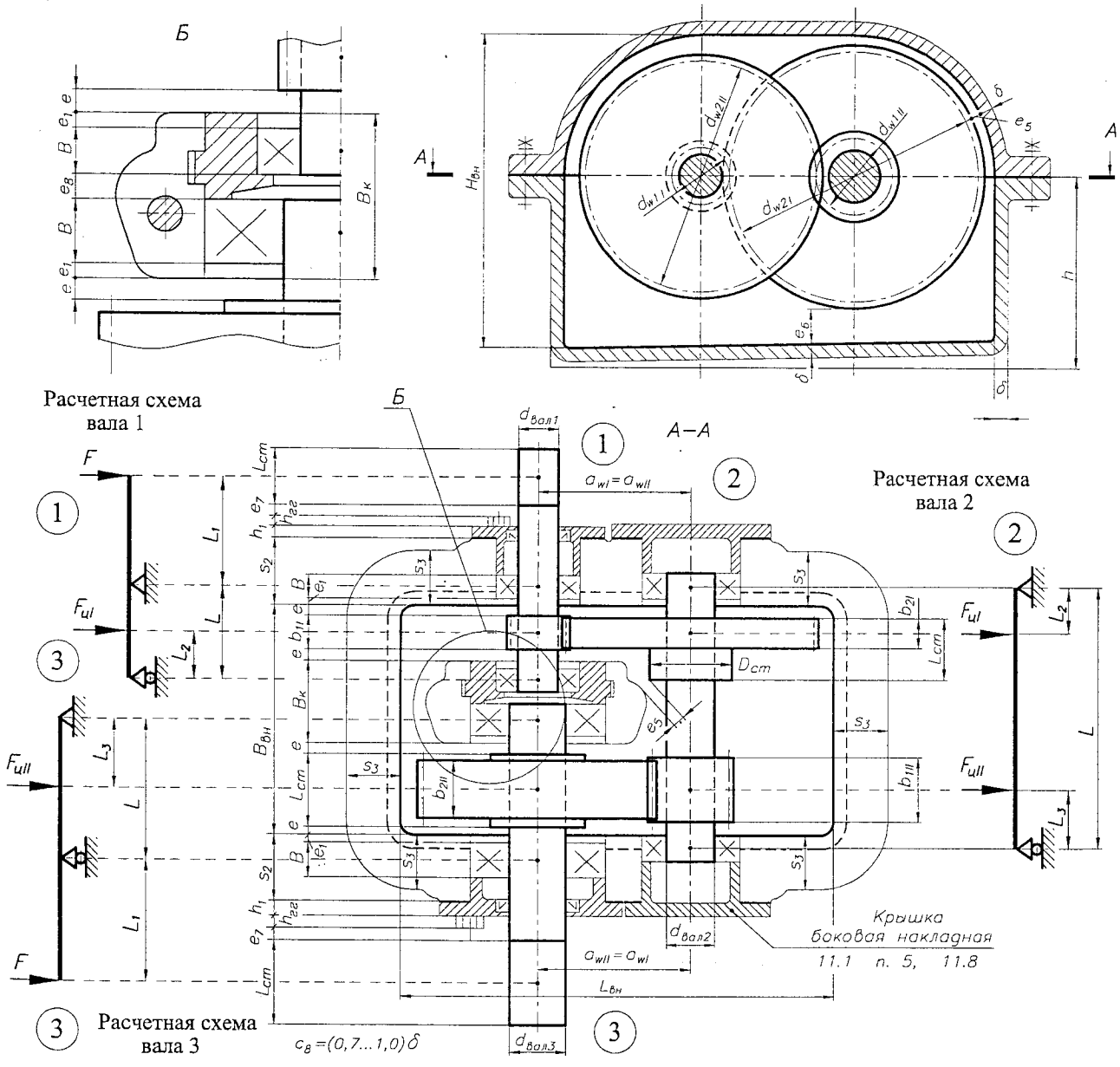


Рис. 4.2.5. Компоновка двухступенчатого соосного цилиндрического редуктора и расчетные схемы валов

4.2.5. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры конической передачи (3.4.3.1, 3.4.3.2, рис. 3.4.4), мм:

- внешнее конусное расстояние R_e;
- диаметры колес $d_{e1\,(2)}$, $d_{ae1\,(2)}$;
- ширина колес b_1, b_2.

Диаметры валов $d_{\text{вал}\,1\,(2)}$, мм (табл. 2.6.4).

Размеры ступиц колес, мм (4.2.1 п. 2.1).

$L_{\text{ст}} \approx D_{\text{ст}} \approx (1{,}6...1{,}8)\, d_{\text{вал}}$.

Размеры подшипников качения, мм (4.2.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (4.2.1).

Конструкции конических зубчатых колес (3.4.9).

$F_к$ - условное обозначение сил, нагружающих вал от зацепления конической передачи;

F - условное обозначение сил, нагружающих консольные участки валов, где устанавливаются шкивы, звездочки, зубчатые колеса, полумуфты и т.д.

Последовательность выполнения компоновки (рис. 4.2.7). Компоновку следует начинать с нанесения диаметров d_{e1} и d_{e2}.

На рисунке компоновки следует представить численно размеры L, L_1, L_2, L_3, определяемые их замером на ММ-бумаге, а также $L_{\text{вн}}$, $B_{\text{вн}}$, $H_{\text{вн}}$.

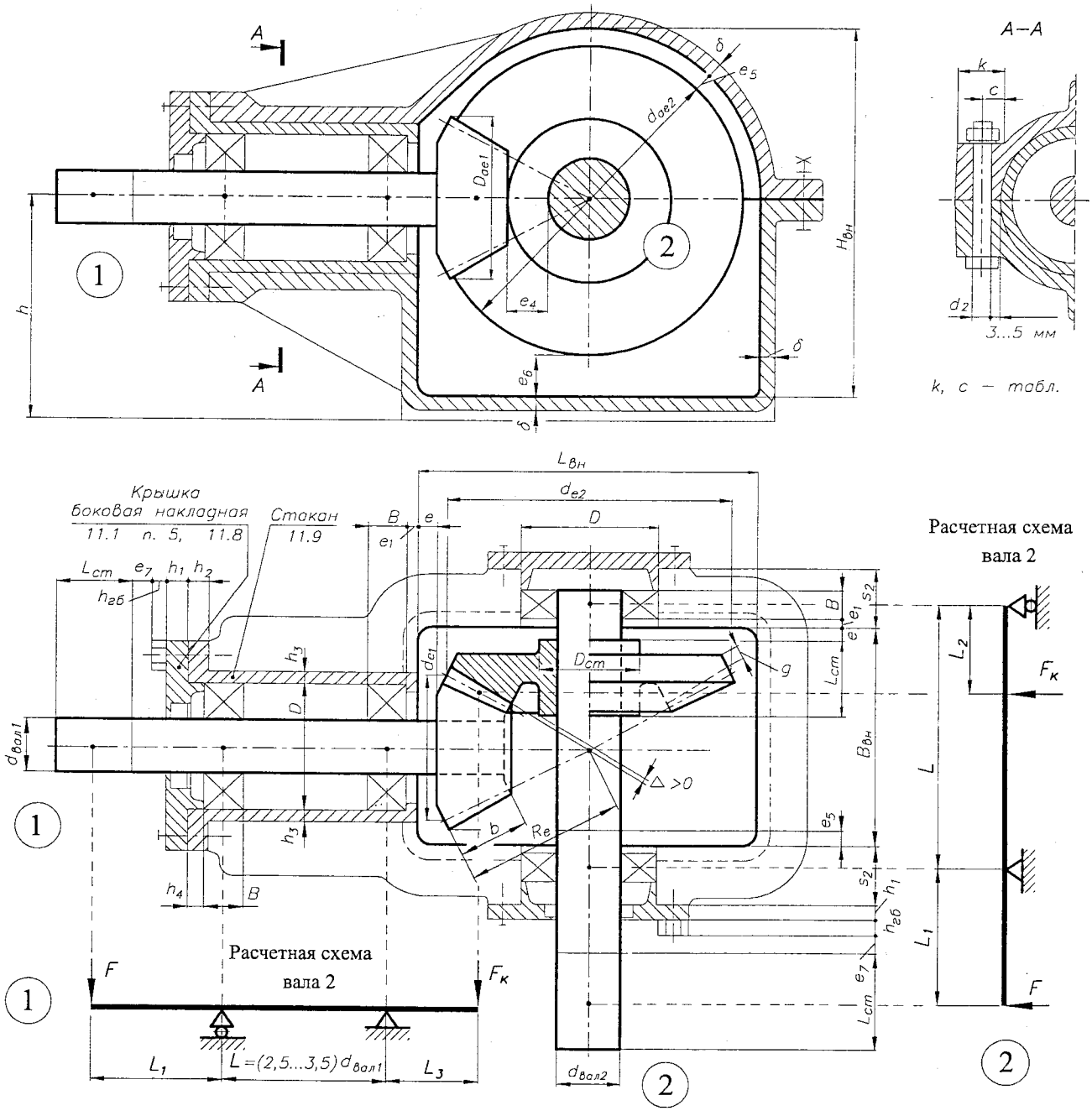


Рис. 4.2.6. Компоновка одноступенчатого конического редуктора и расчетные схемы валов

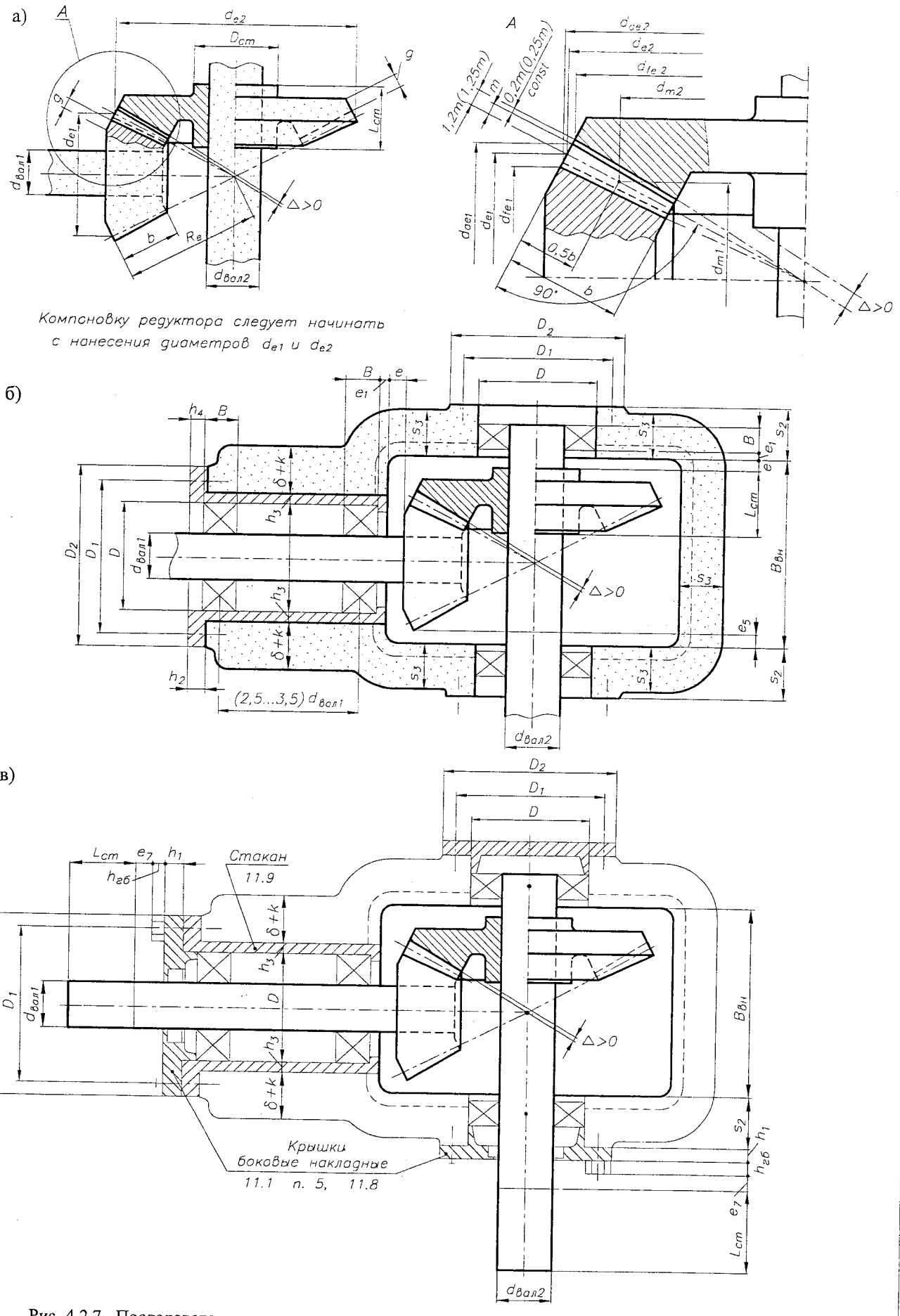


Рис. 4.2.7. Последовательность выполнения компоновки одноступенчатого конического редуктора:
а) размеры конической передачи; б) фланцевое соединение "корпус-крышка" и размещение подшипников;
в) установка боковых крышек и определение длин консольных участков валов

4.2.6. КОМПОНОВКА КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры конической передачи (3.4.3.1, 3.4.3.2, рис. 3.4.4), мм:

- внешнее конусное расстояние R_e;
- диаметры колес $d_{e1\,(2)}$, $d_{ae1\,(2)}$;
- ширина колес b_1, b_2.

Размеры цилиндрической передачи (3.3.2.1, 3.3.2.2, рис. 3.3.2), мм:

- межосевое расстояние a_w;
- диаметры колес $d_{w1\,(2)}$, $d_{a1\,(2)}$;
- ширина колес b_1, b_2.

Диаметры валов $d_{\text{вал}\,1\,(2,3)}$, мм (табл. 2.6.4).

Размеры ступиц колес, мм (4.2.1 п. 2.1).

$L_{\text{ст}} \approx D_{\text{ст}} \approx (1{,}6...1{,}8)\,d_{\text{вал}}$.

Размеры подшипников качения, мм (4.2.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (4.2.1).

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (3.3.5.3).

Конструкции конических зубчатых колес (3.4.9).

$F_к$ - условное обозначение сил, нагружающих вал от зацепления конической передачи;

$F_ц$ - условное обозначение сил, нагружающих вал от зацепления цилиндрической передачи;

F - условное обозначение сил, нагружающих консольные участки валов, где устанавливают шкивы, звездочки, зубчатые колеса, полумуфты и т.д.

Компоновку следует начинать с нанесения диаметров d_{e1} и d_{e2} конических колес. Затем следует, выдержав размер e_2, выполнить компоновку колес цилиндрической передачи.

На рисунке компоновки следует представить численно размеры L, L_1, L_2, L_3, определяемые их замером на ММ-бумаге, а также $L_{\text{вн}}$, $B_{\text{вн}}$, $H_{\text{вн}}$.

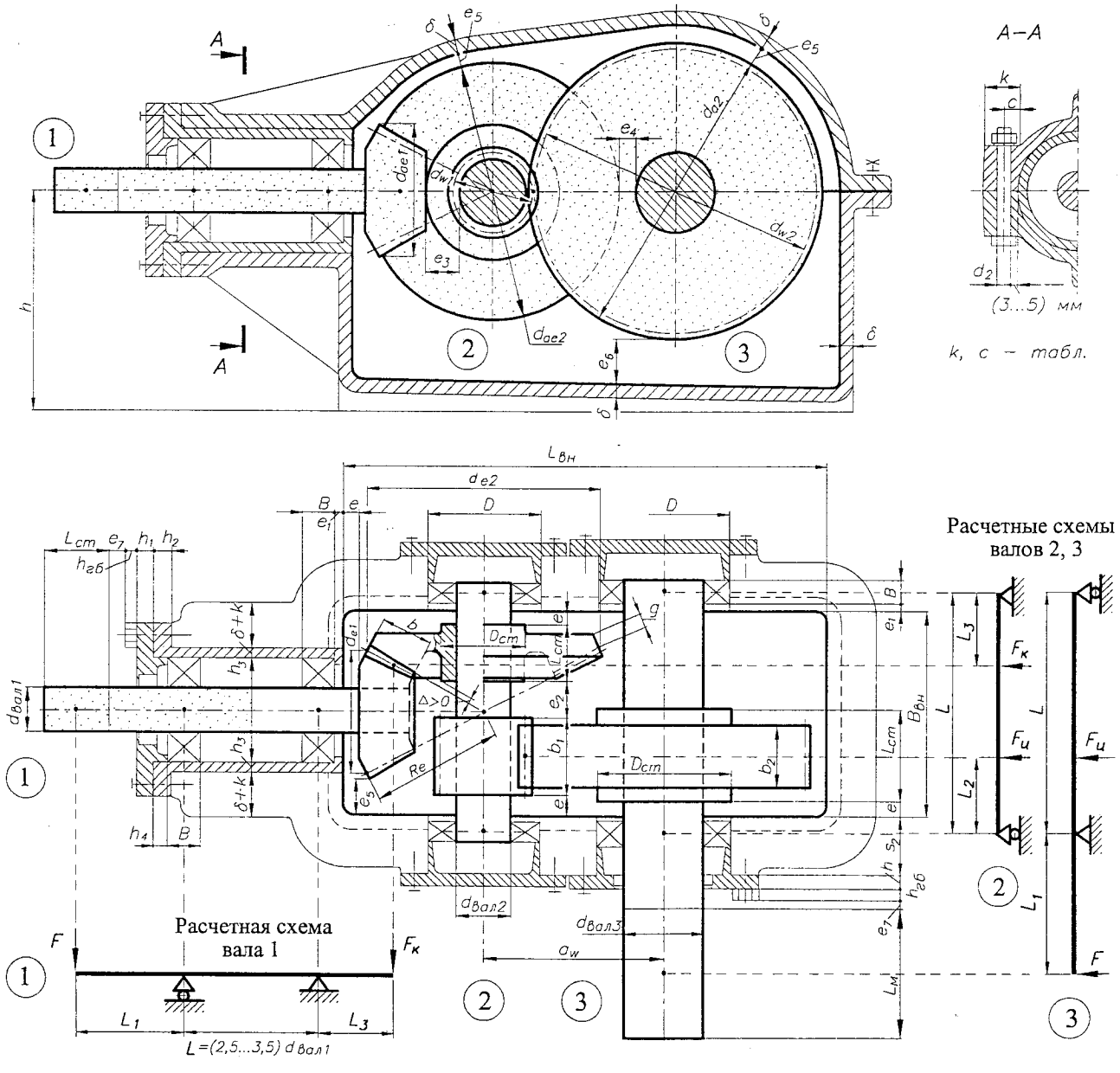


Рис. 4.2.8. Компоновка коническо-цилиндрических редукторов и расчетные схемы валов

4.2.7. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры червячной передачи (3.5.2, рис. 3.5.3), мм:
- межосевое расстояние a_w;
- диаметры червяка и червячного колеса $d_{w1(2)}, d_{a1}, d_{aм2}$;
- длина червяка и ширина червячного колеса b_1, b_2.

Диаметры валов $d_{вал\,1(2)}$, мм (табл. 2.6.4).

Размеры ступиц колес, мм (4.2.1 п. 2.1).

$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1{,}6...1{,}8)\, d_{вал}$.

Размеры подшипников качения, мм (4.2.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (4.2.1).

Конструкции червяка и червячного колеса (3.5.6).

$F_ч$ - условное обозначение сил, нагружающих вал от зацепления червячной передачи;

F - условное обозначение сил, нагружающих консольные участки валов, где устанавливаются шкивы, звездочки, зубчатые колеса, полумуфты и т.д.

На рисунке компоновки следует представить численно размеры L, L_1, L_2, L_3, определяемые их замером на ММ-бумаге, а также $L_{вн}$, $B_{вн}$, $H_{вн}$.

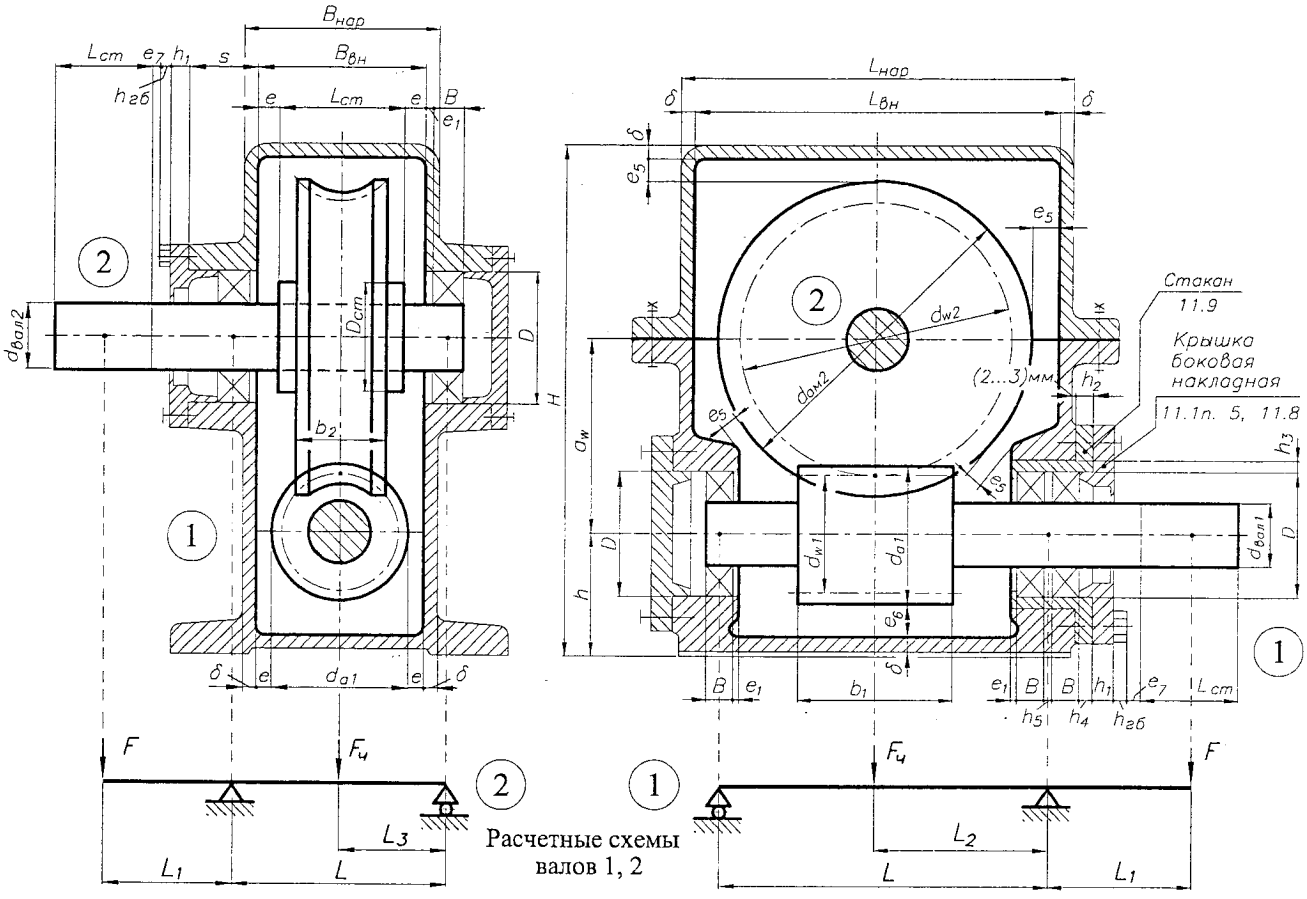
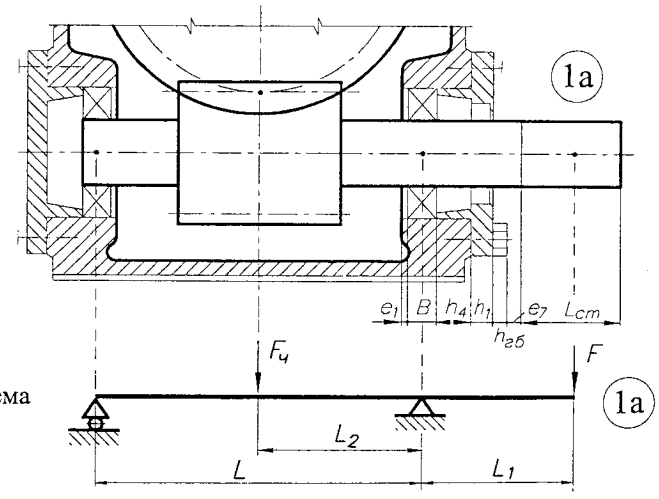


Рис. 4.2.9. Компоновка одноступенчатого червячного редуктора и расчетные схемы валов

Рис. 4.2.10. Вариант выполнения компоновки червяка



4.2.8. КОМПОНОВКА ЧЕРВЯЧНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры червячной передачи (3.5.2, рис. 3.5.3), мм:
- межосевое расстояние a_w;
- диаметры червяка и червячного колеса $d_{w1(2)}, d_{a1}, d_{aм2}$;
- длина червяка и ширина червячного колеса b_1, b_2.

Размеры цилиндрической передачи (3.3.2.1, 3.3.2.2, рис. 3.3.2), мм:
- межосевое расстояние a_w;
- диаметры колес $d_{w1(2)}, d_{a1(2)}$;
- ширина колес b_1, b_2.

Диаметры валов $d_{вал\ 1\ (2,3)}$, мм (табл. 2.6.4).

Размеры ступиц колес, мм (4.2.1 п. 2.1).
$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1{,}6...1{,}8)\, d_{вал}$.

Размеры подшипников качения, мм (4.2.1 п. 2.2).

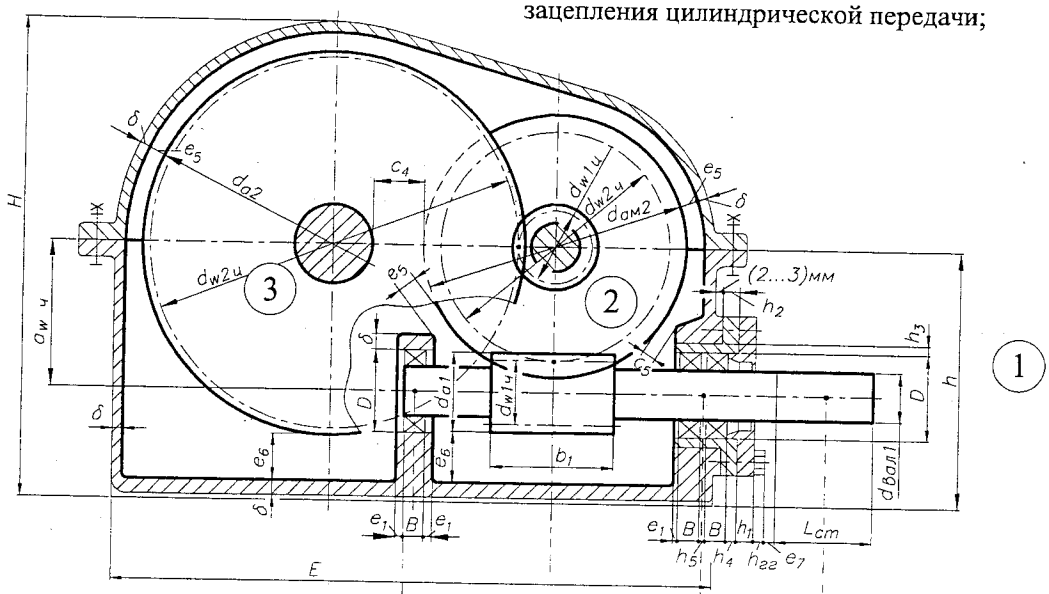
Другие размеры для выполнения компоновки (4.2.1).

Конструкции червяка и червячного колеса (3.5.6).

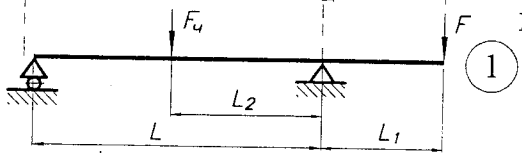
Конструкции цилиндрических зубчатых колес (3.3.5.3).

$F_ч$ - условное обозначение сил, нагружающих вал от зацепления червячной передачи;

$F_ц$ - условное обозначение сил, нагружающих вал от зацепления цилиндрической передачи;



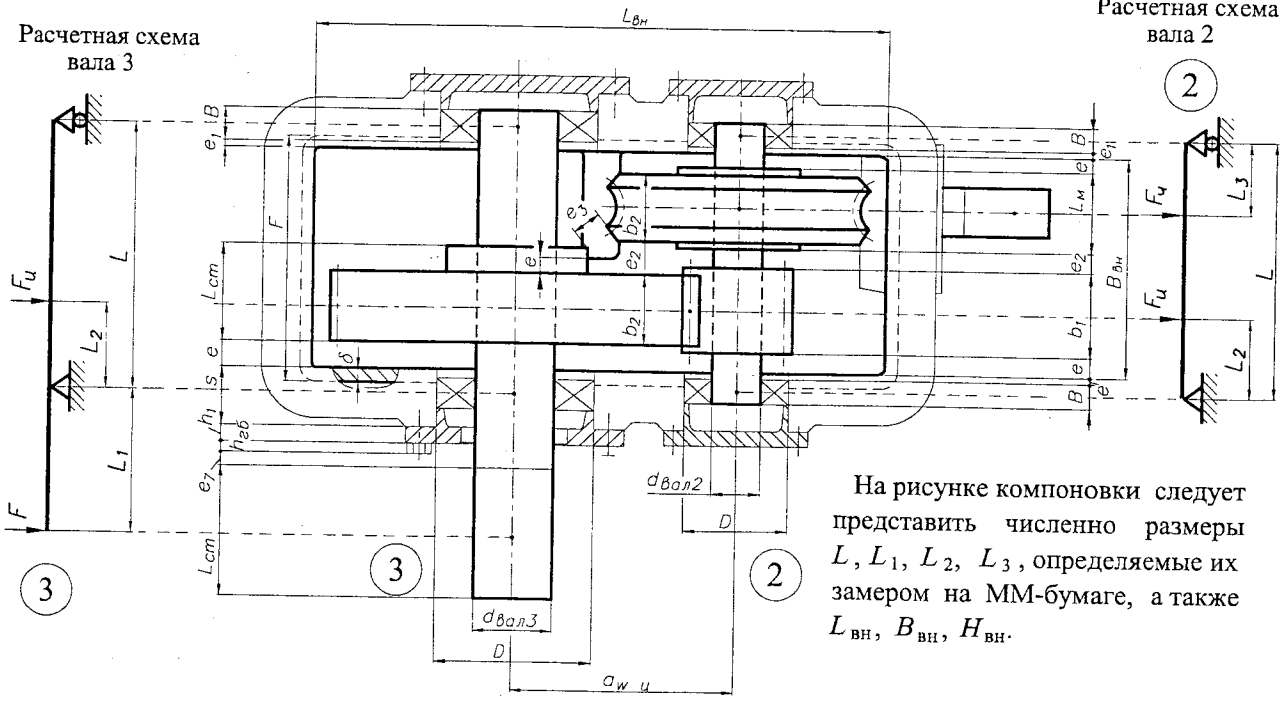
F - условное обозначение сил, нагружающих консольные участки валов, где устанавливают шкивы, звездочки, зубчатые колеса, полумуфты и т.д.



Расчетная схема вала 1

Расчетная схема вала 2

Расчетная схема вала 3



На рисунке компоновки следует представить численно размеры L, L_1, L_2, L_3, определяемые их замером на ММ-бумаге, а также $L_{вн}$, $B_{вн}$, $H_{вн}$.

Рис. 4.2.11. Компоновка червячно-цилиндрического редуктора и расчетные схемы валов

4.3. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ. РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ ВАЛОВ

4.3.1. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

1. Силы, действующие в зацеплении передач:
   - закрытых (3.3.2.1 п. 7);
   - открытых (3.3.2.3 п. 3).
2. Пункт приложения сил - полюс зацепления $П$ (рис. 4.3.1).
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. 4.3.2, *а*);
   - по направлению вращения - для ведомого колеса, вал *2* - сила F_{t2} (рис. 4.3.2,*б*).

   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. 4.3.2, *а*);
   - для колеса - сила F_{r2} от $П$ к O_2 (рис. 4.3.2,*б*).

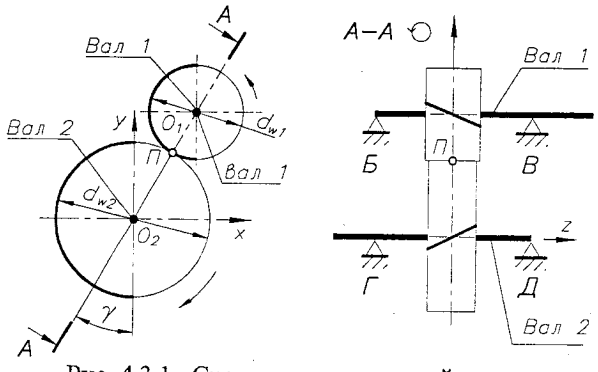


Рис. 4.3.1. Схема цилиндрической передачи

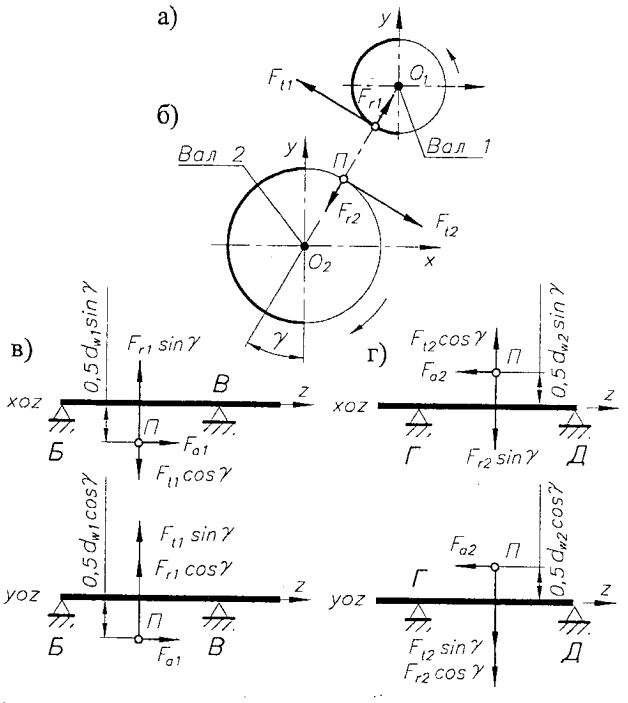


Рис. 4.3.2. Схемы сил F_t, F_r и F_a, нагружающих валы: а) шестерни; б) колеса; в) расчетная схема вала *1*; г) расчетная схема вала *2*

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. 4.3.3). Стороны зубчатых колес, где определено направление линии зуба, выделены на рис. 4.3.1 утолщенной линией.

3.3.1. Условно перемещают зубчатое колесо - рис. 4.3.4, *а* (шестерню - рис. 4.3.4, *б*) в положение, где полюс зацепления $П$ будет находиться со стороны, определяющей направление 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 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. 4.3.2). На рис. 4.3.5 представлены расчетные схемы валов при $\gamma = 0°$.

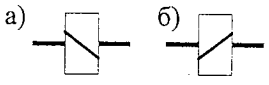


Рис. 4.3.3. Направления линии зуба: а) правое; б) левое

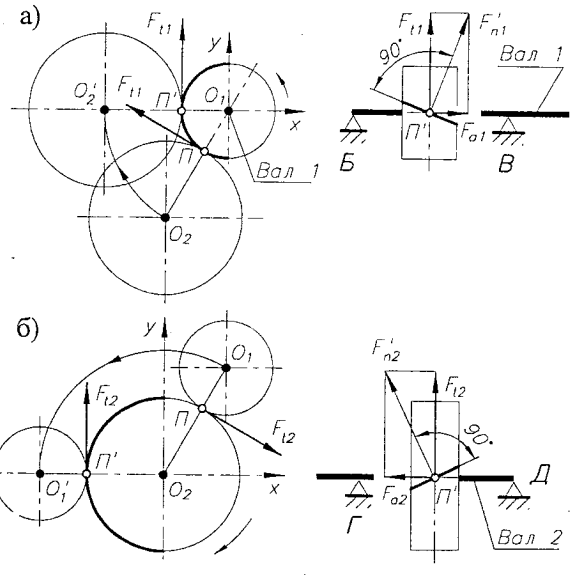


Рис. 4.3.4. К определению направления осевой силы F_a: а) для шестерни; б) для зубчатого колеса

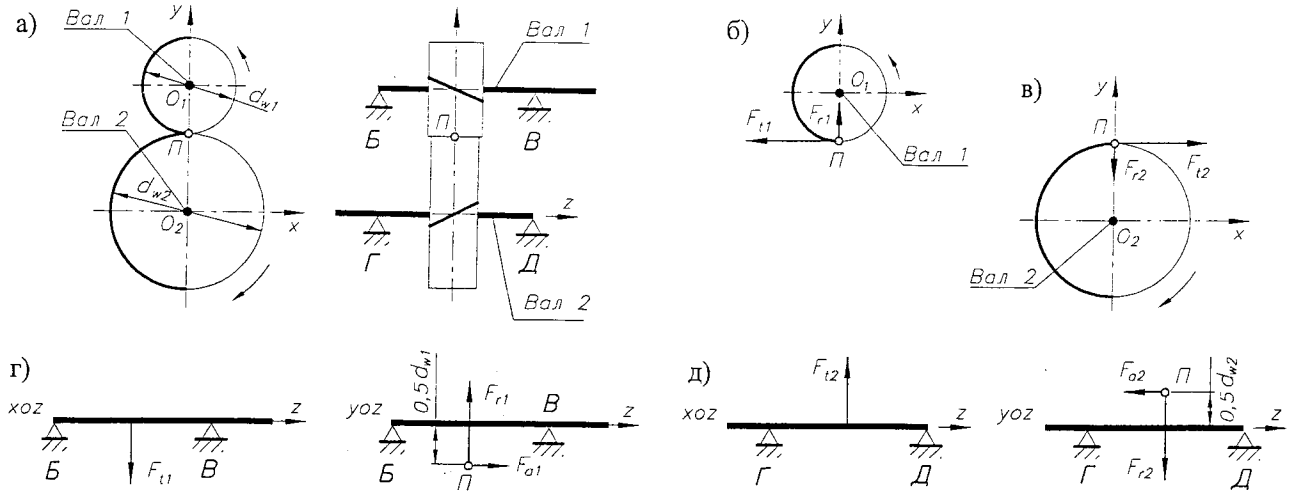


Рис. 4.3.5. Составление расчетных схем валов цилиндрической передачи:
а) схема передачи (при $\gamma = 0$); б) схема сил F_t, F_r, нагружающих вал шестерни;
в) схема сил F_t, F_r, нагружающих вал колеса; г) расчетная схема вала *1*; д) то же, вала *2*

4.3.2. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

1. Силы, действующие в зацеплении передач:
   - закрытых (3.4.3.1 п. 6; 3.4.3.2 п. 6);
   - открытых (3.4.3.3 п. 3).
2. Пункт приложения сил - полюс зацепления *П* (рис. 4.3.6).
3. Направления сил:

3.1. Окружная сила F_t - под углом 90° к радиусу колеса в направлении:
   - обратном направлению вращения - для ведущего колеса (шестерни), вал *1* - сила F_{t1} (рис. 4.3.7,*а*);
   - по направлению вращения - для ведомого колеса, вал *2* - сила F_{t2} (рис. 4.3.7,*б*).

3.2. Радиальная сила F_r - по радиусу от полюса зацепления *П* к оси вала:
   - для шестерни - сила F_{r1} от *П* к O_1 (рис. 4.3.7,*а*);
   - для колеса - сила F_{r2} от *П* к O_2 (рис. 4.3.7,*б*).

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 плоскостях *xoz* и *yoz* (рис. 4.3.7).

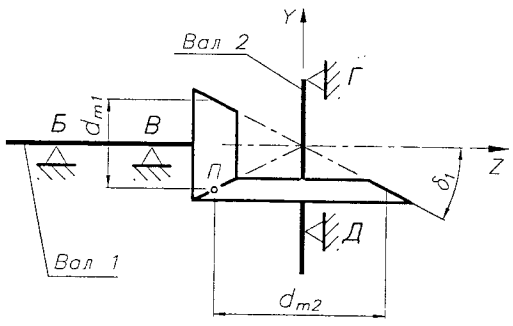


Рис. 4.3.6. Схема конической передачи

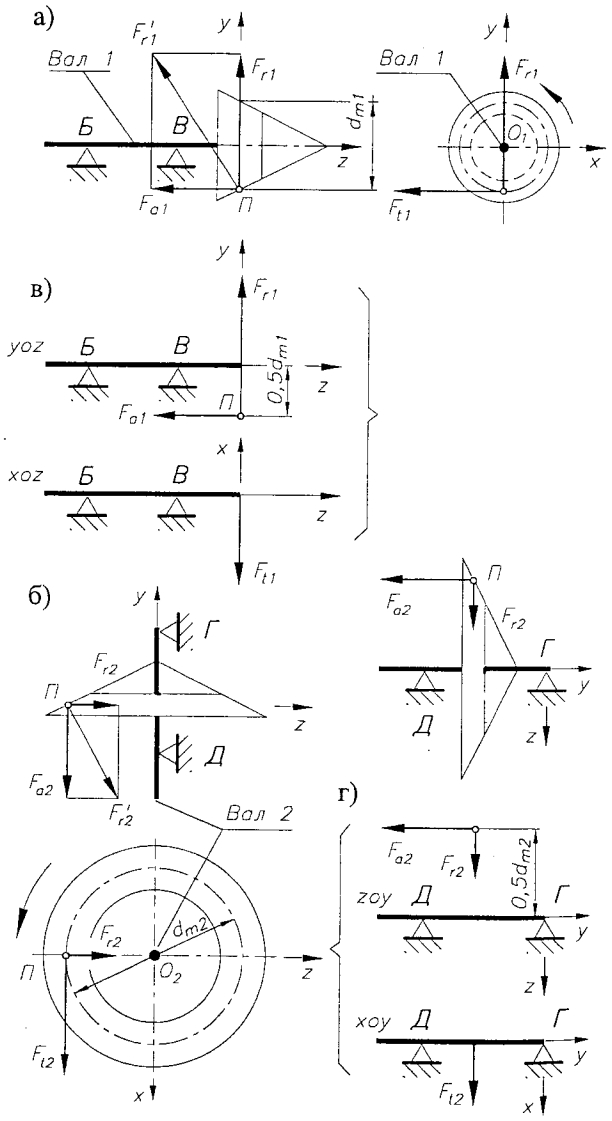


Рис. 4.3.7. Схемы сил F_t, F_r и F_a, нагружающих валы:
а) шестерни; б) колеса; в) расчетные схемы вала 1;
г) то же, вала 2

4.3.3. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Силы, действующие в зацеплении передач (3.5.2 п. 8).
2. Пункт приложения сил - полюс зацепления *П* (рис. 4.3.8).
3. Перед определением направления сил, возникающих в зацеплении передач и нагружающих валы, должны быть известны:
   - направление линии витка червяка (левое или правое) (рис. 4.3.3);
   - направления вращения валов червяка (вал *1*) и червячного колеса (вал *2*) (рис. 4.3.8).

3. Направления сил:

3.1. Окружная сила F_t - под углом 90° к радиусу колеса в направлении:
   - обратном направлению вращения - для ведущего элемента (червяка), вал *1* - сила F_{t1} (рис. 4.3.10,*б*);
   - по направлению вращения - для ведомого элемента (червячного колеса) (вал *2*) сила F_{t2} (рис. 4.3.10, *а*).

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. 4.3.10,*б*);
   - для червячного колеса - сила F_{r2} от *П* к O_2 (рис. 4.3.10, *а*).

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. 4.3.10,*б*);
   - для червячного колеса - сила F_{a2} - от полюса зацепления в направлении, противоположном силе F_{t1} (рис. 3.4.10,*а*).

   Возможно также использование рекомендаций (4.3.1 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. 4.3.11).

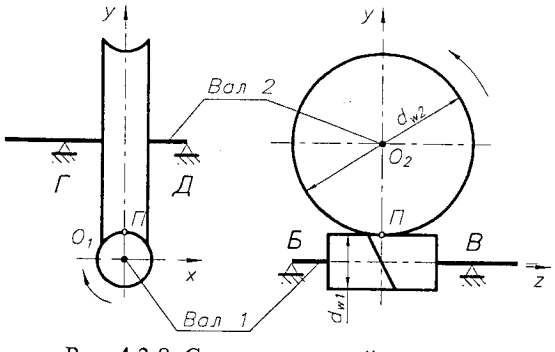


Рис. 4.3.8. Схема червячной передачи

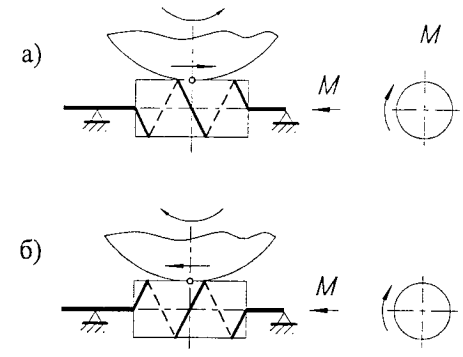


Рис. 4.3.9. Виды червяков в зависимости от направления линии их витков:
а) червяк с правым направлением линии витков;
б) червяк с левым направлением линии витков

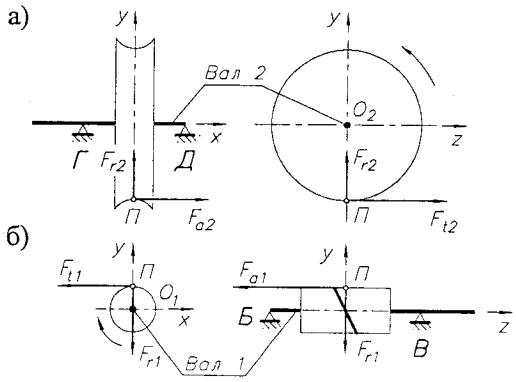


Рис. 4.3.10. Схемы сил F_t, F_r и F_a, нагружающих валы:
а) червячного колеса; б) червяка

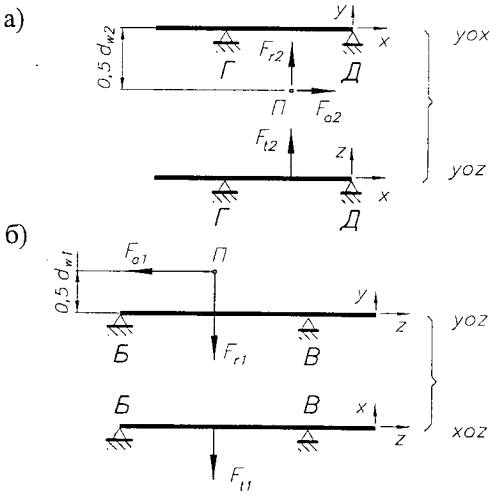


Рис. 4.3.11. Расчетные схемы валов:
а) червячного колеса; б) червяка

4.3.4. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ РЕМЕННЫХ И ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Сила, нагружающая валы:
   - от ременной передачи (12.2.2 п. 15; 12.3.2 п. 16; 12.4.2 п. 15; 12.5.2 п. 14);
   - от цепной передачи (13.2.2 п.19; 13.3.2 п.17) (без учета веса колес и цепи).

2. Пункт приложения силы *F* - ось вала в плоскости установки колеса ременной или цепной передачи (плоскость *E-E* рис. 4.3.12).

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. 4.3.13).

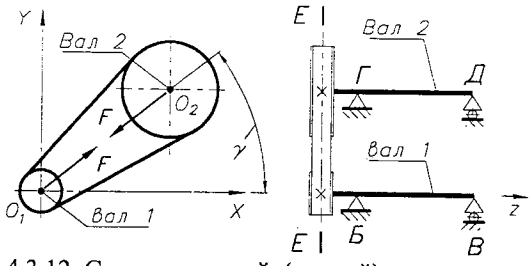


Рис. 4.3.12. Схема ременной (цепной) передачи

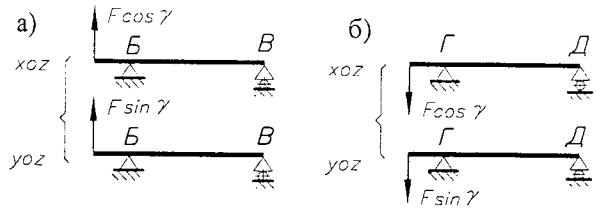


Рис. 4.3.13. Расчетные схемы:
а) вала *1*; б) вала *2*

На рис. 4.3.14 представлены расчетные схемы валов при $\gamma = 0°$.

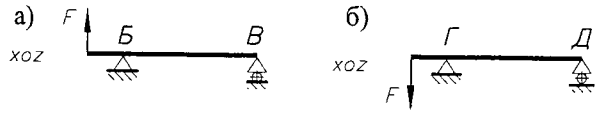


Рис. 4.3.14. Расчетные схемы (при $\gamma = 0°$):
а) вала *1*; б) вала *2*

4.3.5. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ ОТ МУФТ

Сила, нагружающая валы механических передач от муфт (без учета из веса):

- 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, $F_{tм} = 2T/d_э$,

$d_э$ - диаметр расположения элементов, передающих крутящий в муфте (10).

Сила $F_м$ является 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 выбирать так, чтобы нагрузка на вал ($M_и$) либо реакция в опоре была наибольшей.

Для определения $F_м$ необходимо:

1. Выбрать тип муфты (10.2-10.4).
2. Выбрать типоразмер муфты $f(T)$ (табл. 10.2.1-10.2.3; 10.3.1-10.3.4; 10.4.1-10.4.6) и определить значение диаметра расположения элементов ($d_э$), передающих крутящий момент.
3. Вычислить окружную силу, передаваемую элементами, соединяющими полумуфты, $F_{tм} = 2T\ 10^3/d_э$, Н.
4. Определить силу $F_м$.

ГОСТ 16162-85 определяет допустимую радиальную консольную нагрузку, Н, приложенную к середине посадочной части конца вала редукторов общего применения при неопределенных условиях нагружения. Для входного участка вала эта нагрузка составляет $(50...100)\sqrt{T_{вх}}$; выходного - $125\sqrt{T_{вых}}$ ($T_{вых(вх)}$ – Н·м).

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Составить расчетную схему вала 2 коническо-цилиндрического редуктора (см. рис. 4.2.8).*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Силы, действующие на колесо конической передачи (3.4.3.1 п. 6).
   1.1. $F_{tк2} = 2\cdot10^3 T_2/d_{m2}$;
   1.2. $F_{rк2} = F_{tк2}\,\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\sin\delta_1$;
   1.3. $F_{ак2} = F_{tк2}\,\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\cos\delta_1$.
2. Силы, действующие на шестерню цилиндрической передачи (3.3.2.1 п. 7):
   2.1. $F_{tц1} = 2\cdot10^3 T_2/d_{w1}$;
   2.2. $F_{rц1} = F_{tц1}\,\mathrm{tg}\,\alpha/\cos\beta$;
   2.3. $F_{aц1} = F_{tц1}\,\mathrm{tg}\,\beta$.
3. Расстояния между опорами вала, координаты точек приложения сил - L, L_2, L_3 (рис. 4.2.8).

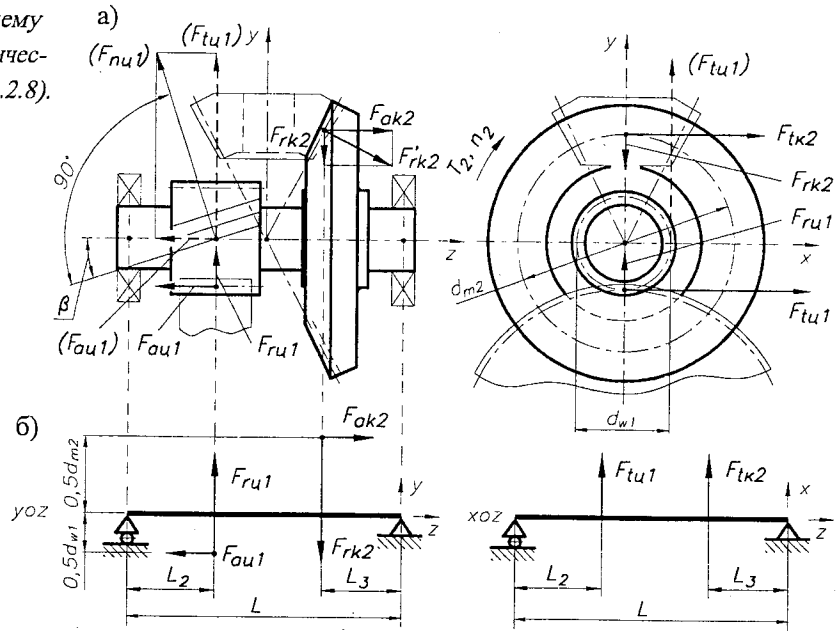


Рис. 4.3.15. Схема вала коническо-цилиндрического редуктора:
а) схема сил, нагружающих вал; б) расчетные схемы вала

4.4. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

(на примере вала *3* привода (см. рис. 2.6.1), в котором на выходном валу установлена муфта)

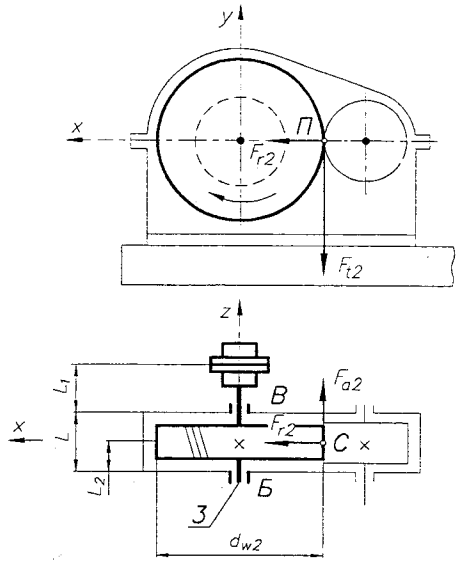


Рис. 4.4.1. Схема вала *3* привода (основное направление вращения)

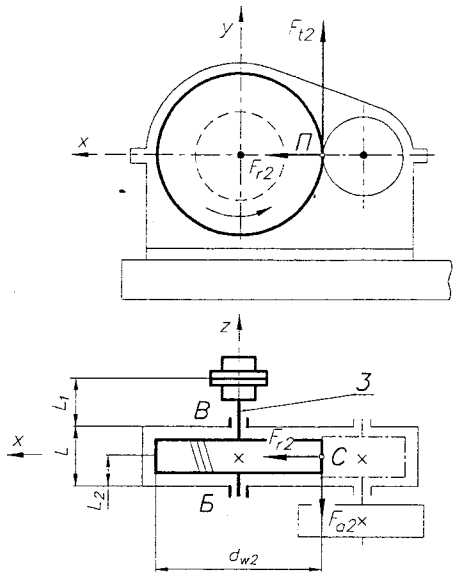


Рис. 4.4.2. Схема вала *3* привода (обратное направление вращения)

1. ПРИВЕДЕНИЕ СИЛ К ОСИ ВАЛА

Перед началом выполнения проектировочного расчета валов необходимо силы, нагружающие вал, привести к оси вала. Для зубчатых передач эти силы приложены в полюсе зацепления. Для ременных и цепных передач эти силы определяются усилиями в набегающей и сбегающей ветвях ремня (цепи).

Приведение сил к оси вала опирается на положение - *любая система сил при приведении к произвольному центру, называемому центром приведения, заменяется одной силой, равной геометрической сумме сил системы, приложенной в центре приведения, и одной парой сил с моментом, равным геометрической сумме моментов всех сил относительно центра приведения.*

Из этого следует:

1. Силу F можно приложить в любом пукте, находящемся на линии действия этой силы (рис. 4.4.3,*а*).
2. При необходимости приведения силы F в пункт, расположенный на расстоянии R, перпендикулярном к оси действия силы, в новом пункте следует приложить переносимую силу и пару сил с моментом, равным переносимой силе, умноженной на расстояние R (рис. 4.4.4).

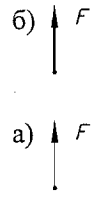


Рис. 4.4.3. Перенос силы вдоль линии ее действия: а) исходное положение; б) положение после переноса силы

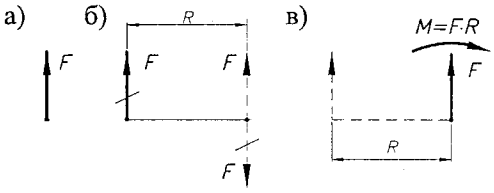


Рис. 4.4.4. Перенос силы в поперечном направлении: а) исходное положение; б) приложение двух равных и противоположно направленных сил F, равных исходной силе F, на расстоянии R; в) положение после переноса силы

В соответствии с рис. 4.4.3 приводят на ось вала радиальные силы F_r.

В соответствии с рис. 4.4.4 приводят на ось вала окружные F_t и осевые F_a силы зацепления зубчатых колес, усилия в набегающей и сбегающей ветвях ременной (цепной) передачи.

2. УЧЕТ СИЛ, НАГРУЖАЮЩИХ ВАЛ ОТ МУФТ

Сила, нагружающая консольные участки валов от установленных на них муфт, является силой вращающейся и может нагружать рассчитываемый вал как в плоскости *xoz*, так и в плоскости *yoz*, имея как поло-

жительное, так и отрицательное направление в принятой системе координат. Это затрудняет составление расчетной схемы вала, так как неизвестны величина и направление составляющих этой силы.

Предлагается учет этой силы при расчете валов зубчатой передачи выполнить в следующем порядке:

1. Вычислить реакции в опорах вала (п. 3, 4), определить изгибающие моменты в характерных сечениях вала в расматриваемой системы координат (п. 6, 7) с построением эпюр этих моментов без учета силы на консольном участке вала.
2. Определелить полные поперечные реакции в опорах вала (п. 5) и суммарные изгибающие моменты в характерных сечениях вала (п. 8).
3. Составить расчетную схему вала с силой от действия муфты, вычислить реакции в опорах, определить изгибающие моменты в характерных пунктах (п. 9...10).
4. Величины реакций (п. 5, п. 9) и моментов (п. 8, п. 10) алгебраически сложить, что будет учитывать приложение на консольном участке вала силы от муфты в наиболее неблагоприятном сочетании с основной нагрузкой.

3. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема вала привода

Расстояние между опорами вала L, мм
Длина консольного участка вала L_1, мм
Координаты пункта приложения сил L_2, мм
} (рис. 4.4.1, 4.4.2).

Размеры зубчатых колес d_{w2}, мм (3.3.2.1 п. 2.8).

Силы в зацеплении колес F_{t2}, F_{r2}, F_{a2}, Н (3.3.2.1 п. 7).

Крутящий момент на валу $T=T_3$, Н·м (табл. 2.6.4).

Реверсивность передачи.

Материал вала (назначает конструктор) (4.6).

РЕШЕНИЕ (рекомендованная последовательность расчета (рис. 4.4.5, 4.4.6):

1. Определяют пункты приложения, направления и величины сил, нагружающих вал в плоскости *yoz* (рис. 4.4.5,*а*, 4.4.6,*а*).
2. Определяют пункты приложения, направления и величины сил, нагружающих вал в плоскости *xoz* (рис. 4.4.5,*в*, 4.4.6,*в*).
3. Вычисляют реакции R_{By} и R_{By}, Н, в опорах *Б* и *В* вала в плоскости *yoz* (рис. 4.4.5,*а*, 4.4.6,*а*).
4. Вычисляют реакции R_{Bx} и R_{Bx}, Н, в опорах *Б* и *В* вала в плоскости *xoz* (рис. 4.4.5,*в*, 4.4.6,*в*).
5. Определяют полные поперечные реакции $R_Б$ и $R_В$ в опорах вала *Б* и *В*, Н,

$$R_Б=\sqrt{R_{Bx}^2+R_{By}^2},\quad R_В=\sqrt{R_{Bx}^2+R_{By}^2}.$$

6. Определяют изгибающие моменты в характерных сечениях вала с построением эпюры изгибающих моментов $M_{иу}$, Н·м, в плоскости *yoz* (рис. 4.4.5,*б*, рис. 4.4.6,*б*).
7. Определяют изгибающие моменты в характерных сечениях вала с построением эпюры изгибающих моментов $M_{их}$, Н·м, в плоскости *xoz* (рис. 4.4.5,*г*, рис. 4.4.6,*г*).
8. Вычисляют суммарные изгибающие моменты $M_и$ в характерных сечениях вала $M_{из}=\sqrt{M_{их}^2+M_{иу}^2}$, Н·м, с построением эпюры изгибающих моментов $M_{из}$ (рис. 4.4.5,*д*, рис. 4.4.6,*д*).
9. Определяют пункт приложения силы F, нагружающей консольный участок вала от установленной на нем муфты, в плоскости *foz* (рис. 4.4.5,*е*, 4.4.6,*е*). Вычисляют реакции R_{Bf} и R_{Bf}, Н, в опорах *Б* и *В* вала в плоскости *foz* (рис. 4.4.5,*е*).
10. Определяют изгибающие моменты в характерных сечениях вала с построением эпюры изгибающих моментов $M_{иf}$, Н·м, в плоскости *foz* (рис. 4.4.5,*ж*, 4.4.6,*ж*).
11. Алгебраически складывают реакции по п. 5 и 10, а также величины изгибающих моментов по п. 8 и 11 (рис. 4.4.5,*з*, 4.4.6,*з*). Эпюра $M_и=M_{из}+M_{иf}$.
12. Представляют эпюру крутящих моментов T, Н·м, передаваемых валом (рис. 4.4.5,*и*, 4.4.6,*и*).
13. Вычисляют величины приведенных изгибающих моментов $M_{и\,пр}$, Н·м, в характерных сечениях вала $M_{и\,пр}=\sqrt{M_и^2+(\alpha T)^2}$ с представлением их эпюры (рис. 4.4.5,*к*, 4.4.6,*к*), 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. 15.2.1).
14. Определяют расчетные диаметры вала в характерных сечениях, мм,

$$d_{вал\,расч}=\sqrt[3]{10^3 M_{и\,пр}/(0{,}1[\sigma_и])}$$

и представляют полученные результаты (рис. 4.4.5,*л*, 4.4.6,*л*) в виде обрисованных сечений вала, в которых напряжения равны напряжениям допускаемым. Здесь $[\sigma_и]=\sigma_{-1\,и}/s_{зап}$ ($s_{зап}=3...4{,}5$, что в значительной степени учитывает требования жесткости, в первую очередь, входных валов).
15. Полученные величины расчетных диаметров валов $d_{вал\,расч}$ округляют в большую сторону в соответствии с рядом R_a (табл. 15.1.1) для посадочных размеров или до целых чисел (рис. 4.4.5,*м*, 4.4.6,*м*). Эти величины обрисовывают действительный профиль вала линиями действительных сечений $d_{вал}$ при условии $d_{вал}>d_{вал\,расч}$ с учетом

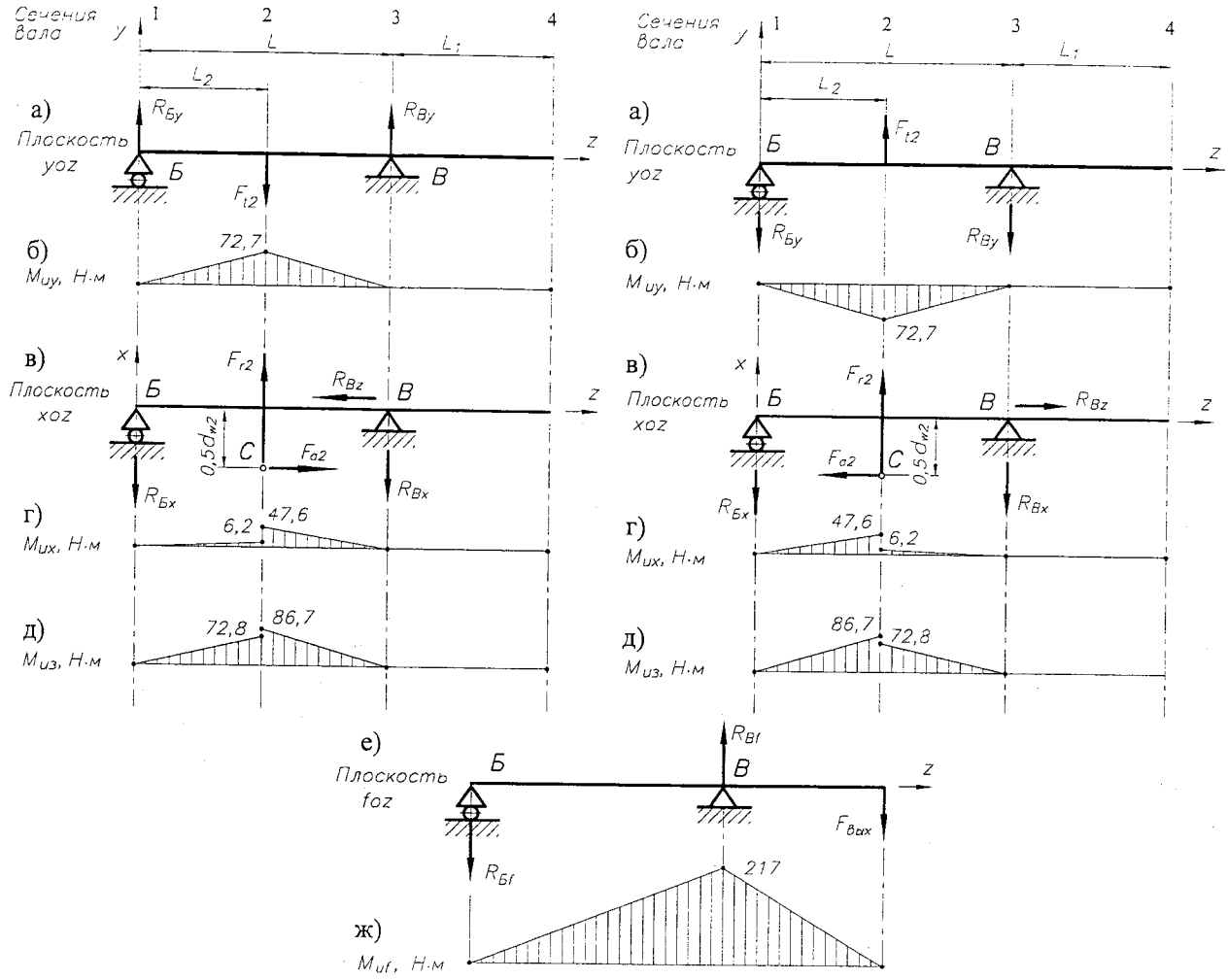


Рис. 4.4.5. Результаты проектировочного расчета вала (основное направление вращения)

Рис. 4.4.6. Результаты проектировочного расчета вала (обратное направление вращения)

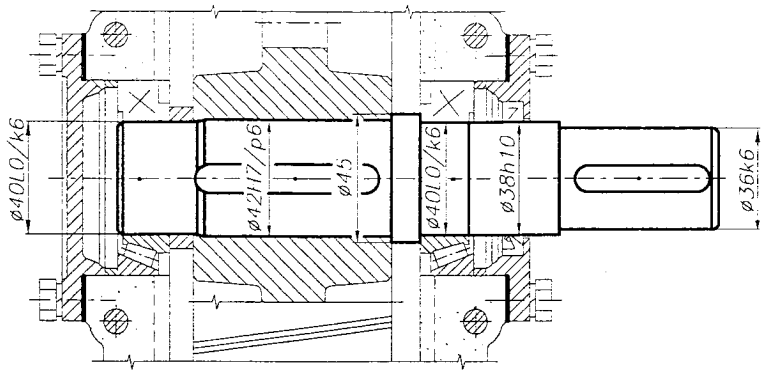


Рис. 4.4.7. Вал с окружающими и установленными на нем частями

конструктивных, технологических и монтажных требований к конструкции вала (4.4.5) (рис. 4.4.5м, 4.4.6м).

Полученная таким образом конструкция вала с установленными и окружающими его частями представлена на рис. 4.4.7.

РЕКОМЕНДУЕТСЯ:

1. Вычисление реакций в опорах *Б* и *В* вала в плоскостях *xoz* и *yoz* (п. 3, 4) рекомендуется выполнять с помощью уравнений $\Sigma M_{Б(В)} = 0$. Уравнения $\Sigma F_{X(Y)} = 0$ будут служить проверкой правильности вычисления реакций.
2. На схемах сил (рис. 4.4.5,*а*,*в* и 4.4.6,*а*,*в*), нагружающих вал, направление реакций в опорах должно соответствовать положительному их значению.
3. Вычисление диаметров вала $d_{\text{вал расч}}$ 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. 4.4.5, 4.4.6) вместе с принятой конструкцией вала (рис. 4.4.7).
5. При изменении направления вращения расчет вала выполняют для двух направлений вращения, а диаметры валов принимают по бóльшим значениям из из двух вариантов.

ПРИМЕР

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

1. Расчетная схема вала - рис. 4.4.5,*а*, 4.4.6,*а*.
2. Расстояние между опорами вала $L = 120$ мм.
3. Длина консольного участка вала $L_1 = 70$ мм.
4. Расстояние от опоры до точки приложения сил в зацеплении $L_2 = 60$ мм.
5. Размеры колеса $d_{w2} = 189{,}02$ мм.
6. Силы в зацеплении цилиндрических колес
   $F_t = F_{t2} = 2422$ Н; $F_r = F_{r2} = 895$ Н;
   $F_a = F_{a2} = 438$ Н.
7. Передаваемый крутящий момент $T = 228{,}8$ Н·м.
8. Изменение направления вращения - есть.
9. Материал вала - 40.

ОПРЕДЕЛЯЮТ (основное направление вращения):

1. Расчетную схему вала в плоскости *yoz* - рис. 4.4.5,*а*.
2. Расчетную схему вала в плоскости *xoz* - рис. 4.4.5,*в*.
3. Реакции $R_{Бy}$ и R_{By}, Н, в опорах *Б* и *В* (плоскость *yoz*) (рис. 4.4.5,*а*):
   $\Sigma M_Б = 0$. $R_{By} = (F_t L_2)/L = (2422 \cdot 0{,}06)/0{,}12 = 1211$ Н.
   $\Sigma M_B = 0$. $R_{Бy} = [(F_t (L - L_2)]/L = [2422\ (0{,}12\text{-}0{,}06)]/0{,}12 = 1211$ Н.
   Проверка: $\Sigma F_y = 0$.
   $R_{Бy} - F_t + R_{By} = 1211\text{-}2422\text{+}1211 = 0$.
4. Реакции $R_{Бx}$ и R_{Bx}, Н, в опорах *Б* и *В* (плоскость *xoz*) (рис. 4.4.5,*в*):
   $\Sigma M_Б = 0$. $R_{Bx} = (F_r L_2 + F_a\, 0{,}5\, d_{w2})/L = (895 \cdot 0{,}06 + 438 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}189)/0{,}12 = 792{,}4$ Н.
   $\Sigma M_B = 0$. $R_{Бx} = [F_r (L - L_2) - F_a\, 0{,}5\, d_{w2})/L = [895(0{,}12 - 0{,}06) - 438 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}189]/0{,}12 = 102{,}6$ Н.
   Проверка: $\Sigma F_x = 0$.
   $R_{Бx} - F_r + R_{Bx} = 102{,}6 - 895 + 792{,}4 = 0$.

ОПРЕДЕЛЯЮТ (обратное направление вращения):

1. Расчетную схему вала в плоскости *yoz* - рис. 4.4.6,*а*.
2. Расчетную схему вала в плоскости *xoz* - рис. 4.4.6,*в*.
3. Реакции $R_{Бy}$ и R_{By}, Н в опорах *Б* и *В* (плоскость *yoz*) (рис. 4.4.6,*а*):
   $\Sigma M_Б = 0$. $R_{By} = (F_t L_2)/L = (2422 \cdot 0{,}06)/0{,}12 = 1211$ Н.
   $\Sigma M_B = 0$. $R_{Бy} = [(F_t (L - L_2)]/L = [2422\ (0{,}12\text{-}0{,}06)]/0{,}12 = 1211$ Н.
   Проверка: $\Sigma F_y = 0$.
   $R_{Бy} - F_t + R_{By} = 1211\text{-}2422\text{+}1211 = 0$.
4. Реакции $R_{Бx}$ и R_{Bx}, Н, в опорах *Б* и *В* (плоскость *xoz*) (рис. 4.4.6,*в*):
   $\Sigma M_Б = 0$. $R_{Bx} = (F_r L_2 - F_a\, 0{,}5\, d_{w2})/L = (895 \cdot 0{,}06 - 438 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}189)/0{,}12 = 102{,}6$ Н.
   $\Sigma M_B = 0$. $R_{Бx} = [F_r (L - L_2) + F_a\, 0{,}5\, d_{w2})/L = [895(0{,}12 - 0{,}06) + 438 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}189]/0{,}12 = 792{,}4$ Н.
   Проверка: $\Sigma F_x = 0$.
   $R_{Бx} - F_r + R_{Bx} = 792{,}4 - 895 + 102{,}6 = 0$.

5. Реакции в опорах *Б* и *В* от сил в зацеплении:

$R'_Б = \sqrt{R_{Бx}^2 + R_{Бy}^2} = \sqrt{102{,}6^2+1211^2} = 1215$ Н;

$R'_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{792{,}4^2+1211^2} = 1447$ Н.

6. Изгибающие моменты в характерных сечениях вала (плоскость *yoz*):

сечение 1 $M_{иy1} = 0$;

сечение 2 $M_{иy2} = R_{Бy} L_2 = 1211 \cdot 0{,}06 = 72{,}7$ Н·м;

сечение 3 $M_{иy3} = R_{Бy} L - F_t (L\text{-}L_2) =$

$= 1211 \cdot 0{,}12 - 2422(0{,}12 - 0{,}06) = 0{,}0$ Н·м;

Эпюра изгибающих моментов $M_{иy}$ - рис. 4.4.5,*б*.

7. Изгибающие моменты в характерных сечениях вала (плоскость *xoz*):

сечение 1 $M_{иx1} = 0$;

сечение 2 $M_{иx2} = R_{Бx} L_2 = 102{,}6 \cdot 0{,}06 = 6{,}2$ Н·м;

$M'_{иx2} = R_{Бx} L_2 + F_a\, 0{,}5 d_{w2} =$

$= 102{,}6 \cdot 0{,}06 + 438 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}189 = 47{,}5$ Н·м;

сечение 3 $M_{иx3} = R_{Бx} L + F_a\, 0{,}5\, d_{w2} - F_r (L\text{-}L_2) =$

$= 102{,}6 \cdot 0{,}12 + 438 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}189 - 895(0{,}12\text{-}0{,}06) = 0{,}0$ Н·м.

Эпюра изгибающих моментов $M_{иx}$ - рис. 4.4.5,*г*.

8. Изгибающие моменты в характерных сечениях вала:

сечение 1 $M_{из1} = \sqrt{M_{иx1}^2 + M_{иy1}^2} = \sqrt{0^2+0^2} = 0$ Н·м;

сечение 2 $M_{из2} = \sqrt{M_{иx2}^2 + M_{иy2}^2} = \sqrt{6{,}2^2+72{,}5^2} = 72{,}8$ Н·м;

$M'_{из2} = \sqrt{M'^2_{иx2} + M^2_{иy2}} = \sqrt{47{,}6^2+72{,}5^2} = 86{,}7$ Н·м;

сечение 3 $M_{из3} = \sqrt{M_{иx3}^2 + M_{иy3}^2} = \sqrt{0^2+0^2} = 0$ Н·м.

Эпюра изгибающих моментов $M_{из}$ - рис. 4.4.5,*д*.

9. Реакции $R_{Бf}$ и R_{Bf}, Н, в опорах *Б* и *В* от силы *F* (рис. 4.4.5,*е*) и суммарные реакции:

$\Sigma M_Б = 0$. $R_{Bf} = F(L+L_1)/L =$

$= 3100(0{,}12+0{,}07)/0{,}12 = 4908$ Н.

$\Sigma M_B = 0$. $R_{Бf} = (F L_1)/L =$

$= (3100 \cdot 0{,}07)/(0{,}12) = 1808$ Н.

$R_Б = R'_Б + R_{Бf} = 1215+1808 = 3023$ Н;

$R_B = R'_B + R_{Bf} = 1447+4908 = 6355$ Н.

10. Изгибающие моменты в характерных сечениях вала от силы на консольном участке вала:

сечение 1 $M_{иf1} = 0$ Н·м;

сечение 3 $M_{иf3} = R_{БF} L = 1808 \cdot 0{,}12 = 217{,}0$ Н·м;

сечение 4 $M_{иf4} = R_{БF}(L+L_1) - R_{BF} L_1 =$

$= 1808(0{,}12+0{,}07) - 4907 \cdot 0{,}07 = 0{,}0$ Н·м.

Эпюра изгибающих моментов $M_{иf}$ - рис. 4.4.5,*ж*.

11. Изгибающие моменты в характерных сечениях вала с учетом силы на консольном участке вала:

сечение 1 $M_{и1} = 0$ Н·м;

сечение 2 $M_{и2} = M_{из2} + 0{,}5 M_{иf3} = 72{,}9+0{,}5 \cdot 217 = 181{,}4$ Н·м;

$M'_{и2} = M'_{из2} + 0{,}5 M_{иf3} = 86{,}7+0{,}5 \cdot 217 = 195{,}2$ Н·м;

сечение 3 $M'_{и3} = M_{иf3} = 217{,}0$ Н·м.;

сечение 4 $M_{и4} = 0$ Н·м;

Эпюра изгибающих моментов $M_{и}$ - рис. 4.4.5,*з*.

12. Крутящий момент, передаваемый валом *3* (от сечения 2 до сечения 4), $T = 228{,}8$ Н·м.

Эпюра крутящего момента *T* (рис. 4.4.5, *и*).

13. Приведенные изгибающие моменты $M_{и\,пр}$ (для доминирующего изгиба) в характерных сечениях вала:

$M_{и\,пр1} = \sqrt{M_{и1}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{0^2+0^2} = 0{,}0$ Н·м;

5. Реакции в опорах *Б* и *В* от сил в зацеплении:

$R_Б = \sqrt{R_{Бx}^2 + R_{Бy}^2} = \sqrt{792{,}4^2+1211^2} = 1447$ Н.

$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{102{,}6^2+1211^2} = 1215$ Н;

6. Изгибающие моменты в характерных сечениях вала (плоскость *yoz*):

сечение 1 $M_{иy1} = 0$;

сечение 2 $M_{иy2} = R_{Бy} L_2 = 1211 \cdot 0{,}06 = 72{,}7$ Н·м;

сечение 3 $M_{иy3} = R_{Бy} L - F_t (L\text{-}L_2) =$

$= 1211 \cdot 0{,}12\text{-}2422(0{,}12 - 0{,}06) = 0{,}0$ Н·м;

Эпюра изгибающих моментов $M_{иy}$ - рис. 4.4.6,*б*.

7. Изгибающие моменты в характерных сечениях вала (плоскость *xoz*):

сечение 1 $M_{иx1} = 0$;

сечение 2 $M_{иx2} = R_{Бx} L_2 = 792{,}4 \cdot 0{,}06 = 47{,}5$ Н·м;

$M'_{иx2} = R_{Бx} L_2 \text{-} F_a\, 0{,}5 d_{w2} =$

$= 792{,}4 \cdot 0{,}06 - 438 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}189 = 6{,}2$ Н·м;

сечение 3 $M_{иx3} = R_{Бx} L + F_a\, 0{,}5\, d_{w2} + F_r (L\text{-}L_2) =$

$= 102{,}6 \cdot 0{,}12 - 438 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}189 + 895(0{,}12 - 0{,}06) = 0{,}0$ Н·м.

Эпюра изгибающих моментов $M_{иx}$ - рис. 4.4.6,*г*.

8. Изгибающие моменты в характерных сечениях вала:

сечение 1 $M_{из1} = \sqrt{M_{иx1}^2 + M_{иy1}^2} = \sqrt{0^2+0^2} = 0$ Н·м;

сечение 2 $M_{из2} = \sqrt{M_{иx2}^2 + M_{иy2}^2} = \sqrt{47{,}6^2+72{,}5^2} = 86{,}7$ Н·м;

$M'_{из2} = \sqrt{M'^2_{иx2} + M^2_{иy2}} = \sqrt{6{,}2^2+72{,}5^2} = 72{,}8$ Н·м;

сечение 3 $M_{из3} = \sqrt{M_{иx3}^2 + M_{иy3}^2} = \sqrt{0^2+0^2} = 0$ Н·м.

Эпюра изгибающих моментов $M_{из}$ - рис. 4.4.8,*д*.

9. Реакции $R_{БF}$ и R_{BF}, Н в опорах *Б* и *В* от силы *F* (рис. 4.4.6е) и суммарные реакции:

$\Sigma M_Б = 0$. $R_{Bf} = F(L+L_1)/L =$

$= 3100(0{,}12+0{,}07)/0{,}12 = 4908$ Н.

$\Sigma M_B = 0$. $R_{Бf} = (F L_1)/L =$

$= (3100 \cdot 0{,}07)/(0{,}12) = 1808$ Н.

$R_Б = R'_Б + R_{Бf} = 1447+1808 = 3255$ Н;

$R_B = R'_B + R_{Bf} = 1215+4908 = 6123$ Н.

10. Изгибающие моменты в характерных сечениях вала от силы на консольном участке вала:

сечение 1 $M_{иf1} = 0$ Н·м;

сечение 3 $M_{иf3} = R_{БF} L = 1808 \cdot 0{,}12 = 217{,}0$ Н·м;

сечение 4 $M_{иf4} = R_{БF}(L+L_1) - R_{BF} L_1 =$

$= 1808(0{,}12+0{,}07) - 4907 \cdot 0{,}07 = 0{,}0$ Н·м.

Эпюра изгибающих моментов $M_{иf}$ - рис. 4.4.6,*ж*.

11. Изгибающие моменты в характерных сечениях вала с учетом силы на консольном участке вала:

сечение 1 $M_{и1} = 0$ Н·м;

сечение 2 $M_{и2} = M_{из2} + 0{,}5 M_{иf3} = 72{,}9+0{,}5 \cdot 217 = 181{,}4$ Н·м;

$M'_{и2} = M'_{из2} + 0{,}5 M_{иf3} = 86{,}7+0{,}5 \cdot 217 = 195{,}2$ Н·м;

сечение 3 $M'_{и3} = M_{иf3} = 217{,}0$ Н·м.;

сечение 4 $M_{и4} = 0$ Н·м;

Эпюра изгибающих моментов $M_{и}$ - рис. 4.4.6,*з*.

12. Крутящий момент, передаваемый валом *3* (от сечения 2 до сечения 4), $T = 228{,}8$ Н·м.

Эпюра крутящего момента *T* (рис. 4.4.5, *и*).

13. Приведенные изгибающие моменты $M_{и\,пр}$ (для доминирующего изгиба) в характерных сечениях вала:

$M_{и\,пр1} = \sqrt{M_{и1}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{0^2+0^2} = 0{,}0$ Н·м;

$M_{и\,пр2}=\sqrt{M_{и2}^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{181{,}4+0^2}=181{,}4$ Н·м;

$M'_{и\,пр2}=\sqrt{M'^2_{и2}+(\alpha T)^2}=\sqrt{195{,}2^2+(0{,}83\cdot 228{,}8)^2}=272{,}3$ Н·м;

$M_{и\,пр3}=\sqrt{M_{и3}^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{217{,}0^2+(0{,}83\cdot 228{,}8)^2}=288{,}4$ Н·м;

$M_{и\,пр4}=\sqrt{M_{и4}^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{0^2+(0{,}83\cdot 228{,}8)^2}=189{,}9$ Н·м,

где $\alpha=\sigma_{-1и}/(2\sigma_{ои})=250/(2\cdot 150)=0{,}83$ - в случае изменения направления вращения вала.

$\sigma_{-1и}=250$ МПа; $\sigma_{ои}=150$ МПа (табл. 15.2.1).

Эпюра приведенных изгибающих моментов $M_{и\,пр}$ 4.4.5,*к*).

14. Расчетные диаметры валов в характерных его сечениях:

$d_{1вал\,расч}=\sqrt[3]{M_{и\,пр1}10^3/(0{,}1[\sigma_и])}=0;$

$d_{2вал\,расч}=\sqrt[3]{M_{и\,пр2}10^3/(0{,}1[\sigma_и])}=\sqrt[3]{181{,}4\cdot 10^3/(0{,}1\cdot 59{,}5)}=31{,}2$ мм;

$d'_{2вал\,расч}=\sqrt[3]{M'_{и\,пр2}10^3/(0{,}1[\sigma_и])}=\sqrt[3]{272{,}3\cdot 10^3/(0{,}1\cdot 59{,}5)}=35{,}8$ мм;

$d_{3вал\,расч}=\sqrt[3]{M_{и\,пр3}10^3/(0{,}1[\sigma_и])}=\sqrt[3]{288{,}4\cdot 10^3/(0{,}1\cdot 59{,}5)}=36{,}5$ мм;

$d_{4вал\,расч}=\sqrt[3]{M_{и\,пр4}10^3/(0{,}1[\sigma_и])}=\sqrt[3]{189{,}9\cdot 10^3/(0{,}1\cdot 59{,}5)}=31{,}7$ мм.

$[\sigma_и]=\sigma_{-1и}/s_{зап}=250/4{,}2=59{,}5$ МПа;

$s_{зап}=(3{,}5...4{,}5)$ - запас прочности вала.

15. Эпюра расчетных сечений вала, где напряжения равны допускаемым, представлена на рис. 4.4.5,*л*.

$M_{и\,пр2}=\sqrt{M_{и2}^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{195{,}2+0^2}=195{,}2$ Н·м;

$M'_{и\,пр2}=\sqrt{M'^2_{и2}+(\alpha T)^2}=\sqrt{181{,}4^2+(0{,}83\cdot 228{,}8)^2}=262.9$ Н·м;

$M_{и\,пр3}=\sqrt{M_{и3}^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{217{,}0^2+(0{,}83\cdot 228{,}8)^2}=288{,}4$ Н·м;

$M_{и\,пр4}=\sqrt{M_{и4}^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{0^2+(0{,}83\cdot 228{,}8)^2}=189{,}9$ Н·м,

где $\alpha=\sigma_{-1и}/(2\sigma_{ои})=250/(2\cdot 150)=0{,}83$ - в случае изменения направления вращения вала.

$\sigma_{-1и}=250$ МПа; $\sigma_{ои}=150$ МПа (табл. 15.2.1).

Эпюра приведенных изгибающих моментов $M_{и\,пр}$ 4.4.6,*к*).

14. Расчетные диаметры валов в характерных его сечениях:

$d_{1вал\,расч}=\sqrt[3]{M_{и\,пр1}10^3/(0{,}1[\sigma_и])}=0;$

$d_{2вал\,расч}=\sqrt[3]{M_{и\,пр2}10^3/(0{,}1[\sigma_и])}=\sqrt[3]{195{,}2\cdot 10^3/(0{,}1\cdot 59{,}5)}=32{,}0$ мм;

$d'_{2вал\,расч}=\sqrt[3]{M'_{и\,пр2}10^3/(0{,}1[\sigma_и])}=\sqrt[3]{262{,}9\cdot 10^3/(0{,}1\cdot 59{,}5)}=35{,}4$ мм;

$d_{3вал\,расч}=\sqrt[3]{M_{и\,пр3}10^3/(0{,}1[\sigma_и])}=\sqrt[3]{288{,}4\cdot 10^3/(0{,}1\cdot 59{,}5)}=36{,}5$ мм;

$d_{4вал\,расч}=\sqrt[3]{M_{и\,пр4}10^3/(0{,}1[\sigma_и])}=\sqrt[3]{189{,}9\cdot 10^3/(0{,}1\cdot 59{,}5)}=31{,}7$ мм.

$[\sigma_и]=\sigma_{-1и}/s_{зап}=250/4{,}2=59{,}5$ МПа;

$s_{зап}=(3{,}5...4{,}5)$ - запас прочности вала.

15. Эпюра расчетных сечений вала, где напряжения равны допускаемым, представлена на рис. 4.4.6,*л*.

В сечениях 1, 2, 3, 4 принимаем диаметры валов равными или большими расчетным (из двух вариантов) с их округлением в большую сторону в соотвествии с рядом R_a 40 (табл. 15.1.1) или до целых чисел.

Эти округленные величины диаметров определяют действительный профиль вала и должны учитывать конструкционные, технологические и монтажные требования к его конструкции (4.5).

Принятая конструкция вала представлена на рис. 4.4.5,*м*; вал с окружающими и установленными на нем частями представлен на рис. 4.4.7.

4.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ И ФОРМЫ ВАЛОВ [50]

Определение формы вала производится в процессе обрисовки линий расчетных сечений вала $d_{вал\,расч}$ линиями действительных сечений d при условии $d_{вал}\geqslant d_{вал\,расч}$ и при выполнении конструктивных, технологических и монтажных требований, предъявляемых к его конструкции.

Для схем вала (рис. 4.4.5,*а*, 4.4.6,*а*) линии расчетных сечений, где приведенные изгибные напряжения $\sigma_{и\,пр}$ равны допускаемым $[\sigma_и]$, представлены на рис. 4.4.5,*л*, 4.4.6,*л*. В дальнейшем рассматривается вариант с большими диаметрами валов из двух вариантов (рис. 4.4.5,*м*).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема вала.

Расчетные диаметры валов для ряда сечений вала через 10...15 мм его длины (4.4 п. 14).

Внутренняя ширина редуктора $B_{вн}$ (4.2.2).

Принятая длина ступиц колес $L_{ст}$ (4.2.1 п. 2.1).

ВАРИАНТ 1 (рис. 4.5.1) $d_{подш\,Б}=d_{подш\,В}$

1.1. Диаметр вала в подшипниках опор *Б* и *В* (сечения 1, 2, 4, 5, 6) должен:

- быть большим или равным наибольшему диаметру в сечениях d_1, d_2, d_4, $d_5=36{,}5$ мм, d_6;
- заканчиваться на цифру 0 или 5 (внутренние диаметры подшипников качения заканчиваются на 0 или 5).

Принимаем $d_1=d_5=40$ мм.

1.2. Диаметр вала под ступицу (сечения 2, 3, 4) должен быть:

- большим или равным диаметрам $d_2=13{,}1$ мм, $d_3=35{,}8$ мм, $d_4=34{,}7$ мм;
- большим, чем принятый диаметр $d_1=40$ мм, чтобы при монтаже колеса на вал (через поверхность подшипника) не повредить эту поверхность.

Принимаем $d_3=d_4=42$ мм из ряда чисел R_a 40 (первый больший размер, превышающий 40 мм).

1.3. С одной стороны ступицы (желательно со стороны консольного участка вала) между ступицей и подшипником вал выполняют диаметром $d=$ = 45 мм, что следует из высоты заплечика под подшипник (размер H или d_a - рис. 5.8.1, 5.8.2).

1.4. С другой стороны ступицы (между ступицей и подшипником) устанавливают втулку с внутренним диаметром $d_1=40$ мм.

Такое конструктивное решение позволит с левой стороны вала установить до заплечика ($d=45$ мм) ступицу ($d=42$ мм), втулку ($d=40$ мм) и внутреннее кольцо подшипника ($d=40$ мм).

1.5. Все диаметры консольного участка вала должны быть меньшими или равными $d_5 = 40$ мм.

1.6. Диаметр вала под уплотнение (сечения 6, 7) должен:

- быть большим, чем $d_6 = 36{,}5$ мм;
- быть меньшим или равным $d_5 = 40$ мм;
- соответствовать ряду внутренних диаметров уплотнений (табл. 6.1.1).

Принимаем $d_6 = 38$ мм.

1.7. Диаметр консольного участка вала (сечения 7, 8) должен:

- быть большим или равным расчетному диаметру в сечениях 7 и 8

$d_7 = 33{,}9$ мм, $d_8 = 31{,}7$ мм;

- соответствовать ряду диаметров выходных концов валов (4.8.2 п. 1).

Принимаем $d_8 = 36$ мм.

ВАРИАНТ 2 (рис. 4.5.2) $d_{\text{подш Б}} \neq d_{\text{подш В}}$

2.1. Диаметр вала в подшипнике опоры B (сечение 5) при $d_{\text{подш Б}} < d_{\text{подш В}}$ должен:

- быть большим или равным диаметру

$d_5 = 36{,}5$ мм;

- заканчиваться на цифру 0 или 5 (внутренние диаметры подшипников качения заканчиваются на 0 или 5).

Принимаем $d_5 = 40$ мм.

2.2. Диаметр вала под ступицу (сечения 2, 3, 4) должен быть:

- большим или равным диаметрам

$d_2 = 13{,}1$ мм, $d_3 = 35{,}8$ мм, $d_4 = 34{,}7$ мм.

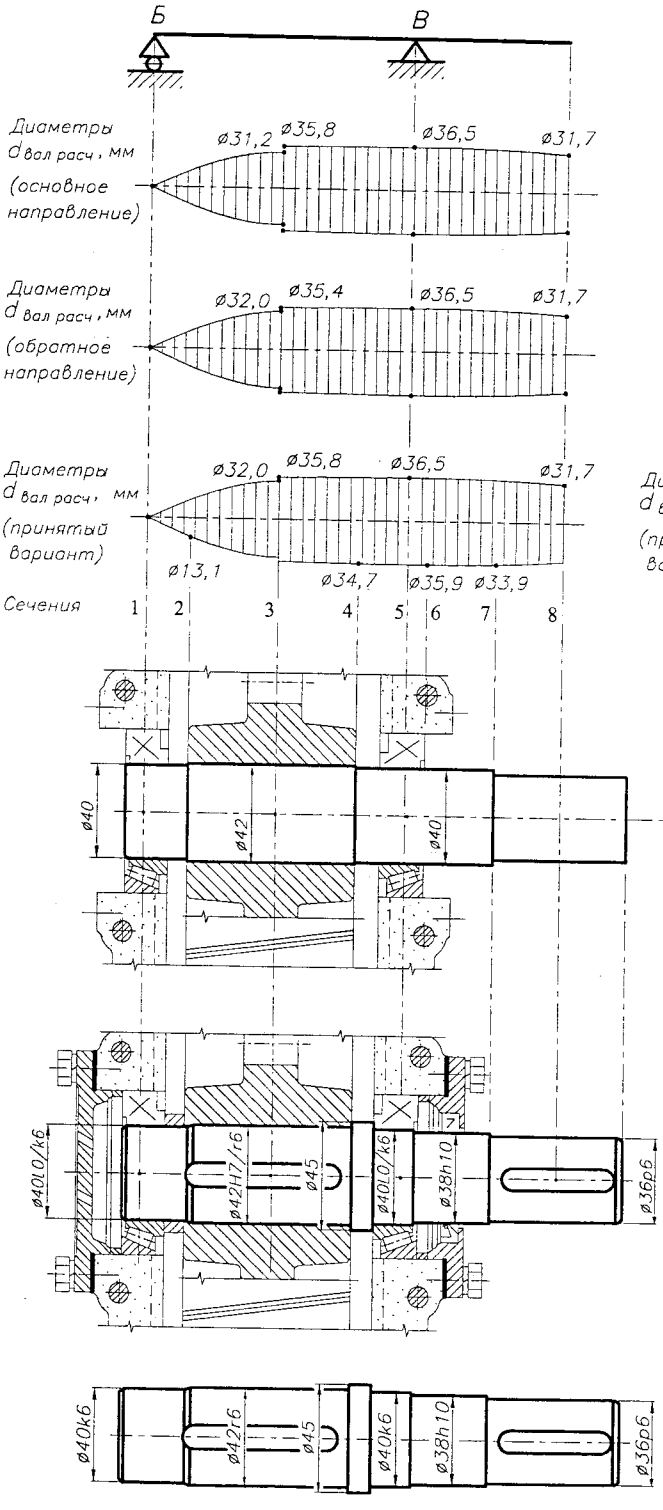


Рис. 4.5.1. Определение размеров вала (вариант 1)

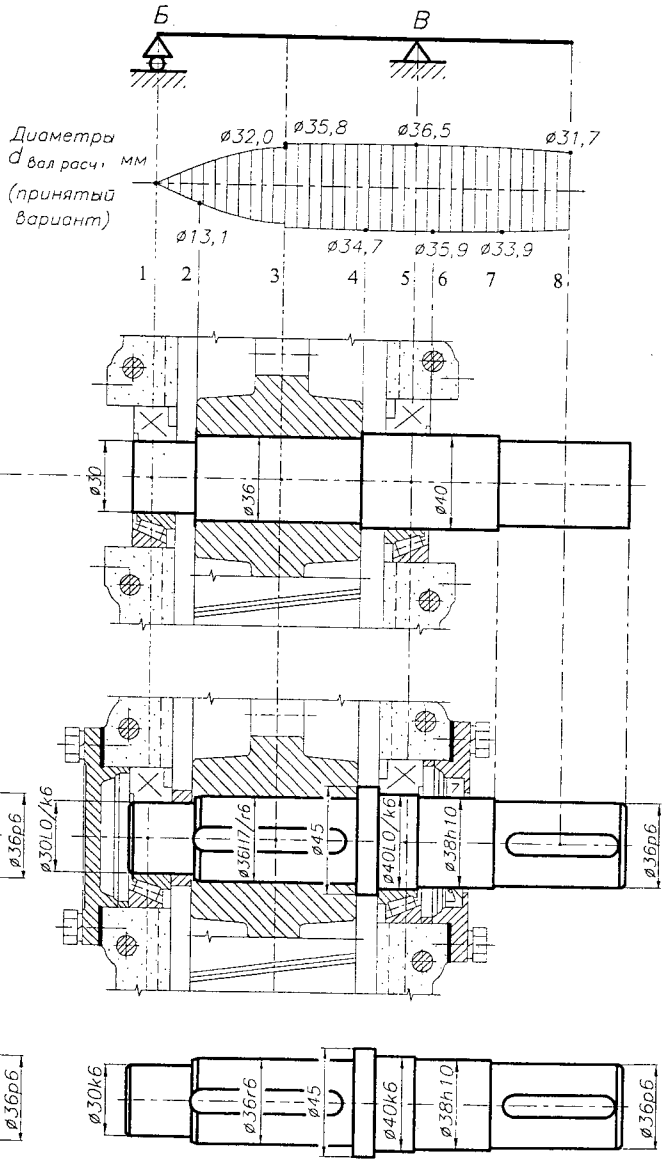


Рис. 4.5.2. Определение размеров вала (вариант 2)

Принимаем $d_3 = d_4 = 36$ мм из ряда чисел R_a40 (первый больший размер, превышающий 35,8 мм).

2.3. Диаметр вала в подшипнике опоры *Б* (сечения 1, 2) должен:

- быть большим или равным диаметрам

$d_1 = 0{,}0$ мм, $d_2 = 13{,}1$ мм;

- заканчиваться на цифру 0 или 5 (внутренние диаметры подшипников качения заканчиваются на 0 или 5).

Принимаем $d_2 = 30$ мм.

2.4. С одной стороны ступицы (желательно со стороны консольного участка вала) между ступицей и подшипником вал выполняют диаметром $d = 45$ мм, что следует из высоты заплечика под подшипник (размер H или d_a - рис. 5.8.1, 5.8.2).

2.5. С другой стороны ступицы (между ступицей и подшипником) устанавливают втулку с внутренним диаметром $d_1 = 30$ мм.

Такое конструктивное решение позволит с левой стороны вала установить до заплечика ($d = 45$ мм) ступицу ($d = 36$ мм), втулку ($d = 30$ мм) и внутреннее кольцо подшипника ($d = 30$ мм).

2.6. Все диаметры консольного участка вала должны быть меньшими или равными $d_5 = 40$ мм.

2.7. Диаметр вала под уплотнение (сечения 6, 7) должен:

- быть большим, чем $d_6 = 36{,}5$ мм;
- быть меньшим или равным $d_5 = 40$ мм;
- соответствовать ряду внутренних диаметров уплотнений (табл. 6.1.1).

Принимаем $d_6 = 38$ мм.

2.8. Диаметр консольного участка вала (сечения 7, 8) должен быть:

- быть большим или равным расчетному диаметру в сечениях 7 и 8

$d_7 = 33{,}9$ мм, $d_8 = 31{,}7$ мм;

- соответствовать ряду диаметров выходных концов валов (4.8.2 п. 1).

Принимаем $d_8 = 36$ мм.

ВАРИАНТ 3 (рис. 4.5.3) $d_{\text{подш }Б} = d_{\text{подш }В} = d_{\text{ст}}$

Это конструктивное решение используют для редукторов серийного производства, не допускающих разборки конструкции вала с установленными на нем частями.

Для возможности установки подшипников и ступицы колеса на вал с номинальным диаметром равным для всех соединений, но с разными посадками, вал перед установкой этих деталей охлаждают жидким азотом.

3.1. Диаметр вала в подшипниках опор *Б* и *В* (сечения 1, 5) и под ступицу (сечение 3) должны:

- быть большими или равными диаметрам в сечениях $d_1 = 0$ мм, $d_3 = 35{,}8$ мм, $d_5 = 36{,}5$ мм;
- заканчиваться на цифру 0 или 5 (внутренние диаметры подшипников качения заканчиваются на 0 или 5).

Принимаем $d_1 = d_3 = d_5 = 40$ мм.

Решение консольных участков вала (в двух вариантах) видно из рис. 4.5.3,*г-ж*.

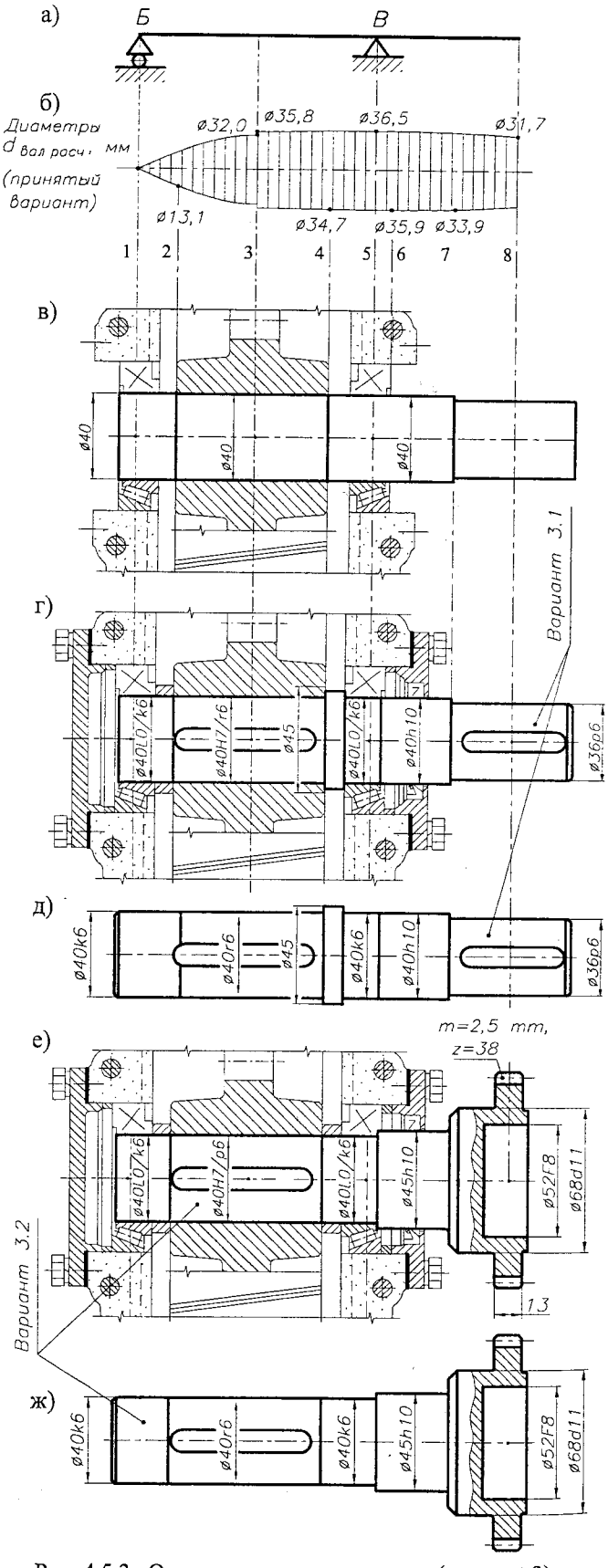


Рис. 4.5.3. Определение размеров вала (вариант 3)

4.6. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМООБРАБОТКА ВАЛОВ

Легко- и средненагруженные валы и оси изготовляют, как правило, из сталей типа Ст3, Ст 4, 25, 30, 35 без термообработки. В ряде случаев используют стали типа 40, 45, 45Х с термообработкой (улучшение).

Тяжело нагруженные валы изготовляют из сталей типа 40ХН, 40ХНМА, 30ХГС с термообработкой (закалка).

При повышенных требованиях к твердости поверхностей (валы шлицевые) для изготовления валов используют стали для цементирования марок 20Х, 12ХН3А или для азотирования - 38ХМЮА, 38ХМЮА.

Материал валов-шестерен определяет требования к материалу шестерни.

Участок входного-выходного вала в месте установки уплотнения подвергают закалке на глубину h 0,3...0,4 мм при HRC 45...48, чему должны соответствовать определенные марки стали. Обозначение термообработки валов (рис. 4.7.3).

Конструкционные материалы и их характеристики (15.2).

4.7. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

Конструирование валов производят в процессе выполнения сборочного чертежа редуктора.

Принятое конструктивное оформление вала (см. рис. 4.4.5), окружающие и установленные на нем части редуктора (см. рис. 4.4.7), технологические, монтажные и эксплуатационные требования к валу определяют:

- необходимые допуски и посадки (п. 3);
- требования к шероховатости поверхностей (п. 4);
- допуски формы и расположения его поверхностей (п. 5).

Некоторые конструкционные решения при проектировании валов, рекомендации, типовые узлы, обозначения и т.д. приведены в 4.8.

---

1. МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ИХ ТЕРМООБРАБОТКА (см. 4.6)
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ И ФОРМЫ ВАЛОВ (см. 4.5).
3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (рис. 4.7.1, 4.7.3, *б*).

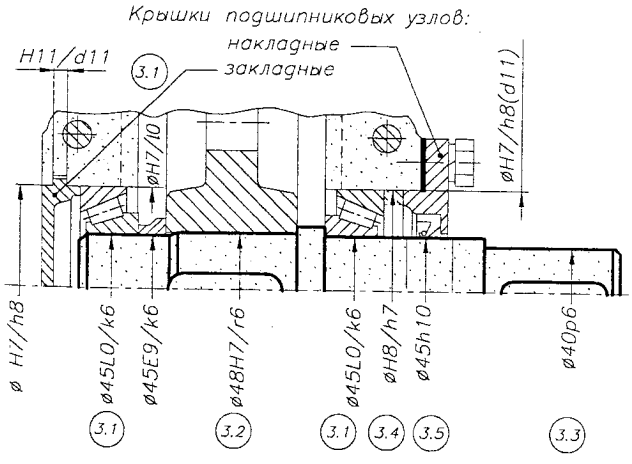


Рис. 4.7.1. Посадки, связанные с установкой валов

3.1. Подшипники качения (5.7. п. 1).

3.2. Зубчатые колеса:

3.2.1. Обычные соединения $H7/p6$ $(d<120)$, $H7/r6$, $H7/s6$ $(d\geq100)$.

3.2.2. Соединения для ударных нагрузок $H7/r6$ $(d<120)$, $H7/s6$ $(d\geq100)$.

3.2.3. Соединения для частого демонтажа $H7/k6$; $H7/m6$; $h7/n6$.

3.3. Муфты:

3.3.1. Обычные соединения $H7/js6$; $H7/k6$; $H7/m6$; $H7/n6$.

3.3.2. Соединения для ударных нагрузок $H7/p6$; $H7/r6$.

3.4. Распорные втулки $H7/h6$; $H8/h7$.

3.5. Отклонения вала в месте установки уплотнений $h10$ (6.1.1 п. 3).

3.6. Посадки соединений "вал-ступица" (7.1, 7.2).

3.7. Рекомендуемые посадки, связанные с установкой валов (рис. 4.7.1).

3.8. Необозначенные граничные отклонения размеров - $h14$; $H14$; $\pm0,5IT14$

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 4.7.2, 4.7.3, *б*)

4.1. Поверхности установки подшипников (5.7 п. 2).

4.2. Поверхности установки ступиц зубчатых колес:

$-для\ d\leq80$ - $Ra1,6$;

$-для\ d>80$ - $Ra3,2$.

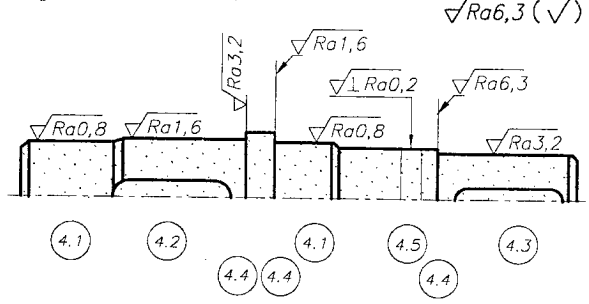


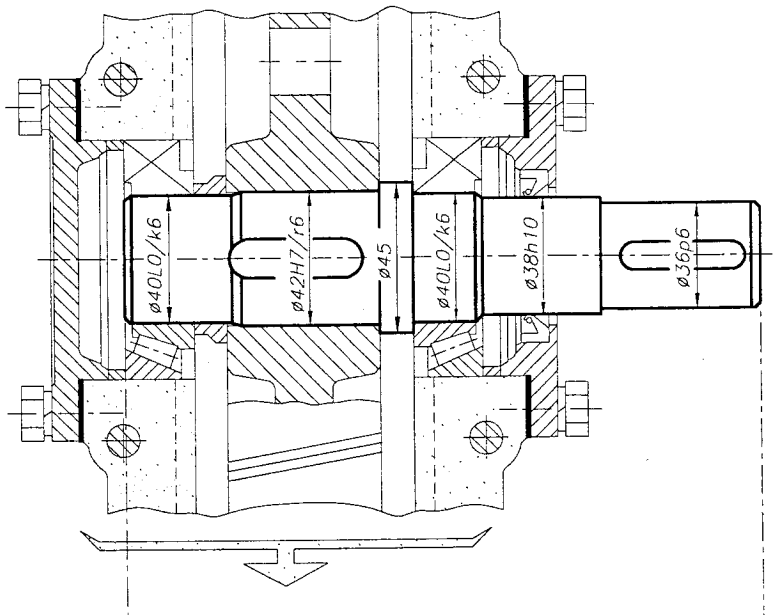
Рис. 4.7.2. Шероховатость поверхностей вала

4.3. Поверхности установки ступиц колес незубчатых передач, муфт и т.д.:
–для d<80 – Ra3,2; –для d>80 – Ra6,3.

4.4. Торцевые поверхности уступов (заплечиков) вала для установки подшипников качения, ступиц колес, муфт и т.д. - на класс ниже шероховатости поверхностей установки этих деталей в соответствии с п. 4.1, 4.2, 4.3.

4.5. 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.

а)



б)

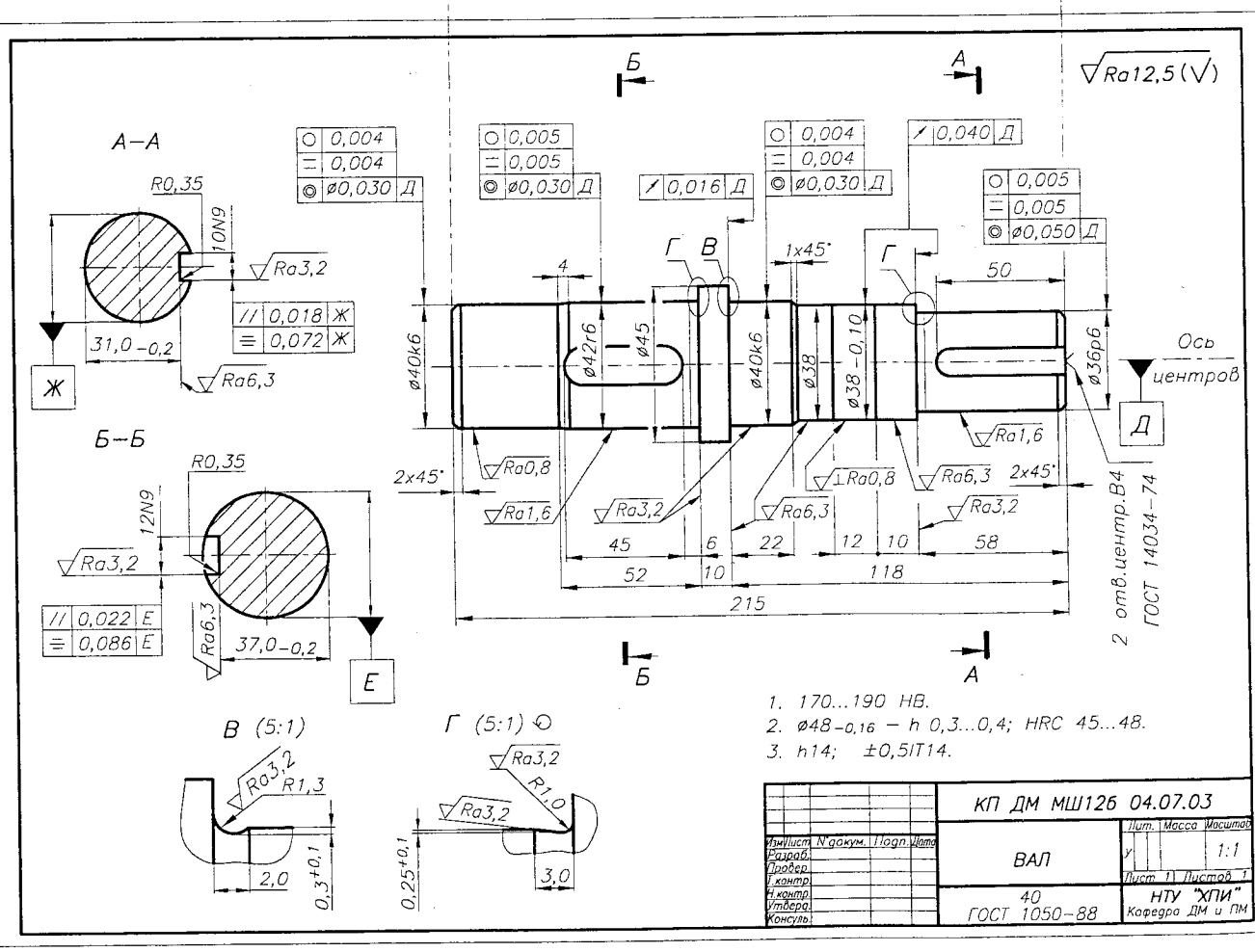


Рис. 4.7.3. Конструирование вала:
а) вал с установленными на нем и окружающими его частями; б) рабочий чертеж вала

4.6. Поверхности вала в местах соединений "вал-ступица" (7.1, 7.2) *Ra6,3...12,5.*

4.7. Другие необозначенные поверхности. Их представление на чертеже (рис. 4.7.4).

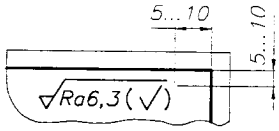


Рис. 4.7.4. Представление шероховатости необозначенных на чертеже поверхностей

5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 4.7.3,*б*, 4.7.5)

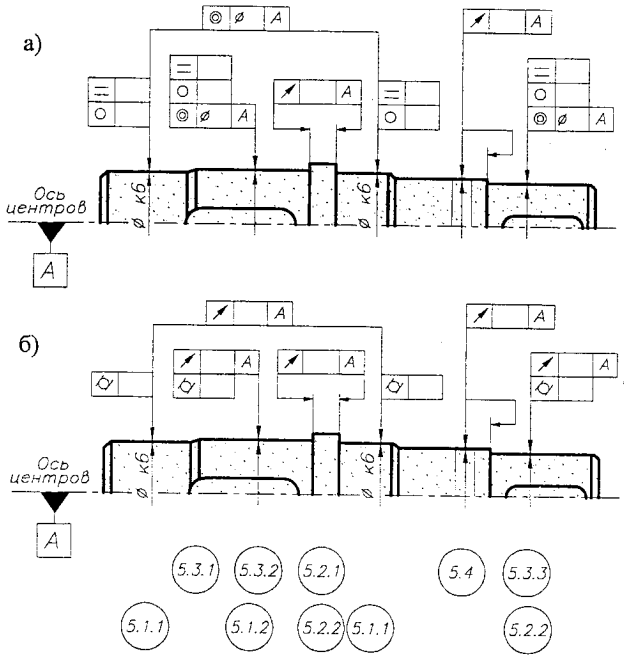


Рис. 4.7.5. Обозначение допусков формы и расположения поверхностей вала:
а) с использованием знаков ○, ⌯, ◎;
б) с использованием знаков ⌭, ⌰

5.1. Допуск круглости посадочных мест ○; допуск профиля продольного сечения ⌯ или допуск цилиндричности ⌭ = ○ + ⌯.
Указывают:

5.1.1 - на поверхностях установки подшипников качения для ограничения отклонения геометрической формы дорожек качения колец подшипников (табл. 5.7.9).

5.1.2 - на поверхностях установки зубчатых и червячных колес, муфт, шкивов, звездочек для ограничения концентрации давлений в местах установки этих деталей;
$T_{○}=T_{⌯}=0{,}3$ отклонения размера поверхности.

5.2. Допуск торцевого биения уступа (заплечика) вала ⌰. Указывают:

5.2.1 - на поверхностях уступов валов для подшипников качения для уменьшения перекоса колец подшипников и искажения геометрической формы дорожки внутреннего кольца подшипника (табл. 5.7.10);

5.2.2 - на поверхностях уступов валов для узких ($l/d<0{,}8$) зубчатых и червячных колес (табл. 4.7.1 для степеней точности по табл. 4.7.2). При $l/d \geq 0{,}8$ допуск не задают.

5.3. Допуск соосности ◎ посадочных поверхностей относительно их общей оси*.
Указывают:

5.3.1 - на поверхностях установки подшипников качения для ограничения отклонения геометрической формы дорожек качения колец подшипников (табл. 4.7.3 для степеней точности по табл. 4.7.4).

5.3.2 - на поверхностях установки зубчатых и червячных колес для обеспечения норм кинематической точности и норм контакта зубчатых и червячных передач - табл. 4.7.3 по степени точности по табл. 4.7.4;

5.3.3 - на поверхностях установки полумуфт, шкивов, звездочек для снижения дисбаланса вала и установленных на нем деталей.
$T_{◎}=f(n)\approx 48/n$, мм, для $n \geq 1000$ мин$^{-1}$.
Для $n<1000$ мин$^{-1}$ $T_{◎}$ не задают.

5.4. Допуск радиального биения поверхности вала, расположенной над резиновыми армированными манжетами ⌰ для ограничения амплиту-

Табл. 4.7.1. Допуски торцевого биения поверхности уступа (заплечика) вала при установке зубчатых и червячных колес при $l/d<0{,}8$ [9]

Интервалы размеров, мм	Степень точности допусков торцевого биения				
	6	7	8	9	10
	Допуск торцевого биения, мкм				
Св.16 до 25	6	10	16	25	40
Св.25 до 40	8	12	20	30	50
Св.40 до 63	10	16	25	40	60
Св. 63 до 100	12	20	30	50	80
Св. 100 до 160	16	25	40	60	100

Табл. 4.7.2. Степени точности допусков торцевого биения [9]

Тип колес	Степень точности передач по нормам контакта		
	6	7, 8	9
	Степени точности допусков торцевого биения		
Зубчатые	5	6	7
Червячные	6	7	8

* В чертежах на вал и корпус разрешается вместо допуска соосности указывать допуск радиального биения посадочных мест относительно тех же баз (ГОСТ 3325-85)

ды колебаний рабочей кромки манжеты относительно вала и уменьшения ее износа $T_{/} = f(n) \approx 48/n$, мм, для $n \geq 1000$ мин$^{-1}$. Для $n < 1000$ мин$^{-1}$ $T_{/}$ не задают.

Табл. 4.7.3. Допуски соосности посадочных поверхностей относительно их общей оси для подшипников качения и зубчатых колес [9]

Интервалы размеров, мм	Степень точности допусков соосности				
	5	6	7	8	9
	Допуск соосности, мкм				
Св. 18 до 30	10	16	25	40	60
Св. 30 до 50	12	20	30	50	80
Св. 50 до 120	16	25	40	60	100
Св. 120 до 250	20	30	50	80	120

5.5. Допуски параллельности ⫽ и симметричности ⌯ элементов соединений "вал-ступица" относительно оси вала (7.1, 7.2).

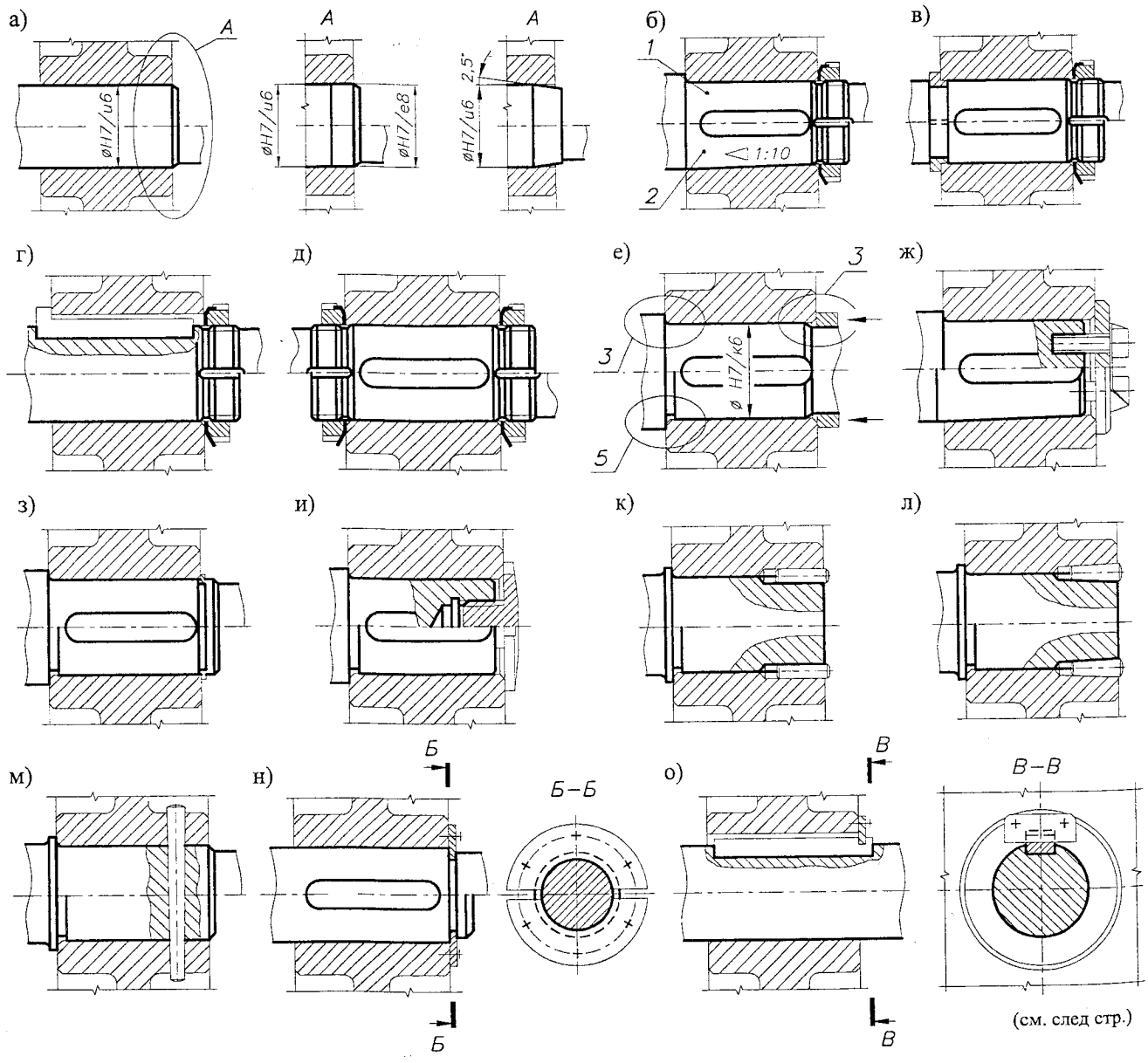
Табл. 4.7.4. Степени точности допусков соосности зубчатых колес [9]

Степень кинемат. точности передачи	Диаметр делительной окружности колеса, мм		
	Св.50 до 125	Св. 125 до 280	Св. 280 до 560
	Степень точности допусков соосности		
6	5	6	7
7	6	7	7
8	7	7	8
9	7	8	8

Для червячных колес степень точности на одну степень грубее.

4.8. НЕКОТОРЫЕ РЕШЕНИЯ И ТИПОВЫЕ УЗЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ ВАЛОВ

4.8.1. ОСЕВОЕ КРЕПЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ НА ВАЛАХ [2, 8, 9, 14, 16, 18, 19, 20, 45]



(см. след стр.)

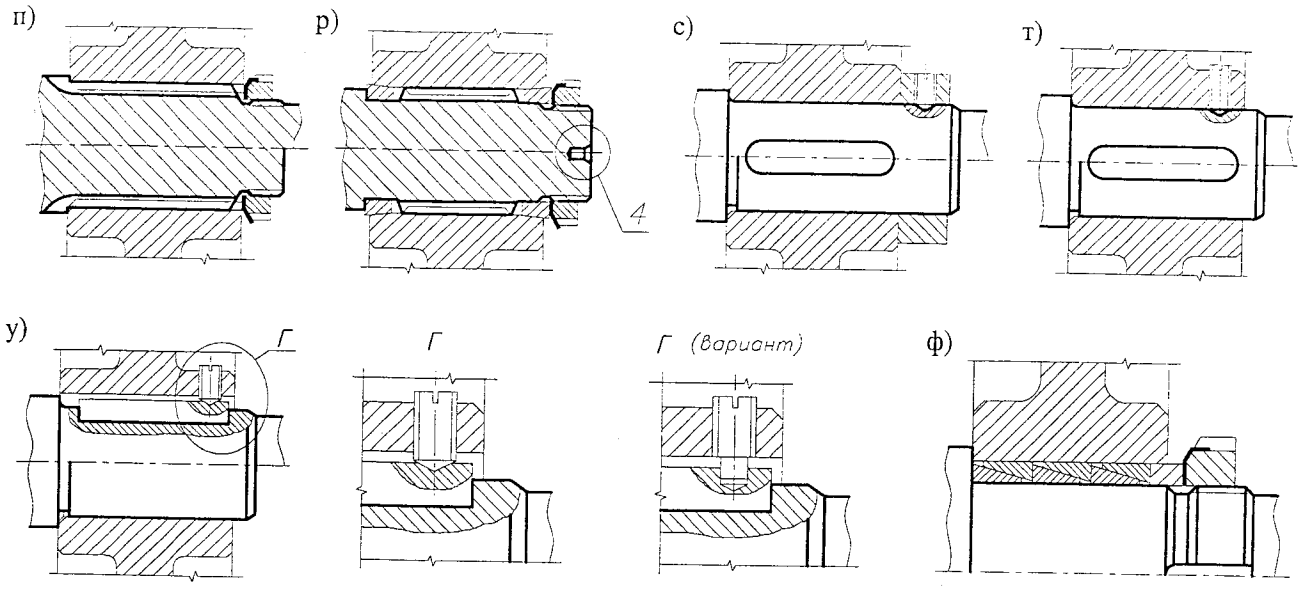


Рис. 4.8.1. Осевое крепление деталей на валах с использованием: а) посадок с натягом; б) круглой шлицевой гайки; в) закладной разрезной втулки и круглой шлицевой гайки; г) шпонки с головкой и круглой шлицевой гайки; д) двух круглых шлицевых гаек; е) распорной втулки; ж) торцевой шайбы; з) пружинного 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 (4.8.2); *2* - концы валов конические (4.8.2); *3* - радиусы закруглений, фаски и высоты заплечиков (4.8.3); *4* - отверстия центровые (4.8.5); *5* - канавки для выхода шлифовального круга (4.8.6)

4.8.2. КОНЦЫ ВАЛОВ

1. КОНЦЫ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

Табл. 4.8.1. Концы валов цилиндрические, мм

ГОСТ 12080-66

d		Поле допуска	*L*		*R*	*c*	L_1	L_2	d_1
1-й ряд	2-й ряд		Исполнение 1	Исполнение 2					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
14		*j6* (*k6*)	30	25	1,0	0,6	30	18	M8x1
16 18	19		40	28			40	28	M10x1,25
20 22	24		50	36	1,6	1,0	50	36	M12x1,25
25 28			60	42			60	42	M16x1,5
	30		80	58	2,0	1,6	80	58	M20x1,5
32 36	35	*k6*	80	58	2,0	1,6	80	58	M20x1,5
	38								M24x2
40 45	42 48		110	82			110	82	
50					2,5	2,0			M30x2
55	53	*m6*							M36x3

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°.

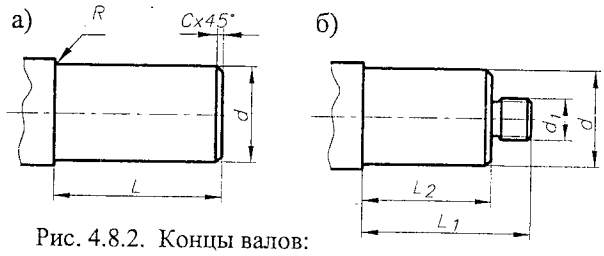


Рис. 4.8.2. Концы валов:
а) цилиндрические;
б) цилиндрические с резьбовым хвостовиком

Продолж. табл. 4.8.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
60	63	*m6*	140	105			140	105	M42x3
	65								M42x3
70	75								M48x3
80			170	130	3,2	2,5	170	130	M56x4
90	85 95								
100 110 125	105 120		210	165	4,0	3,2			

2. КОНЦЫ ВАЛОВ КОНИЧЕСКИЕ С КОНУСНОСТЬЮ 1:10

Табл. 4.8.2. 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	19					16,6 17,6	17,2 18,2	4	4	2,5		M5
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 по ГОСТ 10748-79.

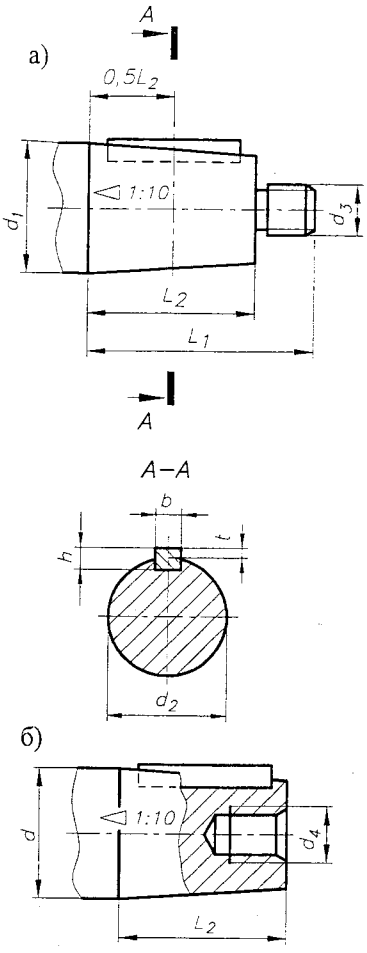


Рис. 4.8.3. Конические концы валов:
а) с наружной резьбой;
б) с внутренней резьбой

4.8.3. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ВАЛОВ В МЕСТАХ УСТАНОВКИ СТУПИЦ

1. РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЙ И ФАСКИ

Табл. 4.8.3. Значения радиусов закругления и фасок, мм

ГОСТ 10948-64

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 (табл. 4.8.4)

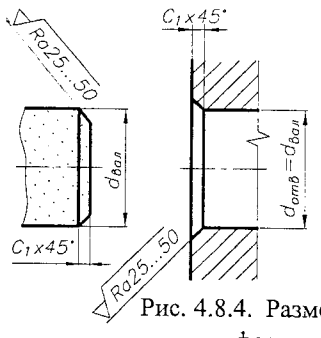


Рис. 4.8.4. Размеры фасок

Табл. 4.8.4. Рекомендуемые размеры фасок $c_1 = f(d_{вал})$

$d_{вал}$	c_1
мм	
10...20	0,6
20...30	1,0
30...50	1,6
50...75	2,0
75...100	2,5

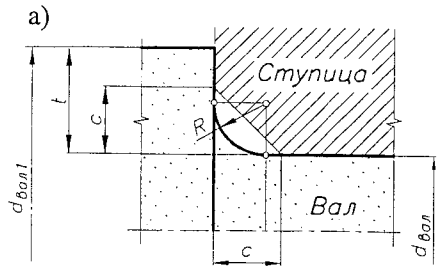
3. ФАСКИ, РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЙ (ГАЛТЕЛИ) И ВЫСОТЫ ЗАПЛЕЧИКОВ (УСТУПОВ) ВАЛА И ВТУЛКИ (табл. 4.8.5)

Табл. 4.8.5. Рекомендуемые зависимости $R, c, R_1 = f(d_{вал})$

$d_{вал}$, мм	⩽20	⩽30	⩽50	⩽ 70	⩽100	⩽150
$R\ ^{0}_{-0,3}$, мм	1,0	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0
$c, R_1\ ^{+0,3}_{0}$, мм	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0

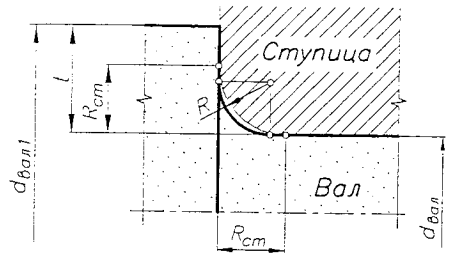
Все радиусы закруглений (галтели) на переходных участках вала желательно выполнить одинаковыми.

а)



$R = f(d_{вал})$ – табл. 4.8.5;
$c = f(R)$ – табл. 4.8.5; $(c > R)$;
$t \approx (1,5...1,7)c$;
$d_{вал1} = d_{вал} + 2t$;

б)

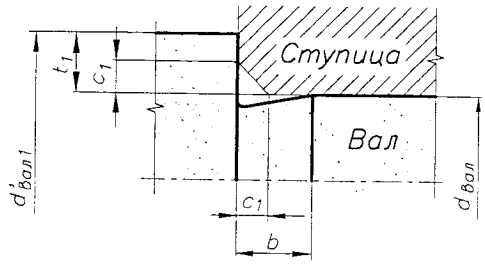


$R_{ст}(R)$ – табл. 4.8.5.

$t \approx (1,5...1,7)R_{ст}$;

$d_{вал1} = d_{вал} + 2t$.

в)



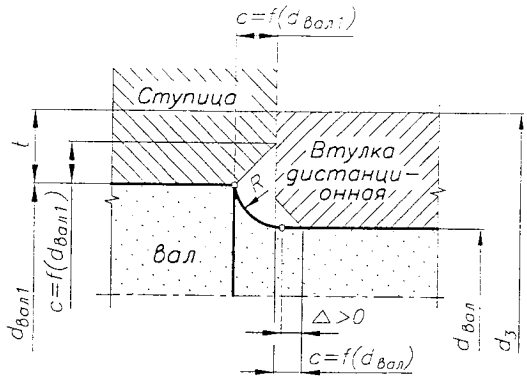
$b = f(d_{вал})$ – табл. 4.8.6;

$c_1 = (0,3...0,4)c$;

$t_1 \approx (3,0...4,0)c_1$;

$d'_{вал1} = d_{вал} + 2t_1$;

Рис. 4.8.5. Установка ступицы к заплечику (уступу) вала:
а) с использованием закругления вала и фаски в ступице;
б) с использованием закруглений вала и ступицы;
в) с использованием подточки вала и фаски в ступице



$d_{вал}$ и $d_{вал1}$ – из конструкции вала;

$d_3 \geq d_{вал1} + 2t$; $t \approx (1,5...1,7)c$.

Рис. 4.8.6. Установка ступицы к дистанционной втулке

4. ПОДТОЧКИ (табл. 4.8.6)

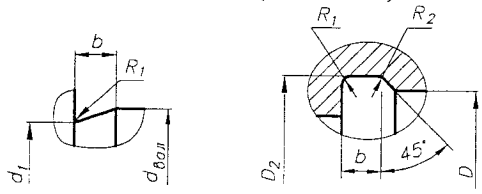


Рис. 4.8.7. Подточки:
а) для вала; б) для отверстия

Табл. 4.8.6. 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

4.8.4. РАЗМЕЩЕНИЕ ОТВЕРСТИЙ В СЕЧЕНИИ ВАЛА

(табл. 4.8.7, 4.8.8)

1. РАЗМЕЩЕНИЕ ОДИНОЧНЫХ ОТВЕРСТИЙ

Табл. 4.8.7. Размеры одиночных отверстий в сечении вала, мм

$d_{вал}$	d_1	d_2	l_{min}	l_1	l_2	l_3
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

2. РАЗМЕЩЕНИЕ ДВУХ ОТВЕРСТИЙ

Табл. 4.8.8. Размеры размещения двух отверстий в сечении вала, мм

$d_{вал}$	d_1	l_{min}	l_1	e
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

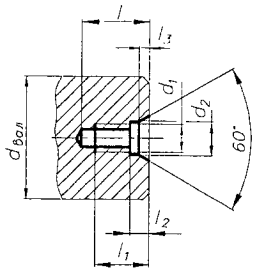


Рис. 4.8.8. Размещение одиночного отверстия в сечении вала

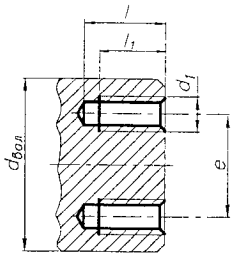


Рис. 4.8.9. Размещение двух отверстий в сечении вала

4.8.5. ОТВЕРСТИЯ ЦЕНТРОВЫЕ ГОСТ 14034-74

1. ЦЕНТРОВЫЕ ОТВЕРСТИЯ С УГЛОМ КОНУСА 60° (табл. 4.8.9)

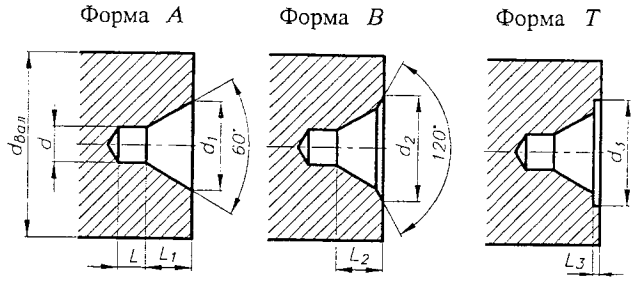


Рис. 4.8.10. Центровые отверстия с углом конуса 60°

2. ЦЕНТРОВЫЕ ОТВЕРСТИЯ С УГЛОМ КОНУСА 60° (табл. 4.8.9)

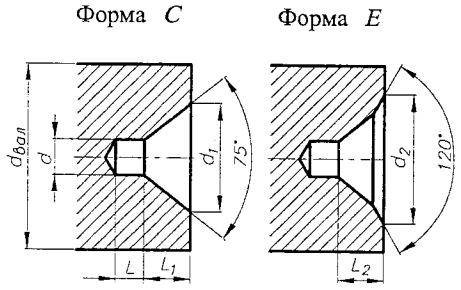


Рис. 4.8.11. Центровые отверстия с углом конуса 75°

Табл. 4.8.9. 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	

3. ЦЕНТРОВЫЕ ОТВЕРСТИЯ С МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБОЙ (табл. 4.8.10)

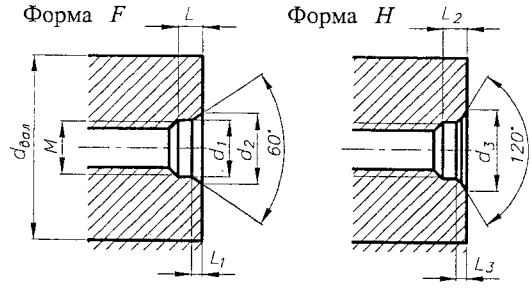


Рис. 4.8.12. Центровые отверстия с метрической резьбой

Табл. 4.8.10. 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	11,0	15,6	19,8	9,0	4,0	10,2	5,2
32	50	M12	13,0	18,0	22,0	10,0	4,3	11,2	5,5
40	63	M16	17,0	22,8	28,7	11,0	5,0	12,5	6,5
63	80	M20	21,0	28,0	33,0	12,5	6,0	14,0	7,5
100		M24	25,0	36,0	43,0	14,0	9,5	16,0	11,5
160		M30	31,0	44,8	51,8	18,0	12,0	20,0	14,0
...									

4. ЦЕНТРОВЫЕ ОТВЕРСТИЯ С ДУГООБРАЗНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ (табл. 4.8.11)

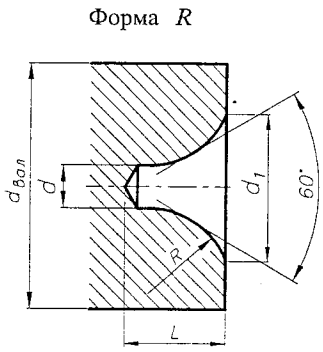


Рис. 4.8.13. Центровые отверстия с дугообразной образующей

Табл. 4.8.11. 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. 4.8.12. Применение форм центровых отверстий

A	В случаях, когда после обработки необходимость в центровых отверстиях отпадает. В случаях, когда сохранность центровых отверстий в процессе их эксплуатации гарантируется соответствующей термообработкой.
B	В случаях, когда центровые отверстия являются базой для мнократного использования, а также в случаях, когда центровые отверстия сохраняются в готовых изделиях.
T	Для оправок и калибров-пробок.

Продолж. табл. 4.8.12

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 термобработки 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 (рис. 4.8.14,*а*). При наличии двух одинаковых отверстий изображают одно из них. Если центровые отверстия в готовом изделии недопустимы, то при этом указывают знак K (рис. 4.8.14,*б*).

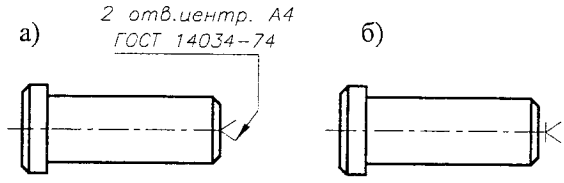


Рис. 4.8.14. Изображение центровых отверстий на чертежах:
а) центровые отверстия должны быть в готовом изделии;
б) центровые отверстия недопустимы в готовом изделии

4.8.6. КАНАВКИ ДЛЯ ВЫХОДА ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА ГОСТ 8820-69

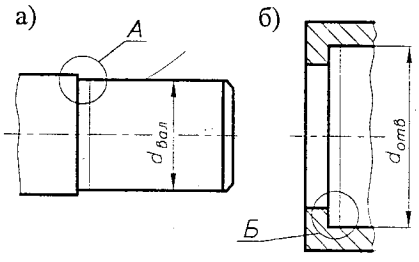


Рис. 4.8.15. Шлифуемые поверхности:
а) вала (наружное шлифование);
б) отверстия (внутреннее шлифование)

1. ШЛИФОВАНИЕ ПО ЦИЛИНДРУ (табл. 4.8.13)

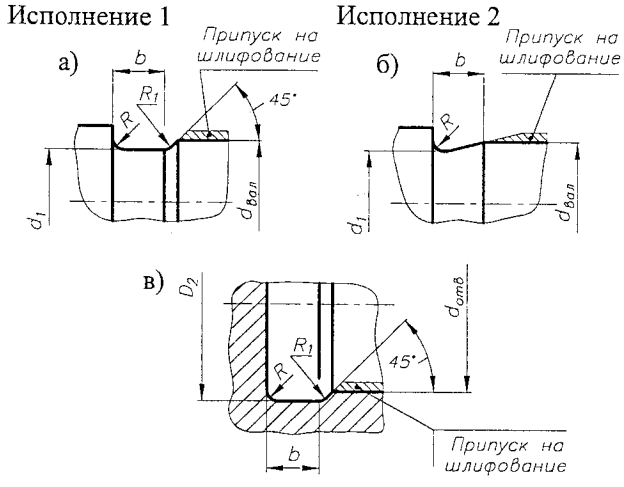


Рис. 4.8.16. Канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании по цилиндру:
а), б) для наружного шлифования – *А* ;
в) для внутреннего шлифования – *Б*

2. ШЛИФОВАНИЕ ПО ТОРЦУ (табл. 4.8.13)

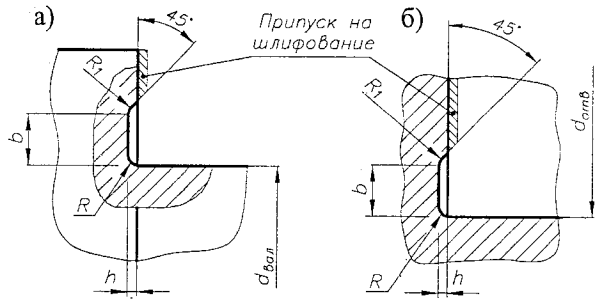
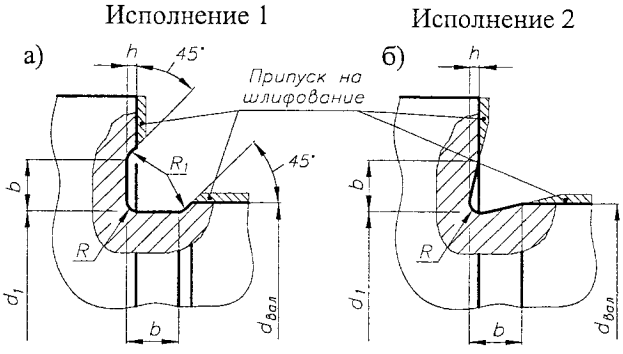


Рис. 4.8.17. Канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании по торцу:
а) для наружного шлифования – *А*;
б) для внутреннего шлифования – *Б*

3. ШЛИФОВАНИЕ ПО ЦИЛИНДРУ И ТОРЦУ (табл. 4.8.13, 4.8.14)



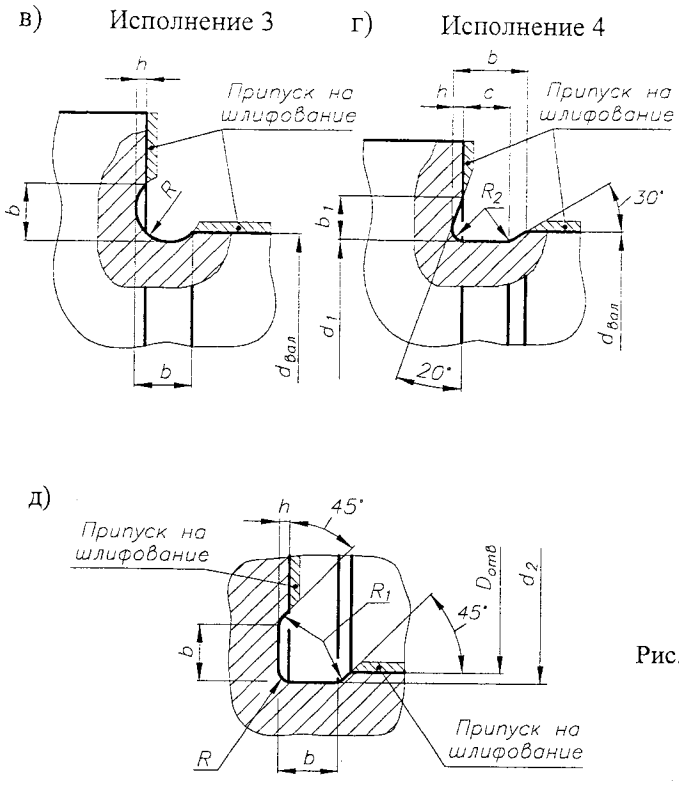


Табл. 4.8.13. Размеры канавок исполнений 1, 2 и 3, мм

$d_{вал}$, $d_{отв}$	b для исполн. 1, 2	b для исполн. 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. 4.8.14. 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.

Рис. 4.8.18. Канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании по цилиндру и торцу:
а) - г) для наружного шлифования – *А*;
д) для внутреннего шлифования – *Б*

4.8.7. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ

1. УМЕНЬШЕНИЕ ВЫСОТЫ УСТУПОВ (ЗАПЛЕЧИКОВ) ВАЛА [9, 21, 28, 42, 50]

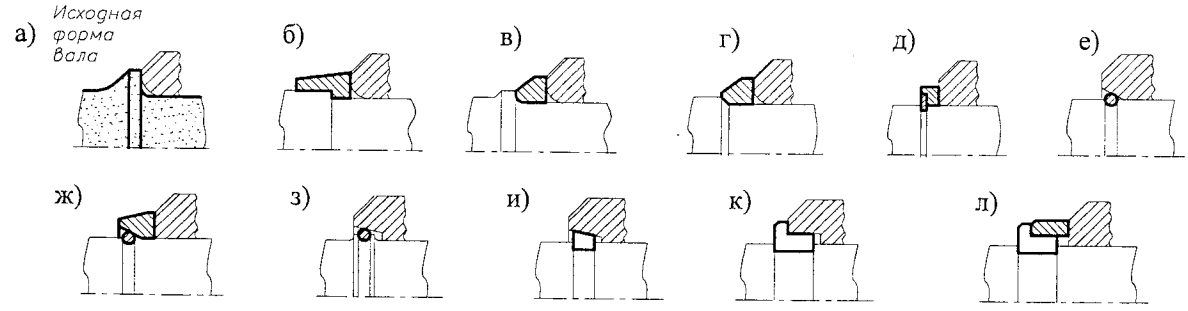


Рис. 4.8.19. Примеры конструктивных решений по уменьшению высоты уступов (заплечиков) вала

2. ВЫПОЛНЕНИЕ МЕСТ ИЗМЕНЕНИЯ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ [2, 9, 28]

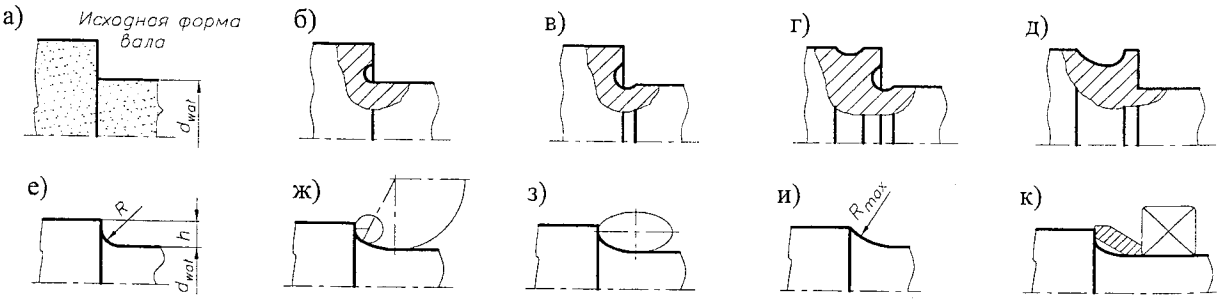


Рис. 4.8.20. Примеры конструктивных решений по уменьшению коэффициента концентрации напряжений в местах изменения диаметра вала

3. ВЫПОЛНЕНИЕ МЕСТ СО ШПОНОЧНЫМИ ПАЗАМИ

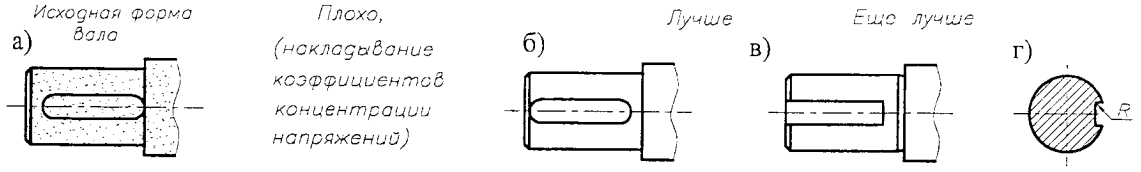


Рис. 4.8.21. Примеры конструктивных решений по уменьшению коэффициента концентрации напряжений в местах шпоночных пазов

4. ВЫПОЛНЕНИЕ МЕСТ С ПРЕССОВЫМИ ПОСАДКАМИ [9, 24, 45]

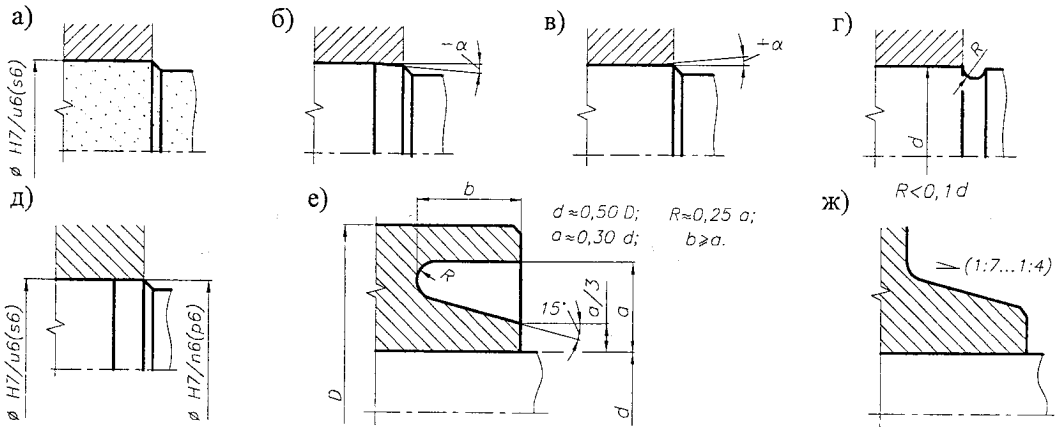


Рис. 4.8.22. Примеры конструктивных решений по уменьшению коэффициента концентрации напряжений в местах прессовых посадок

4.9. ПРОВЕРКА ВАЛА НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Проверку вала на усталостную прочность выполняют после разработки рабочего чертежа вала, подлежащего проверке.

Перед началом расчета:

а) уточняют 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. 4.9.2, 4.9.5), учитывающую схему установки радиально-упорных подшипников;

б) уточняют расположение пунктов приложения сил, нагружающих вал (замером на сборочном чертеже редуктора);

в) уточняют величины реакций в подшипниках;

г) уточненяют величины 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. 4.9.1).
2. Материал и термообработка вала (НВ, $\sigma_т$, $\sigma_в$).
3. Значения изгибающих $M_и$ и крутящих T моментов в характерных сечениях вала.
4. Реверсивность передачи (параметр заданный).

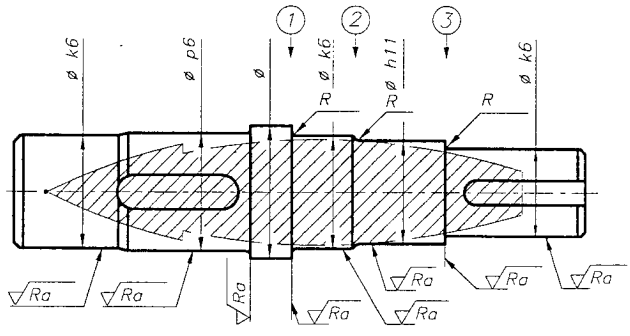


Рис. 4.9.1. Параметры вала для проверки на усталостную изгибную прочность

РЕШЕНИЕ:

Проверка вала на усталостную прочность состоит в определении запасов прочности в опасных сечениях проверяемого вала (ГОСТ 25.504-82)

1. Анализируя линию сечений вала, где приведенные напряжения равны допускаемым (рис. 4.4.5,*м*), а также принятые размеры вала (рис. 4.4.7, 4.7.3), можно сделать вывод, что потенциально слабыми сечениями являются сечения, обозначенные циф-

рами 1, 2, 3 (см. рис. 4.9.1).

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.

2. Для каждого выбранного сечения вала, следуя из его конструкции (см. рис. 4.7.3), выбирают типы концентраторов напряжений и для этих типов по табл. 4.9.1, 4.9.2 выбирают значения коэффициентов концентрации напряжений по изгибу (k_σ) и кручению (k_τ):

сечение 1 - $k_{\sigma 1}$, $k_{\tau 1}$;

сечение 2 - $k_{\sigma 2}$, $k_{\tau 2}$;

сечение 3 - $k_{\sigma 3}$, $k_{\tau 3}$.

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 (см. табл. 15.2.1);

σ_a - амплитуда цикла изменения напряжений изгиба, МПа,

$$\sigma_a = \sigma_и = M_и \cdot 10^3 / W.$$

Здесь $M_и$ - изгибающий момент в рассматриваемом сечении вала, Н·м;

W - момент сопротивления изгибу рассматриваемого сечения вала с учетом ослабления вала, мм^3 (табл. 4.9.1);

$k_{\sigma д}$ - коэффициент снижения предела выносливости в рассматриваемом сечении при изгибе

$$k_{\sigma д} = \frac{k_\sigma}{k_d} + \frac{1}{k_F} - 1,$$

где k_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (рис. 4.9.3), $k_d = f(d_{вал}$, материал вала);

k_F - коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности (рис. 4.9.4).

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 нагружения, МПа (табл. 15.2.1);

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

$\tau_a = \tau_m = \tau / 2 = T \cdot 10^3 / 2 W_р$, МПа,

Здесь T - крутящий момент на валу, Н·м;

$W_р$ - момент сопротивления кручению рассматриваемого сечения вала с учетом ослабления вала, мм^3 (табл. 4.9.1);

$k_{\tau д}$ - коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при кручении

$$k_{\tau д} = \frac{k_\tau}{k_d} + \frac{1}{k_F} - 1,$$

где k_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (рис. 4.9.3), $k_d = f(d_{вал}$, материал вала);

k_F - коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности при кручении (рис. 4.9.4);

ψ_τ - коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла изменения напряжений (табл. 4.9.2).

5. Общий запас сопротивления усталости

$$s = s_\sigma\, s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geq s_{min}, \qquad s_{min} = 1{,}5.$$

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 $s \geq 3$ следует уменьшить диаметр вала.

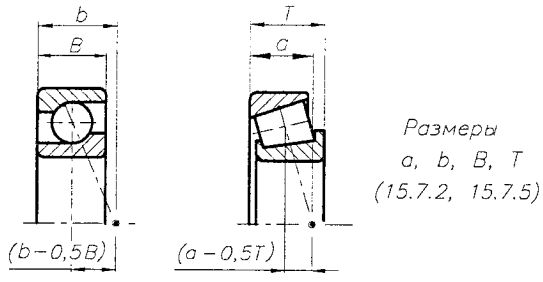


Рис. 4.9.2. Схемы для определения величин $(b - 0{,}5B)$ и $(a - 0{,}5T)$

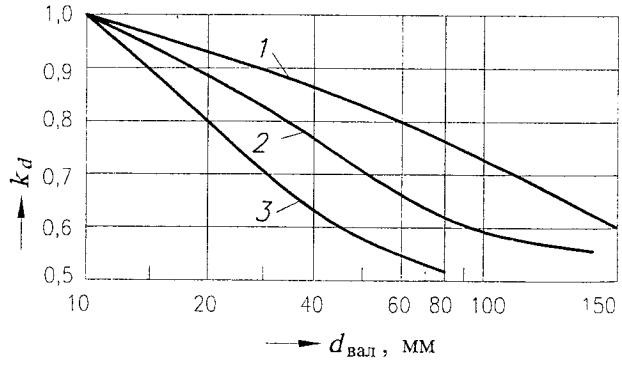
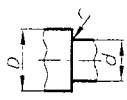
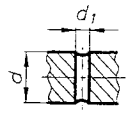
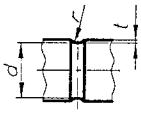
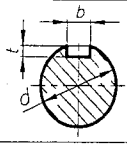


Рис. 4.9.3. Графики для определения k_d:
1 - углеродистая сталь без концентрации напряжений; *2* - легированная сталь без концентрации напряжений и углеродистая сталь при концентрации напряжений $k_\sigma < 2...3$; *3* - легированная сталь с концентрацией напряжений

Табл. 4.9.1. Значения k_σ, k_τ, w, w_p

	k_σ		k_τ		Эскиз	Момент сопротивления, мм³	
	$\sigma_в$, МПа		$\sigma_в$, МПа			w	w_p
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000			
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		$\frac{\pi d^3}{32}(1{,}1\text{-}1{,}54\frac{d_1}{d})$	$\frac{\pi d^3}{16}(1\text{-}\frac{d_1}{d})$
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 зубья 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_τ/k_d.

Табл. 4.9.2. Значения k_σ, k_τ в местах установки на валу деталей с натягом

Диаметр вала, мм	k_σ при $\sigma_в$, МПа				k_τ при $\sigma_в$, МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,60	3,30	4,00	5,10	1,50	2,00	2,40	3,05
40	2,75	3,50	4,30	5,40	1,65	2,10	2,60	3,25
50	2,90	3,70	4,50	5,70	1,75	2,20	2,70	3,40
50	3,00	3,85	4,70	5,95	1,80	2,30	2,80	3,55
70	3,10	4,00	4,85	6,15	1,85	2,40	2,00	3,70
80	3,20	4,10	4,95	6,30	1,90	2,45	3,00	3,80
90	3,30	4,20	5,10	6,45	1,95	2,50	3,05	3,90
100	3,35	4,30	5,20	6,60	2,00	2,55	3,10	3,95

При установке с натягом колец подшипников качения табличное значение следует умножить на 0,9.

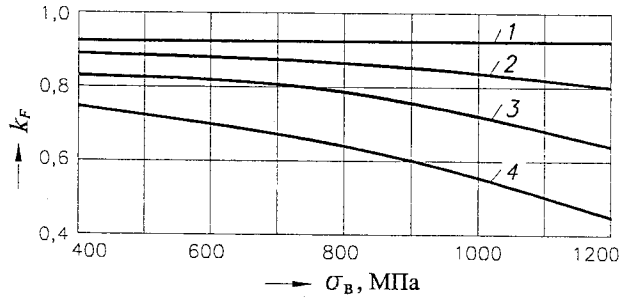


Рис. 4.9.4. Графики для определения k_F
1 - шлифование тонкое (R_a 0,32; 0,16); *2* - обточка чистовая (R_a 2,5; 1,25; 0,63); *3* - обдирка (R_z 20; 40; 80); *4* - необработанные поверхности с окалиной

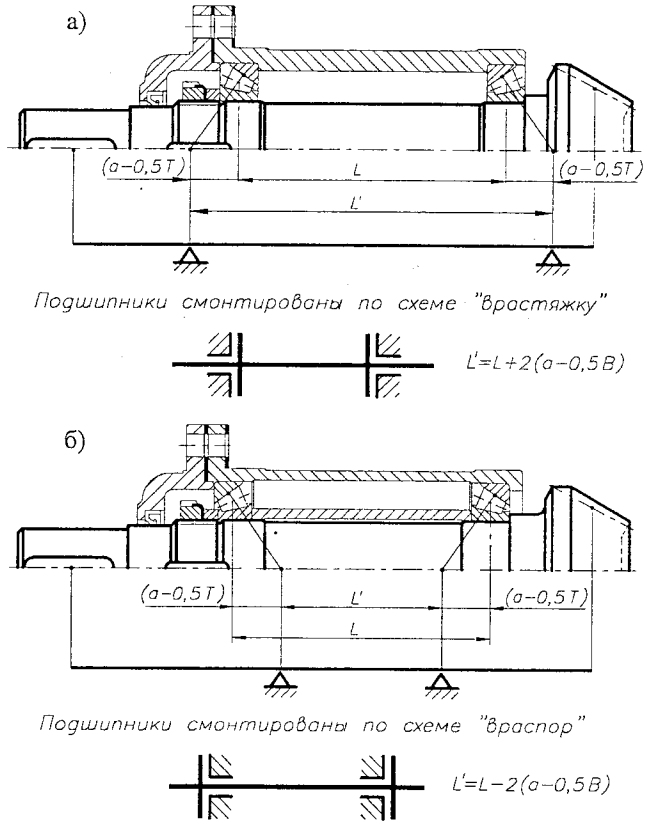


Рис. 4.9.5. Уточненное расстояние между опорами L' в случае применения радиально-упорных подшипников, установленных: а) "врастяжку"; б) "враспор"
(на примере вала конической шестерни. Схема б) не рекомендуется)

Табл. 4.9.3. Значения коэффициента ψ_τ, характеризующего чувствительность материала вала к асимметрии цикла изменения напряжений

Углеродистые стали:	
- с малым содержанием углерода	$\psi_\tau = 0$
- со средним содержанием углерода	$\psi_\tau = 0{,}05$
Легированные стали	$\psi_\tau = 0{,}10$

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Проверить на усталостную прочность вал (см. рис. 4.7.3).*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Конструкция вала (см. рис. 4.7.3).
2. Материал и термообработка вала - 40, улучшение, 170...190 НВ; $\sigma_т$= 340 МПа; $\sigma_в$= 600 МПа; σ_{-1}= 250 МПа; τ_{-1} = 160 МПа (табл. 15.2.1).
3. Значения изгибающих $M_и$ и крутящих T моментов в сечениях вала (см. рис. 4.4.5,*з,и* и 4.4.6,*з,и*). (проверка выполняется без уточнения расстояния между опорами и изменения этого расстояния на величину $\pm 2(\sigma - 0{,}5B)$, без уточнения величин реакций в опорах и изгибающих моментов).
4. Передача реверсивная.

РЕШЕНИЕ

1. Анализируя линию сечений вала, где приведенные напряжения равны допускаемым (см. рис. 4.4.5,*л*), а также принятые размеры вала (см. рис. 4.4.7, 4.7.3), можно сделать вывод, что потенциально слабыми сечениями являются сечения, обозначенные цифрами 1, 2, 3 (рис. 4.9.6).

Выбранные сечения имеют параметры (рис. 4.4.5,*з,и*; 4.4.6,*з,и*):

сеч. 1 – $d_{вал1}$ = 45/40 мм; $M_{и1}$= 217 Н·м; T_1= 229 Н·м;
сеч. 2 – $d_{вал2}$ = 40/38 мм; $M_{и2}$= 176 Н·м; T_2= 229 Н·м;
сеч. 3 – $d_{вал3}$ = 38/36 мм; $M_{и3}$= 106 Н·м; T_3= 229 Н·м.

К определению величин изгибающих моментов в сечениях 2 и 3:

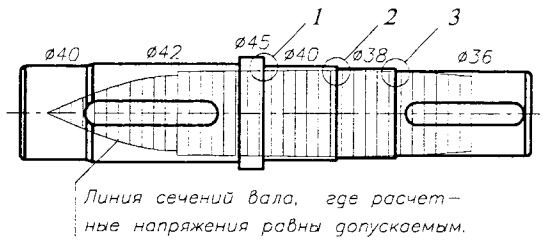
$M_{и2} = M_{и1}\, 96/118 = 217 \cdot 96/118 = 176$ Н·м;

$M_{и3} = M_{и1}\, 58/118 = 217 \cdot 58/118 = 106$ Н·м.

2. Для каждого выбранного сечения вала, следуя из его конструкции, выбираем тип концентратора напряжений и по табл. 4.9.1, 4.9.2 для этого типа определяем значения коэффициентов концентрации напряжений по нормальным (k_σ) и касательным (k_τ) напряжениям:

сечение 1 - посадка *L0/к6* $k_{\sigma 1}$= 2,4; $k_{\tau 1}$=1,8;
- галтель D/d = 45/40 = 1,125;
r/d = 1,3/40 = 0,03 $k_{\sigma 1}$= 2,3; $k_{\tau 1}$=1,7.
Принимаем в расчет большие из значений
$k_{\sigma 1}$= 2,4; $k_{\tau 1}$=1,8.

сечение 2 - галтель D/d = 40/38 = 1,05;
r/d = 1,0/38 = 0,03 $k_{\sigma 1}$= 2,3; $k_{\tau 1}$=1,7.



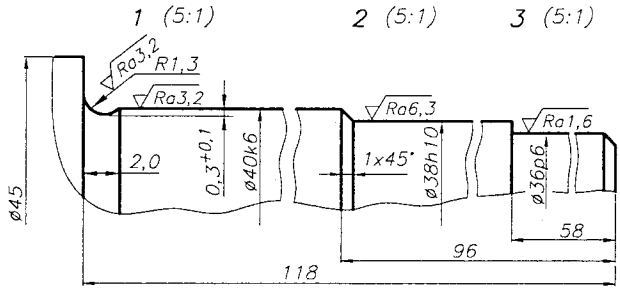


Рис. 4.9.6. К проверке вала на усталостную прочность

сечение 3 - галтель D/d = 38/36 = 1,05
r/d = 2,0/36 = 0,06 $k_{\sigma 1}$= 1,8; $k_{\tau 1}$=1,4;
- прессовая посадка d =*36p6*
$k_{\sigma 1}$= 3,0; $k_{\tau 1}$=1,8;
- шпоночный паз $k_{\sigma 1}$= 1,75; $k_{\tau 1}$=1,5.
Принимаем в расчет большие из значений
$k_{\sigma 1}$= 3,0; $k_{\tau 1}$=1,8.

3. Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям

сеч. 1 – $s_\sigma = \sigma_{-1}/(\sigma_a\, k_{\sigma д}) = 250/(36{,}1 \cdot 3{,}24) = 2{,}14$;
сеч. 2 – $s_\sigma = \sigma_{-1}/(\sigma_a\, k_{\sigma д}) = 250/(30{,}8 \cdot 3{,}03) = 2{,}68$;
сеч. 3 – $s_\sigma = \sigma_{-1}/(\sigma_a\, k_{\sigma д}) = 250/(21{,}8 \cdot 3{,}86) = 2{,}97$,

где σ_a - амплитуда цикла изменения напряжений изгиба;

сеч. 1 – $\sigma_a = \sigma_и = M_{и1} \cdot 10^3/w = 217 \cdot 10^3/6005 = 36{,}1$ МПа;
сеч. 2 – $\sigma_a = \sigma_и = M_{и2} \cdot 10^3/w = 166 \cdot 10^3/5390 = 30{,}8$ МПа;
сеч. 3 – $\sigma_a = \sigma_и = M_{и3} \cdot 10^3/w = 100 \cdot 10^3/4580 = 21{,}8$ МПа;

w - момент сопротивления изгибу рассматриваемого сечения вала;

сечение 1 – $w = \pi d^3/32 = \pi\, 39{,}4^3/32 = 6005$ мм^3;
сечение 2 – $w = \pi d^3/32 = \pi\, 38{,}0^3/32 = 5390$ мм^3;
сечение 3 – $w = \pi d^3/32 = \pi\, 36{,}0^3/32 = 4580$ мм^3;

$k_{\sigma д}$ - коэффициент снижения предела выносливости в рассматриваемом сечении при изгибе,

$$k_{\sigma д} = \frac{k_\sigma}{k_d} + \frac{1}{k_F} - 1;$$

сеч. 1 – $k_{\sigma д} = \dfrac{k_\sigma}{k_d} + \dfrac{1}{k_F} - 1 = \dfrac{2{,}4}{0{,}75} + \dfrac{1}{0{,}96} - 1 = 3{,}24$;

сеч. 2 – $k_{\sigma д} = \dfrac{k_\sigma}{k_d} + \dfrac{1}{k_F} - 1 = \dfrac{2{,}3}{0{,}77} + \dfrac{1}{0{,}96} - 1 = 3{,}03$;

сеч. 3 – $k_{\sigma д} = \dfrac{k_\sigma}{k_d} + \dfrac{1}{k_F} - 1 = \dfrac{3{,}0}{0{,}79} + \dfrac{1}{0{,}93} - 1 = 3{,}86$,

где k_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (рис. 4.9.3),
$k_d = f$ ($d_{вал}$, материал вала);
$k_{d1} = 0{,}75$; $k_{d2} = 0{,}77$; $k_{d3} = 0{,}79$;

k_F - коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности (рис. 4.9.4);
$k_{F1} = 0{,}96$; $k_{F2} = 0{,}96$; $k_{F3} = 0{,}93$.

4. Коэффициент запаса прочности вала по касательным напряжениям для реверсивной передачи

сеч. 1 – $s_\tau = \tau_{-1}/(\tau_a k_{\tau д}) = 250/(36{,}1 \cdot 2{,}44) = 2{,}84$;

сеч. 2 – $s_\tau = \tau_{-1}/(\tau_a k_{\tau д}) = 250/(30{,}8 \cdot 2{,}38) = 3{,}41$;

сеч. 3 – $s_\tau = \tau_{-1}/(\tau_a k_{\tau д}) = 250/(21{,}8 \cdot 2{,}35) = 4{,}88$,

где τ_a - амплитуда цикла изменения напряжений кручения,

сеч. 1 – $\tau_a = \tau = M_{и1} \cdot 10^3/W_р = 229 \cdot 10^3/12010 = 19{,}1$ МПа;

сеч. 2 – $\tau_a = \tau = M_{и2} \cdot 10^3/W_р = 229 \cdot 10^3/10780 = 21{,}2$ МПа;

сеч. 3 – $\tau_a = \tau = M_{и3} \cdot 10^3/W_р = 229 \cdot 10^3/9160 = 25{,}0$ МПа;

W - момент сопротивления кручению рассматриваемого сечения вала,

сечение 1 – $W_р = \pi d^3/16 = \pi 39{,}4^3/16 = 12010$ мм^3;

сечение 2 – $W_р = \pi d^3/16 = \pi 38{,}0^3/16 = 10780$ мм^3;

сечение 3 – $W_р = \pi d^3/16 = \pi 36{,}0^3/16 = 9160$ мм^3;

$k_{\tau д}$ - коэффициент снижения предела выносливости в рассматриваемом сечении при кручении,

$$k_{\tau д} = \frac{k_\tau}{k_d} \div \frac{1}{k_F} - 1;$$

сеч. 1 – $k_{\tau д} = \frac{1{,}8}{0{,}75} + \frac{1}{0{,}96} - 1 = 2{,}44$;

сеч. 2 – $k_{\tau д} = \frac{1{,}7}{0{,}77} + \frac{1}{0{,}96} - 1 = 2{,}38$;

сеч. 3 – $k_{\tau д} = \frac{1{,}8}{0{,}79} + \frac{1}{0{,}93} - 1 = 2{,}35$.

5. Общий запас сопротивления усталости

$$s = s_\sigma s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geq s_{\min}, \qquad s_{\min} = 1{,}5;$$

сеч. 1 – $s = 2{,}14 \cdot 2{,}84/\sqrt{2{,}14^2 + 2{,}84^2} = 1{,}71$;

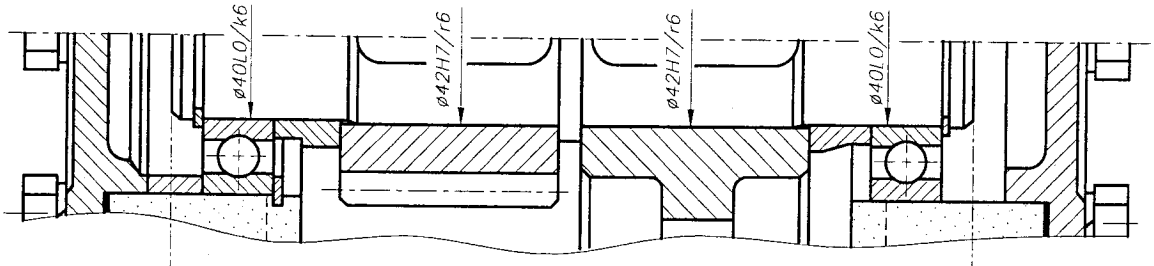
сеч. 2 – $s = 2{,}68 \cdot 3{,}41/\sqrt{2{,}68^2 + 3{,}41^2} = 2{,}10$;

сеч. 3 – $s = 2{,}97 \cdot 4{,}88/\sqrt{2{,}97^2 + 4{,}88^2} = 2{,}54$.

Полученные коэффициенты запаса усталостной прочности удовлетворяют условиям прочности вала.

4.10. ПРИМЕРЫ ЧЕРТЕЖЕЙ ВАЛОВ

а)



б)

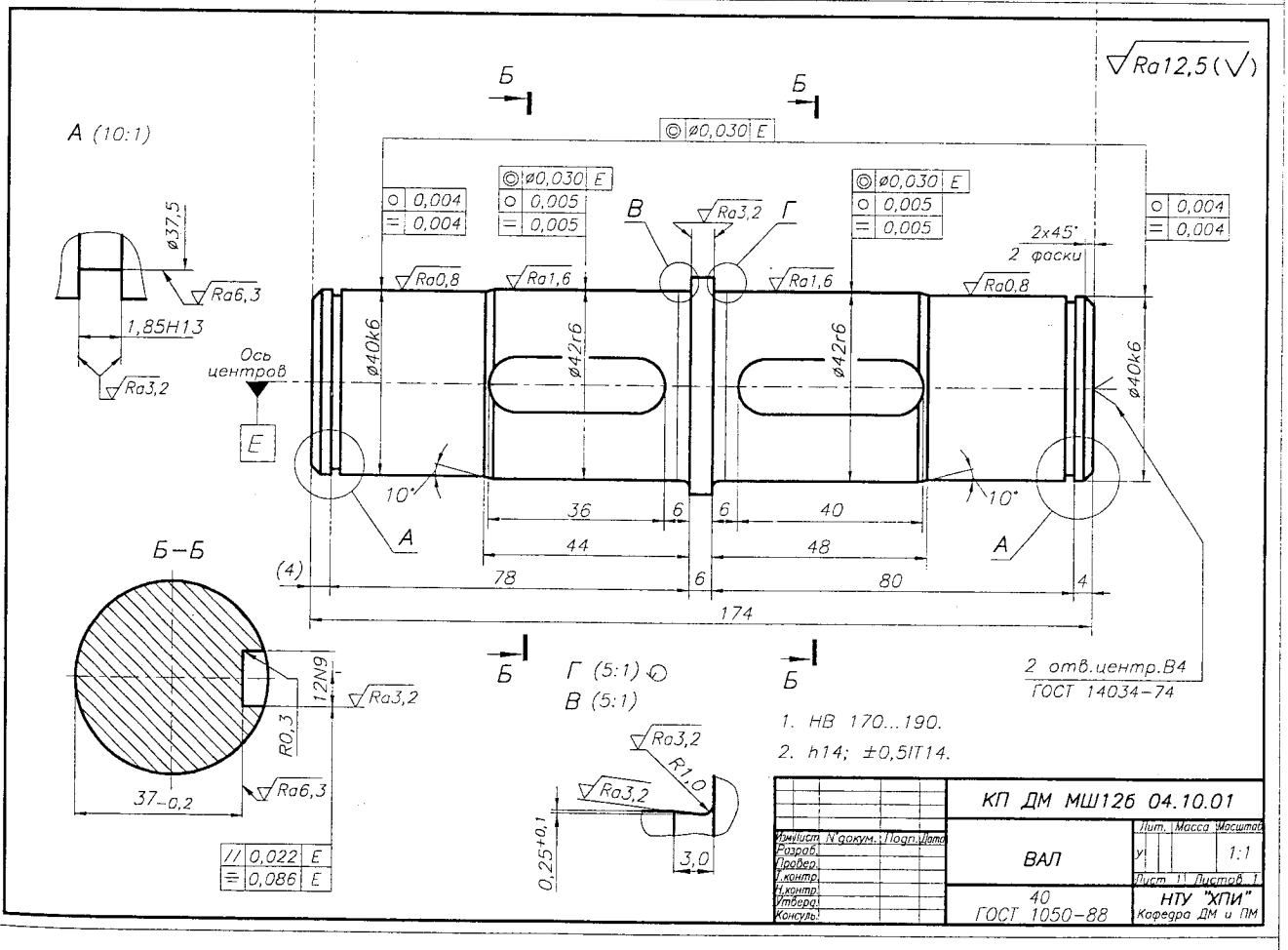
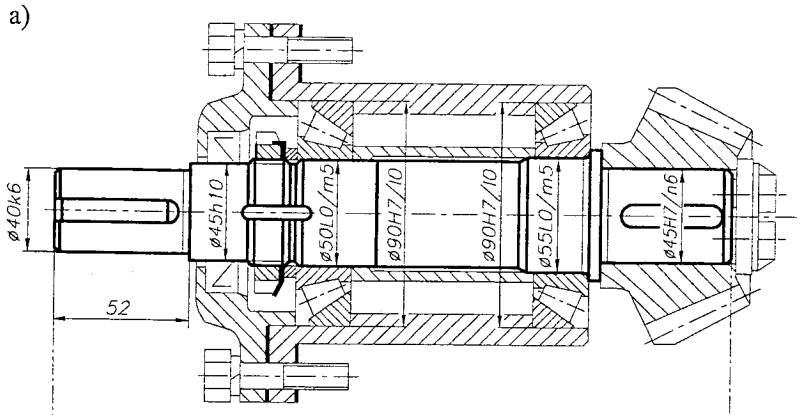


Рис. 4.10.1. Конструкция вала:
а) вал с установленными на нем и окружающими его частями; б) рабочий чертеж вала

а)



б)

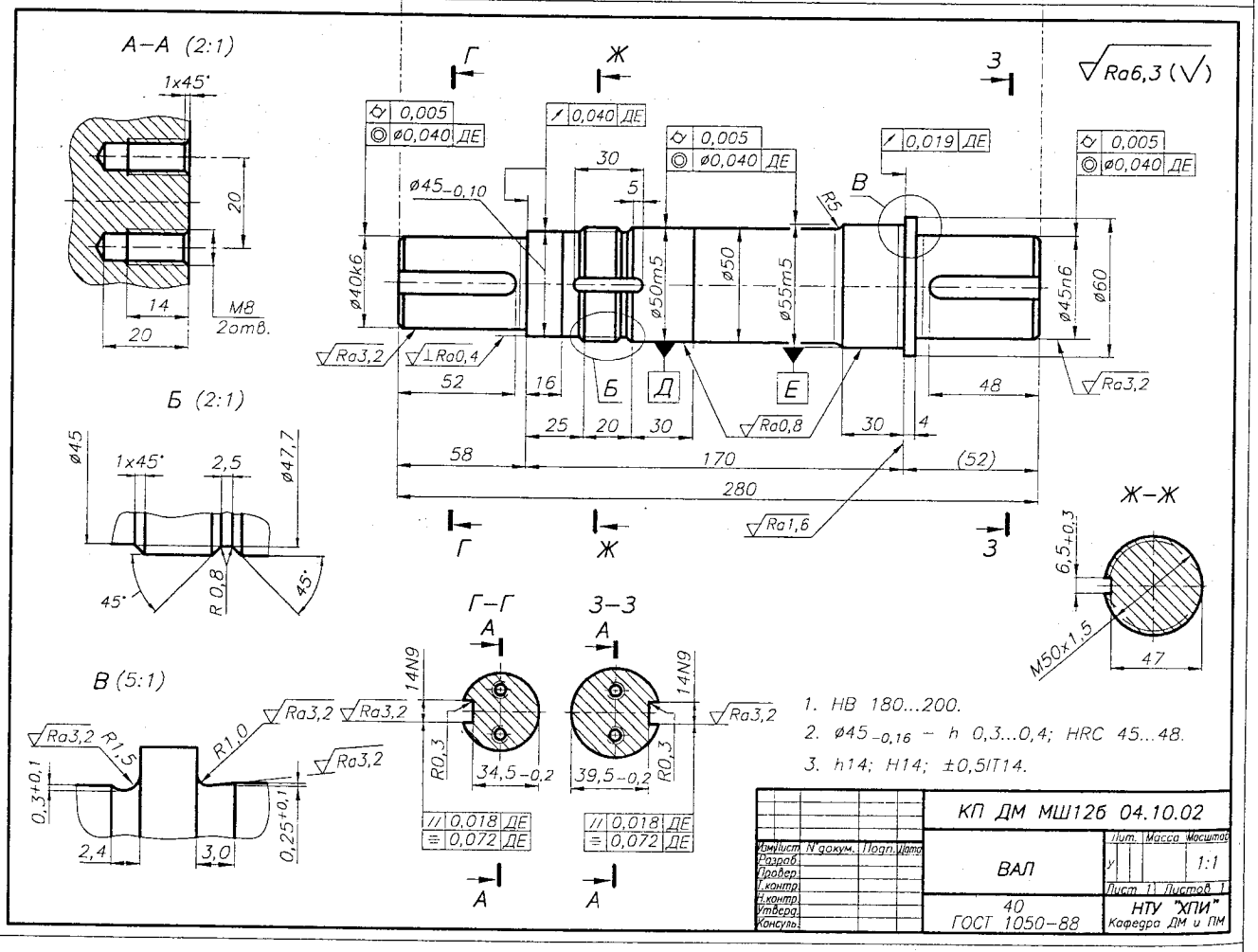
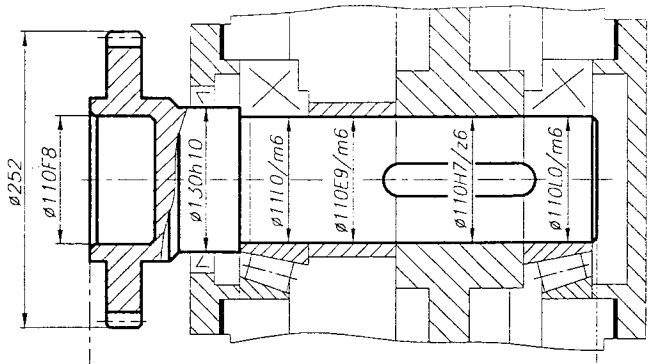


Рис. 4.10.2. Конструирование вала:

а) вал с установленными на нем и окружающими его частями; б) рабочий чертеж вала

а)



б)

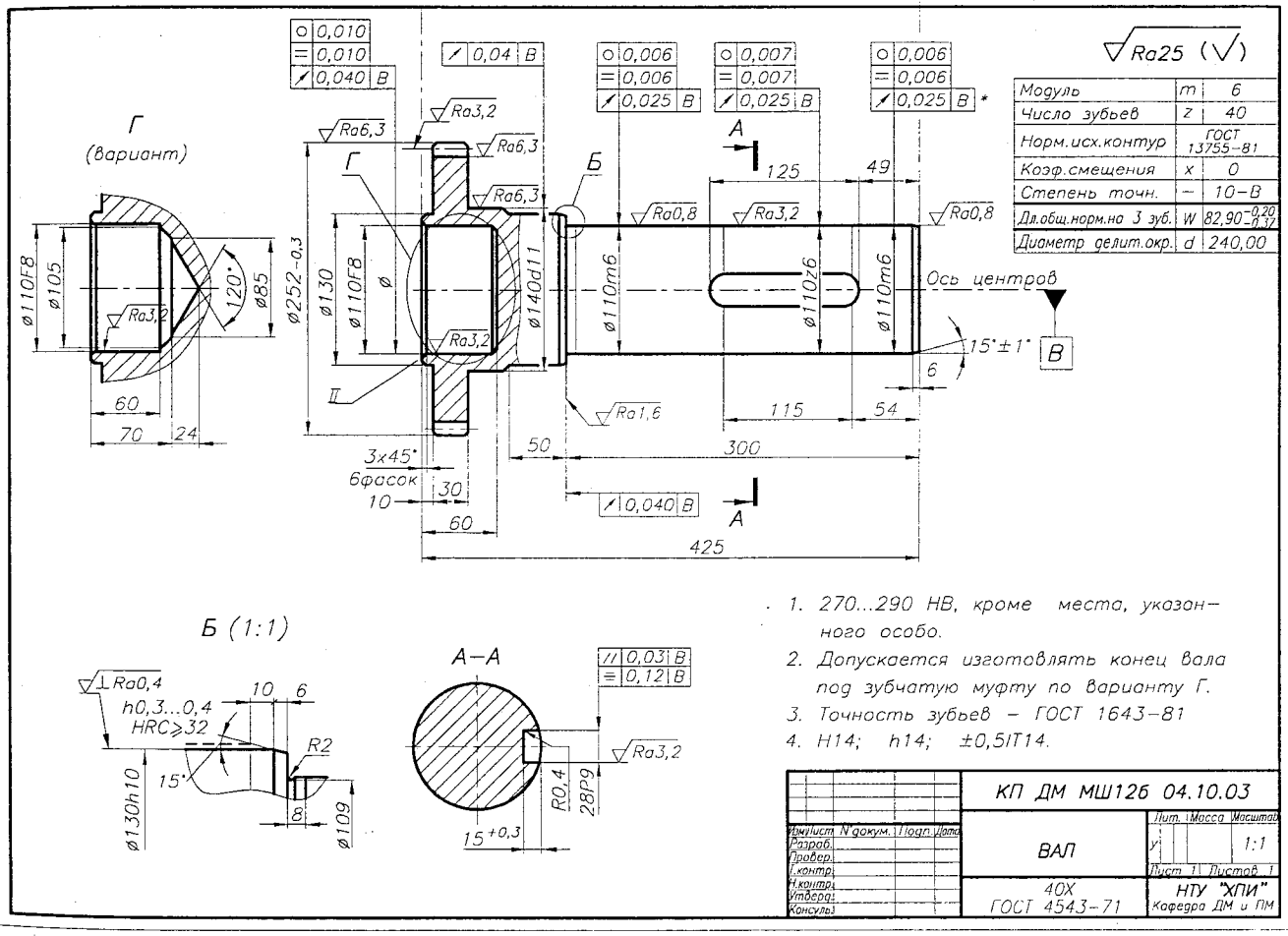


Рис. 4.10.3. Конструкция вала:
а) вал с установленными на нем и окружающими его частями; б) рабочий чертеж вала

* В чертежах на вал и корпус разрешается вместо допуска соосности указывать допуск радиального биения посадочных мест относительно тех же баз (ГОСТ 3325-85).

Конструкция пригодна для серийного производства редукторов. Перед посадкой на вал подшипников (отклонение *m6*) и колеса (отклонение *z6*) вал охлаждают жидким азотом с последующей посадкой на вал подшипников и колеса. После нагревания вала до нормальной температуры обеспечиваются необходимые посадки (*L0/k6* и *H7/z6*). Вал демонтажу колеса и подшипников не подлежит.

5. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ [5, 30]

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки от валов и передают их на раму машины.

Подшипники различают по виду трения и характеру воспринимаемой нагрузки. По первому признаку подшипники делят на:

- подшипники скольжения, у которых опорный участок вала скользит по поверхности качения;
- подшипники качения, у которых опорный участок вала катится по опорной поверхности с использованием тел качения.

По второму признаку различают:

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

Подшипники качения, кроме того, классифицируют по форме тел качения (шариковые и роликовые вые), по числу рядов тел качения в подшипнике (однорядные, двух- и четырехрядные), по конструктивным особенностям (подшипники несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические)).

1. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ

ГОСТ 7242-81, ГОСТ8338-75, ГОСТ 8882-75, ГОСТ 10058-90

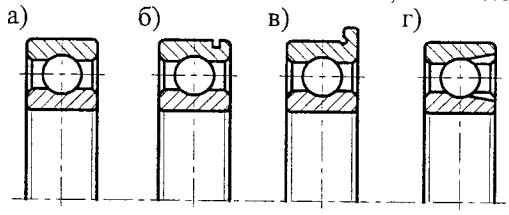


Рис. 5.1.1. Подшипники шариковые радиальные: а) однорядный; б) однорядный со стопорной канавкой на наружном кольце; в) однорядный со стопорным буртиком на наружном кольце; г) однорядный с канавкой для ввода шариков

Предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать одновременно с радиальной осевую нагрузку (до 0,7 неиспользованной радиальной нагрузки). Угол перекоса внутреннего кольца (вал) по отношению к наружному (корпус) < 0,13°.

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).

Подшипники с канавкой для ввода шариков применяют в узлах, где имеется повышенная радиальная нагрузка, так как обладают большей грузоподъемностью. Применение при осевых нагрузках не рекомендуется.

Подшипники со стопорной канавкой и буртиком применяют при необходимости уменьшения продольных габаритов подшипникового узла.

Подшипники с защитными шайбами (типы 60000 и 80000) и фетровыми уплотнениями (типы 20000 и 30000) применяют при ограниченных размерах подшипникового узла.

Подшипники изготовляют неразъемными.

Область применения. Редукторы, электродвигатели малой мощности, коробки передач автомобилей, тракторов, станков, шпиндели станков и др.

2. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЕ

ГОСТ 831-75, ГОСТ 832-75, ГОСТ 4252-75

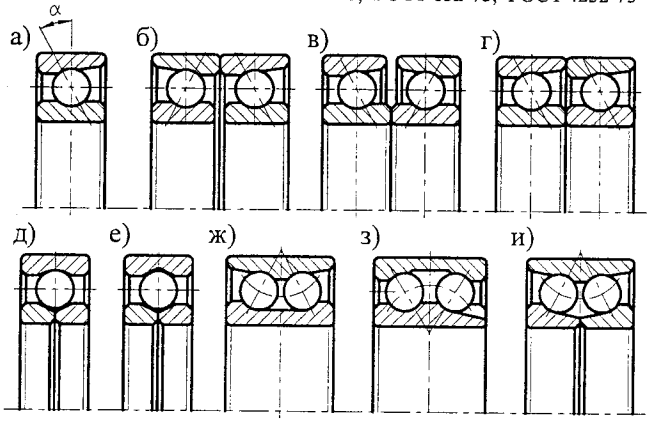


Рис. 5.1.2. Подшипники шариковые радиально-упорные: а) однорядный неразъемный с углом контакта α=12°, 15°, 26°, 36°, 40°; б), в) сдвоенный с обращенными друг к другу торцами наружных (внутренних) колец; г) сдвоенный; узкий торец наружного кольца одного подшипника обращен к широкому торцу другого; д), е) однорядный с двойным внутренним кольцом и трех-(четырех)-точечным контактом шарика; ж), з) двухрядный с цельными кольцами; и) двухрядный с двумя внутренними кольцами

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 α = 12° применяют в узлах с преобладающей радиальной нагрузкой, с углом контакта α = 26° - с преобладающей осевой нагрузкой. Сдвоенные подшипники применяют в узлах с большими осевыми нагрузками при больших числах оборотов. Выполняются разъемными и неразъемными.

Область применения: редукторы, ступицы передних колес автомобилей, малые электрогенераторы и др.

3. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ДВУХРЯДНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ГОСТ 8545-75, ГОСТ 28428-90

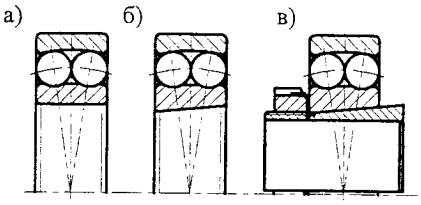


Рис. 5.1.3. Подшипники шариковые радиальные двухрядные сферические:
а) двухрядный сферический; б) с конусным отверстием; в) на закрепительной втулке

Предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок. Могут воспринимать одновременно с радиальными и осевые нагрузки в обе стороны. Величина осевой нагрузки не должна превышать 20 % величины неиспользованной радиальной грузоподъемности. Подшипники нормально работают при перекосах < 0,5° внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса).

Подшипники с конусным отверстием и на закрепительной втулке применяют для установки на гладких валах без заплечиков, при пониженных требованиях к точности вращения.

Область применения: опоры валов барабанов, приводных звездочек, многоопорные трансмиссионные валы с отдельными корпусами, тяжелонагруженные редукторы и др.

4. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ ГОСТ 8328-75 ГОСТ 8545-75

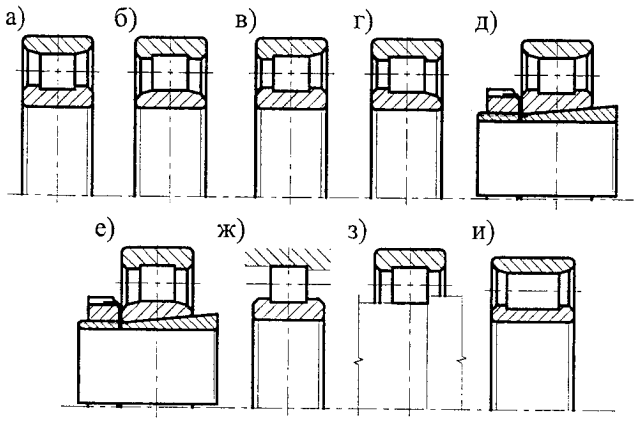


Рис. 5.1.4. Подшипники роликовые радиальные:
а), б) с короткими цилиндрическими роликами с безбортовым наружным (внутренним) кольцом; в), г) с однобортовым наружным (внутренним) кольцом; д), е) с безбортовым наружным (внутренним) кольцом и конусным отверстием (конус 1:12) на закрепительной втулке; ж), з) без наружного (внутреннего) кольца; и) с длинными цилиндрическими роликами

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 шариковые радиальные однорядные при равных габаритах. Типы 2000 и 32000 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 < 0,066°.

Подшипники с конусным отверстием применяют 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 применяют при ограниченных размерах в радиальном направлении.

Подшипники с длинными роликами имеют небольшой наружный диаметр при равных диаметрах отверстия. Применяются в узлах с ограниченными габаритами в диаметральном направлении.

Область применения: опоры шестерен шевронных пар колес, электродвигатели средней и большой мощности, шпиндели металлорежущих станков и тд.

5. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЕ (КОНИЧЕСКИЕ)

ТУ 37.006.162-89, ГОСТ 6364-78, ГОСТ 8419-75, ГОСТ 27365-87

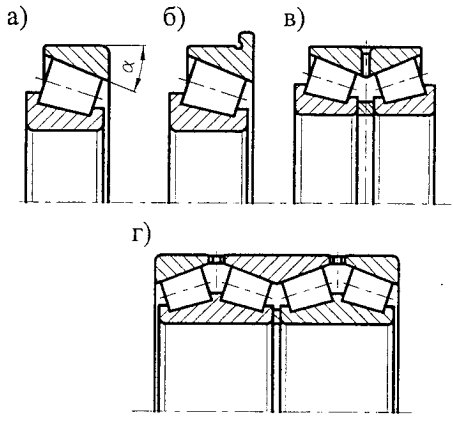


Рис. 5.1.5. Подшипники роликовые радиально-упорные:
а) однорядный конический с углом контакта α = 10...30°;
б) однорядный конический с упорным бортом на наружном кольце; в) двухрядный конический с двумя внутренними кольцами; г) четырехрядный конический с двумя внутренними и тремя наружными кольцами

Предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых (в одном направлении) нагрузок. Допускают раздельный монтаж ко-

лец, а также осевую регулировку как при установке, так и в процессе эксплуатации. Рекомендуется применять на жестких двухопорных валах. Обычно устанавливают по одному подшипнику в каждой из опор с обратным их расположением.

Подшипник с упорным бортом на наружном кольце применяют при необходимости сокращения длины опоры.

Многорядные подшипники применяют при весьма больших радиальных нагрузках, действующих в сочетании с относительно небольшими двухсторонними осевыми нагрузками.

Область применения: редукторы с коническими и цилиндрическими косозубыми колесами; задние мосты и колеса автомобилей и тракторов; коробки перемены передач и шпиндели станков и др.

6. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ДВУХРЯДНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ГОСТ 5721-75 ГОСТ 24696-81

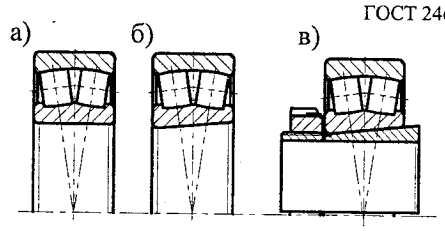


Рис. 5.1.6. Подшипники роликовые радиальные двухрядные сферические:
а) двухрядный сферический; б) с конусным отверстием; в) на закрепительной втулке

Предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок. Обладают значительно большей грузоподъемностью, чем шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники при равных габаритах. Могут воспринимать одновременно с радиальной и осевую нагрузку (в ту или другую сторону), величина которой может достигать 20 % величины неиспользованной радиальной грузоподъемности. 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 обеспечена соосность посадочных мест при смонтированных отдельно корпусах подшипников, при расточке отверстий в корпусах не за один проход. Применяют, когда грузоподъемность подшипников других типов недостаточна.

Область применения: редукторы большой мощности, буксы вагонов, валки прокатных станов и др.

7. РОЛИКОПОДШИПНИКИ ИГОЛЬЧАТЫЕ

ГОСТ 4060-78
ГОСТ 4657-82
ГОСТ 24310-80

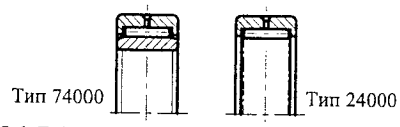


Рис. 5.1.7. Роликоподшипники радиальные игольчатые

Предназначены для восприятия больших радиальных нагрузок. В опорах, где действуют осевые нагрузки, обычно не используют.

Обладают весьма малыми габаритами по наружному диаметру по сравнению с другими типами подшипников при одинаковом с ними диаметре отверстия.

Область применения: коробки перемены передач, поршневые пальцы, опоры распредвалов ДВС и др.

8. ПОДШИПНИКИ УПОРНЫЕ

ГОСТ 7872-89, 9042-90, 20821-75, 23526-79, 27057-86, 29241-91, 29242-91

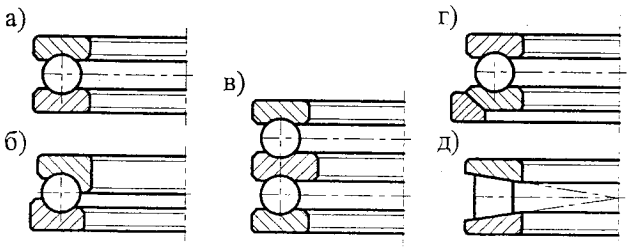


Рис. 5.1.8. Подшипники упорные:
а) шарикоподшипник упорный; б) то же, упорный с высоким бортом; в) упорный двойной; г) упорный одинарный с подкладным сферическим кольцом; д) роликоподшипник упорный

Предназначены для восприятия только осевых нагрузок. Удовлетворительно работают при сравнительно низких оборотах. Для восприятия нагрузки в обоих направлениях служат двойные упорные подшипники.

Область применения - опоры вертикальных валов.

5.2. ОПОРЫ ВАЛОВ И ТИПЫ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПОДШИПНИКОВ

В зависимости от вида нагрузок, действующих на вал от установленных на нем деталей, схемы установки подшипников и их типы могут быть различными.

При наличии радиальных и небольших осевых нагрузок используют схему рис. 5.2.1,*а* (опоры валов прямозубых и косозубых передач).

Один из валов шевронной передачи (обычно вал шестерни) устанавливают по схеме 5.2.1,*б*.

В косозубых и конических передачах используют схемы установки подшипников - см. рис. 5.2.1,*в*.

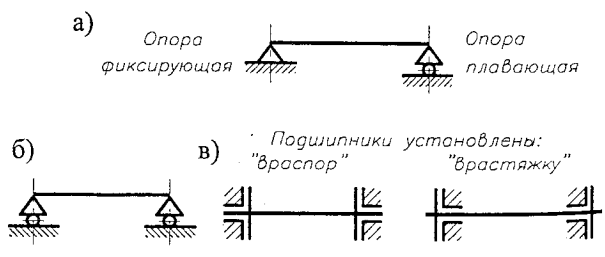


Рис. 5.2.1. Схемы установки подшипников валов

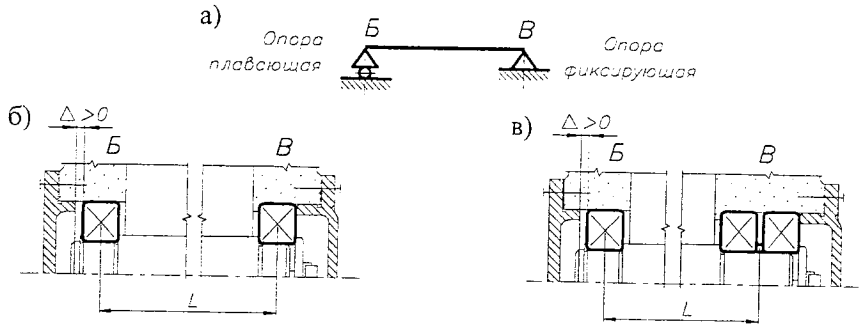


Рис. 5.2.2. Опоры валов прямозубых и косозубых передач:
а) схема вала; б) реализация схемы (вариант 1); в) реализация схемы (вариант 2)

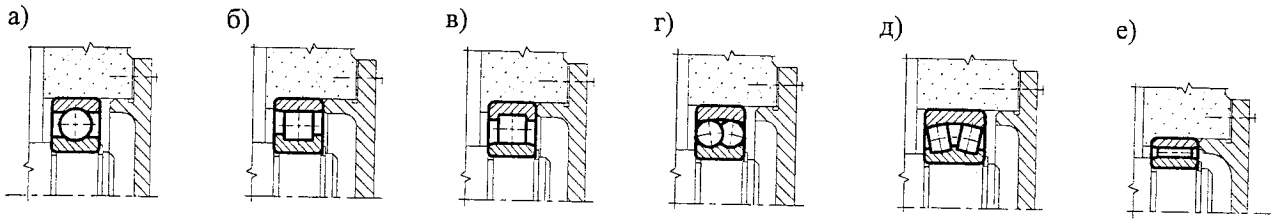


Рис. 5.2.3. Виды подшипников качения и схемы их установки в плавающей опоре (опора *Б*)

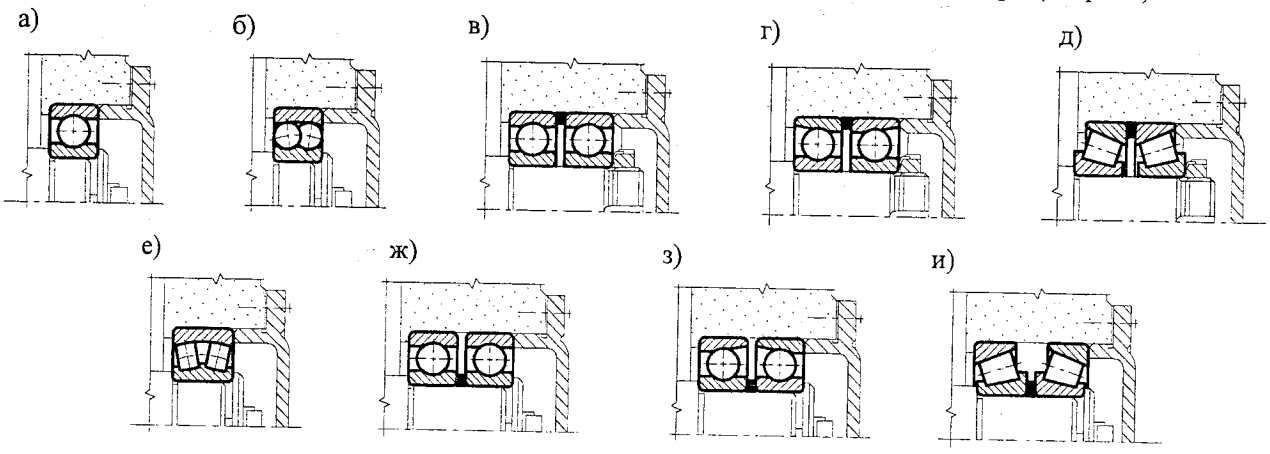


Рис. 5.2.4. Виды подшипников качения и схемы их установки в фиксирующей опоре (опора *В*)

Схемы по рис. 5.2.2 используют при любом расстоянии L между опорами.

Схему по рис. 5.2.2, *а* применяют в редукторах, коробках передач и других узлах для валов цилиндрических зубчатых передач. Схему по рис. 5.2.2,*б* применяют в цилиндрических, конических и червячных редукторах и передачах.

При выборе фиксирующей и плавающей опор учитывают следующие рекомендации:

- подшипники обеих опор должны быть нагружены по возможности равномерно. При неравномерном нагружении в качестве плавающей опоры выбирают менее нагруженную опору.
- если на выходном (входном) концу вала установлена муфта, то в качестве фиксирующей принимают опору, расположенную вблизи выходного (входного) конца вала.

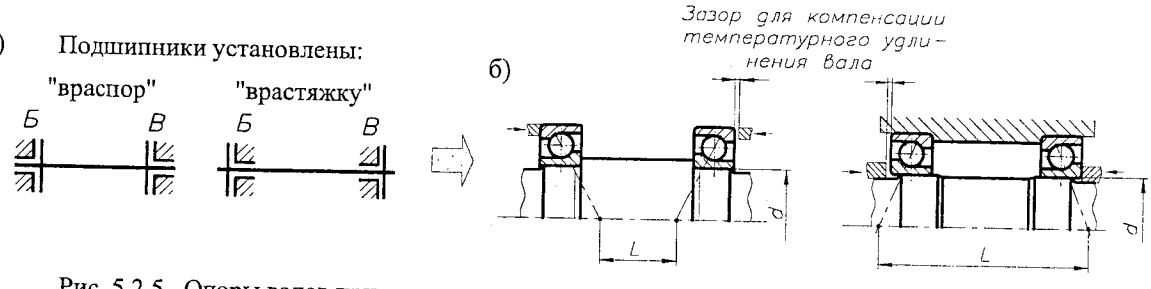


Рис. 5.2.5. Опоры валов при установке подшипников по схемах "враспор" и "врастяжку":
а) схемы валов; б) реализация схем

Рис. 5.2.6. Виды подшипников качения и их установка в опоре по схеме "враспор"

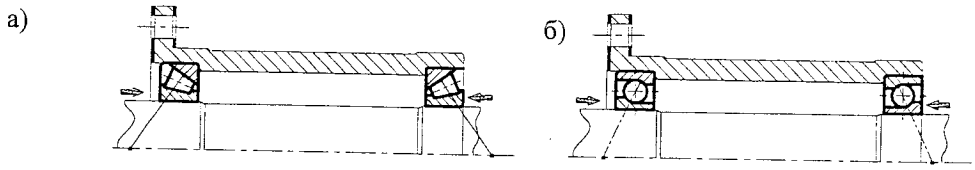


Рис. 5.2.7. Виды подшипников качения и их установка в опоре по схеме "врастяжку"

Из-за увеличения длины вала при нагревании подшипниковых узлов осевые зазоры в подшипниках схемы "враспор" (рис. 5.2.6) уменьшаются. Для предотвращения заклинивания вала в опорах предусматривают при сборке осевой зазор, значение которого должно быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации вала и подшипников.

Схема "враспор" конструктивно проста. Ее применяют:

- при использовании радиальных шарикоподшипников, для которых осевой зазор при сборке составляет 0,2...0,5 мм, и при использовании относительно коротких валов, когда $L/d = 8...10$;
- при использовании радиально-упорных подшипников. Эти подшипники более чувствительны к изменению осевых зазоров. Поэтому $L/d = 6...8$. Меньшие значения относят к роликовым, большие - к шариковым радиально-упорным подшипникам. Величины осевых зазоров в подшипниках - см. табл. 5.9.1.

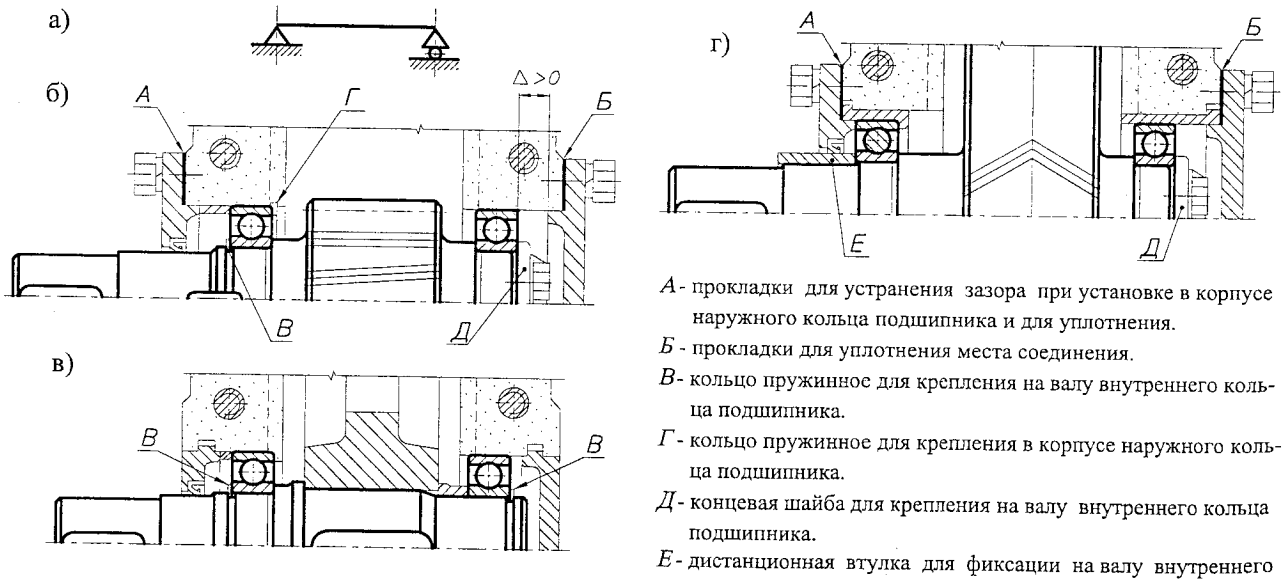
При установке вала по схеме "врастяжку" вероятность защемления подшипников вследствие температурных деформаций вала меньше, так как при нагревании вала осевой зазор в подшипниках увеличивается. Расстояние между подшипниками L несколько больше, чем для схемы "враспор" и составляет для подшипников:

- шариковых радиальных $L/d = 10...12$;
- шариковых радиально-упорных $L/d < 10$;
- конических роликовых $L/d < 8$.

Более длинные валы по этой схеме устанавливать не рекомендуется, так как вследствие тепловых деформаций могут появиться недопустимо большие осевые зазоры.

5.3. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ РЕДУКТОРОВ

5.3.1. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ (КОСОЗУБЫХ) И ШЕВРОННЫХ КОЛЕС



А - прокладки для устранения зазора при установке в корпусе наружного кольца подшипника и для уплотнения.

Б - прокладки для уплотнения места соединения.

В - кольцо пружинное для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.

Г - кольцо пружинное для крепления в корпусе наружного кольца подшипника.

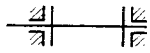
Д - концевая шайба для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.

Е - дистанционная втулка для фиксации на валу внутреннего кольца подшипника.

Рис. 5.3.1. Подшипниковые узлы валов цилиндрических прямозубых (косозубых) и шевронных колес

5.3.2. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОСОЗУБЫХ, КОНИЧЕСКИХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

1. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ "ВРАСПОР"



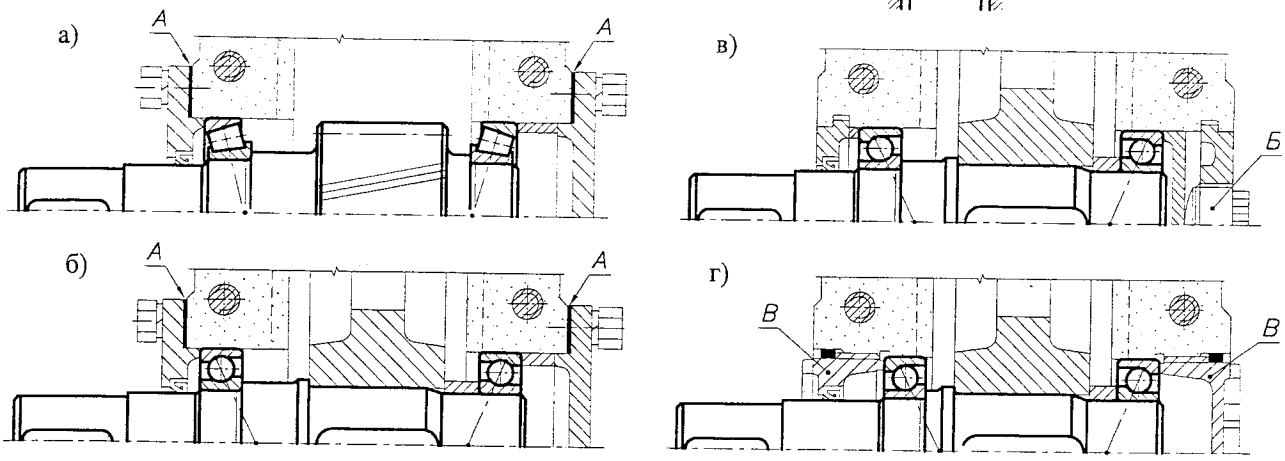
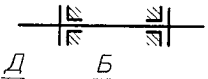
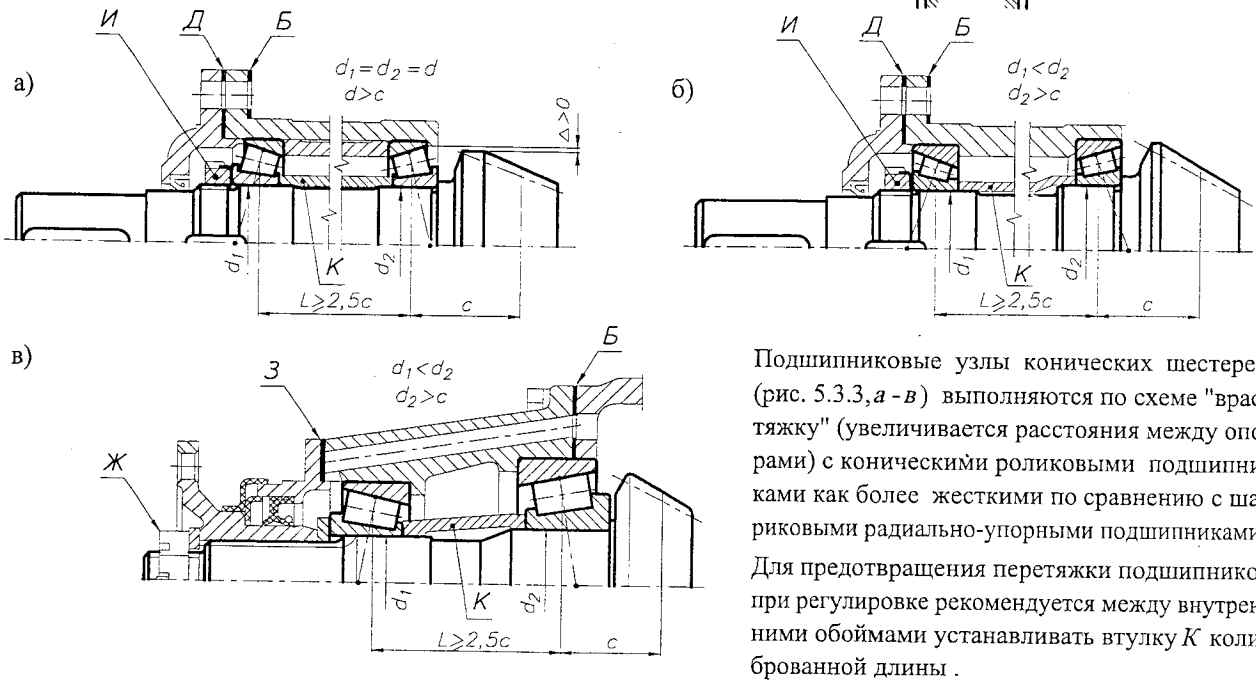


Рис. 5.3.2. Подшипниковые узлы валов цилиндрических косозубых, конических и червячных колес

5.3.3. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ КОНИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЕН

1. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ "ВРАСТЯЖКУ"





Подшипниковые узлы конических шестерен (рис. 5.3.3, *а* - *в*) выполняются по схеме "врастяжку" (увеличивается расстояния между опорами) с коническими роликовыми подшипниками как более жесткими по сравнению с шариковыми радиально-упорными подшипниками.

Для предотвращения перетяжки подшипников при регулировке рекомендуется между внутренними обоймами устанавливать втулку *К* калиброванной длины .

2. ОДНА ПОДПОРА ВЫПОЛНЕНА ПЛАВАЮЩЕЙ, ДРУГАЯ - ФИКСИРУЮЩАЯ ИЗ СДВОЕННЫХ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

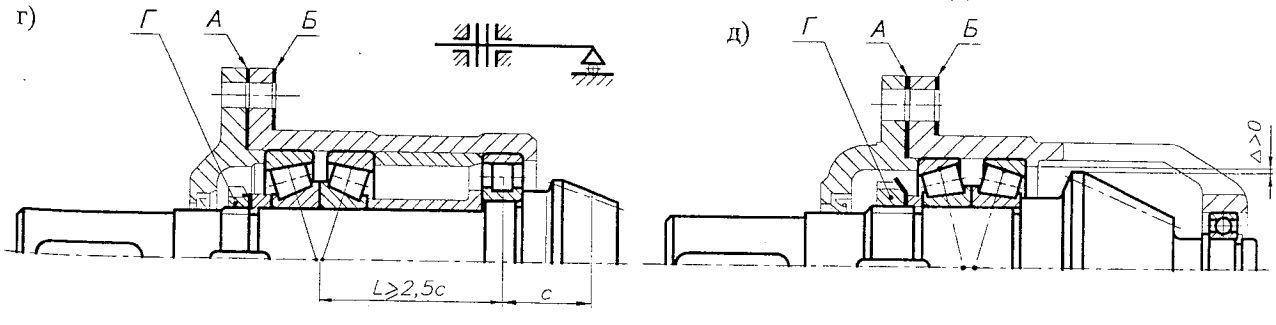


Рис. 5.3.3. Подшипниковые узлы конических шестерен

А - набор стальных прокладок для регулировки подшипников и для уплотнения мест соединения.

Б - набор стальных прокладок для регулировки зацепления и для уплотнения мест соединения.

В - кольцо пружинное для крепления на валу внутренних колец подшипников.

Г - гайка шлицевая для крепления на валу внутренних колец подшипников.

Д - прокладки для устранения зазора при установке в корпусе наружных колец подшипников и для уплотнения.

Е - концевая шайба для крепления на валу шестерни.

Ж - гайка для регулировки подшипников.

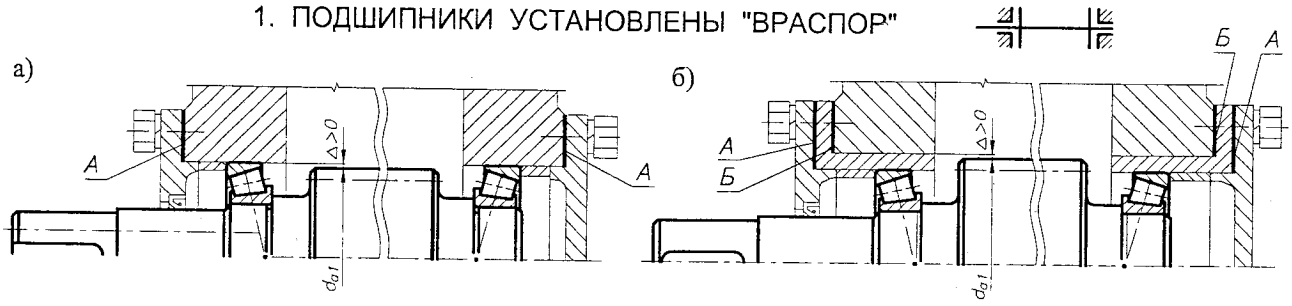
З - прокладки для уплотнения места соединения.

И - гайка шлицевая для регулировки подшипников.

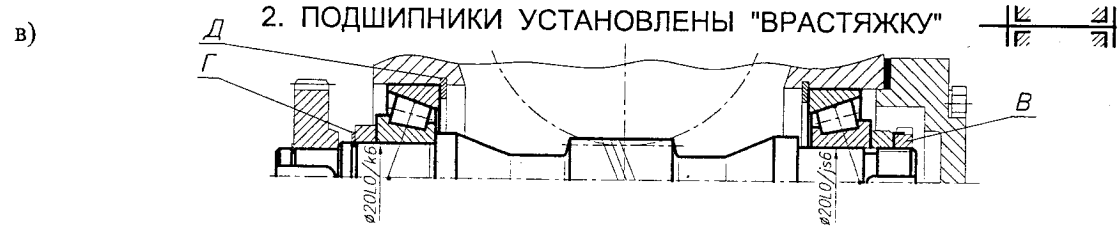
К - втулка колиброванной длины для предохранения подшипников от перетяжки.

5.3.4. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ЧЕРВЯКОВ

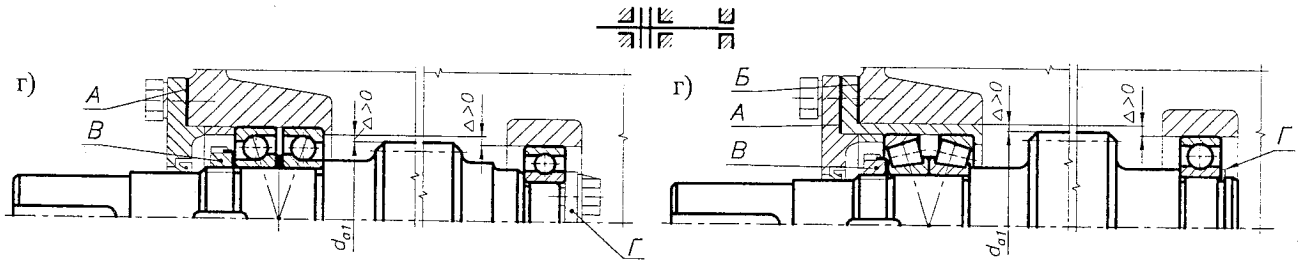
1. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ "ВРАСПОР"



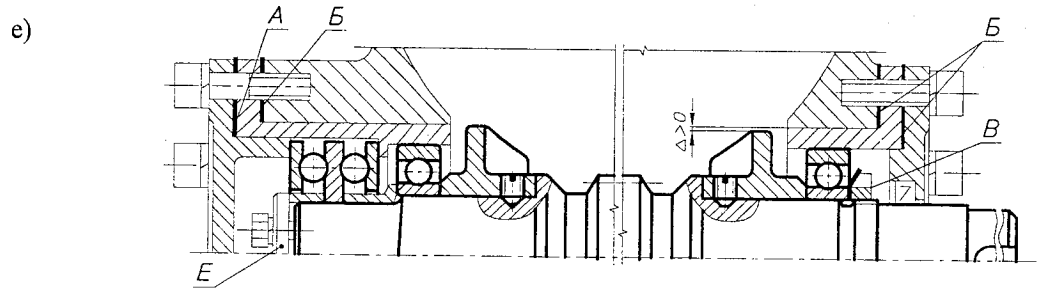
2. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ "ВРАСТЯЖКУ"



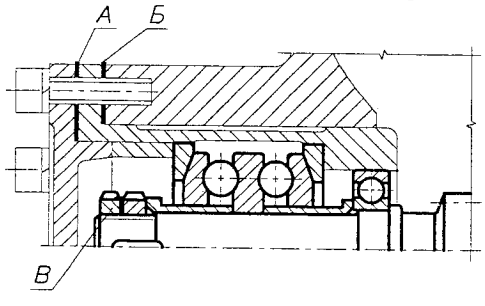
3. СО СТОРОНЫ КОНСОЛЬНОГО УЧАСТКА ВАЛА ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ ПАРАМИ



4. ОДИН ИЗ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ВЫПОЛНЕН С УПОРНЫМ ПОДШИПНИКОМ



Вариант установки упорного подшипника



А - набор стальных прокладок для регулировки подшипников и для уплотнения.

Б - прокладки для уплотнения.

В - гайка шлицевая для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.

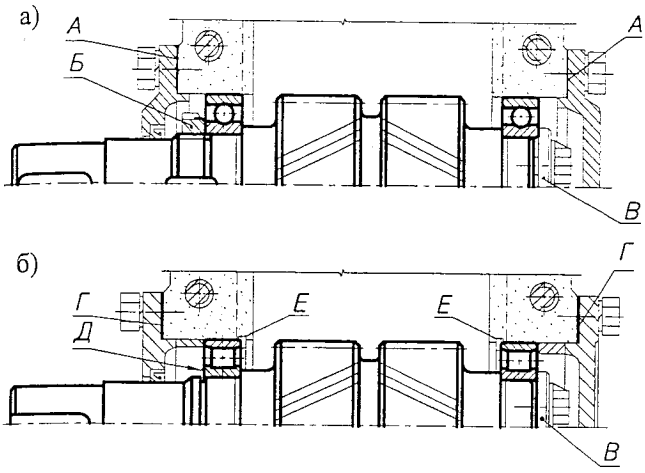
Г - кольцо пружинное для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.

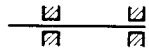
Д - кольцо пружинное для крепления в корпусе наружного кольца подшипника.

Е - шайба концевая для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.

Рис. 5.3.4. Подшипниковые узлы червяка

5.3.5. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ШЕВРОННЫХ ВАЛ-ШЕСТЕРЕН





А - прокладки для уплотнения.

Б - гайка шлицевая для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.

В - шайба концевая для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.

Г - прокладки для устранения зазора при установке в корпусе наружного кольца подшипника и для уплотнения.

Д - кольцо пружинное для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.

Е - кольцо пружинное для крепления в корпусе наружного кольца подшипника.

Рис. 5.3.5. Подшипниковые узлы шевронных вал-шестерен

5.4. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ ПРИВОДОВ

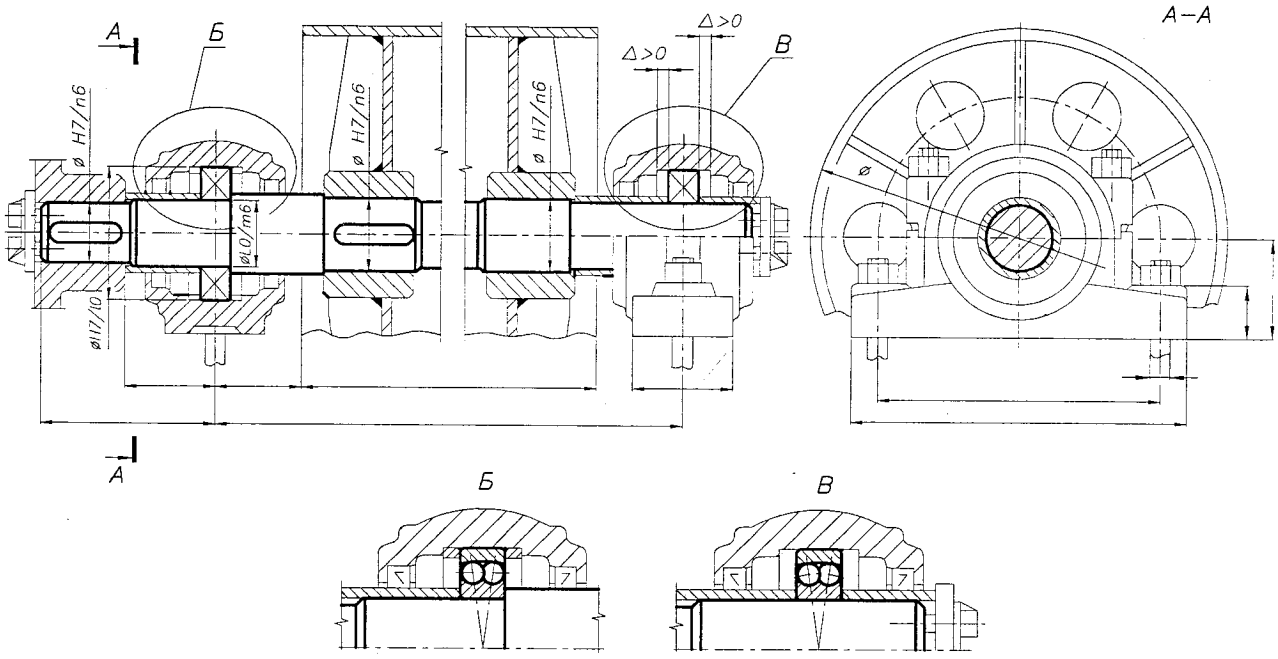
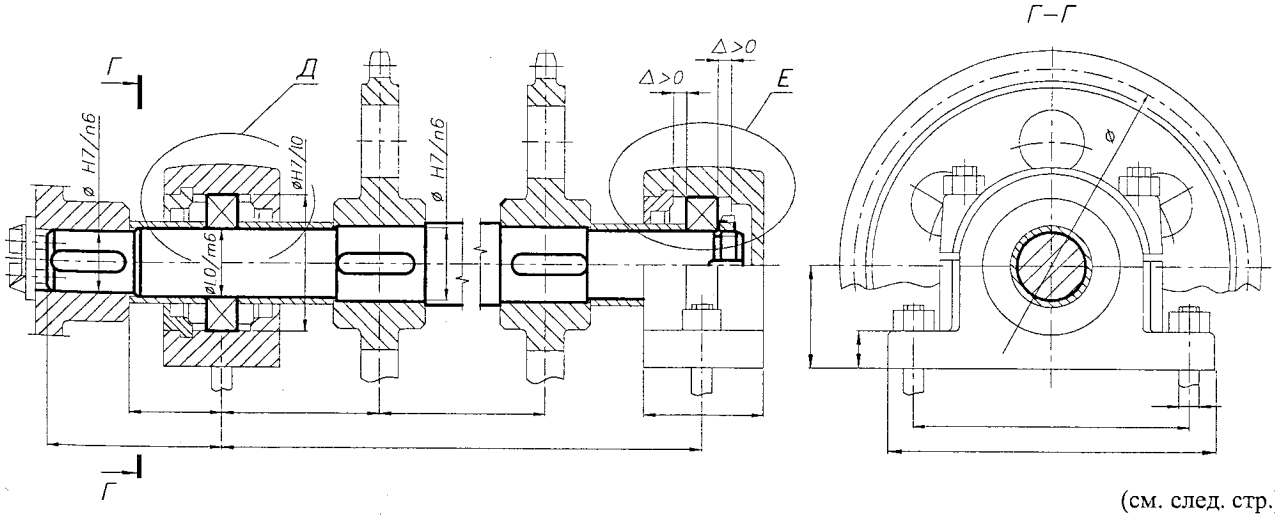


Рис. 5.4.1. Подшипниковые узлы приводного вала барабана



(см. след. стр.)

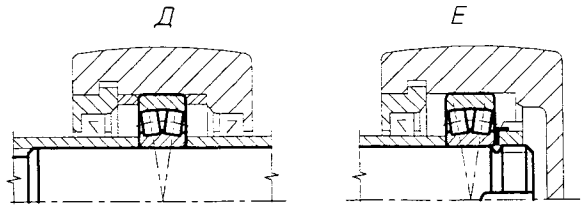


Рис. 5.4.2. Подшипниковые узлы приводного вала звездочек

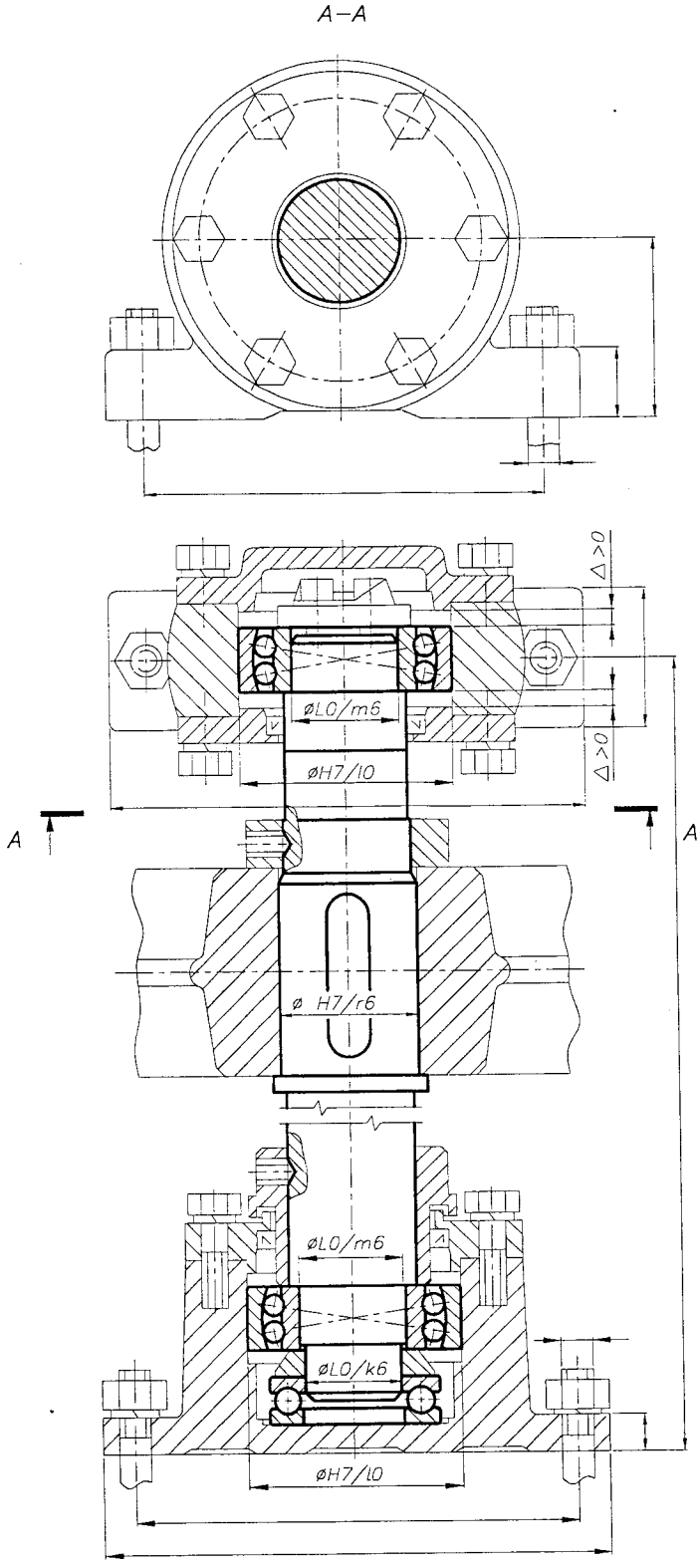


Рис. 5.4.3. Подшипниковые узлы вертикального приводного вала

5.5. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ [5, 15, 30, 50, 51]

Подшипники в процессе проектирования не рассчитывают, не проектируют, а выбирают.

К выбору подшипников приступают после проектировочного расчета валов и определения желаемых величин внутренних диаметров подшипников.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Радиальные нагрузки $F_{rБ}$ и F_{rB}, Н, в опорах $Б$ и B вала, где $F_{rБ}=R_Б$, $F_{rB}=R_B$. Здесь $R_Б$ и R_B - реакции в опорах $Б$ и B вала, Н (4.4 п. 5).
2. Суммарная осевая нагрузка F_a, Н, действующая на вал. Для вала (4.4) $F_a=F_{a2}$ (исходные данные).
3. Рекомендуемый внутренний диаметр подшипника d, мм, из конструктивного оформления вала (4.5).
4. Частота вращения вала n, мин$^{-1}$ (см. табл. 2.6.4).
5. Продолжительность работы подшипника (передачи) L_h, ч. (3.2.3 п. 2.2).
6. Циклограмма нагружения подшипника (передачи (см. рис. 3.2.1).

РЕШЕНИЕ:

Оценивая п.п. 1 и 2 ИСХОДНЫХ ДАННЫХ, выбирают тип используемых подшипников (5.1, 5.2), а также схему их установки (5.3, 5.4).

Передачи прямозубые, $F_a = 0$. Рекомендуются подшипники радиальные (шариковые, роликовые).

Передачи косозубые, $F_a > 0$. Рекомендуются подшипники радиально-упорные (шариковые, роликовые) или радиальные шариковые.

Динамическая грузоподъемность роликовых подшипников в ~ 1,8 раза больше, чем у подшипников шариковых тех же размеров.

1. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ для схем рис. 5.5.1 (подшипники роликовые конические или шариковые радиально-упорные).

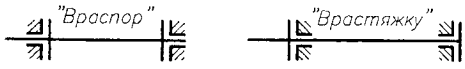


Рис. 5.5.1. Схемы установки подшипников

Для выбранного подшипника с внутренним диаметром d (D, B, C, C_o, e – из каталога подшипников или 15.7) определяют:

1.1. Осевые составляющие от радиальных нагрузок для опор $Б$ и B, Н:

$F_{oc\,Б(B)} = e\,F_{r\,Б(B)}$ - шариковых радиально-упорных;

$F_{oc\,Б(B)} = 0{,}83\,e\,F_{r\,Б(B)}$ - роликовых конических.

Направления осевых составляющих $F_{oc\,Б}$ и $F_{oc\,B}$ представлены на рис. 5.5.2.

1.2. Величину и направление результирующей осевой силы, Н, $\Sigma\bar{F}_{oc}=\bar{F}_{oc\,Б}+\bar{F}_{oc\,B}+\bar{F}_a$.

1.2.1. Если $\Sigma\bar{F}_{oc}$ направлена от опоры $Б$ к опоре B, то она воспринимается (табл. 5.5.1):

ГОСТ 18855-94

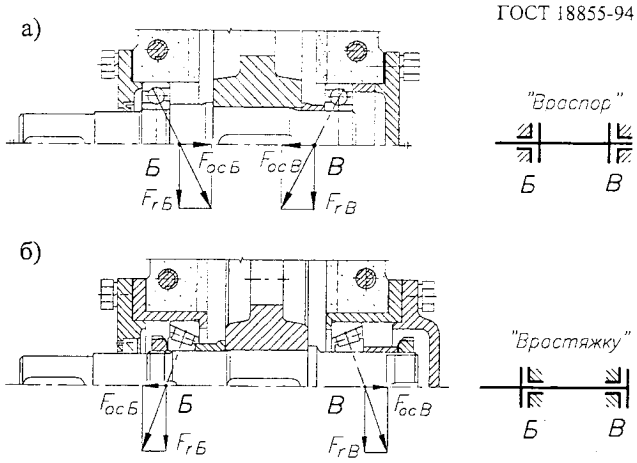


Рис. 5.5.2. Направления осевых составляющих $F_{oc\,Б}$ и $F_{oc\,B}$ от радиальных реакций в опорах $Б$ и B для схем установки подшипников:
а) "враспор"; б) "врастяжку"

- **для схемы "враспор"** (рис. 5.5.2,*а*) - подшипником B, осевая нагрузка которого, Н,
$\bar{F}_{aB}=\bar{F}_{oc\,Б}+\bar{F}_a$.
В этом случае осевая нагрузка для подшипника $Б$, Н, $\bar{F}_{aБ}=\bar{F}_{oc\,Б}$;
- **для схемы "врастяжку"** (рис. 5.5.2,*б*) - подшипником $Б$, осевая нагрузка которого, Н,
$\bar{F}_{aБ}=\bar{F}_{oc\,B}+\bar{F}_a$.
В этом случае осевая нагрузка для подшипника B, Н, $\bar{F}_{aB}=\bar{F}_{oc\,B}$.

1.2.2. Если $\Sigma\bar{F}_{oc}$ направлена от опоры B к опоре $Б$, то она воспринимается (табл. 5.5.1):

- **для схемы "враспор"** (рис. 5.5.2,*а*) подшипником $Б$, осевая нагрузка которого, Н,
$\bar{F}_{aБ}=\bar{F}_{oc\,B}+\bar{F}_a$.
В этом случае осевая нагрузка для подшипника B, Н, $\bar{F}_{aB}=\bar{F}_B$;
- **для схемы "врастяжку"** (рис. 5.5.2,*б*) подшипником B, осевая нагрузка которого, Н,
$\bar{F}_{aB}=\bar{F}_{oc\,Б}+\bar{F}_a$.
В этом случае осевая нагрузка для подшипника $Б$, Н, $\bar{F}_{aБ}=\bar{F}_{oc\,Б}$.

1.3. Для каждой опоры определяют соотношение $F_{aБ}/F_{rБ}$ и F_{aB}/F_{rB}.

Если $F_{aБ(B)}/F_{rБ(B)} \leqslant e$, то $X=1{,}00$; $Y=0$;
если $F_{aБ(B)}/F_{rБ(B)} > e$, то $X=$; $Y=$.
В этом случае X, Y определяют по табл. 5.5.2 или табл. 15.7.2 и 15.7.5.

1.4. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н, $P_{rБ}=XF_{rБ}+YF_{aБ}$;
$P_{rB}=XF_{rB}+YF_{aB}$.
При требовании одинаковых подшипников для обеих опор дальнейший расчет проводят для большей из величин $P_{rБ}$ или P_{rB} (в дальнейшем P_r).

1.5. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка с учетом изменения внешней нагрузки привода, Н, $P_{r\,ср} = P_r k$,

где $k=[\Sigma(T_k/T_1)^3 (t_k/L_h)]^{(1/p)}$ $(k = I, II, III, ...)$ – коэффициент, учитывающий данные циклограммы изменения внешней нагрузки привода.

Значения T_k/T_1 и t_k/L_h (рис. 3.2.2);

$p = 3{,}00$ – для шарикоподшипников;

$p = 3{,}33$ – для роликоподшипников.

1.6. Расчетная долговечность работы подшипника, ч.

$$L_{h\,расч}=10^6 (C/P_{r\,ср})^p/(60n).$$

Пригодность ранее выбранного подшипника следует из условия $L_{h\,расч} \geq L_h$, ч.

Если $L_{h\,расч} < L_h$, следует:

- при принятом диаметре вала выбрать более тяжелую серию подшипника с большим значением C;
- перейти на подшипники роликовые, если ранее использовались подшипники шариковые;
- увеличить внутренний диаметр подшипника (что нежелательно).

Если $L_{h\,расч} >> L_h$, 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;
- выбрать для зубчатой передачи материалы с большей твердостью.

Добиться выполнения условия $L_{h\,расч} = L_h$ трудно, так как оно связывает воедино расчет зубчатых передач, валов и выбор подшипников. Практически можно принять допустимым $C \leq (2{,}5...3{,}0)\, C_{расч}$.

2. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ФИКСИРУЮЩЕЙ ОПОРЫ (рис. 5.5.3, опора B) на примере подшипника шарикового радиального однорядного.

Для выбранного подшипника с внутренним диаметром d (D, B, C, C_o, e – из каталога подшипников или 15.7) определяют:

2.1. Соотношение F_a/C_o, по величине которого из табл. 5.5.2 выбирают значение параметра e.

Вычисляют соотношение F_a/F_{rB}.

Если $F_a/F_{rB} \leq e$, то $X = 1{,}00$; $Y = 0$;

если $F_a/F_{rB} > e$, то $X = 0{,}56$;

$Y =$ (см. табл. 5.5.2),

где X, Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузки.

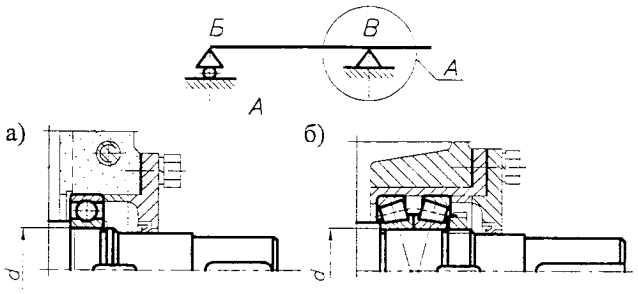


Рис. 5.5.3. Схема и конструкции подшипникового узла: а) с использованием радиального подшипника; б) с использованием двух радиально-упорных подшипников

2.2. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н, $P_r = XVF_{rB} + YF_a$,

2.3. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка с учетом изменения внешней нагрузки привода, Н, $P_{r\,ср} = P_r k$; (k - п. 1. 5).

2.4. Расчетная долговечность работы подшипника, ч.

$$L_{h\,расч}=10^6 (C/P_{r\,ср})^p/(60n).$$

Пригодность ранее выбранного подшипника следует из условия $L_{h\,расч} \geq L_h$ ч.

Если $L_{h\,расч} < L_h$ или $L_{h\,расч} >> L_h$ - см. п. 1.6.

При выборе подшипников, устанавливаемых по схеме рис. 5.5.3, *б*, следует принимать, что каждый подшипник воспринимает половину радиальной и всю осевую нагрузку.

3. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ПЛАВАЮЩЕЙ ОПОРЫ (рис. 5.5.4, опора $Б$) на примере подшипника шарикового радиального однорядного.

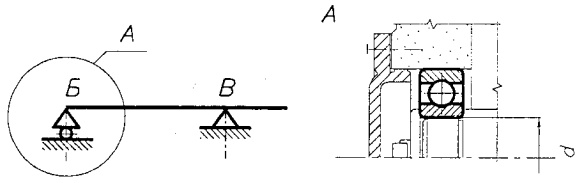


Рис. 5.5.4. Схема и конструкция подшипникового узла

Для выбранного подшипника с внутренним диаметром d (D, B, C, C_o, e – из каталога подшипников либо 15.7 п. 1) определяют эквивалентную динамическую радиальную нагрузку, Н,

$P_r = F_{rB}$.

Дальнейший расчет (п. 2.3, 2.4).

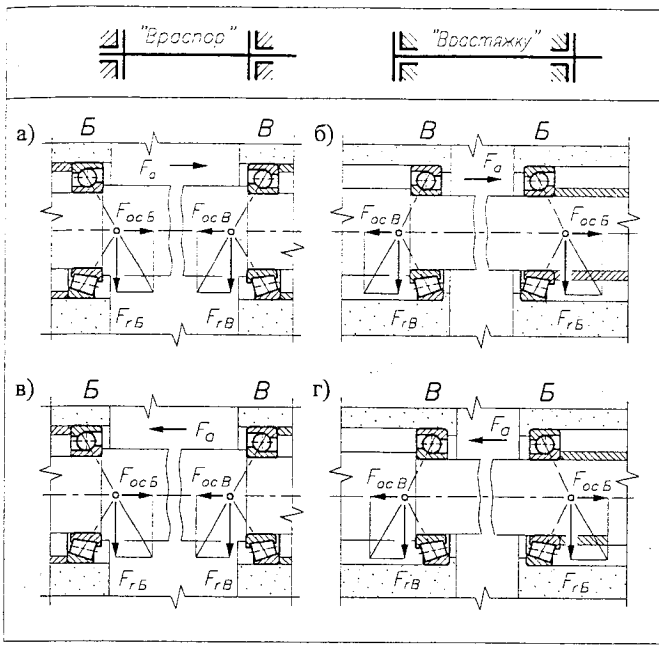
ПРИМЕР 1

ЗАДАНИЕ: *Выбрать подшипники качения для вала (см. 4.4, пример расчета).*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Радиальные нагрузки $F_{rБ}$ и F_{rB} в опорах $Б$ и B вала (см. 4.4, пример, п. 9) $F_{rБ} = R_Б = 3023$ (3255) Н; $F_{rB} = R_B = 6355$ (6123) Н.
2. Суммарная осевая нагрузка F_a, действующая на вал, и ее направление (4.4, пример, заданные параметры) $F_a = F_{a2} = 438$ (438) Н - от опоры $Б$ (B) к опоре B ($Б$). (Величины в скобках - для обратного вращения вала).
3. Рекомендуемый внутренний диаметр подшипника $d = 40$ мм.

Табл. 5.5.1. Определение осевых нагрузок в радиально-упорных подшипниках



Величины сил	Осевая нагрузка для подшипника Б	Осевая нагрузка для подшипника В
$F_{ос\,Б} > F_{ос\,В}$; $F_a \geqslant 0$	$F_{aБ} = F_{ос\,Б}$	$F_{aв} = F_{ос\,Б} + F_a$
$F_{ос\,Б} < F_{ос\,В}$; $F_a \geqslant (F_{ос\,В} - F_{ос\,Б})$	$F_{aБ} = F_{ос\,Б}$	$F_{aв} = F_{ос\,Б} + F_a$
$F_{ос\,Б} < F_{ос\,В}$; $F_a \leqslant (F_{ос\,В} - F_{ос\,Б})$	$F_{aБ} = F_{ос\,в} - F_a$	$F_{aВ} = F_{ос\,В}$
$F_{ос\,Б} < F_{ос\,В}$; $F_a \geqslant 0$	$F_{aБ} = F_{ос\,В} + F_a$	$F_{aВ} = F_{ос\,В}$
$F_{ос\,Б} > F_{ос\,В}$; $F_a \geqslant (F_{ос\,Б} - F_{ос\,В})$	$F_{aБ} = F_{ос\,В} + F_a$	$F_{aВ} = F_{ос\,В}$
$F_{ос\,Б} > F_{ос\,В}$; $F_a \leqslant (F_{ос\,Б} - F_{ос\,В})$	$F_{aБ} = F_{ос\,Б}$	$F_{aВ} = F_{ос\,Б} - F_a$

Табл. 5.5.2. Значения коэффициентов X и Y для радиальных и радиально-упорных подшипников

ГОСТ 18854-94

Вид подшипника		$\frac{F_a}{C_o}$	e	Подшипник однорядный				Подшипник двухрядный			
				$F_a/(VF_r) \leqslant e$		$F_a/(VF_r) > e$		$F_a/(VF_r) \leqslant e$		$F_a/(VF_r) > e$	
				X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Шариковый радиальный		0,172	0,19	1	0	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30
		0,345	0,22				1,99				1,99
		0,689	0,26				1,71				1,71
		1,03	0,28				1,55				1,55
		1,38	0,30				1,45				1,45
		2,07	0,34				1,31				1,31
		3,45	0,38				1,15				1,15
		5,17	0,42				1,04				1,04
		6,89	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.двухрядный			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 однорядный			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.двухрядный			1,5 tg α	1	0,45 ctg α	0,67	0,67 ctg α				

4. Частота вращения вала $n = 1000$ мин$^{-1}$ (табл. 2.6.4).
5. Продолжительность работы подшипника (передачи) $L_h = 13140$ ч. (3.2.3, пример, п. 2.2).
6. Циклограмма нагружения подшипника (передачи) (рис. 3.2.1).

$T_I/T_1 = 1{,}0$; $t_I/L_h = 0{,}6$; $T_j/T_1 \leqslant 1$;
$T_{II}/T_1 = 0{,}8$; $t_{II}/L_h = 0{,}2$; $\Sigma(t_j/L_h) = 1$;
$T_{III}/T_1 = 0{,}5$. $t_{III}/L_h = 0{,}2$. j = I, II, III... .

РЕШЕНИЕ:

Оценивая п.п. 1 и 2 ИСХОДНЫХ ДАННЫХ, выбираем роликовые радиально-упорные (конические) подшипники, одинаковые для обеих опор, $d = 40$ мм, тип подшипника - 2007108 (15.7), схема установки - "враспор".

Размеры и параметры подшипника: d = 40 мм; D = 68 мм; C = 40000 Н; e = 0,35; Y = 1,5; X = 0,4.

1.1. Осевые составляющие сил от радиальных нагрузок для опор Б и В

$F_{oc\,Б} = 0{,}83\,e\,F_{r\,Б} = 0{,}83 \cdot 0{,}35 \cdot 3023\ (3255) = 878\ (946)$ Н;

$F_{oc\,B} = 0{,}83\,e\,F_{r\,B} = 0{,}83 \cdot 0{,}35 \cdot 6355\ (6123) = 1846\ (1778)$ Н.

Направление осевых составляющих сил $F_{oc\,Б}$ и $F_{oc\,B}$ представлено на рис. 5.5.2, *а*.

1.2. Величина и направление результирующей осевой силы

$\Sigma \bar{F}_{oc} = \bar{F}_{oc\,Б} + \bar{F}_{oc\,B} + \bar{F}_a =$

$= 878\ (946) - 1848\ (1778) + 438\ (-438) = -532\ (-1270)$ Н.

Осевую силу воспринимает опора Б.

1.2.1. Величины осевых сил в опорах

$F_{oc\,Б} < F_{oc\,B}$: $F_a \leqslant (F_{oc\,B} - F_{oc\,Б})$;

$F_{a\,Б} = F_{oc\,в} = F_a =$

$= 1846\ (1778) - 438\ (+438) = 1408\ (2216)$ Н;

$F_{a\,B} = F_{oc\,B} = 1846\ (1778)$ Н.

1.3. Для каждой опоры определяем соотношение

$F_{a\,Б}/F_{r\,Б} = 1408\ (2216)/3023\ (3255) = 0{,}47\ (0{,}69)$;

$F_{a\,B}/F_{r\,B} = 1846\ (1778)/6355\ (6123) = 0{,}29\ (0{,}29)$.

$F_{a\,Б}/F_{r\,Б} = 0{,}47\ (0{,}69) > e = 0{,}37$; $X = 0{,}4$; $Y = 1{,}5$;

$F_{a\,B}/F_{r\,B} = 0{,}29\ (0{,}29) < e = 0{,}37$; $X = 1{,}00$; $Y = 0$;

1.4. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$P_{r\,Б} = XF_{r\,Б} + YF_{a\,Б} = [0{,}4 \cdot 3023\ (3255) +$

$+ 1{,}5 \cdot 1408\ (2216)] = 3321\ (4626)$ Н;

$P_{r\,B} = XF_{r\,B} + YF_{a\,B} = [1{,}0 \cdot 6355\ (6123) +$

$+ 0 \cdot 1846\ (1778)] = 6355\ (6123)$ Н.

1.5. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка с учетом изменения внешней нагрузки привода

$P_{r\,ср} = P_r\,k$,

где k – коэффициент, учитывающий данные циклограммы изменения внешней нагрузки привода.

$k = [\Sigma(T_k/T_1)^3 \cdot (t_k/L_h)]^{(1/p)} =$

$= (1^3 \cdot 0{,}6 + 0{,}8^3 \cdot 0{,}2 + 0{,}5^3 \cdot 0{,}2)^{0{,}3} = 0{,}73$;

$p = 3{,}33$ – для роликоподшипников.

Для наиболее нагруженной опоры (опора В, прямое направление вращения)

$P_{r\,ср} = P_r\,k = P_{r\,B}\,k = 6355 \cdot 0{,}73 = 4639$ Н.

1.6. Расчетная долговечность работы наиболее нагруженного подшипника

$L_{h\,расч} = 10^6\,(C/P_{r\,ср})^p/(60\,n) =$

$= 10^6\,(40000/4639)^{3{,}33}/(60 \cdot 1000) = 21752$ ч.

Расчетная долговечность работы подшипника превышает заданную (13140 час.) в 1,66 раза, что допустимо.

ПРИМЕР 2

ЗАДАНИЕ: *Выбрать подшипники качения для вала (4.4, пример расчета). Подшипник шариковый радиальный однорядный, опора фиксирующая.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ (пример 1).

РЕШЕНИЕ:

Размеры и параметры подшипника 408: $d = 40$ мм; $D = 110$ мм; $C = 63700$ Н; $C_o = 36500$ Н.

Схема подшипникового узла - рис. 5.5.3, опора В.

2.1. Соотношение $F_a/C_o = 438/36500 = 0{,}012$.

По величине $F_a/C_o = 0{,}012$ (табл. 5.5.2) выбираем значение параметра $e < 0{,}19$.

Соотношение $F_a/F_{r\,B} = 438/6355 = 0{,}069$.

$F_a/F_{r\,B} < e$; $X = 1{,}0$; $Y = 0{,}0$ (табл. 5.5.2),

2.2. $P_r = XF_{r\,B} + YF_a =$

$= (1{,}0 \cdot 6355 + 0{,}0 \cdot 230) = 6355$ Н.

2.3. $P_{r\,ср} = P_r\,k = 6355 \cdot 0{,}73 = 4639$ Н.

2.4. $L_{h\,расч} = 10^6\,(C/P_{r\,ср})^p/(60\,n) =$

$= 10^6\,(63700/4639)^{3{,}0}/(60 \cdot 1000) = 43142$ час.

Расчетная долговечность работы подшипника превышает заданную (13140 ч.) в 3,3 раза, что допустимо. Выбор меньшего по динамической грузоподъемности подшипника (308, C = 41000 Н) гарантирует время его работы

$L_{h\,расч} = 10^6\,(41000/4639)^{3{,}0}/(60 \cdot 1000) = 11505$ ч.,

что меньше требуемого времени работы.

ПРИМЕР 3

ЗАДАНИЕ: *Выбрать подшипники качения для вала (см. 4.4, пример расчета). Подшипник шариковый радиальный однорядный, опора плавающая.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ (пример 1).

РЕШЕНИЕ:

Размеры и параметры подшипника 408: $d = 40$ мм; $B = 110$ мм; $C = 63700$ Н; $C_o = 36500$ Н.

Схема подшипникового узла - рис. 5.5.4, опора *Б*.

(Подшипник принят тех же параметров, что и для опоры *В*).

2.1. $P_r = [VF_{rB}]k_б k_т =$
$= (1{,}0 \cdot 3255)1{,}2 \cdot 1{,}0 = 3906$ Н.

2.3. $P_{r\,ср} = P_r k = 3906 \cdot 0{,}73 = 2851$ Н.

2.4. $L_{h\,расч} = 10^6 (C/P_{r\,ср})^p/(60n) =$
$= 10^6 (63700/2581)^{3{,}0}/(60 \cdot 1000) = 250555$ ч,

что значительно превышает заданный срок работы подшипника, но необходимо из условия иметь одинаковые подшипники в обеих опорах вала.

5.6. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ [9, 51]

1. ЭЛЕМЕНТЫ КРЕПЛЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ

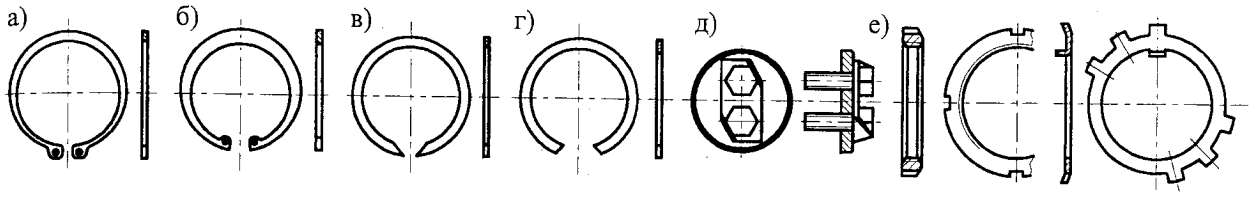


Рис. 5.6.1. Элементы крепления подшипников на валу и в корпусе:
а) кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические (15.8, п. 1); б) кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические (15.8, п. 2); в) кольца пружинные упорные плоские наружные концентрические (15.8, п. 3); г) кольца пружинные упорные плоские внутренние концентрические (15.8, п. 4); д) шайбы концевые (15.8, п. 5); е) гайки круглые шлицевые и шайбы стопорные многолапчатые (15.8, п. 6, 7)

2. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ НА ВАЛАХ ПОДШИПНИКОВ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ПОСАДОЧНЫМ ОТВЕРСТИЕМ

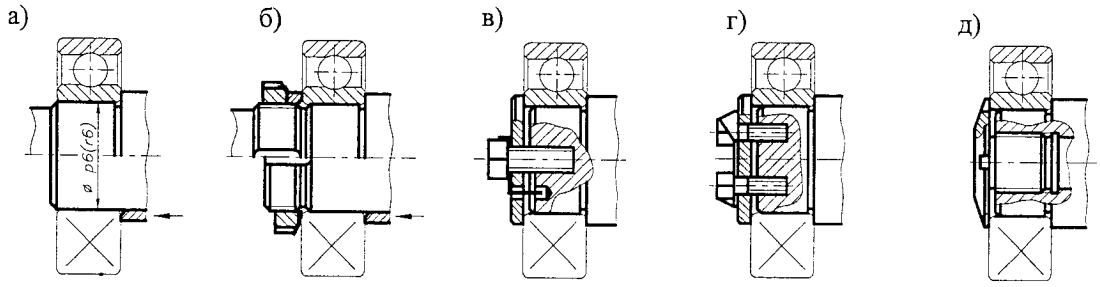


Рис. 5.6.2. Установка подшипника на валу, обеспечивающая его силовую затяжку в осевом направлении

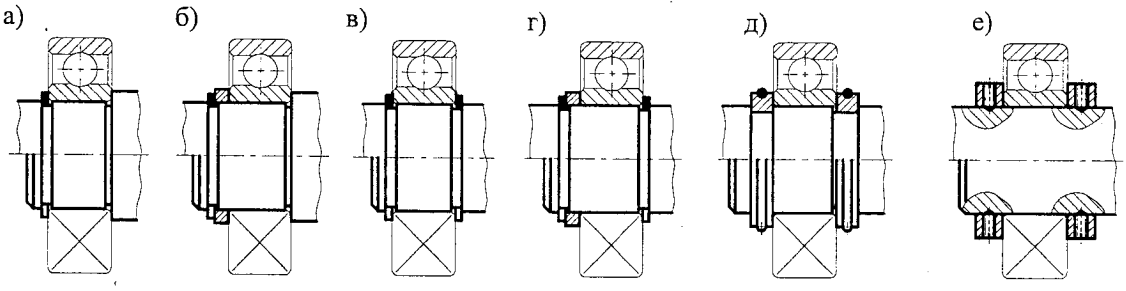
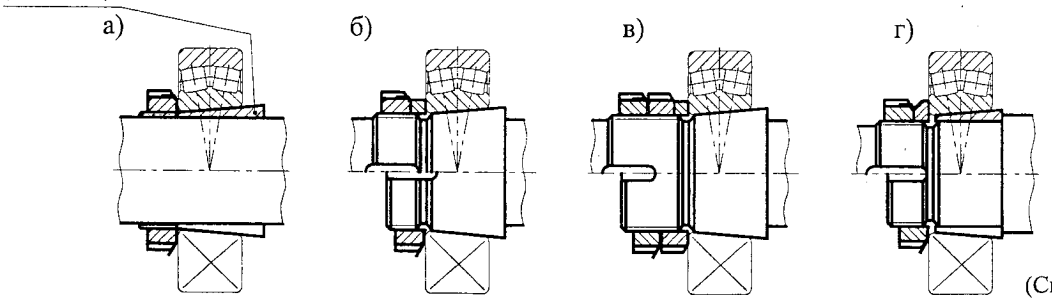


Рис. 5.6.3. Установка подшипника на валу, не обеспечивающая его силовую затяжку в осевом направлении и требующая применения посадок с увеличенным натягом

3. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ НА ВАЛАХ ПОДШИПНИКОВ С КОНИЧЕСКИМ ПОСАДОЧНЫМ ОТВЕРСТИЕМ

Втулка закрепительная (15.8, п.8)



(См. след. стр.)

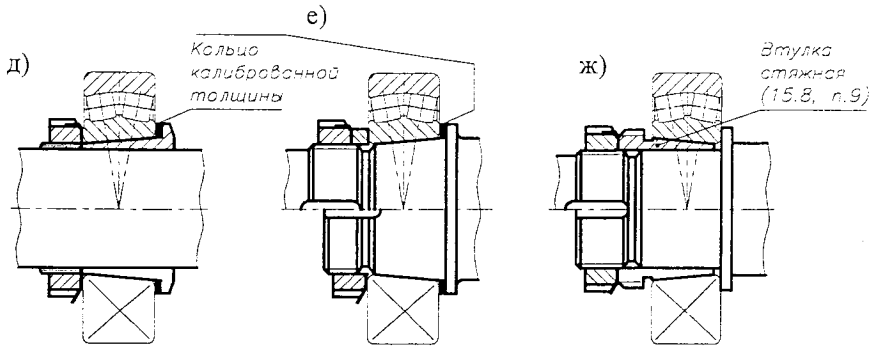


Рис. 5.6.4. Установка на валу подшипников с коническим посадочным отверстием

4. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ В КОРПУСАХ

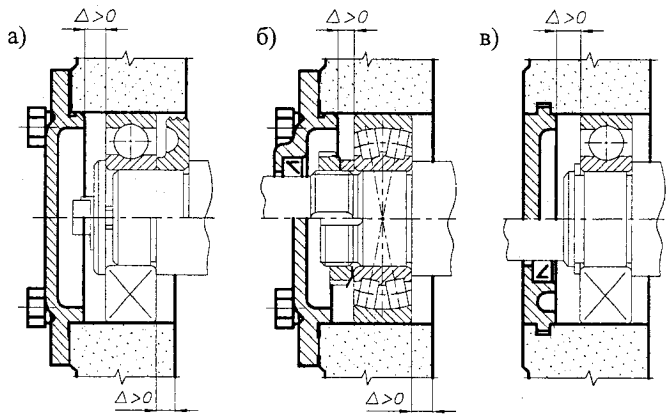


Рис. 5.6.5. Установка наружного кольца неразъемного подшипника в корпусе плавающей (самоустанавливающейся) опоры

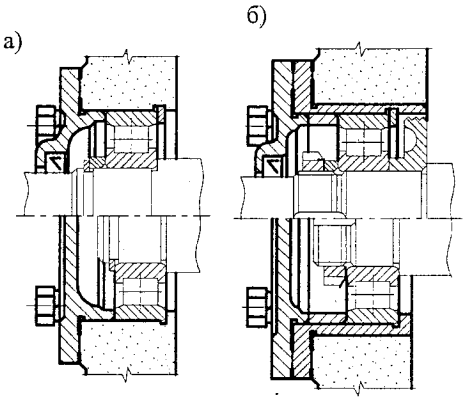


Рис. 5.6.6. Установка наружного кольца разъемного подшипника в корпусе плавающей (самоустанавливающейся) опоры

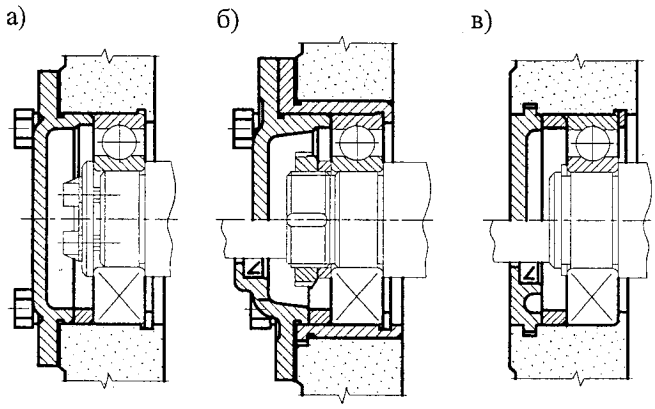
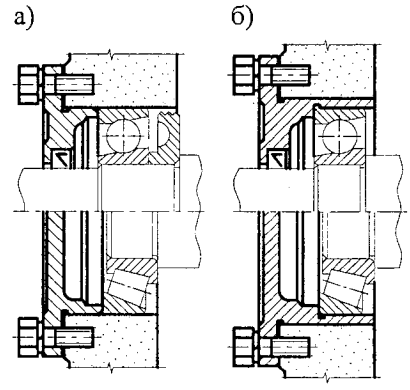


Рис. 5.6.7. Установка наружного кольца неразъемного подшипника в корпусе фиксирующей опоры



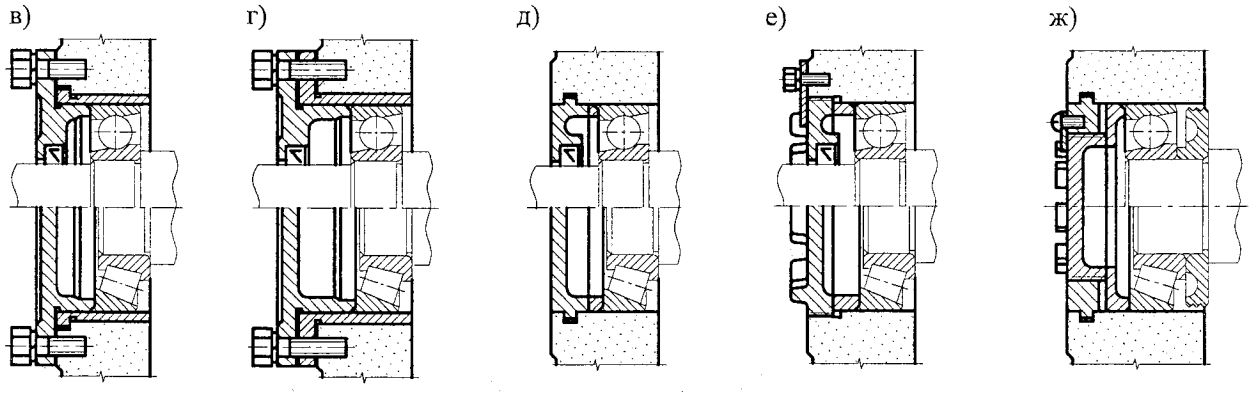


Рис. 5.6.8. Установка в корпусе подшипников по схемам "враспор"

5.7. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ УСТАНОВОЧНЫХ МЕСТ ПОДШИПНИКОВ

1. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

1.1. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

Из существующих 0, 6, 5, 4, 2 классов точности подшипников (ГОСТ 520-89) в общем машиностроении используют подшипники 0, 6, (5) классов точности.

Устанавливают 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 монтируют в системе отверстия. Допуск на основной размер кольца установлен отрицательным относительно нулевой линии, а верхнее отклонение всегда равно нулю (рис. 5.7.3, табл. 5.7.1).

В отверстие корпуса подшипники монтируются в системе основного вала.

Система посадок, используемая для монтажа подшипников на вал и в корпус, представлена в табл. 5.7.1. Из представленного ряда посадок используют рекомендуемые, которые выделены.

Табл. 5.7.1. 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 отклонений.

1.2. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК В МЕСТАХ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ посадок в местах установки подшипников качения:

- подшипник класса точности 0 на вал диаметром 60 мм с полем допуска *j6* по ГОСТ 25347-82 (рис. 5.7.1,*а*):

ø60L0/j6 или *ø60L0–j6* ;

- то же в отверстие корпуса диаметром 80 мм, с полем допуска *H7* по ГОСТ 25347-82 (рис. 5.7.1,*в*):

ø80H7/l0 или *ø80H7–l0* .

Допускается на сборочных чертежах подшипниковых узлов указывать размер, поле допуска или предельное отклонение на диаметр, сопряженный с подшипником (рис. 5.7.1,*б,г*).

Обозначение отклонений вала и отверстия корпуса под подшипник (рис. 5.7.2,*а,б*).

Отклонения диаметра отверстия и наружного диаметра подшипника класса точности 0 представлены в табл. 5.7.2. Предельные отклонения валов и отверстий подшипников для некоторых полей допусков представлены в 15.3.

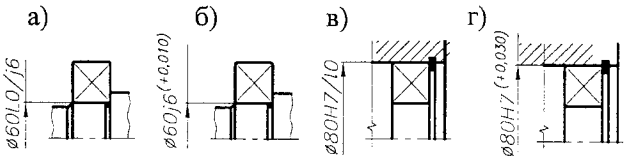


Рис. 5.7.1. Обозначение посадок подшипников на сборочных чертежах:
а), б) на валу; в), г) в корпусе

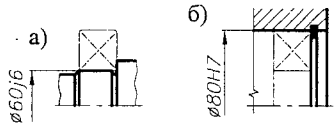


Рис. 5.7.2. Обозначение отклонений под подшипники:
а) на валу; б) в отверстии корпуса

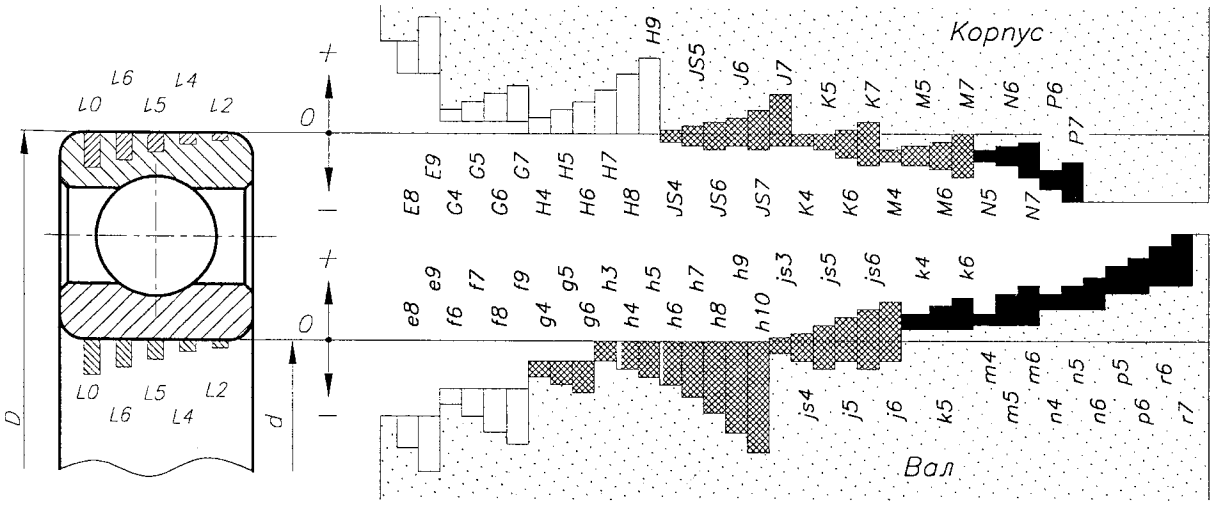


Рис. 5.7.3. Посадки подшипников качения:
□ - с зазором, ▨ - переходные, ■ - с натягом

Табл. 5.7.2. Предельные отклонения колец подшипников класса точности 0

Интервалы номинальн. 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

1.3. ВЫБОР ПОСАДОК

Посадки вращающихся колец подшипников для исключения их проворачивания на 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, циркуляционное, колебательное) (табл. 5.7.3);
- режим работы подшипника (табл. 5.7.4).

Табл. 5.7.3. 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.	Циркуляционное	Циркуляционное
Вращающаяся с внутренним кольцом	В одном или противоположном направлениях	Местное	Циркуляционное
Вращающаяся с наружным кольцом		Циркуляционное	Местное

Табл. 5.7.4. 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 в зависимости от вида нагружения представлены в табл. 5.7.5.

Посадки колец радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников при осевой регулировке представлены в табл. 5.7.6.

Рекомендуемые посадки подшипников представлены в табл. 5.7.7.

Табл. 5.7.5. 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. 5.7.6. Посадки радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников при осевой регулировке

ГОСТ 3325-85

Вид нагружения и способ регулировки	Посадки колец внутреннего на вал	Посадки колец 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

Табл. 5.7.7. 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		
1	2	3	4	5	6	7	8
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

Продолж. табл. 5.7.7

1	2	3	4	5	6	7	8
Местное (вал не вращается)	Нормальный или тяжелый, $0{,}07C<P\leq 0{,}15C$	Подшипники всех диаметров				Передние и задние колеса автомобилей и тракторов, колеса вагонеток, валки мелкосортовых 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, $P\leq 0{,}07C$	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, $0{,}07C<P\leq 0{,}15C$	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, $0{,}07C<P\leq 0{,}15C$	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, экскаторы, 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

Посадки в корпус

Вид нагружения наружного кольца	Режим работы	Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемые посадки
1	2	3	4
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-поворотных устройства кранов, опоры и блоки крюковых обойм 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, $0{,}07C<P\leq 0{,}15C$	Электородвигатели, 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

Продолж. табл. 5.7.7

1	2	3	4
Местное (вращается вал)	Тяжелый или нормальный, $0{,}07C<P\leq 0{,}15C$	Узлы со сферическими упорными роликовыми подшипниками для: - общего применения - тяжелых металлорежущих станков (карусельные) - вертикальных валов турбин	$J_s7/l0$; $J_s7/l6$ $K7/l0$; $K7/l6$ $M7/l0$; $M7/l6$
Циркуляционное (вращается корпус)	Тяжелый, $P>0{,}15C$		

2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОСАДОЧНЫХ МЕСТ

Параметры шероховатости R_a посадочных поверхностей под подшипники на валах и в корпусах из стали и чугуна не должны превышать значений, указанных табл. 5.7.8.

Табл. 5.7.8. Шероховатость поверхностей посадочных мест подшипников

ГОСТ 3325-85

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Параметр шероховатости R_a, мкм, для диаметров подшипников	
		до 80 мм	св. 80 до 500 мм
Валов	0 6 и 5	R_a 1,6 R_a 0,8	R_a 3,2 R_a 1,6
Отверстий корпусов (сталь/чугун)	0 6 и 5	R_a 1,6 / 3,2 R_a 0,8 / 1,6	R_a 3,2 / 6,3 R_a 1,6 / 3,2
Опорных торцов заплечиков валов и корпусов	0 6 и 5	R_a 3,2 R_a 1,6	R_a 3,2 R_a 3,2

Примечание: Параметр шероховатости посадочных поверхностей валов для подшипников на закрепительных или стяжных втулках не должен превышать R_a 3,2 мкм.

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 установлены следующие допуски формы поверхностей:

- допуск круглости посадочных мест ○;
- допуск профиля продольного сечения ⌯
или допуск цилиндричности ⌭ = ○ + ⌯.

Величины указанных допусков не должны превышать значений, представленных в табл. 5.7.9.

Табл. 5.7.9. 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

Величины допусков торцевого биения опорных торцевых поверхностей заплечиков валов и отверстий корпусов представлены в табл. 5.7.10.

Обозначение на чертежах допусков формы и расположения посадочных и опорных торцевых поверхностей заплечиков валов и отверстий корпусов представлено на рис. 5.7.4.

Табл. 5.7.10. Допуски торцевого биения заплечиков валов и отверстий корпусов

ГОСТ 3325-85

Интервалы диаметров d и D, мм	Допуски торцевого 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

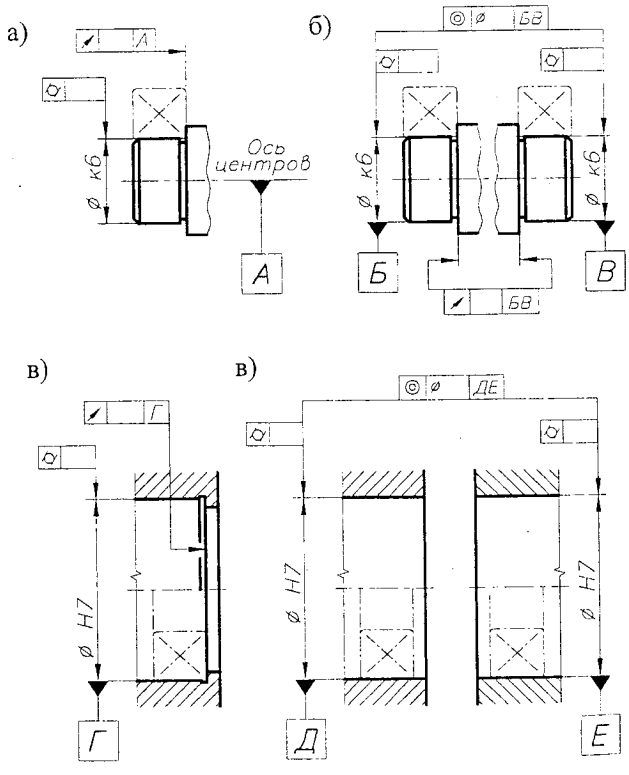


Рис. 5.7.4. Обозначение на чертежах допусков формы и расположения поверхностей установки подшипников: а), б) для вала; в), г) для отверстия корпуса

5.8. УСТАНОВКА, МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ

1. ЗАПЛЕЧИКИ ДЛЯ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ

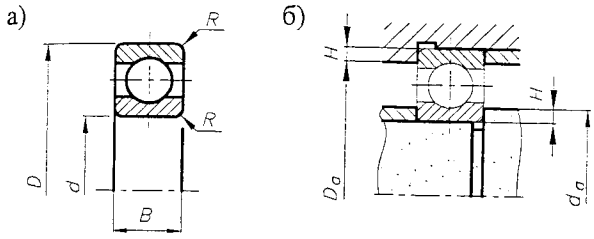


Рис. 5.8.1. Размеры подшипников для их установки:
а) габаритные размеры;
б) установочные размеры (размеры заплечиков)

Габаритные и установочные размеры подшипников приведены в ГОСТ 20226-82, в табл. 15.7.1-15.7.9 и в каталогах подшипников.

2. РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ, РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЙ И ПОДТОЧКИ ВАЛА И КОРПУСА

Радиусы закруглений и размеры подточек для вала (рис. 5.8.2, *а,б*) и корпуса (рис. 5.8.2, *в,г*) в местах установки подшипников выбирают в зависимости от радиуса закругления подшипника R (рис.5.8.1, *а*, табл. 5.8.1).

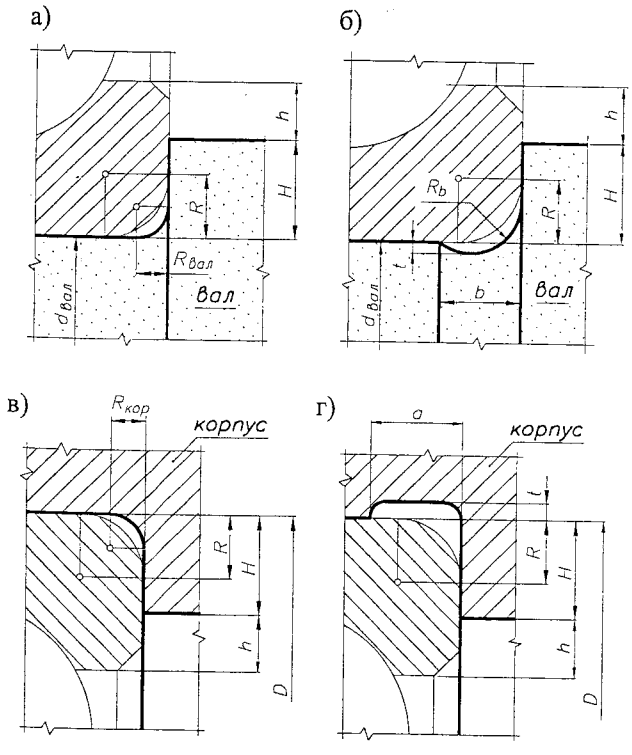


Рис. 5.8.2. Радиусы закруглений и размеры подточек:
а), б) для вала; в), г) для корпуса

Табл. 5.8.1. Величины радиусов закругления и размеры подточек валов и корпусов, мм

Радиусы закругления		Размеры подточек			
подшипника R	вала (корпуса) $R_{вал}$, $R_{кор}$	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

3. МОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

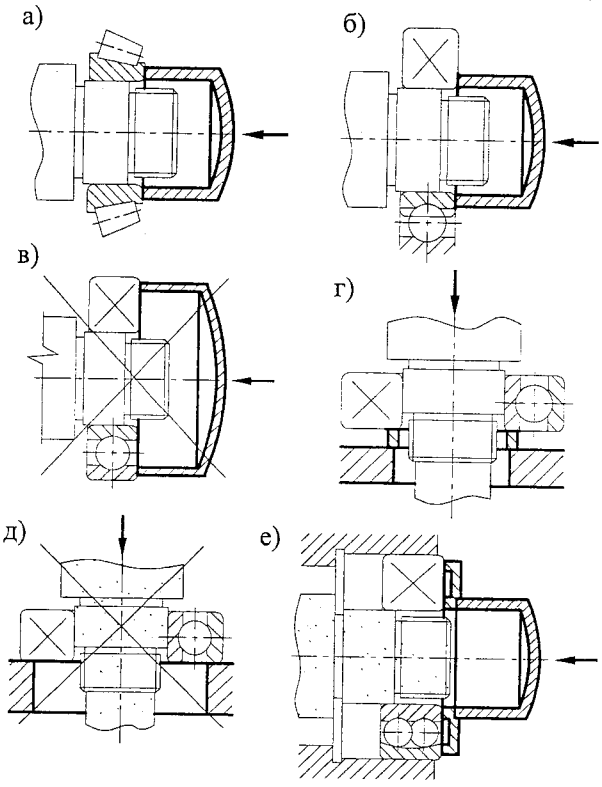
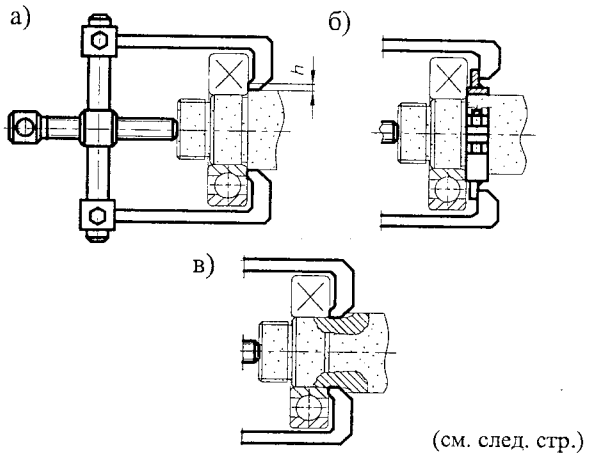


Рис. 5.8.3. Монтаж подшипников:
а)-д) на вал; е),ж) в корпус и на вал

4. ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ



(см. след. стр.)

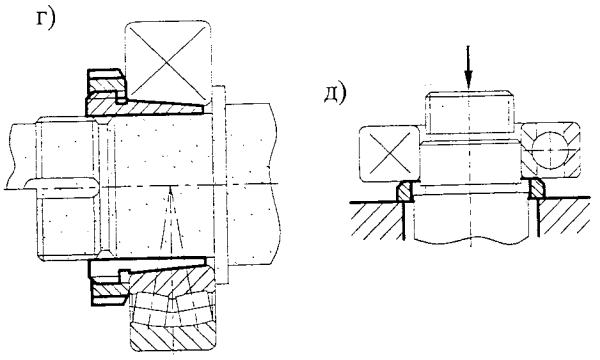


Рис. 5.8.4. Демотаж подшипников с использованием: а) - в) съемника; г) стяжных втулок; д) пресса

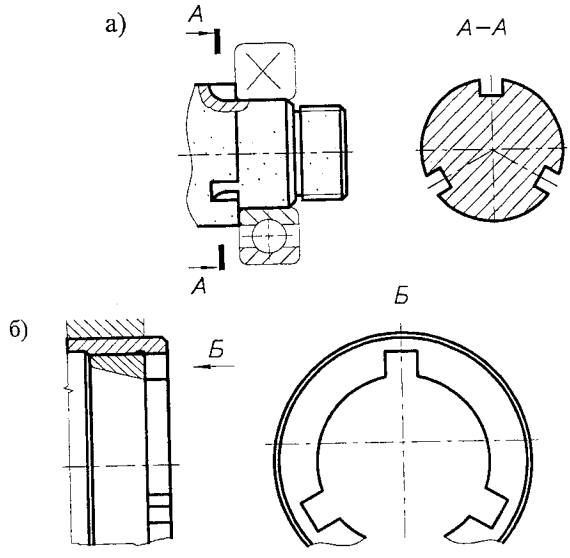
При демонтаже подшипника качения с использованием съемника следует выдерживать минимальную высоту уступа h для захвата кольца подшипника.

Табл. 5.8.2. Минимальная высота уступа h, необходимая для захвата лапами съемника кольца демонтируемого подшипника, мм

	d вал		d вал		d вал		d вал	
	свыше	до	свыше	до	свыше	до	свыше	до
	-	15	15	50	50	100	100	-
h	1,0		2,0		2,5		3,0	

Размер h (рис. 5.8.2, *а-г*).

5. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО ОБЛЕГЧЕНИЮ ДЕМОНТАЖА ПОДШИПНИКОВ



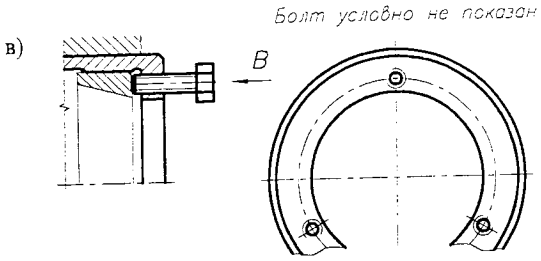


Рис. 5.8.5. Конструктивные решения по облегчению демонтажа подшипников качения:
а), б) выфрезерованные пазы на валу (в корпусе) для возможности захвата лапами съемника боковой поверхности кольца подшипника; в) отверстия с нарезанной резьбой во втулке (корпусе) подшипника для возможности его выжимания из посадочной поверхности

6. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ ВЫСОТЫ ЗАПЛЕЧИКОВ

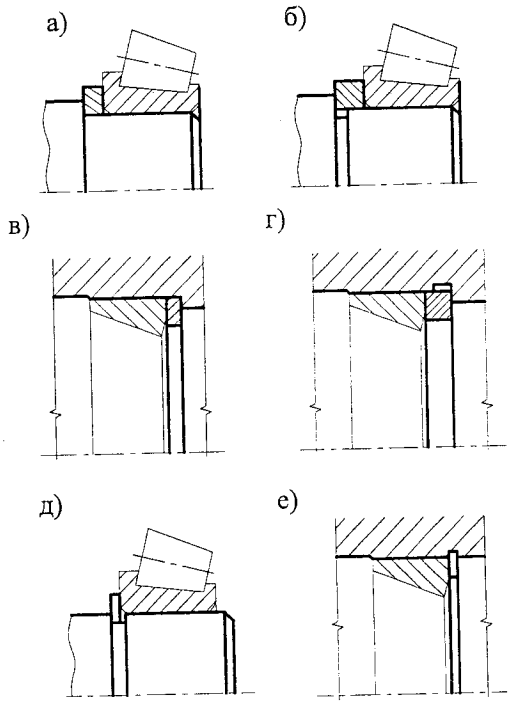


Рис. 5.8.6. Конструктивные решения по уменьшению высоты заплечиков валов (корпусов) в месте установки подшипника:
а), б) использование дополнительных колец на валу;
в), г) использование дополнительных колец в корпусе;
д) использование пружинных колец на валу;
е) использование пружинных колец в корпусе

5.9. РЕГУЛИРОВКА ПОДШИПНИКОВ И ЗАЦЕПЛЕНИЯ [51]

В редукторах регулируются:
- зазоры в шариковых и роликовых радиально-упорных подшипниках;
- зацепление конических и червячных передач.

В первую очередь выполняется регулировка подшипников.

1. РЕГУЛИРОВКА ЗАЗОРОВ (ЛЮФТОВ) В ПОДШИПНИКАХ

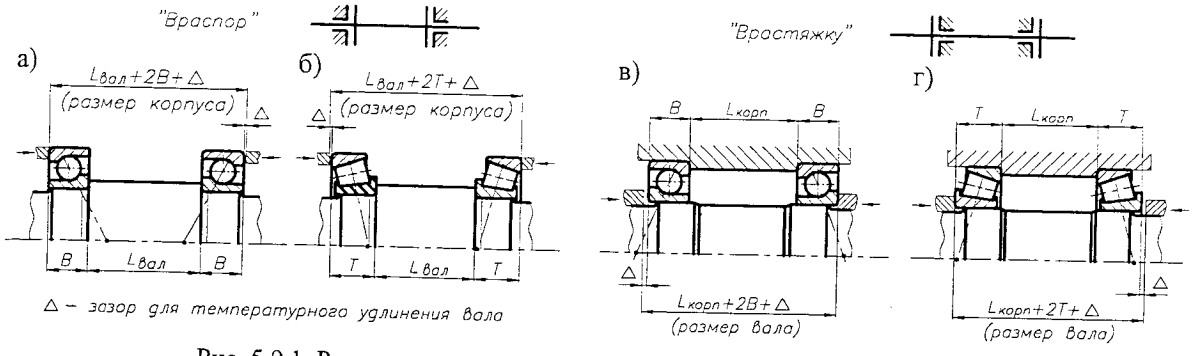


Рис. 5.9.1. Регулировка радиально-упорных подшипников, установленных: а), б) по схеме "враспор"; в), г) по схеме "врастяжку"

Во время регулировки устанавливают минимальный осевой зазор Δ, при котором во время работы подшипникового узла вследствие температурного удлинения вала не возникают или специально создаются удельные давления в паре "тело качения-кольцо" такой величины, что температура подшипникового узла не превышает 70...75 °С.

1. СХЕМА УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ "ВРАСПОР"

В редукторах с боковыми накладными крышками регулировка зазоров осуществляется изменением толщины набора стальных прокладок (рис. 5.9.2).

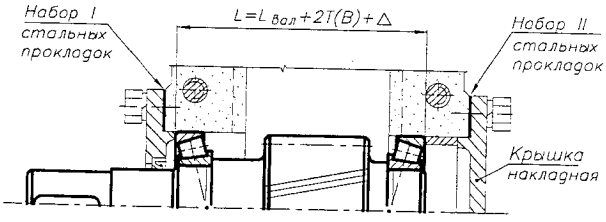


Рис. 5.9.2. Регулировка зазоров в подшипниках редукторов с боковыми накладными крышками

Уменьшение (увеличение) толщины набора прокладок каждого или вместе двух наборов вызывает уменьшение (увеличение) размера L и, соответственно, осевого зазора в подшипниках (см. рис. 9.4.1).

Указанные наборы прокладок выполняют также функцию уплотнения места соединения.

Величины рекомендованных осевых зазоров в подшипниках представлены в табл. 5.9.1.

Чертеж установки шестерни конического редуктора представлен на рис. 5.9.3, где подшипники регулируются набором прокладок поз. *1*.

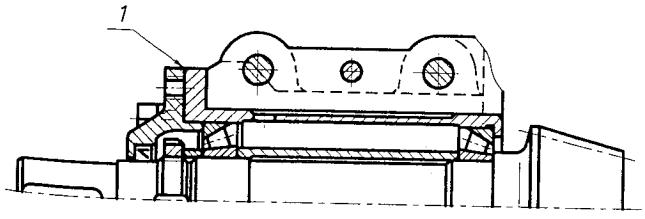


Рис. 5.9.3. Регулировка зазоров в подшипниках конических редукторов с накладными крышками

Табл. 5.9.1. Допускаемые значения люфта, мкм в радиально-упорных подшипниках [5]

Диаметр отверстия подшипника d, мм	Угол контакта					
	$\alpha = 12°$			$\alpha = 12°$		$\alpha = 26°$ $\alpha = 36°$
	Один подшипник в опоре **		Расстояние между опорами вала L, мм ***	Два подшипника в опоре ***		
	min	max		min	max	min max
Радиально-упорные шариковые подшипники						
< 30	30	50	< 8 d	20	40	10 20
30... 50	40	70	< 7 d	30	50	15 30
50...80	50	100	< 6 d	40	70	20 40
80...120	60	150	< 5 d	50	100	30 50
Радиально-упорные роликовые подшипники						
	$\alpha = 10...16°$			$\alpha = 10...16°$		$\alpha = 25...29°$
< 30	40	70	< 14 d	20	40	- -
30...50	50	100	< 12 d	40	70	20 40
50...80	80	150	< 11 d	50	100	30 50
80...120	120	200	< 10 d	80	150	40 70

* Разность температур вала и стального (чугунного) корпуса не более 10...20°.

** Схема установки радиально-упорных подшипников:
- шариковых - см. рис. 5.3.2, *б*;
- роликовых - см. рис. 5.3.2, *а,д*.

*** Схема установки радиально-упорных подшипников:
- шариковых - см. рис. 5.3.4, *в,е*;
- роликовых - см. рис. 5.3.4, *г,д*.

В редукторах с боковыми закладными крышками регулировку зазоров осуществляют парой "винт-гайка" (рис. 5.9.4) (см. рис. 9.4.7).

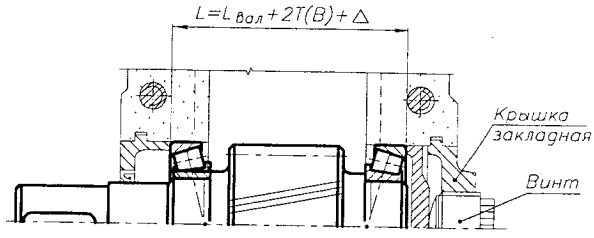


Рис. 5.9.4. Регулировка зазоров в подшипниках редукторов с боковыми закладными крышками

Варианты выполнения пары "винт-гайка" представлены на рис. 5.9.5. В варианте на рис. 5.9.5, *а* резьба нарезана в корпусе, что представляется менее

удобным. Этого лишена конструкция на рис. 5.9.5б. Подкладка поз. *1* позволяет фиксировать более точно положения регулирования подшипников.

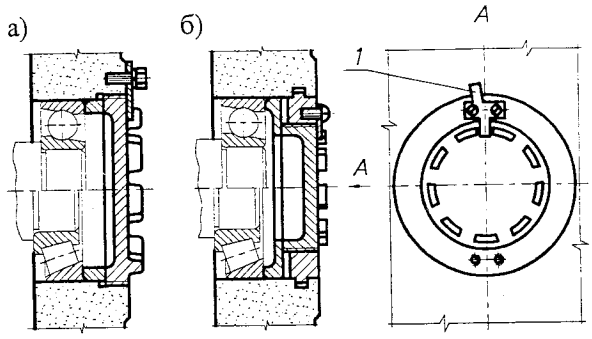


Рис. 5.9.5. Варианты выполнения пары "винт-гайка"

Иногда способ регулировки подшипников с использованием пары "винт-гайка" используют в редукторах с накладными крышками (рис. 5.9.6). Регулировку подшипников в этом случае можно выполнить как изменением толщины прокладок, так и винтом (см. рис. 9.4.3).

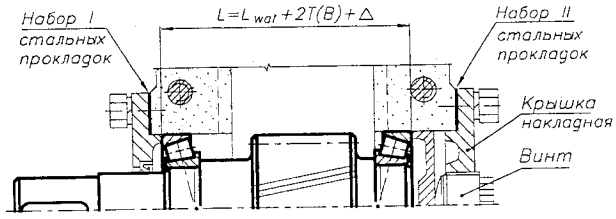


Рис. 5.9.6. Регулировка зазоров в подшипниках редукторов с боковыми накладными крышками

2. СХЕМА УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ "ВРАСТЯЖКУ"

Для схем установки подшипников "врастяжку" в червячных редукторах их регулировка выполняется:

- гайкой шлицевой поз. *1* (рис. 5.9.7, *а*);
- шайбой концевой поз. *2* (рис. 5.9.7, *б*).

Гайка шлицевая *3* выполняет функцию крепления на валу подшипника *4* и ступицы колеса *6* (через дистанционную втулку *5*).

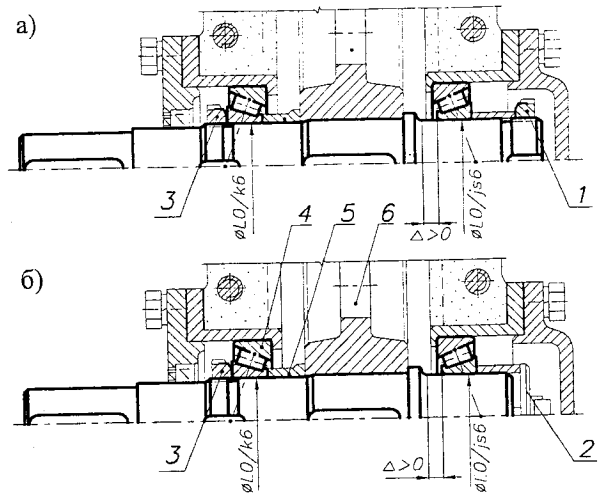


Рис. 5.9.7. Регулировка зазоров в подшипниках редукторов с боковыми накладными крышками

Для конических редукторов, подшипники которых установлены "врастяжку", регулировка выполняется шлицевой гайкой *1* (рис. 5.9.8).

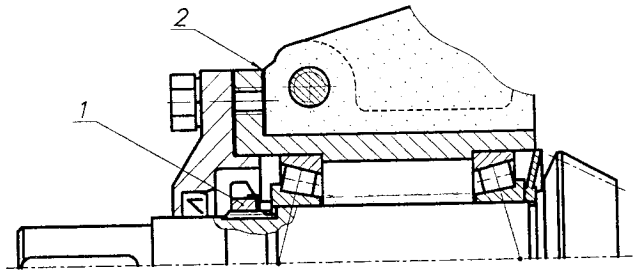


Рис. 5.9.8. Регулировка зазоров в подшипниках конических редукторов

2. РЕГУЛИРОВКА ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Регулировку зацепления выполняют только для червячных и конических редукторов. Для цилиндрических редукторов регулировку зацепления не выполняют, так как $b_1 > b_2$ ($b_1 = b_2 + 3...5$ мм).

1. СХЕМА УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ "ВРАСПОР"

В редукторах с боковыми накладными крышками регулировку зацепления выполняют переносом прокладок определенной толщины из набора *I* в набор *II* или наоборот (рис. 5.9.9). Это вызывает перемещение оси колеса в осевом направлении на толщину переставленных прокладок.

В редукторах с боковыми накладными крышками и регулировочным винтом (рис. 5.9.10) регулировку зацепления выполняют увеличением (уменьшением) толщины прокладок и соотвествующим откручиванием (закручиванием) винта, что вызывает осевое перемещение колеса.

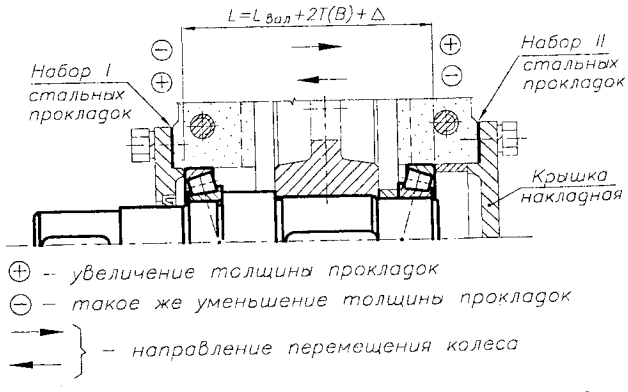


Рис. 5.9.9. Регулировка зацепления в подшипниках валов конических и червячных колес при накладных крышках

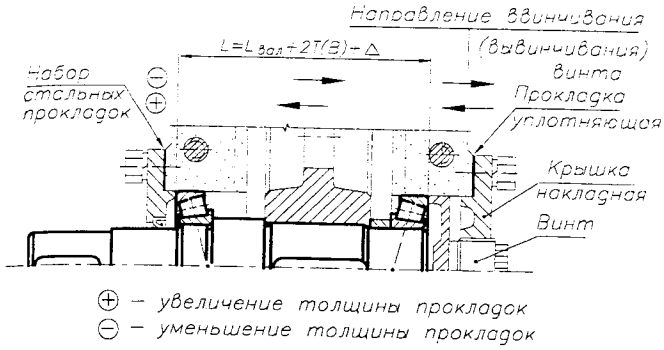


Рис. 5.9.10. Регулировка зацепления в подшипниках валов конических и червячных колес при накладных крышках и регулировочном винте

Для редукторов с закладными крышками регулировка зацепления возможна только в случае установки пар "винт- гайка" на каждой опоре. Это решение легко выполняется для промежуточных валов 5.9.11).

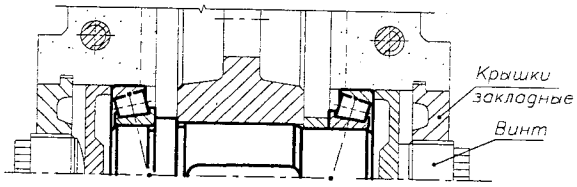


Рис. 5.9.11. Регулировка зацепления для промежуточных валов конических и червячных колес, когда подшипниковые узлы выполнены с закладными крышками и регулировочными винтами

В редукторах с закладными крышками для регулировки зацепления входного (выходного) вала подшипниковый узел со стороны входного (выходного) участка вала выполняется со специальным исполнением пары "винт-гайка" (рис. 5.9.12).

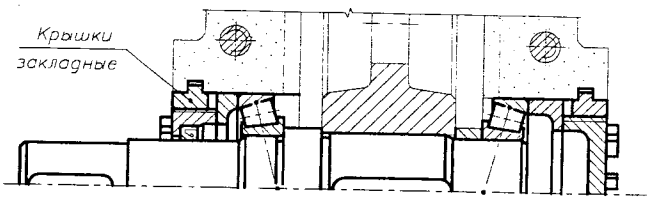


Рис. 5.9.12. Регулировка зацепления для входного (выходного) вала конических и червячных колес, когда подшипниковые узлы выполнены с закладными крышками и регулировочными парами "винт-гайка"

2. СХЕМА УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ "ВРАСТЯЖКУ"

Схему установки подшипников "врастяжку" применяют в основном для подшипниковых узлов входного вала конических шестерен (рис.5.9.8). Для регулировки зацепления используют прокладки *2*.

5.10. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ ВНУТРЕННИХ РАЗМЕРОВ ПОДШИПНИКОВ

Основные внутренние размеры стандартных подшипников отвечают следующим геометрическим соотношениям:

1. Шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники

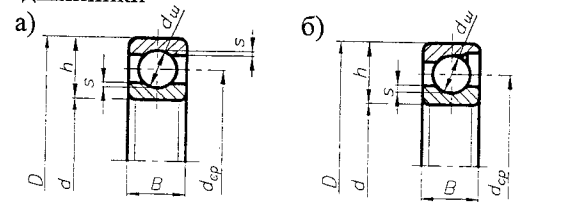


Рис. 5.10.1. Геометрические соотношения в шариковых подшипниках: а) радиальных; б) радиально-упорных

2. Шариковые двухрядные самоустанавливающиеся подшипники

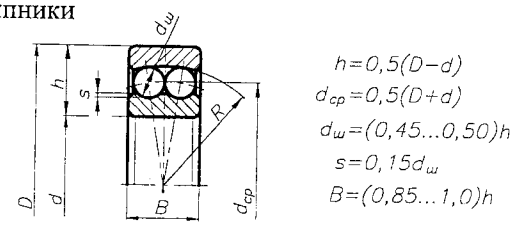


Рис. 5.10.2. Геометрические соотношения в шариковых двухрядных самоустанавливающихся подшипниках

3. Шариковые упорные однорядные подшипники

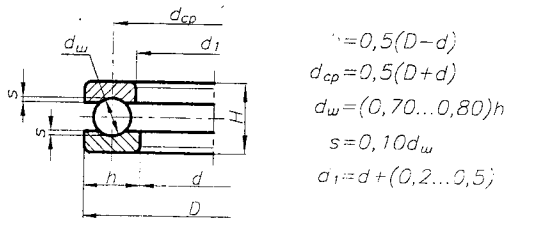


Рис. 5.10.3. Геометрические соотношения в шариковых упорных однорядных подшипниках

4. Шариковые упорные двухрядные подшипники

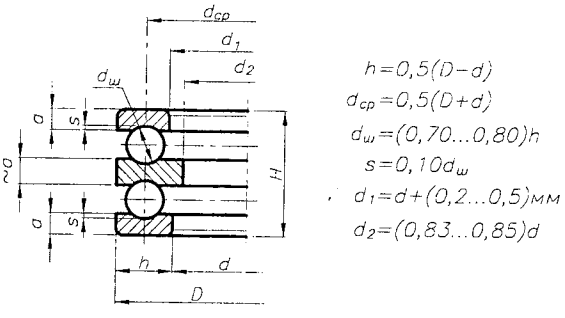
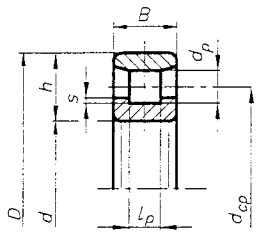


Рис. 5.10.4. Геометрические соотношения в шариковых упорных двухрядных подшипниках

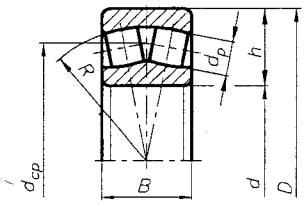
5. Роликовые радиальные подшипники



$h=0,5(D-d)$
$d_{cp}=0,5(D+d)$
$d_p=l_p=0,5h$
$s=(0,10...0,12)d_p$
$B=(0,85...1,25)h$
(меньшие значения B – для легких серий)

Рис. 5.10.5. Геометрические соотношения в роликовых радиальных подшипниках

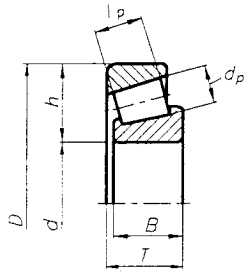
6. Роликовые двухрядные самоустанавливающиеся подшипники



$h=0,5(D-d)$
$d_{cp}=0,5(D+d)$
$d_p=l_p=0,5h$
$B=(1,15\div1,25)h$

Рис. 5.10.6. Геометрические соотношения в роликовых двухрядных самоустанавливающихся подшипниках

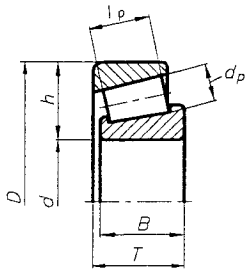
7. Конические роликовые подшипники (легкая и средняя серии)



$h=0,5(D-d)$
$d_p=(0,5...0,53)h$
$l_p=(1,2...1,25)d_p$

Рис. 5.10.7. Геометрические соотношения в конических роликовых подшипниках

8. Конические роликовые подшипники (широкая серия)



$h=0,5(D-d)$
$d_p=(0,50...0,53)h$
$l_p=(1,7...1,9)d_p$

Рис. 5.10.8. Геометрические соотношения в конических роликовых подшипниках

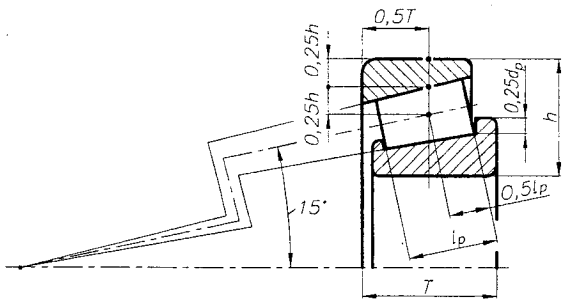


Рис. 8.10.9. Построение сечения конического подшипника

5.11. ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

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 начинают с прописной буквы. Порядковые номера знаков в основном и дополнительном обозначениях определяют по схеме:

Дополнительное обозначение	Основное обозначение	Дополнительное обозначение
...0000	-0000000	АБВГ...
4321	7654321	

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. 5.11.1).

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;

Табл. 5.11.1. 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	9	9	9	9	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	7	1	2	3	7	0	2	3	7	1	2	3	0	1	0	3	0	1	0	3	0	2

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, 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):

Г - сепаратор выполнен из черных металлов (Г, Г1, Г2,...);

Д - сепаратор выполнен из алюминиевого сплава (Д, Д1,...);

Е - сепаратор выполнен из пластического материала (Е, Е1,...);

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,...).

6. УПЛОТНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

6.1. УПЛОТНЕНИЯ КОНТАКТНЫЕ

6.1.1. МАНЖЕТЫ РЕЗИНОВЫЕ АРМИРОВАННЫЕ ГОСТ 8752-79

Манжеты резиновые армированные предназначены для уплотнения вращающихся валов при скоростях $\vartheta_{вал} \leqslant 20$ м/с (рис. 6.1.1).

Манжеты изготовляют двух типов:

- тип 1 - однокромочные;
- тип 2 - однокромочные с пыльником.

Манжеты типа 1 предназначены для предотвращения вытекания уплотняемой среды.

Манжеты типа 2 предназначены для предотвращения вытекания уплотняемой среды и защиты от проникания в корпус пыли.

Манжеты изготовляют двух типов:

- 1 - с механически обработанной кромкой;
- 2 - с формованной кромкой (подлежат согласованию).

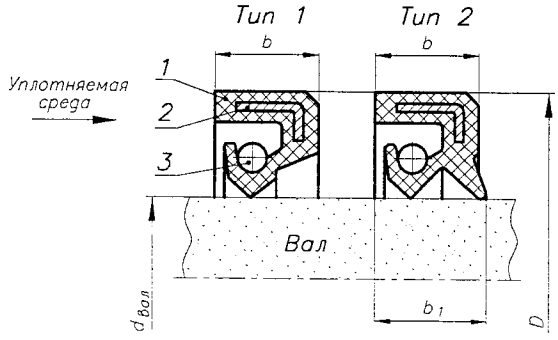


Рис. 6.1.1. Типы и конструкция резиновых манжет:
1 - резина; *2* - каркас; *3* - пружина

Манжеты ряда 1 предназначены для предпочтительного применения во всех отраслях машиностроения.

Манжеты ряда 2 применяют в дополнение к ряду 1 для автомобильной промышленности.

ВЫБИРАЮТ:

1. РАЗМЕРЫ МАНЖЕТЫ $f(d_{вал})$ (табл. 6.1.1).
2. РАЗМЕРЫ МЕСТ УСТАНОВКИ МАНЖЕТЫ (рис. 6.1.2, табл. 6.1.1, 6.1.2).
3. ПОЛЯ ОТКЛОНЕНИЙ (рис. 6.1.2):
   - диаметр вала - $d_{Вал}$ *(h10)*;
   - отверстие под наружный диаметр манжеты - *D(H9)*.
4. ШЕРОХОВАТОСТЬ МЕСТ УСТАНОВКИ МАНЖЕТЫ (рис. 6.1.4, табл. 6.1.3).
5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 6.1.5 и табл. 6.1.5).
6. ТВЕРДОСТЬ ВАЛА В МЕСТЕ УСТАНОВКИ МАНЖЕТЫ (рис. 6.1.2 и табл. 6.1.6).
7. ВЫБОР ГРУППЫ РЕЗИНЫ (рис. 6.1.6 и табл. 6.1.4).
8. РЕСУРС РАБОТЫ МАНЖЕТ (табл. 6.1.7).
9. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО МОНТАЖУ МАНЖЕТ (табл. 6.1.8).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ манжеты типа 1, исполнения 1, для вала $d = 20$ мм, с наружным диаметром $D = 40$ мм, из резины группы 1: *Манжета 1.1–20х40–1 ГОСТ 8752–79*

Табл. 6.1.1. 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

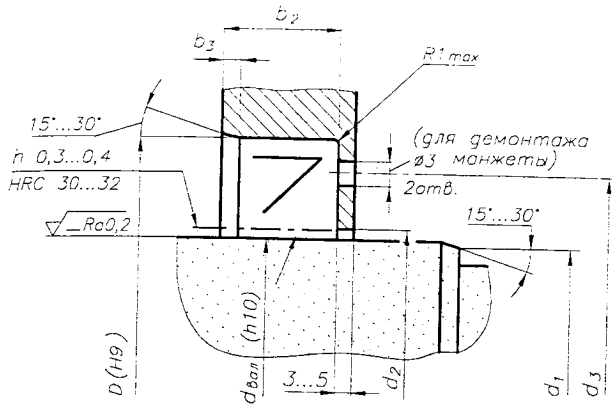


Рис. 6.1.2. Место установки манжеты

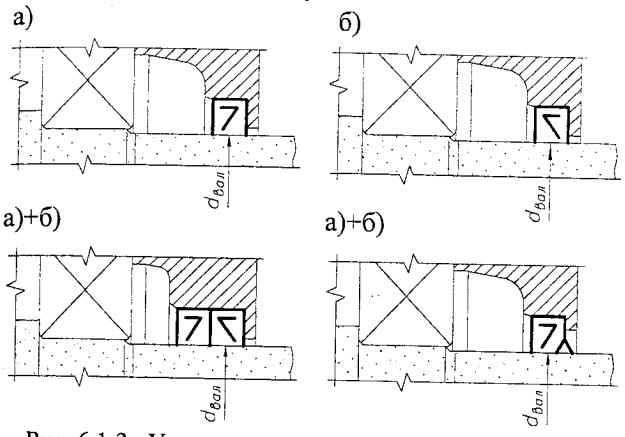


Рис. 6.1.3. Установка манжет для предотвращения: а) вытекания смазки; б) проникновения в корпус загрязнений и пыли

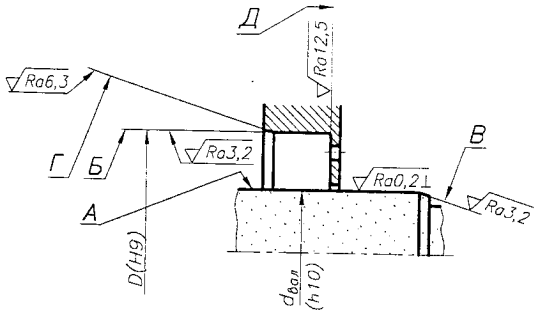


Рис. 6.1.4. Шероховатость поверхностей

Табл. 6.1.2. Размеры мест установки манжеты, мм

$d_{вал}$	d_1	d_2		
		типа 1	типа 2	
до 10	$d_{вал}-1,5$	$d_{вал}+1,0$	При ширине манжеты b	
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

Табл. 6.1.3. Шероховатость поверхностей установки манжеты

Шероховатость	Вал	Отверстие
1. Повехностей $А$ и $Б$ при скорости вала $\vartheta_{вал}$ до 5 м/с	Ra0,40...0,80	Ra1,6...3,2
свыше 5 м/с	Ra0,20...0,40	
2. Фасок (поверхности $В$ и $Г$)	Ra3,2	Ra6,3
3. Поверхности $Д$	–	Ra12,5

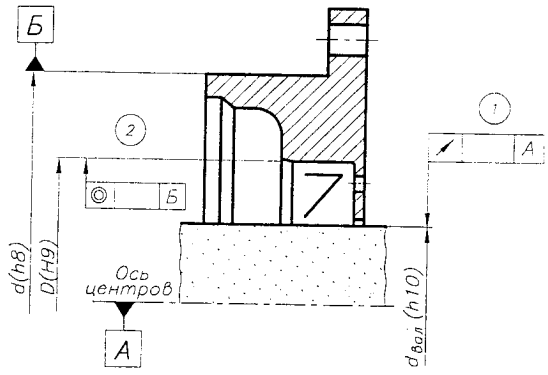


Рис. 6.1.5. Допуски формы и расположения поверхностей места установки манжеты

Табл. 6.1.4. 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				Смазки на основе минеральных масел	Дизельные топлива	Вода	Тормозная жидкость
				Моторные	Трансмиссионные (кроме гипоидного)	Гипоидные	Соляровые				
1 2 3	Бутадиен-нитрильный каучук	7-ИРП-1068-3с, 7-ИРП-1068-24, 51-1455 7-4004-112, 7-4004-4М 7-В-14-1, 51-1662-2	- 45 - 30 - 60	+ 100	+ 100	+ 80	+ 90	+ 90	– С –	С	–
4 5	Фторкаучук СКФ-32 СКФ-26	ИРП-1314-1, ИРП-1314-1с ИРП-1316, ИРП-1287, 51-1435	- 45 - 20	+ 150 + 170	+ 150 + 170	+ 150	+150 С	+ 100 С	+ 150 –	–	С
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.

Табл. 6.1.5. Допуски формы и расположения поверхностей установки манжеты

1. Предельное радиальное биение поверхности вала, контактирующей с манжетой при частоте вращения вала
   $n_{вал} \leqslant 1000$ мин$^{-1}$ – 0,18 мм,
   $n_{вал}$ 1000 ...2000 мин$^{-1}$ – 0,15 мм,
   $n_{вал}$ 2000...3000 мин$^{-1}$ – 0,12 мм,
   $n_{вал}$ 3000...4000 мин$^{-1}$ – 0,10 мм.
2. Допуск соосности посадочной поверхности под манжету и центрирующей поверхности крышки - не более *IT* 8.

Табл. 6.1.6. Твердость вала в месте установки манжеты

Твердость поверхности трения, не менее, при окружной скорости вала $\vartheta_{вал}$ до 4 м/с – HRC 30
свыше 4 м/с – HRC 50

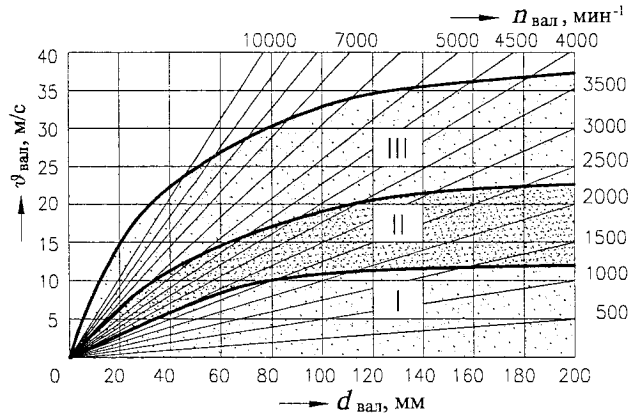


Рис. 6.1.6. Диаграмма выбора группы резины *f* ($\vartheta_{вал}$): I - резины 1-3 групп; II - резины 4 группы; III - резины 5 и 6 групп

Табл. 6.1.7. Ресурс работы манжет

95 %-ный ресурс работы манжет должен быть:
- не менее 3000 ч. - для манжет из резин групп 1...3, установленных на тракторах, двигателях и судовых механизмах;
- 12 000 км пробега - для манжет из резин групп 1...3, установленных на автомобилях;
- не менее 10 000 час - для манжет из резин групп 4...5, установленных на тракторах, двигателях и судовых механизмах;
- 175 000 км пробега - для манжет из резин групп 4...5, установленных на автомобилях;
- 150 000 км пробега - для манжет из резин группы 6, установленных на автомобилях

Табл. 6.1.8. Рекомендации по монтажу и эксплуатации манжет

1. Запрессовывать манжету в посадочное отверстие следует с помощью специальной оправки равномерным нажатием по всей торцевой поверхности (рис. 6.1.7).

Продолж. табл. 6.1.8

2. Если манжета при запрессовке должна перемещаться через шлицы, пазы, резьбу и т.д. или не представляется возможным выполнить на валу заходную фаску (рис. 6.1.2, 6.1.8), рекомендуется применять монтажную втулку (рис. 6.1.9). 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. 6.1.10). 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. 6.1.2, 6.1.7-6.1.11).
5. Для исключения осевого перемещения манжеты от вибрационных нагрузок допускается установка в посадочном отверстии пружинного кольца (п. 15.7.3 и рис. 6.1.11) или выполнение кольцевой проточки в виде треугольника с острием в сторону запрессовки манжеты (рис. 6.1.12).
6. Для обеспечения оптимальной микрогеометрии поверхности вала, контактирующей с манжетой, предпочтительным является шлифование с поперечной подачей (рис. 6.1.4)

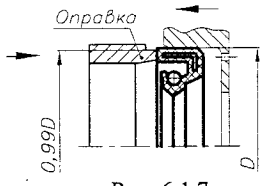


Рис. 6.1.7

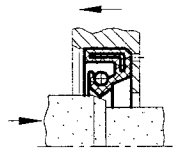


Рис. 6.1.8

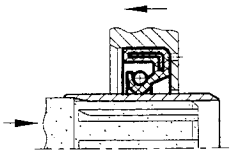


Рис. 6.1.9

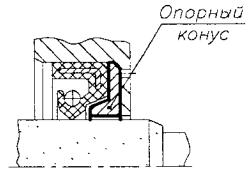


Рис. 6.1.10

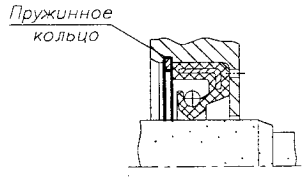


Рис. 6.1.11

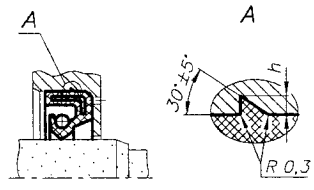


Рис. 6.1.12

6.1.2. УПЛОТНЕНИЯ ВОЙЛОЧНЫЕ

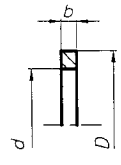


Рис. 6.1.13. Размеры войлочных колец

Внимание! При новом проектировании желательно не применять ($\vartheta_{вал} \leqslant 5$ м/с)

Табл. 6.1.9. Размеры войлочных колец и канавок для них, мм

$d_{вал}$	Кольцо			Канавка			
	d	*b*	*D*	d_1	D_1	b_1	b_2
1	2	3	4	5	6	7	8
...							
17	16	3,5	27	18	28	3	4,3
18	17	3,5	28	19	29	3	4,3
20	19	3,5	30	21	31	3	4,3
22	21	3,5	32	23	33	3	4,3
25	24	5,0	37	26	38	4	5,5

Продолж. табл. 6.1.9

1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8
28	27	5,0	40	29	41	4	5,5	55	54	6,0	71	56	72	5	7,1
30	29	5,0	42	31	43	4	5,5	58	57	6,0	74	59	75	5	7,1
32	31	5,0	44	33	45	4	5,5	60	59	6,0	76	61	77	5	7,1
35	34	5,0	47	36	48	4	5,5	65	64	6,0	81	66	82	5	7,1
36	35	5,0	48	37	49	4	5,5	70	69	7,0	88	71	89	6	8,3
38	37	5,0	50	39	51	4	5,5	75	74	7,0	93	76	94	6	8,3
40	39	5,0	52	41	53	4	5,5	80	79	7,0	98	81	99	6	8,3
42	41	5,0	54	43	55	4	5,5	85	84	7,0	103	86	104	6	8,3
45	44	5,0	57	46	58	4	5,5	90	89	8,5	110	91	111	7	9,6
48	47	5,0	60	49	61	4	5,5	95	94	8,5	115	96	116	7	9,6
50	49	6,0	66	51	67	5	7,1	100	99	9,5	124	101	125	8	11,1
52	51	6,0	68	53	69	5	7,1								

ВЫБИРАЮТ:

1. РАЗМЕРЫ УПЛОТНЕНИЙ $= f(d_{вал})$ (рис. 6.1.13, табл. 6.1.9).
2. РАЗМЕРЫ КАНАВОК (рис. 6.1.14, табл. 6.1.9).
3. УСТАНОВКА УПЛОТНЕНИЙ (рис. 6.1.15).
4. ПОЛЯ ДОПУСКОВ:
   - диаметр вала - $d_{вал}$ (h10),
   - размеры канавок (рис. 6.1.14).
5. ШЕРОХОВАТОСТЬ МЕСТ УСТАНОВКИ УПЛОТНЕНИЙ (рис. 6.1.14, табл. 6.1.10).
6. ТВЕРДОСТЬ ВАЛА В МЕСТЕ УСТАНОВКИ УПЛОТНЕНИЙ (рис. 6.1.14).

Табл. 6.1.10. Зависимость

$R_a = f(\vartheta_{вал})$

$\vartheta_{вал}$, м/с	R_a, мкм
≤ 4	$\leq 1{,}6$
≤ 6	$\leq 0{,}8$

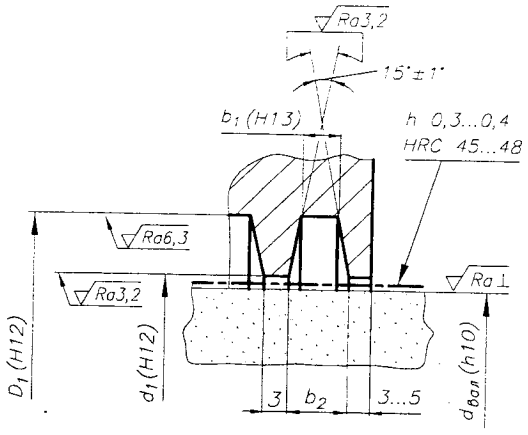


Рис. 6.1.14. Размеры канавок под уплотнения

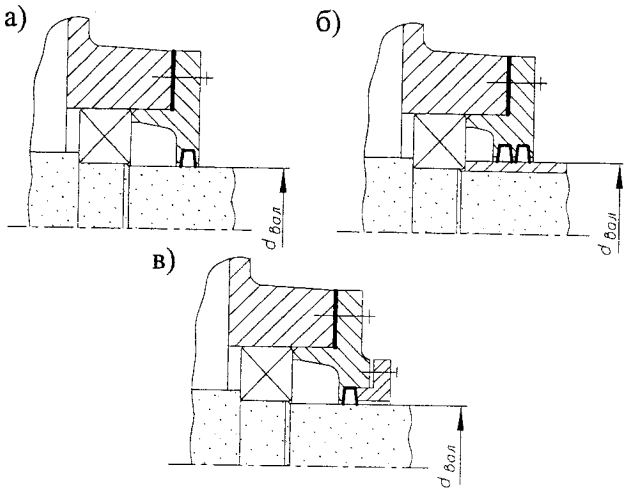


Рис. 6.1.15. Установка уплотнений:
а) одинарного; б) двойного; в) с прижимной планкой

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ войлочного кольца для вала $d = 30$ мм: *Кольцо войлочное 30*

6.1.3. КОЛЬЦА РЕЗИНОВЫЕ УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

ГОСТ 9833-73

Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения предназначены главным образом для уплотнения невращающихся друг относительно друга частей.

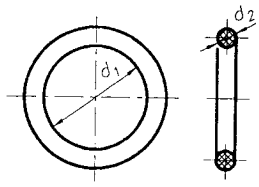
Табл. 6.1.10. Размеры и их отклонения для колец, мм

d_2	... 2,5 ±0,1		3,0 3,6 4,6 +0,2 −0,1			5,8 7,5 +0,30 −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 представлены для диаметров внутренней уплотняемой поверхности d.

Обозначение типоразмера кольца строится по следующей схеме: ааа-ббб-вв

ааа - (d) диаметр внутренней уплотняемой поверхности (шток), мм;



Rys. 6.1.16. Кольцо резиновое уплотнительное

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. 6.1.12.

1. УПЛОТНЕНИЯ РАДИАЛЬНЫЕ

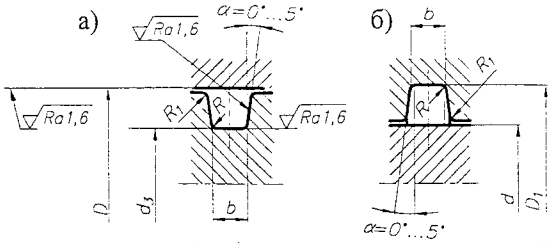


Рис. 6.1.17. Канавки радиальных уплотнений при уплотнении:
а) наружным диаметром кольца;
б) внутренним диаметром кольца

Табл. 6.1.11. 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

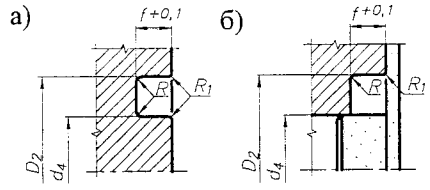


Рис. 6.1.18. Канавки торцевых уплотнений

3. УПЛОТНЕНИЯ НА ФАСКЕ

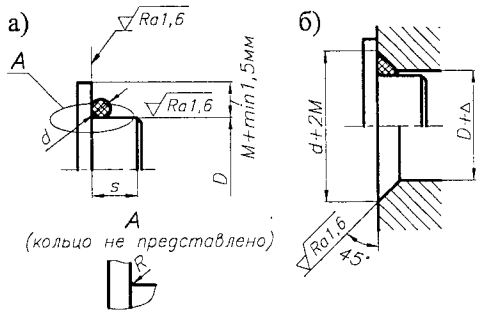
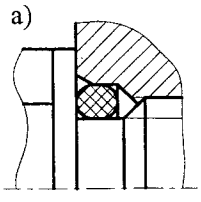


Рис. 6.1.19. Размеры уплотнений на фаске

4. УПЛОТНЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ



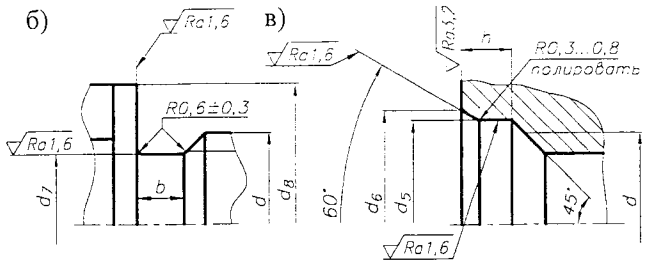


Рис. 6.1.20. Размеры уплотнений резьбовых соединений:
а) уплотнение резьбы; б) размеры внутренней части;
в) размеры наружной части

Табл. 6.1.12. 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	-
						...						

6.2. УПЛОТНЕНИЯ БЕСКОНТАКТНЫЕ

1. УПЛОТНЕНИЯ ЩЕЛЕВЫЕ (рис. 6.2.1, табл. 6.2.1)

($\vartheta_{вал} \leqslant 5$ м/с)

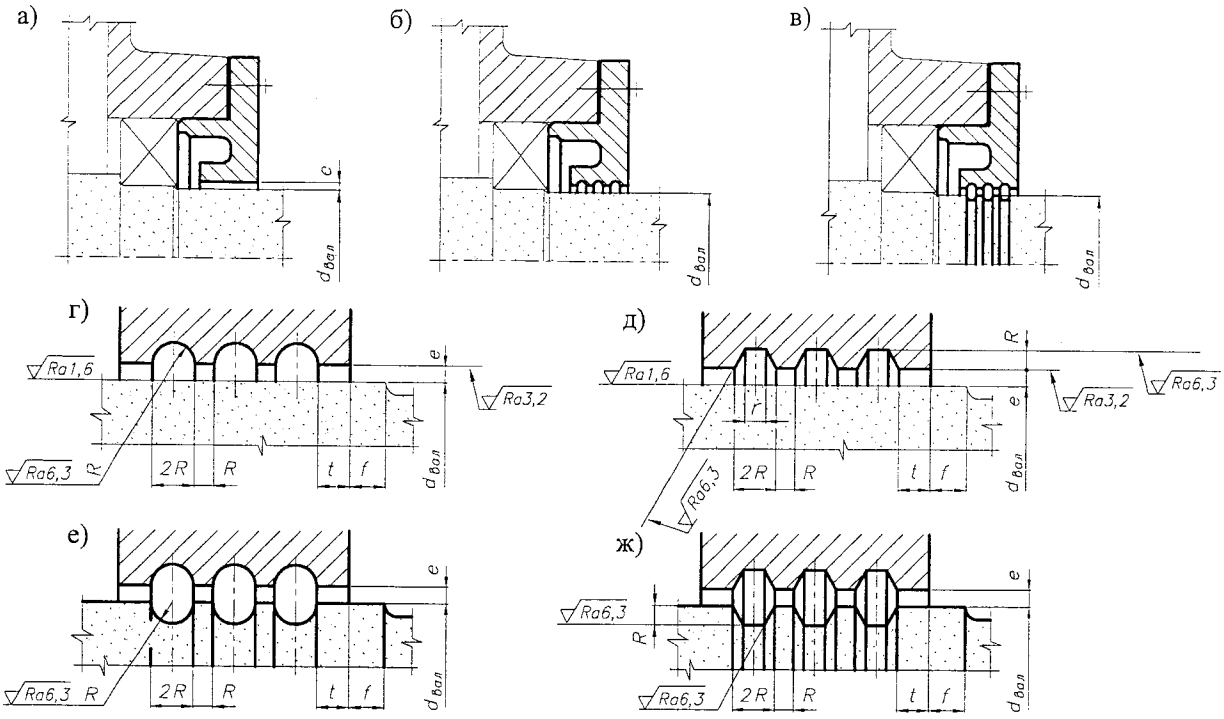


Рис. 6.2.1. Уплотнения щелевые

Табл. 6.2.1. 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

Табл. 6.2.2. Зазор в лабиринтах, мм

$d_{вал}$	10...48	50...84	85...110
e	0,2	0,3	0,4
$f = 5e$			

2. УПЛОТНЕНИЯ ЛАБИРИНТНЫЕ

(рис. 6.2.2, табл. 6.2.2)

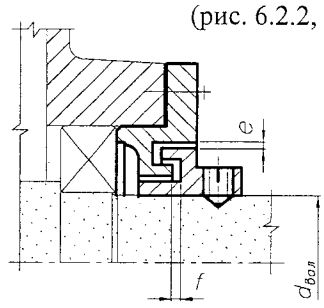


Рис. 6.2.2. Уплотнения лабиринтные

3. УПЛОТНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ

($\vartheta_{вал} \geqslant 7$ м/с)

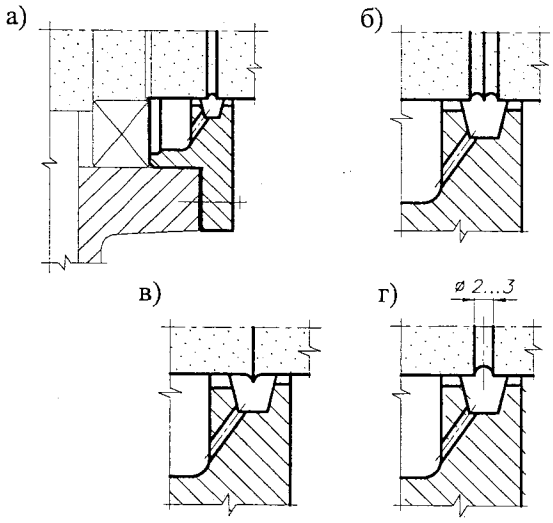


Рис. 6.2.3. Уплотнения ценробежные

4. УПЛОТНЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫЕ

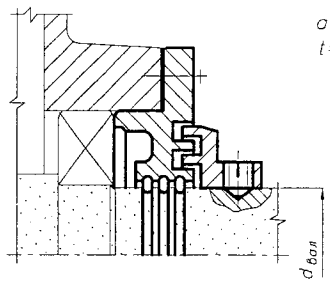


Рис. 6.2.4. Уплотнения центробежные

5. КОЛЬЦА МАЗЕУДЕРЖИВАЮЩИЕ

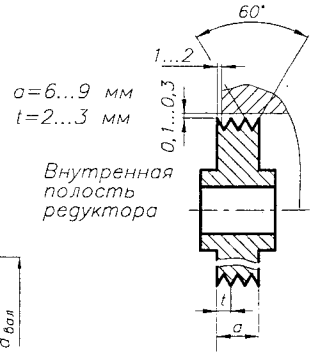


Рис. 6.2.5. Кольца мазеудерживающие

7. ЭЛЕМЕНТЫ СОЕДИНЕНИЙ "ВАЛ-СТУПИЦА"

Для передачи крутящего момента с вала на ступицу различного вида колес, полумуфт и т.д. или наоборот, для фиксации этих деталей на валу предназначены элементы соединений "вал-ступица", к которым относят шпоночные, зубчатые (шлицевые), профильные, клиновые, прессовые, с упругими коническими кольцами и другие виды соединений.

7.1. СОЕДИНЕНИЯ ШПОНОЧНЫЕ

Преимущества:

- простота конструкции и высокая надежность,
- низкая себестоимость, удобства монтажа.

Недостатки:

- ослабление сечения вала и ступицы,
- технологические трудности установки на валу двух и более шпонок.

Используют в малонагруженных соединениях, в индивидуальном и мелкосерийном производстве.

7.1.1. СОЕДИНЕНИЯ ПРИЗМАТИЧЕСКИМИ ШПОНКАМИ ГОСТ 23360-78

ВЫБИРАЮТ:

1. РАЗМЕРЫ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ШПОНОК $b \times h = f(d_{вал})$ (рис. 7.1.1, табл. 7.1.1).
2. ДЛИНУ ШПОНКИ $L = L_{ст} - (5...10)$ мм (табл. 7.1.2).
3. РАЗМЕРЫ ШПОНОЧНОГО ПАЗА (рис. 7.1.2, 7.1.3, табл. 7.1.1).
4. ПОЛЯ ОТКЛОНЕНИЙ (рис. 7.1.3 и табл. 7.1.1).
5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 7.1.3).
6. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 7.1.3):

6.1. Параллельность ⫽ шпоночного паза к оси вала (втулки) - 0,5 *ITn* его ширины.

6.2. Симметричность ⌯ шпоночного паза - 2,0 *ITn* его ширины.

7. МАТЕРИАЛ ШПОНОК (табл. 7.1.2).

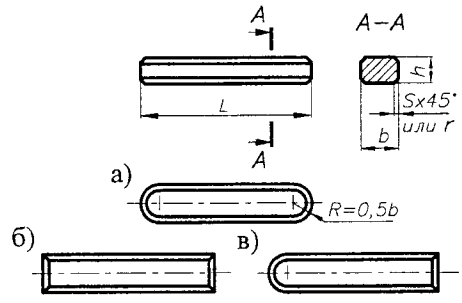


Рис. 7.1.1. Размеры и исполнения шпонок:
а) исполнение 1; б) исполнение 2; в) исполнение 3

Табл. 7.1.1. Размеры призматических шпонок и сечений пазов, их предельные отклонения, мм

Вал		Шпонка					Шпоночный паз								
					Радиус закругления r или фаска $s \times 45°$		Ширина					Глубина		Радиус закругления R	
d		(h9)	(h9) (h11)	L (h14)			b	Соединение свободное		Соединение нормальное		Соединен. плотное	Вал t_1	Втулка t_2	
								Вал (H9)	Втулка (D10)	Вал (N9)	Втулка (JS9)	Вал и втулка (P9)			
Св.	до				min	max									min max
6	8	2	2 (h9)	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	8...45	0,25	0,40	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	0,16 0,25
12	17	5	5	10...56			5						3,0	2,3	
17	22	6	6	14...70			6						3,5	2,8	
22	30	8	7 (h11)	18...90	0,4	0,6	8	+0,036 0	+0,098 +0,040	0 -0,036	±0,018	-0,015 -0,051	4,0	3,3	0,25 0,40
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			14						5,5	3,8	
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	0,6	0,8	20	+0,052 0	+0,149 +0,065	0 -0,052	±0,026	-0,022 -0,074	7,5	4,9	0,4 0,6
75	85	22	14	63...250			22						9,0	5,4	
85	95	25	14	70...280			25						9,0	5,4	
95	110	28	16	80...320			28						10	6,4	
110	130	32	18	90...360	1,0	1,2	32	+0,062 0	+0,180 +0,080	0 -0,062	±0,031	-0,026 -0,088	11	7,4	0,7 1,0
130	150	36	20	100...400			36						12	8,4	
150	170	40	22	100...400			40						13	9,4	
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	

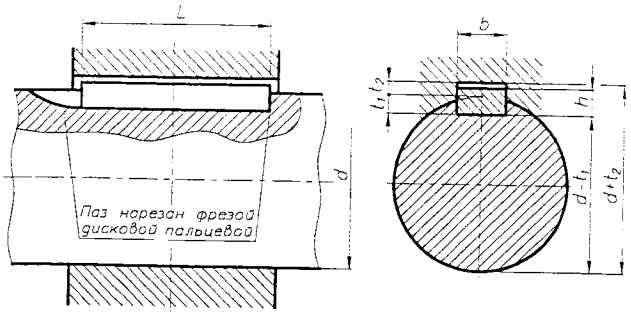


Рис. 7.1.2. Соединение "вал-ступица" призматической шпонкой

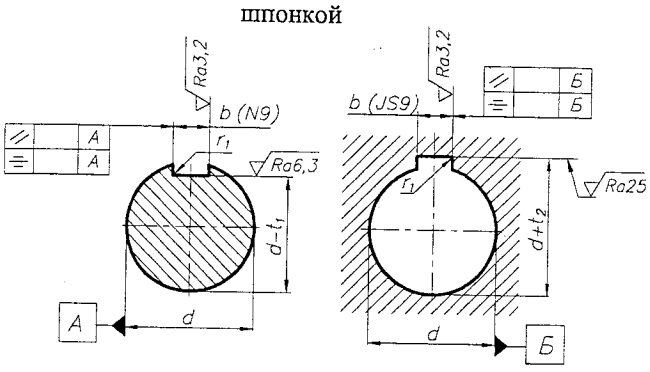


Рис. 7.1.3. Выполнение шпоночного паза:
а) на валу; б) во втулке

Табл. 7.1.2. 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, ГОСТ 8787-68. Возможна замена на другую сталь с $\sigma_в \geq 590$ 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.

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

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.

РЕШЕНИЕ:

1.1. Диаметр вала определяет размеры поперечного сечения шпонки b и h, мм (табл. 7.1.1).

1.2. Длина шпонки L определяется длиною ступицы $L \leq L_{ст}$ (первый меньший размер) и выбирается из табл. 7.1.2, мм.

1.3. Напряжения смятия, МПа,

$$\sigma_{см} = \frac{2 k_A T 10^3}{(h - t_1) L d_{вал}} \leq [\sigma_{см}].$$

1.4. Напряжения среза, МПа,

$$\tau = \frac{2 k_A T 10^3}{b L d_{вал}} \leq [\tau],$$

где k_A (табл. 3.3.3).

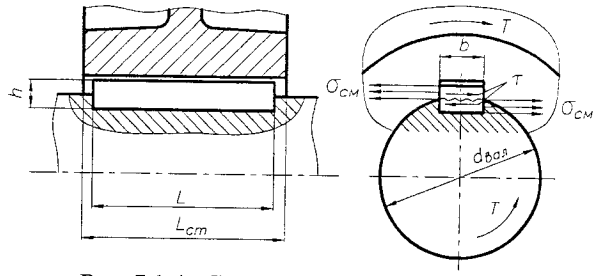


Рис. 7.1.4. Схема для расчета шпонки

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 принимают при выполнении ступиц из чугуна, а также при резких изменениях нагрузки.

Для подвижных соединений (перемещение ступицы по валу) $[\sigma_{см}] = 20...30$ МПа.

ПРИМЕР

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ (4.4, пример):

1. Крутящий момент $T = 229$ Н·м.
2. Диаметр вала $d_{вал} = 42$ (р6) мм.
3. Длина ступицы $L_{ст} = 60$ мм.
4. Условия работы - $k_A = 1{,}2$.

РЕШЕНИЕ:

1. b x h = 12 x 8 мм; $t_1 = 5$ мм (табл. 7.1.1).
2. $L = L_{ст}$ - (3...5) = 60-(3...5) = 56 мм (табл. 7.1.2).
3. $\sigma_{см} = \frac{2 k_A T 10^3}{(h - t_1) L d_{вал}} = \frac{2 \cdot 1{,}2 \cdot 229 \cdot 10^3}{(8\text{-}5)\ 56 \cdot 42} = 77{,}9$ МПа.

$[\sigma_{см}] = 110...200$ МПа, $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$.

7.1.2. СОЕДИНЕНИЯ СЕГМЕНТНЫМИ ШПОНКАМИ ГОСТ 24071-80

Применяются в основном на консольных участках валов, где изгибающие моменты минимальные или равны нулю.

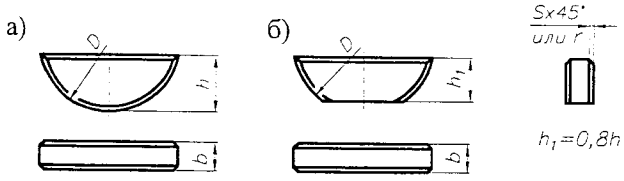


Рис. 7.1.5. Размеры и исполнения сегментных шпонок: а) исполнение 1; б) исполнение 2

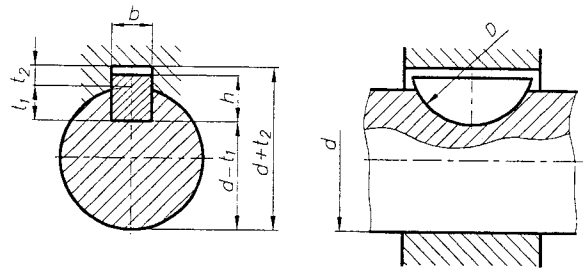


Рис. 7.1.6. Соединение "вал-ступица" сегментной шпонкой

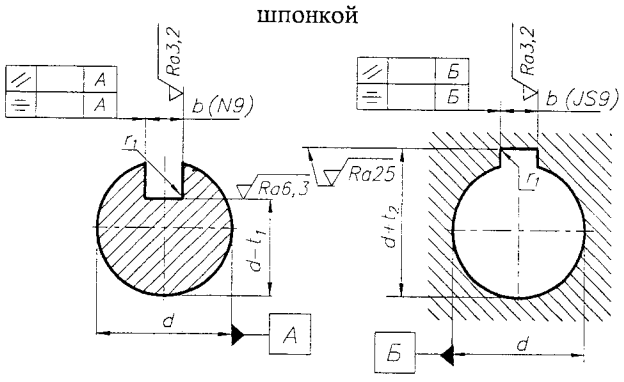


Рис. 7.1.7. Выполнение шпоночного паза: а) на валу; б) во втулке

ВЫБИРАЮТ:

1. РАЗМЕРЫ ШПОНКИ $b \times h \times D = f(d_{вал})$ (рис. 7.1.5, табл. 7.1.3).
2. РАЗМЕРЫ ШПОНОЧНОГО ПАЗА (рис. 7.1.6, 7.1.7, табл. 7.1.3).
3. ПОЛЯ ОТКЛОНЕНИЙ (рис. 7.1.7 и табл. 7.1.3).
4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 7.1.7).
5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 7.1.7):

5.1. Параллельность ⫽ шпоночного паза к оси вала (втулки) – 0,5 *ITn* его ширины.

5.2. Симметричность ⌯ шпоночного паза - 2,0 *ITn* его ширины.

6. МАТЕРИАЛ ШПОНОК (табл. 7.1.2).
7. РАСЧЕТ ШПОНОК (7.1.1).

В случае нарезания на валу нескольких шпоночных пазов рекомендуется разместить их в одной плоскости.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:

а) шпонки сегментой исполнения 1 сечением $b \times h \times D = 5 \times 6{,}5 \times 16$ мм:

Шпонка 5х6,5х16 ГОСТ 24071–80

б) То же, исполнения 2:

Шпонка 2–5х6,5х16 ГОСТ 24071–80

Табл. 7.1.3. Размеры сегментных шпонок и сечений пазов, их предельные отклонения, мм

Вал		Шпонка			Шпоночный паз							
					Ширина				Глубина		Радиус закругления r_1 или фаска $s_1 \times 45°$	
d		$b \times h \times D$	Радиус закругления r или фаска $s \times 45°$		b	Соединение нормальное		Соединение плотное	Вал t_1	Втулка t_2		
		b (h9)				Вал (N9)	Втулка (JS9)	Вал и втулка (P9)				
Св.	до	h (h11) 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			6				7,0	2,3		
22	25	6,0×9,0×22							6,5	2,8		
25	28	6,0×10×25							7,5 +0,3 0	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		

7.2. СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ)

Преимущества по сравнению со шпоночными соединениями:

- меньшие радиальные размеры;
- большая нагрузочная способность;
- лучшее центрирование соединяемых деталей;
- лучшее направление деталей при их перемещении вдоль вала;
- более высокая частота вращения соединяемых деталей.

Используют в массовом производстве.

7.2.1. СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТЫЕ ПРЯМОБОЧНЫЕ ГОСТ 1139-80

1. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Шлицевые прямобочные соединения выполняют 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 (рис. 7.2.1) изготовляют при центрировании по d, исполнения 2 - при центрировании по D и b.

Центрирование по d и D применяют для передачи крутящего момента в устройствах, нагруженных радиальными силами.

Центрирование по d применяют при $НВ_{вал} > 350$, $НВ_{втулки} > 350$.

Центрирование по D применяют при $НВ_{вал} < 350$, $НВ_{втулки} < 350$.

Центрирование по b применяют при передаче больших непостоянных крутящих моментов переменного направления при отсутствии радиальных нагрузок, когда точность центрирования не имеет решающего значения.

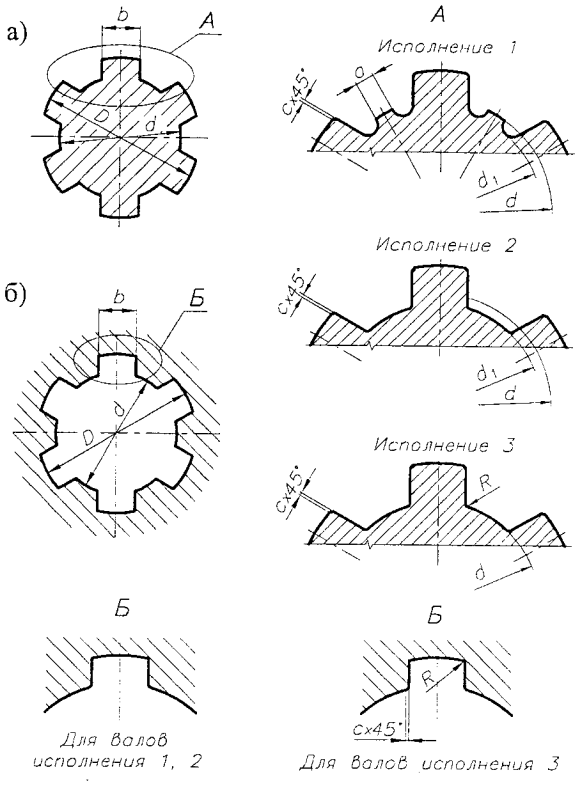


Рис. 7.2.1. Сечения:
а) вала; б) втулки шлицевого прямобочного соединения

Табл. 7.2.1. Основные размеры, мм, и число зубьев шлицевых прямобочных соединений

Легкая серия									Средняя серия								
$z \times d \times D$, -, мм, мм	Число z зубьев	d	D	b	d_1 min	a min	c	R max	$z \times d \times D$, -, мм, мм	Число z зубьев	d	D	b	d_1 min	a min	c	R max
1	2	3	4	5	6	7	8	9	1	2	3	4	5	6	7	8	9
6×23×26	6	23	26	6	22,1	3,54	$0,3^{+0,2}$	0,2	6×11×14	6	11	14	3,0	9,9	-	$0,3^{+0,2}$	0,2
6×26×30		26	30	6	24,6	3,85	$0,3^{0}$	0,2	6×13×16		13	16	3,5	12,0	-	$0,3^{0}$	0,2
6×28×32		28	32	7	26,7	4,03	0,3	0,2	6×16×20		16	20	4,0	14,5	-	0,3	0,2
8×32×36	8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	0,3	6×18×22		18	22	5,0	16,7	-	0,3	0,3
8×36×40		36	40	7	34,5	3,46	0,4	0,3	6×21×25		21	25	5,0	19,5	1,95	0,3	0,2
8×42×46		42	46	8	40,4	5,03	0,4	0,3	6×23×28		23	28	6,0	21,3	1,34	0,3	0,2
8×46×50		46	50	9	44,6	5,75	0,4	0,3	6×26×32		26	32	6,0	23,4	1,65	0,4	0,3
8×52×58		52	58	10	49,7	4,89	$0,5^{+0,3}$	0,5	6×28×34		28	34	7,0	25,9	1,70	0,4	0,3
8×56×62		56	62	10	53,6	6,38	$0,5^{0}$	0,5	8×32×38	8	32	38	6,0	29,4	-	0,4	0,3
8×62×68		62	68	12	59,8	7,31	0,5	0,5	8×36×42		36	42	7,0	33,5	1,02	0,4	0,3
10×72×78	10	72	78	12	69,6	5,45	0,5	0,5	8×42×48		42	48	8,0	39,5	2,57	0,4	0,3
10×82×88		82	88	12	79,3	8,62	0,5	0,5	8×46×54		46	54	9,0	42,7		$0,5^{+0,3}$	0,5
10×92×98		92	98	14	89,4	10,08	0,5	0,5	8×52×60		52	60	10	48,7	2,44	$0,5^{0}$	0,5
10×102×108		102	108	16	99,9	11,49	0,5	0,5	8×56×65		56	65	10	52,2	2,50	0,5	0,5
10×112×120		112	120	18	108,8	10,72	0,5	0,5	8×62×72		62	72	12	57,8	2,40	0,5	0,5

Продолж. табл. 7.2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10×72×82		72	82	12	67,4	-	$0,5^{+0,3}_{0}$	0,5
10×82×92		82	92	12	77,1	3,00	0,5	0,5
10×92×102	10	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
Тяжелая серия								
10×16×20		16	20	2,5	14,1	-	$0,3^{+0,2}_{0}$	0,2
10×18×23		18	23	3,0	15,6	0,32	0,3	0,2
10×21×26		21	26	3,0	18,5	0,16	0,3	0,2
10×23×29	10	23	29	4,0	20,3	0,45	0,3	0,2
10×26×32		26	32	4,0	23,0	1,95	0,4	0,3
10×28×35		28	35	4,0	24,4	1,34	0,4	0,3
10×32×40		32	40	5,0	28,0	1,65	0,4	0,3
10×36×45		36	45	5,0	31,3	1,70	0,4	0,3
10×42×52		42	52	6,0	36,9	0,15	0,4	0,3
10×46×56		46	56	7,0	40,9	1,02	$0,5^{+0,3}_{0}$	0,5
16×52×60		52	60	5,0	47,0	2,57	0,5	0,5
16×56×65	16	56	65	5,0	50,6	0,86	0,5	0,5
16×62×72		62	72	6,0	56,1	2,44	0,5	0,5
16×72×82		72	82	7,0	65,9	2,50	0,5	0,5
20×82×92		82	92	6,0	75,6	2,40	0,5	0,5
20×92×102	20	92	102	7,0	85,5	-	0,5	0,5
20×102×115		102	115	8,0	94,0	6,30	0,5	0,5
20×112×125		112	125	9,0	104	4,40	0,5	0,5

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 $D\ \frac{H11}{a11}$

$$B-8\times46\times50\ \frac{H11}{a11}\times9\ \frac{H8}{h7}$$

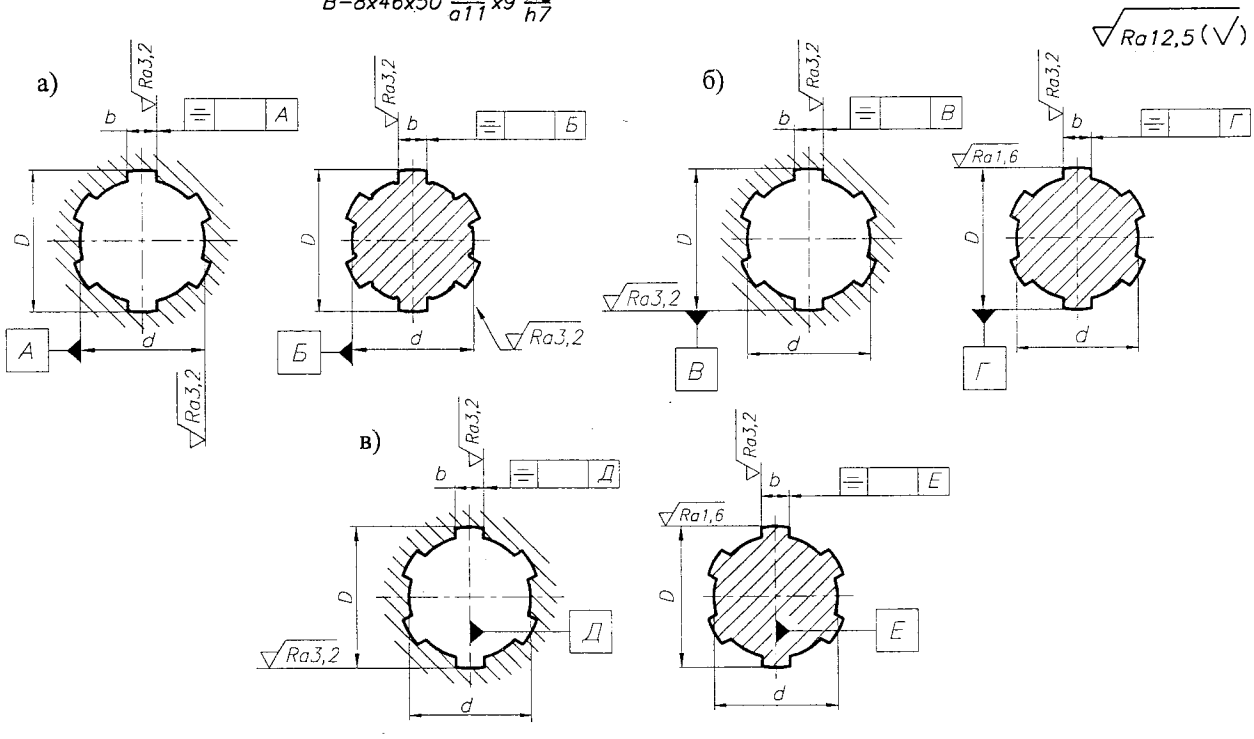


Рис. 7.2.2. Базовые поверхности, шероховатость, допуски формы и расположения поверхностей шлицевого прямобочного соединения при центрировании:
а) по d; б) по D; в) по b

2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (табл. 7.2.2)

Табл. 7.2.2. Рекомендуемые посадки валов и втулок

Вид центрирования	Вид соединения	Посадки центрирующего диаметра	Посадки по боковым сторонам шлицев	Посадки нецентрирующего диаметра
1	2	3	4	5
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	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{D9}{js7}\ \frac{D9}{k7}\ \frac{F8}{js7}\ \frac{F8}{k7}\ \frac{F10}{js7}$	

Продолж. табл. 7.2.2

1	2	3	4	5	
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	Подвижное		$\frac{D9}{e8}$ $\frac{D9}{f8}$ $\frac{F10}{d9}$ $\frac{F10}{f8}$	d: $\frac{H11}{a11}$	D: $\frac{H11}{-}$
	Неподвижное		$\frac{F8}{js7}$		

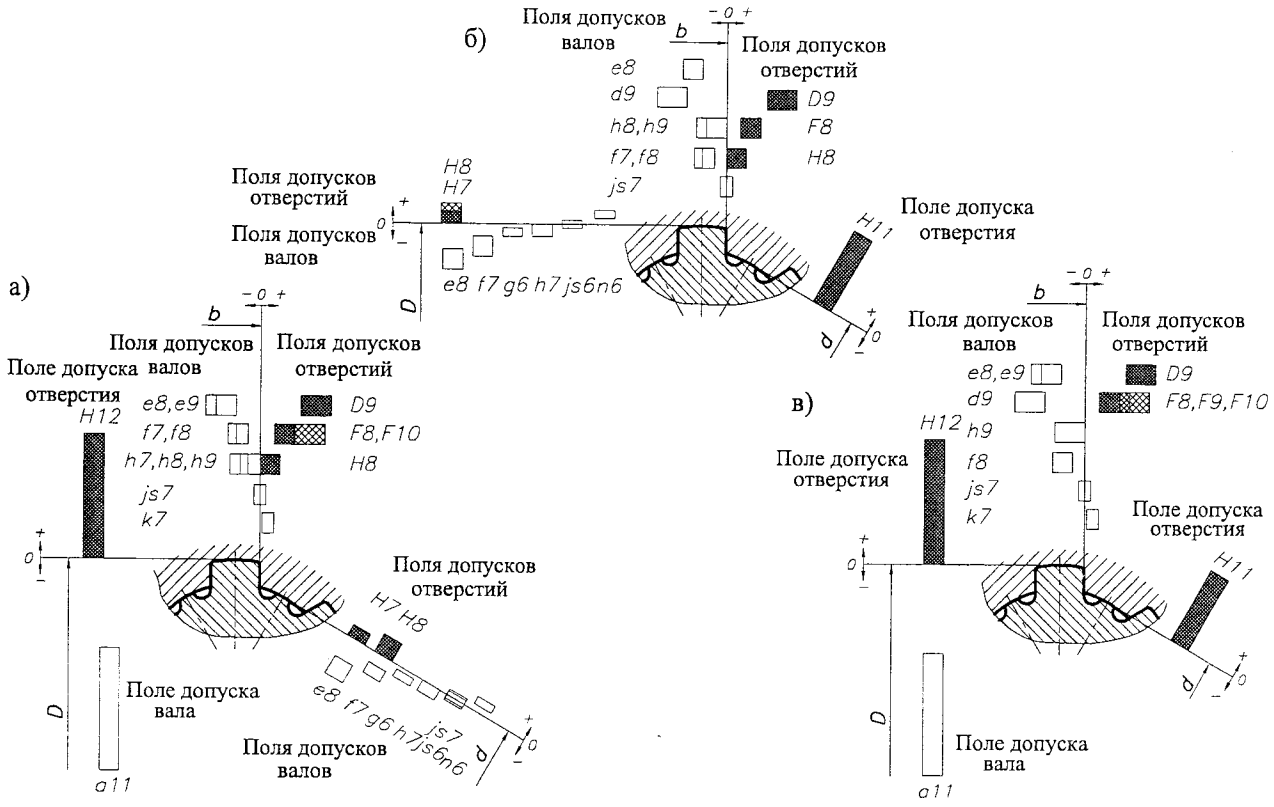


Рис. 7.2.3. Расположение полей допусков поверхностей шлицевого соединения (табл. 7.2.2) при центрировании
а) по внутреннему диаметру d; б) по наружному диаметру D; в) по боковым сторонам зубьев b

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 7.2.2).

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Параллельность зубьев к оси вала (втулки) $\boxed{=}$ – $IT7$ ширины b (рис. 7.2.2).

5. ИЗОБРАЖЕНИЕ СОЕДИНЕНИЙ НА ЧЕРТЕЖАХ

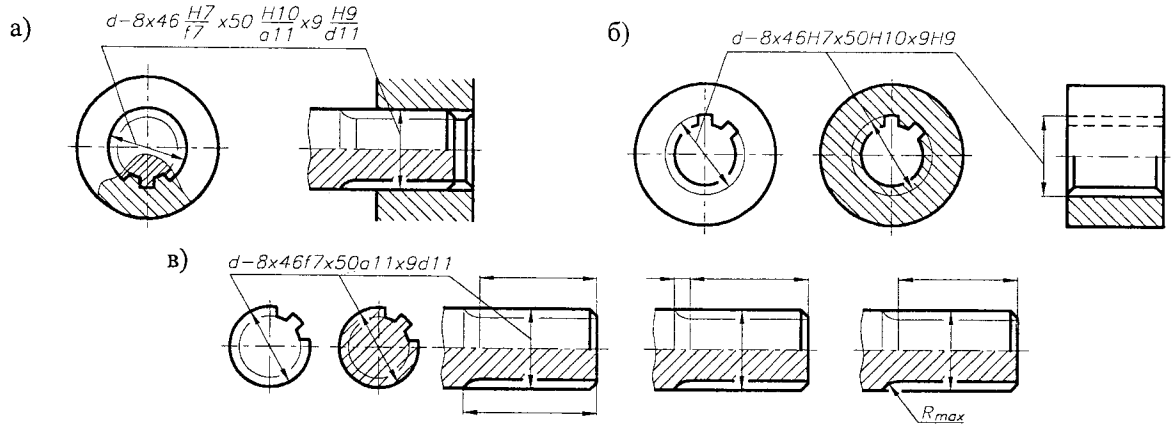


Рис. 7.2.4. Изображение на чертеже:
а) шлицевого соединения; б) шлицевой втулки; в) шлицевого вала

6. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ

В соответствии с ГОСТ 21425-75 расчет производят на смятие рабочих поверхностей зубьев и их износ. Здесь представим расчет на смятие поверхностей зубьев.

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

1. Крутящий момент T, Н·м.
2. Размеры соединения z, d, D, -, мм, мм.
3. Длина ступицы $L_{ст}$, мм.
4. Условия работы k_A (табл. 3.3.3).

РЕШЕНИЕ:

1. Рабочая высота зуба, мм (рис. 7.2.1, табл. 7.2.3),
$$h = 0{,}5(D - d) - 2c.$$
2. Средний диаметр зубчатого соединения, мм (табл. 7.2.3), $d_{ср} = 0{,}5\,(D+d)$.
3. Напряжения смятия на рабочей поверхности зуба, МПа,
$$\sigma_{см} = \frac{2\,T\,10^3}{d_{ср}\,h\,z\,L_{ст}} k_A = \frac{10^3 T}{S_F L_{ст}} k_A \le [\sigma_{см}],$$
где S_F - удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала, мм³/мм (табл. 7.2.3);
$[\sigma_{см}]$ - допускаемые напряжения на смятие (табл. 7.2.4).

Табл. 7.2.3. Геометрические характеристики зубчатых прямобочных соединений по ГОСТ1139-58

ГОСТ 21425-75

$z \times d \times D$, -, мм, мм	$d_{ср}$, мм	h, мм	S_F, мм³/мм
Легкая серия			
6×23×26	24,5	0,9	66
6×26×30	28,0	1,4	118
6×28×32	30,0	1,4	126
8×32×36	34,0	1,2	163
8×36×40	38,0	1,2	182
8×42×46	44,0	1,2	211
8×46×50	48,0	1,2	230
8×52×58	55,0	2,0	440
8×56×62	59,0	2,0	472
8×62×68	65,0	2,0	520
10×72×78	75,0	2,0	750
10×82×88	85,0	2,0	850
10×92×98	95,0	2,0	950
10×102×108	105	2,0	1050
10×112×120	116	3,0	1740
Средняя серия			
6×11×14	12,5	0,9	34
6×13×16	14,5	0,9	39

$z \times d \times D$, -, мм, мм	$d_{ср}$, мм	h, мм	S_F, мм³/мм
Средняя серия			
6×16×20	18,0	1,4	76
6 18×22	20,0	1,4	84
6×21×25	23,0	1,4	97
6×23×28	25,5	1,9	145
6×26×32	29,0	2,2	191
6×28×34	31,0	2,2	205
8×32×38	35,0	2,2	308
8×36×42	39,0	2,2	343
8×42×48	45,0	2,2	396
8×46×54	50,0	3,0	600
8×52×60	56,0	3,0	672
8×56×65	61,0	3,5	854
8×62×72	67,0	4,0	1072
10×72×82	77,0	4,0	1540
10×82×92	87,0	4,0	1740
10×92×102	97,0	4,0	1940
10×102×112	107	4,0	2140
10×112×125	119	5,5	3260

$z \times d \times D$, -, мм, мм	$d_{ср}$, мм	h, мм	S_F, мм³/мм
Тяжелая серия			
10×16×20	18,0	1,4	126
10×18×23	20,5	1,9	195
10×21×26	23,5	1,9	223
10×23×29	26,0	2,4	312
10×26×32	29,0	2,2	319
10×28×35	31,5	2,7	426
10×32×40	36,0	3,2	576
10×36×45	40,5	3,7	749
10×42×52	47,0	4,2	978
10×46×56	51,0	4,0	1020
16×52×60	56,0	3,0	1340
16×56×65	60,5	3,5	1690
16×62×72	67,0	4,0	2140
16×72×82	77,0	4,0	2460
20×82×92	87,0	4,0	3480
20×92×102	97,0	4,0	3880
20×102×115	109	5,5	5970
20×112×125	119	5,5	6520

Табл. 7.2.4. Допускаемые напряжения смятия для шлицевых соединений

Тип соединения	Условия работы	$[\sigma_{см}]$, МПа: Поверхность шлицев без термообработки	$[\sigma_{см}]$, МПа: Поверхность шлицев с термообработкой
Неподвижное	Тяжелые	35...50	40...70
	Средние	60...100	100...140
	Легкие	80...120	120...200
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые	–	3...10
	Средние	–	5...15
	Легкие	–	10...20

ПРИМЕР

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ (4.4, пример):

1. Крутящий момент $T = 229$ Н·м.
2. Диаметр вала $d_{вал} = 42$ мм.
3. Размеры соединения $z \times d \times D = 8 \times 42 \times 46$ -, мм, мм.
4. Длина ступицы $L_{ст} = 60$ мм.
5. Условия работы - средние, соединение неподвижное, $k_A = 1{,}2$.

РЕШЕНИЕ:

1. Рабочая высота зуба (табл. 7.2.3) $h = 1{,}2$ мм.
2. Средний диаметр зубчатого соединения (табл. 7.2.3) $d_{ср} = 44$ мм.
3. Напряжения смятия на рабочей поверхности зуба
$$\sigma_{см} = \frac{2\,T\,10^3}{d_{ср}\,h\,z\,L_{ст}} k_A = \frac{10^3 T}{S_F L_{ст}} k_A = \frac{10^3 \cdot 229}{211 \cdot 60} 1{,}2 = 21{,}7 \text{ МПа},$$
где $S_F = 211$ мм³/мм - удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала, мм³/мм (табл. 7.2.3).
$[\sigma_{см}] = (60...100)$ МПа - допускаемые напряжения на смятие (табл. 7.2.4); $\sigma_{см} \le [\sigma_{см}]$.

7.2.2. СОЕДИНЕНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ С УГЛОМ ПРОФИЛЯ 30°

По сравнению с зубчатым прямобочным соединением эвольвентное соединение имеет следующие достоинства:

- более высокая прочность и точность зубьев элементов соединения;
- повышенная технологичность.

Шлицевые эвольвентные соединения выполняют с центрированием:

- по боковым сторонам зубьев s (с плоской формой дна впадины - рис. 7.2.5 и с закругленной формой дна впадины - рис. 7.2.6);
- по наружному диаметру D (рис. 7.2.7).

Допускается применять центрирование по внутреннему диаметру.

Применение видов центрирования (7.2.1).

Возможный вид соединения - подвижное и неподвижное.

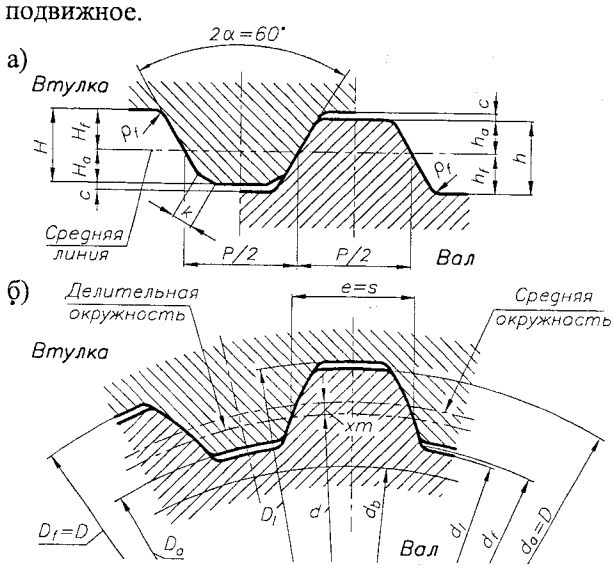


Рис. 7.2.5. Соединение с центрированием по боковым поверхностям зубьев (S) (плоская форма дна впадины):
а) исходный контур; б) форма зубьев вала и втулки

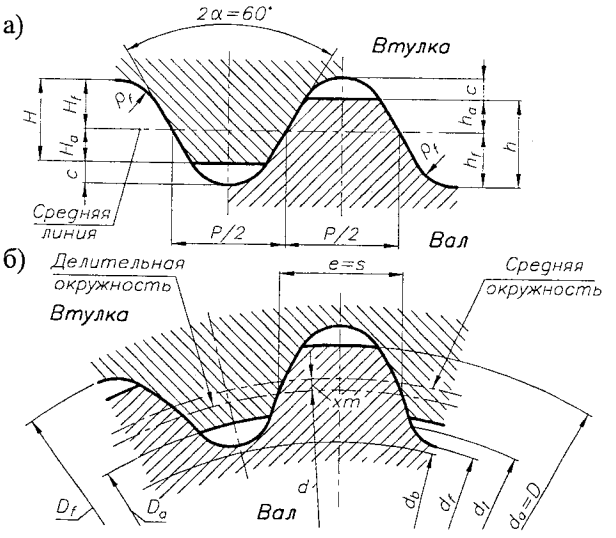


Рис. 7.2.6. Соединение с центрированием по боковым поверхностям зубьев (S) (закругленная форма дна впадины):
а) исходный контур; б) форма зубьев вала и втулки

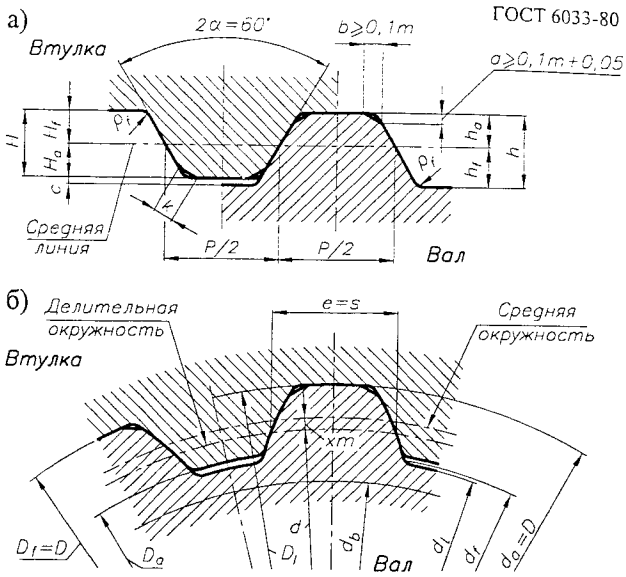


Рис. 7.2.7. Соединение с центрированием по наружному диаметру (D):
а) исходный контур; б) форма зубьев вала и втулки

1. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Номинальные диаметры, модули и числа зубьев (табл. 7.2.5). Зависимости для определения размеров соединения (табл. 7.2.6). Численные значения размеров шлицевых соединений для различных модулей представлены в ГОСТ 6033-80.

2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (рис. 7.2.9-7.2.11, табл. 7.2.7).

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 7.2.8).

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 7.2.8).

Параллельность зубьев к оси вала (втулки) — $IT7$ толщины s зуба.

5. ИЗОБРАЖЕНИЕ СОЕДИНЕНИЙ НА ЧЕРТЕЖАХ (рис. 7.2.12-7.2.14).

6. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Табл. 7.2.5. Номинальные диаметры, модули и числа зубьев эвольвентных зубчатых соединений

ГОСТ 6033-80

Номинальн. диаметр D	Ряд	Модуль m, мм								
	1	0,5		0,8		1,25		2,0		3,0
	2		0,6		1,0		1,5		2,5	
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев z								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
...										
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
25		48	40	**30**	24	**18**	15	11	8	7
	28	54	45	**34**	26	**21**	17	12	10	8

Продолж. табл. 7.2.5

Номинальн. диаметр D	Ряд	Модуль m, мм										
	1		0,8		1,25		2,0		3,0		4	6
	2	0,6		1,0		1,5		2,5		3,5	5	
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев z										
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
	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	7
	52	64	50	40	33	24	19	16	12	11	9	7	7
55		66	54	42	35	26	20	17	14	12	9	8	8
	58	70	56	45	37	28	22	18	14	13	10	8	8
60		74	58	46	38	28	22	18	16	13	10	8	8
	62			48	40	30	23	19	16	14	11	9	9
65				50	42	31	24	20	18	15	11	9	9
	68			53	44	32	26	21	18	15	12	10	10

Номинальн. диаметр D	Ряд	Модуль m, мм										
	1	1,25		2,0		3,0		4,0		6,0		10
	2		1,5		2,5		3,5		5,0		8,0	
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев z										
70		54	45	34	26	22	18	16	12	10	7	
	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

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.

Табл. 7.2.6. Зависимости для определения размеров зубчатых эвольвентных соединений

1	2	3
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	

Продолж. табл. 7.2.6

1	2	3
- 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	$H_a = 0{,}55\,m$
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	$s = 0{,}5\pi m + 2x\,m\,\mathrm{tg}\,\alpha$
Номинальная делительная окружная ширина впадины втулки	e	$e = 0{,}5\pi m + 2x\,m\,\mathrm{tg}\,\alpha$
Номинальный (исходный) диаметр соединения	D	$D = m z + 2x\,m + 1{,}1\,m$
Диаметр окружности впадин втулки:	D_f	
- 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		$x\,m = 0{,}5(D - mz - 1{,}1m)$
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	$c_{min} = 0{,}1\,m$

Табл. 7.2.7. Допуски и посадки эвольвентных зубчатых соединений ГОСТ 6033-80

Центрирование	Отклонения параметров, посадки
1	2
S	Номинальная делительная окружная ширина впадины втулки *e* - *7H, 9H, 11H* Номинальная делительная окружная толщина зуба вала *s* - *a, c, d, f, g, h, k, n, p, r* по степеням точности 7, 8, 9, 10, 11 Посадки по боковым поверхностям зубьев: *7H/7h, 7H/8k, 7H/7n, 7H/8p, 7H/9r 9H/8f, 9H/7f, 9H/9g, 9H/9h, 9H/8k 11H/10d*
	Нецентрирующие диаметры: - окружности впадин втулки D_f: - при плоской форме дна впадины - *H16* - при закругленной форме дна впадины $D_{f\min} = D$ - окружности вершин зубьев вала d_a - *d9, h12* - окружности вершин зубьев втулки D_a - *H11* - окружности впадин вала d_f: - при плоской форме дна впадины - *h16* - при закругленной форме дна впадины $d_{f\min} = D - 2{,}2\,m$
D	Посадки для центрирующих диаметров D_f и d_a Ряд 1 - *H7/f7, H7/g6, H7/h6, H7/js6, H7/n6* Ряд 2 - *H8/f7, H8/g6, H8/h6, H8/n6*
	Посадки по боковым поверхностям зубьев: *9H/8k, 9H/9h, 9H/9g, 9H/7f, 9H/8f 11H/10d*
	Нецентрирующие диаметры: - окружности вершин зубьев втулки D_a - *H11* - окружности впадин вала: d_f - при плоской форме дна впадины - *h16* - при закругленной форме дна впадины $d_{f\max} = D - 2{,}2\,m$
d	Посадки для центрирующих диаметров D_a и d_f Ряд 1 - *H7/g6, H7/h6, H7/n6* Ряд 2 - *H8/g6, H8/h6, H8/n6*
	Посадки по боковым поверхностям зубьев: *9H/8k, 9H/9h, 9H/9g, 9H/7f, 9H/8f 11H/10d*
	Нецентрирующие диаметры: - окружности вершин зубьев вала d_a - *h12* - окружности впадин втулки D_f: - при плоской форме дна впадины - *H16* - при закругленной форме дна впадины $D_{f\max} = D + 2{,}2m$

1. При центрировании по боковым поверхностям зубьев установлено обозначение полей допусков в виде числа, показывающего степень точности, за которым следует буква, показывающая основное отклонение.
2. Предельные отклонения для посадок типа 7H/7n - ГОСТ 6033-80.

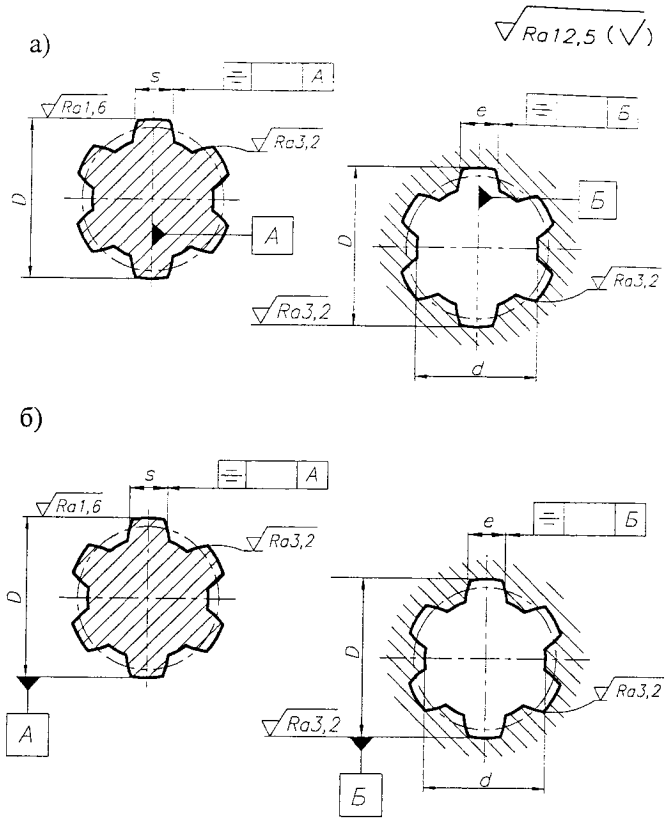


Рис. 7.2.8. Базовые поверхности, шероховатость, допуски формы и расположения поверхностей шлицевого эвольвентного соединения при центрировании:
а) по *s*; б) по *D*

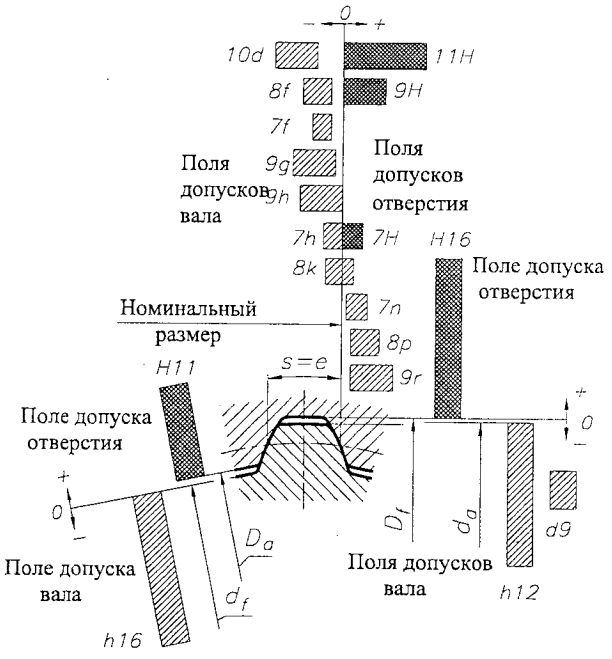


Рис. 7.2.9. Расположение полей допусков поверхностей шлицевого эвольвентного соединения (табл. 7.2.7) при центрировании по боковым поверхностям зубьев *s*

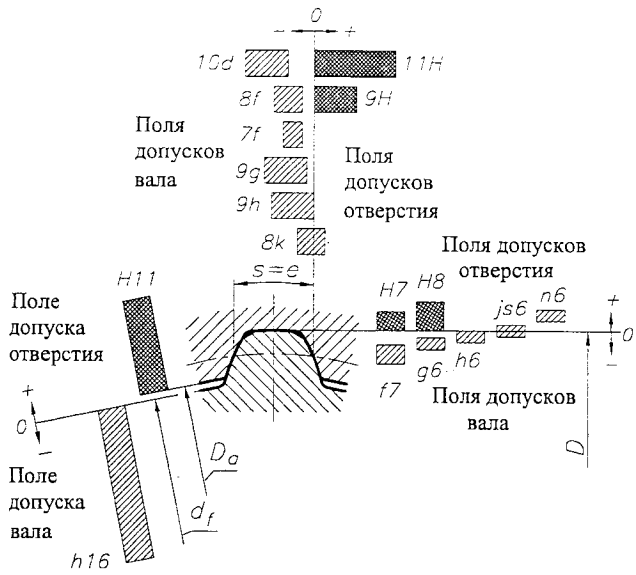


Рис. 7.2.10. Расположение полей допусков поверхностей шлицевого эвольвентного соединения (табл. 7.2.7) при центрировании по наружному диаметру D

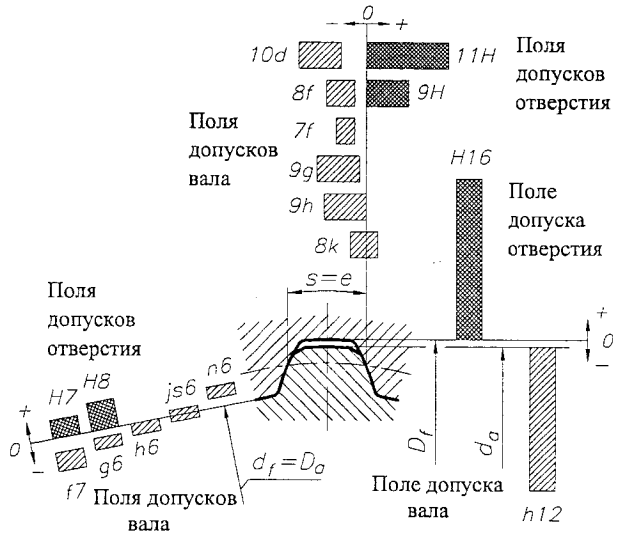


Рис. 7.2.11. Расположение полей допусков поверхностей шлицевого эвольвентного соединения (табл. 7.2.7) при центрировании по внутреннему диаметру d

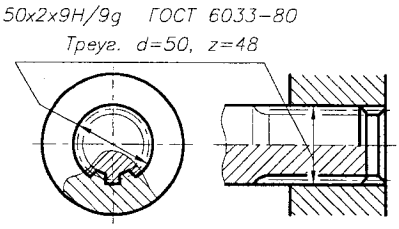


Рис. 7.2.12. Изображение на чертеже шлицевого эвольвентного и треугольного соединения

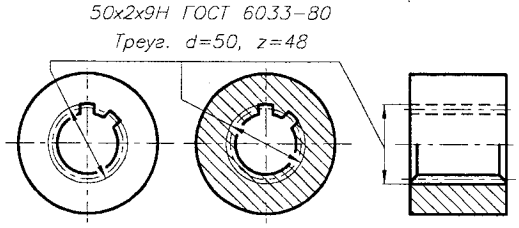


Рис. 7.2.13. Изображение на чертеже шлицевой втулки эвольвентного и треугольного соединения

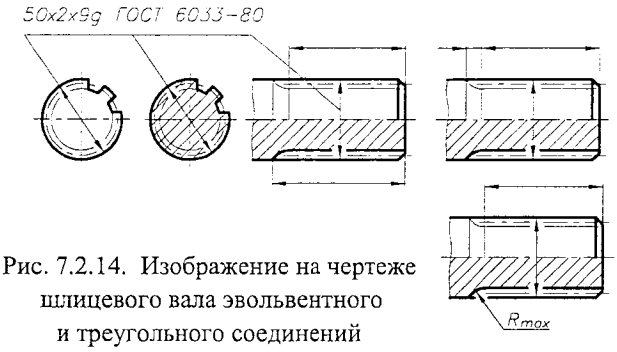


Рис. 7.2.14. Изображение на чертеже шлицевого вала эвольвентного и треугольного соединений

6. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

В соответствии с ГОСТом расчет производят на смятие рабочих поверхностей зубьев и их износ. Здесь представим расчет на смятие поверхностей зубьев.

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

1. Крутящий момент T, Н·м.
2. Размеры соединения z, m, -, мм.
3. Длина ступицы $L_{ст}$, мм.
4. Условия работы – k_A (табл. 3.3.3) .

РЕШЕНИЕ:

1. Рабочая высота зуба, мм (рис. 7.2.5, табл. 7.2.6),
$$h = h_a + H_a;$$
2. Делительный диаметр зубчатого соединения, мм (табл. 7.2.6), $d = mz$;
3. Напряжения смятия на рабочей поверхности зуба, МПа, $$\sigma_{см} = \frac{2\,T\,10^3}{d\,h\,z\,L_{ст}} k_A \le [\sigma_{см}],$$
$[\sigma_{см}]$ - допускаемые напряжения на смятие (табл. 7.2.4).

ПРИМЕР

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

1. Крутящий момент $T = 229$ Н·м.
2. Размеры соединения $m = 2$ мм, $z = 21$.
3. Длина ступицы $L_{ст} = 60$ мм.
4. Условия работы - средние, соединение неподвижное, $k_A = 1{,}2$.

РЕШЕНИЕ:

1. Рабочая высота зуба (рис. 7.2.5, табл. 7.2.6)
$$h = h_a + H_a = (0{,}45+0{,}55)\,m = 2 \text{ мм}.$$
2. Делительный диаметр зубчатого соединения (табл. 7.2.6) $d = mz = 2 \cdot 21 = 42$ мм.
3. Напряжения смятия на рабочей поверхности зуба
$$\sigma_{см} = \frac{2\,T\,10^3}{d\,h\,z\,L_{ст}} k_A = \frac{2 \cdot 229 \cdot 10^3}{42 \cdot 2 \cdot 21 \cdot 60} 1{,}2 = 5{,}2 \text{ МПа},$$
$[\sigma_{см}] = 60...100$ МПа - допускаемые напряжения на смятие (табл. 7.2.4); $\sigma_{см} \le [\sigma_{см}]$.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шлицевого эвольвентного соединения диаметром $D = 50$ мм, с модулем $m = 2$ мм:

а) с центрированием по боковым поверхностям зубьев и посадкой *9H/9g*: *50x2x9H/9g ГОСТ 6033–80*

- то же, для внутренних шлицев соединения (втулка): *50x2x9H ГОСТ 6033–80*

- то же, для наружных шлицев соединения (вал): *50x2x9g ГОСТ 6033–80*

б) с центрированием по наружному диаметру и посадкой *H7/g6*: *50xH7/g6x2 ГОСТ 6033–80*

- то же, для внутренних шлицев соединения (втулка): *50xH7x2 ГОСТ 6033–80*

- то же, для наружных шлицев соединения (вал): *50xg6x2 ГОСТ 6033–80*

в) с центрированием по внутреннему диаметру и посадкой *H7/g6* *150x2xH7/g6 ГОСТ 6033–80*

- то же, для внутренних шлицев соединения (втулка): *i50x2xH7 ГОСТ 6033–80*

- то же, для наружных шлицев соединения (вал): *i50x2xg6 ГОСТ 6033–80*

7.3. СОЕДИНЕНИЕ ПОСАДКАМИ С НАТЯГОМ [35]

Соединение деталей с цилиндрическими поверхностями можно получить, используя посадки с гарантированным натягом.

Сборку таких соединений осуществляют запрессовкой деталей или использованием их температурного деформирования (нагрев охватывающей или охлаждение охватываемой детали). Последний способ обеспечивает большее ~ в 1,5 раза сопротивление смещению сопряженных деталей, так как при запрессовке имеет место сглаживание шероховатостей поверхностей соединения и, как следствие, уменьшение натяга.

Сопротивление смещению соединяемых деталей пропорционально удельному давлению p на сопряженных поверхностях. По величине p подбирают необходимый натяг, имея в виду, что при этом растут напряжения в соединяемых деталях, что может привести к нарушению условий прочности деталей соединения.

При действии в соединении осевой силы F_a сила трения $F_{тр} = \pi d b p f$ должна превышать силу F_a, что с учетом коэффициента запаса по сцеплению $k_{сц}$ приводит к [22, 35] (вариант нагружения 1, рис. 7.3.1)

$$p \geq k_{сц} F_a / (\pi d b f).$$

При действии момента T (вариант нагружения 2)

$$p \geq k_{сц} T 10^3 / (0{,}5 \pi d^2 b f).$$

При совместном действии F_a и T (вариант нагружения 3)

$$p \geq k_{сц} \sqrt{F_a^2 + (2T10^3/d)^2} / (\pi d b f).$$

При действии момента M, вектор которого перпендикулярен оси вала, (вариант нагружения 4)

$$p \geq 16 M 10^3 / (\pi d b^2).$$

Для стальных и чугунных деталей $f = 0{,}08$ при сборке прессованием; $f = 0{,}14$ - при сборке с помощью температурного деформирования и $f = 0{,}12$ при сборке гидропрессованием.

В зависимости от ответственности соединения принимают $k_{сц} = 1{,}3...2{,}5$.

Расчетный натяг $N_{расч} = 10^3 p d (c_1/E_1 + c_2/E_2)$,

где $c_1 = (d^2 + d_1^2)/(d^2 - d_1^2) - \mu_1$,

$c_2 = (d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2) + \mu_2$.

Здесь E_1 и E_2, μ_1 и μ_2 - модули упругости I рода и коэффициенты Пуассона охватывающей и охватываемой детали.

Для стали $E = (2{,}1...2{,}2) \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0{,}30$;

для чугуна $E = (1{,}2...1{,}4) \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0{,}25$;

для бронзы $E = (1{,}0...1{,}1) \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0{,}33$.

Минимальный натяг в соединении с учетом шероховатости поверхностей

$$N_{min} = N_{расч} + 1{,}2(R_{z1} + R_{z2}).$$

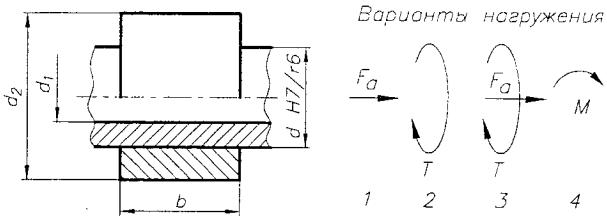


Рис. 7.3.1. Расчетная схема соединения

Для выполнения соединеней с натягом предусматривают:

- соответствующие фаски на валу и в отверстии (рис. 7.3.3, табл. 7.3.1);

- выполнение на валу перед поверхностью с натягом направляющего цилиндрического участка с отклонением *d11* (рис. 7.3.3).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Крутящий момент T, Н·м.
2. Диаметр вала $d_{вал} = d$, мм (рис. 7.3.3).
3. Длина ступицы $L_{ст} = b$, мм.
4. Диаметр ступицы $D_{ст} = d_2$, мм.
5. Внутренний диаметр охватываемой детали (вала) $d_1 = 0$ мм.
6. T_{max}/T (табл. 15.10.1).
7. Материал вала, ГОСТ, $\sigma_т$.
8. Материал ступицы (колеса), ГОСТ, $\sigma_т$
9. Коэффициент трения f.

РЕШЕНИЕ:

1. Наибольший крутящий момент, передаваемый соединением, Н·м,
$$T_{max} = T(T_{max}/T).$$
2. Вспомогательные коэффициенты
$$c_1 = (d^2+d_1^2)/(d^2-d_1^2)-\mu_1;$$
$$c_2 = (d_2^2+d^2)/(d_2^2-d^2)+\mu_2.$$
3. Минимальное допустимое давление на соединяемых поверхностях при передаче крутящего момента, МПа, $p_{min} \geq k_{сц} T 10^3/(0{,}5\pi d^2 b f)$.
4. Наименьший расчетный натяг, мкм,
$$N_{min\,p} = 10^3 p_{min}\, d\,(c_1/E_1+c_2/E_2).$$
5. Поправка на обмятие микронеровностей, мкм,
$$\gamma = 1{,}2(R_{z1}+R_{z2}).$$
6. Наименьший допустимый натяг, мкм,
$$[N_{min}] = N_{min\,p}+\gamma.$$
7. Максимально допустимое давление на контактных поверхностях соединения, МПа,:
- для вала $p_1 = 0{,}5\sigma_т(1-(d_1/d)^2)$;
- для ступицы $p_2 = 0{,}5\sigma_т(1-(d/d_2)^2)$.
8. Наибольший расчетный натяг, мкм,
$$N_{max\,p} = 10^3[p_{max}]\, d\,(c_1/E_1+c_2/E_2).$$
9. Наибольший допустимый натяг, мкм,
$$[N_{max}] = N_{max\,p}+\gamma.$$

Затем следует выбрать посадку, обеспечивающую наибольшую величину расчетного натяга.

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать соединение прессовой посадкой вала с зубчатым колесом* (рис. 7.3.2).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Крутящий момент T = 1400 Н·м.
2. Диаметр вала $d_{вал} = d$ = 65 мм.
3. Длина ступицы $L_{ст} = b$ = 80 мм.
4. Диаметр ступицы $D_{ст} = d_2$ = 110 мм.
5. Внутренний диаметр охватываемой детали (вала) d_1 = 0 мм.
6. T_{max}/T = 1,8.
7. Материал вала - 45 ГОСТ 1050-88, $\sigma_т$ = 400 МПа.
8. Материал ступицы (колеса) - 25ХГТ ГОСТ 4543-71, $\sigma_т$ = 830 МПа.
9. Коэффициент трения f = 0,08 (сборка запрессовкой).

РЕШЕНИЕ:

1. Наибольший крутящий момент, передаваемый соединением,
$T_{max} = T(T_{max}/T) = 1400 \cdot 1{,}8 = 2520$ Н·м.
2. Вспомогательные коэффициенты
$c_1 = (d^2+d_1^2)/(d^2-d_1^2)-\mu_1 = (65^2-0)/(65^2+0)-0{,}3 = 0{,}7.$
$c_2 = (d_2^2+d^2)/(d_2^2-d^2)+\mu_2 =$
$= (110^2+65^2)/(110^2-65^2)+0{,}3 = 2{,}373.$
3. Минимальное допустимое давление на соединяемых поверхностях при передаче крутящего момента
$p_{min} \geq k_{сц} T 10^3/(0{,}5\pi d^2 b f) =$
$= 1{,}3 \cdot 2520 \cdot 10^3/(0{,}5\pi\, 65^2 \cdot 80 \cdot 0{,}08) = 77{,}2$ МПа.
4. Наименьший расчетный натяг
$N_{min\,p} = 10^3 p_{min}\, d(c_1/E_1+c_2/E_2) =$
$= 10^3 \cdot 77{,}2 \cdot 65[0{,}7/(2{,}1\cdot 10^5)+2{,}373/(2{,}1\cdot 10^5)] = 73{,}4$ мкм.
5. Поправка на обмятие микронеровностей (рис. 7.3.3)
$\gamma = 1{,}2(R_{z1}+R_{z2}) = 1{,}2(6{,}3+12{,}5) = 22{,}6$ мкм.
6. Наименьший допустимый натяг
$[N_{min}] = N_{min\,p}+\gamma = 73{,}4+22{,}6 = 96{,}0$ мкм.
7. Максимально допустимое давление на контактных поверхностях соединения:
- для вала $p_1 = 0{,}5\sigma_т(1-(d_1/d)^2) =$
$= 0{,}5\ 400(1-(0/65)^2) = 200$ МПа;
- для ступицы $p_2 = 0{,}5\sigma_т(1-(d/d_2)^2) =$
$= 0{,}5\ 830(1-(65/110)^2) = 270$ МПа.
Принимаем $[p_{max}] = \min(p_1, p_2) = 200$ МПа.
8. Наибольший расчетный натяг
$N_{max\,p} = 10^3[p_{max}]\, d\,(c_1/E_1+c_2/E_2) =$
$= 10^3 \cdot 200 \cdot 65[0{,}7/(2{,}1\cdot 10^5)+2{,}373/(2{,}1\cdot 10^5)] = 190{,}2$ мкм.
9. Наибольший допустимый натяг
$[N_{max}] = N_{max\,p}+\gamma = 190{,}2+22{,}6 = 212{,}8$ мкм.

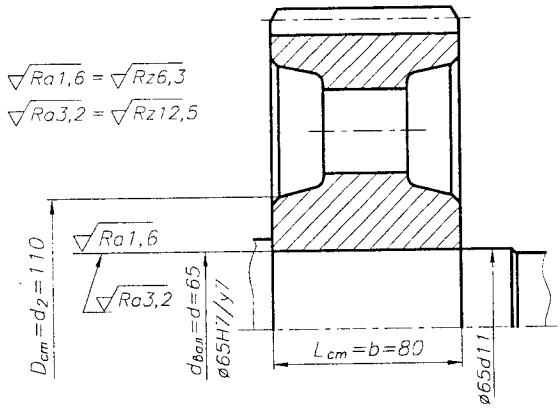


Рис. 7.3.2. Соединение "вал - зубчатое колесо"

ВЫБОР ПОСАДКИ:

1. Тип посадки *H7/y7.*
2. Верхнее отклонение отверстия ES = +30 мкм.
3. Нижнее отклонение отверстия EI = 0 мкм.
4. Верхнее отклонение вала es = +174 мкм.
5. Нижнее отклонение вала ei = +144 мкм.
6. Допуск отверстия $T_D = ES-EI = 30-0 = 30$ мкм.
7. Допуск вала $T_d = es-ei = 174-144 = 30$ мкм.
8. Максимальный натяг
$$N_{max} = es-EI = 174-0 = 174 \text{ мкм}.$$
9. Минимальный натяг
$$N_{min} = ei-ES = 144-30 = 114 \text{ мкм}.$$
10. Средний натяг
$$N_c = 0{,}5(N_{max}+N_{min}) = 0{,}5(174+114) = 144{,}0 \text{ мкм}.$$

11. Допуск натяга

$$T_N = (N_{max} - N_{min}) = (174\text{-}114) = 60 \text{ мкм.}$$

12. Условие прочности деталей $N_{max} < [N_{max}]$;
174 < 212,8 мкм. Условие выполнено.

13. Условие прочности соединения $N_{min} > [N_{min}]$;
114 > 96 мкм. Условие выполнено.

Табл. 7.3.1. Размеры фасок для соединений с натягом

$d_{вал}$, $D_{отв.}$, мм	Размер	Вид посадки			
		H/p, H/r H/s, H/t	H7/u6 H8/u8	H7/x6 H8/x8	H7/z6 H8/z8
		Размер фасок, мм			
До 50	a	0,5	1,0	1,5	2,0
	A	1,0	1,5	2,0	2,5
50...100	a	1,0	2,0	2,0	3,0
	A	1,5	2,5	2,5	3,5
100...250	a	2,0	3,0	4,0	5,0
	A	2,5	3,5	4,5	6,0

Фаски предусматриваются с одной стороны соединяемых деталей.

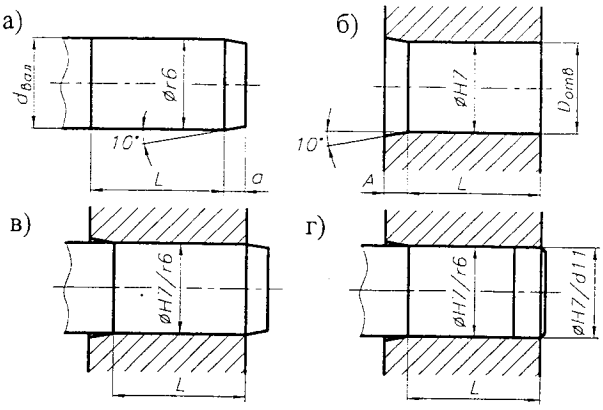


Рис. 7.3.3. Фаски для посадок с натягом:
а) для вала; б) для отверстия; в) в соединении;
г) выполнение на валу цилиндрического направляющего участка

8. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ И КРЫШЕК

8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ [4, 18, 50]

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. 8.1.1,*а*);
  - корпусные детали с внутренним расположением подшипниковых бобышек (рис. 8.1.1,*б*).

Определенное влияние на конструкцию корпусных деталей имеет тип используемых крышек подшипниковых узлов (рис. 8.2):

- накладные;
- закладные (врезные).

Накладные крышки используют во всех видах редукторов.

Закладные крышки используют в цилиндрических, реже в конических и червячных редукторах, что связано с необходимостью регулировки зацепления в таких редукторах.

2. ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

2.1. Межосевое расстояние a_w, мм, или длина образующей конуса на наружном диаметре R_e, мм.

2.2. Диаметры:
- начальных окружностей d_{w1}, d_{w1} (d_{e1}, d_{e2}), мм;
- вершин зубьев d_{a1}, d_{a2} (d_{ae1}, d_{ae2}), мм.

2.3. Ширина зубчатых колес b_1, b_2 (b), мм.

2.4. Наружные диаметры подшипников (после выбора подшипников) D, мм.

2.5. Внутренние размеры корпуса (из компоновки редуктора) $L_{вн}, B_{вн}$, мм.

3. ВЫБИРАЮТ:

3.1. Форму корпуса редуктора (рис. 8.1.1,*а* или 8.1.1,*б*).

3.2. Толщины стенок, мм:
- толщину стенки корпуса редуктора δ ($\delta \geq 8$ мм) (4.2.1 п. 3.1);
- толщину стенки крышки $\delta_{кр} = \delta_1 = (0{,}8...0{,}9)\delta$ ($\delta_{кр} \geq 7$ мм).

3.3. Диаметры болтов, соединяющих:
- редуктор с рамой $d_1 = 2{,}0\,\delta$ (рис. 8.1.2);
- корпус с крышкой у бобышек подшипников $d_2 = 1{,}5\,\delta$ (рис. 8.1.2);
- корпус с крышкой по периметру соединения $d_3 = 1{,}0\,\delta$ (рис. 8.1.2);
- смотровую крышку с крышкой редуктора d_4 (рис. 8.1.2; 9.2, п. 2, табл. 9.2.2);
- крышку подшипникового узла с корпусом d_5 (рис. 8.1.2, 8.2.1; табл. 8.2.1).

3.4. Число болтов
- 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 (8.4, 8.5, 8.6);
- диаметром d_2 z_2 - два болта на каждый подшипник (рис. 8.1.3);

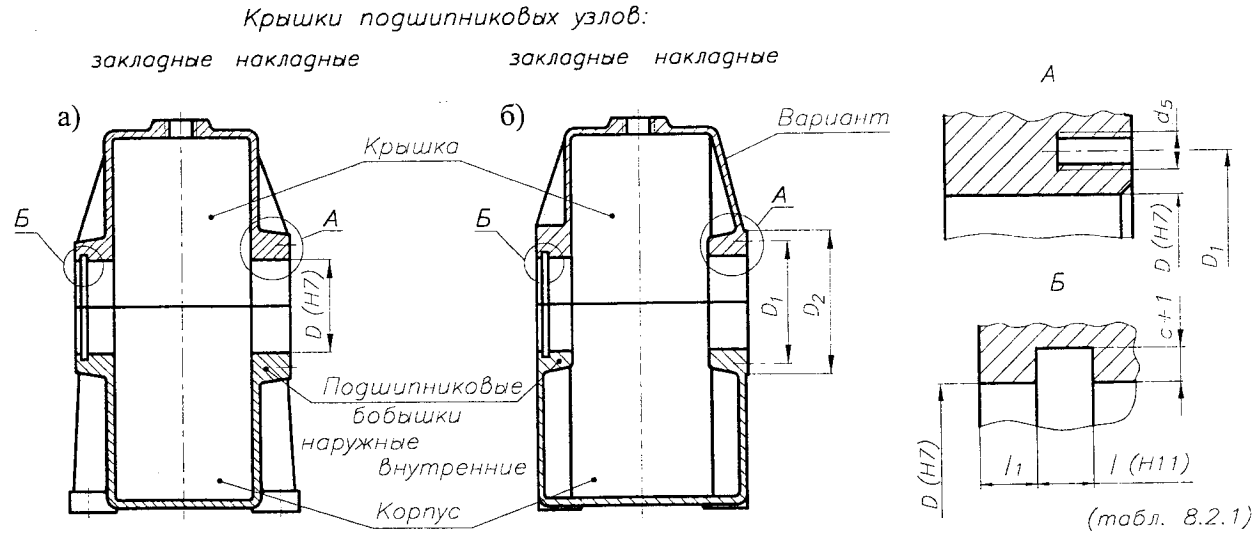


Рис. 8.1.1. Поперечные сечения по подшипниковым узлам цилиндрического редуктора, выполненного: а) с наружным расположением подшипниковых бобышек; б) с внутренним расположением подшипниковых бобышек

- диаметром $d_3 - z_3$ выбирается так, чтобы расстояние между болтами $L = (12...15)d_3$;
- диаметром $d_4 - z_4$ (9.2, п. 2, табл. 9.2.2);
- диаметром $d_5 - z_5$ (8.2, табл. 8.2.1).

3.5. Размеры болтовых соединений и конструктивное оформление мест расположения болтов (8.8).

3.6. Ширину фланцев редуктора (рис. 8.1.4):
- фундаментного $S_1 = \delta + x + \kappa_1$ (рис. 8.1.2);
- корпуса и крышки (у подшиников) $S_2 = \delta + x + \kappa_2$ (рис. 8.1.2);
- корпуса и крышки (по периметру) $S_3 = \delta + x + \kappa_3$ (рис. 8.1.2).

Зависимость $k = f(d)$ (табл. 8.1.1).
Зависимость $x = f(\delta)$ (табл. 8.3.4).

3.7. Толщину фланцев редуктора:
- фундаментного $\delta_{фл1} = 2,3\delta$ (рис. 8.1.2);
- корпуса (соединение с крышкой) $\delta_{фл2} = 1,5\delta$ (рис. 8.1.2);
- крышки (соединение с корпусом) $\delta_{фл3} = 1,35\delta$ (рис. 8.1.2).

3.8. Размеры крышек подшипника (рис. 8.2.1, табл. 8.2.1).

3.9. Размеры конических штифтов (2 шт.) (рис. 8.7.1, п. 4).

3.10. Высоту осей редуктора h, мм (табл. 8.9.3).

3.11. Размеры литых переходов x, y, r, мм (рис. 8.3.2, табл. 8.3.4).

3.12. Литейные уклоны - 3°, литейные радиусы r 3...5 мм (8.3, п. 2).

3.13. Оснащение редуктора (9.1).

Материал корпусных деталей - СЧ15 ГОСТ 1412-85. Иногда используют алюминиевые литые сплавы типа АЛ11 ГОСТ 1583-93 ($a_w \leqslant 160$ мм).

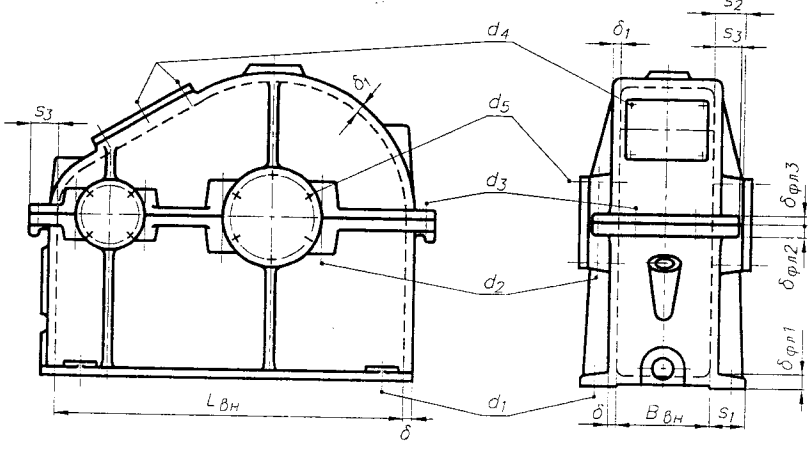


Рис. 8.1.2. Схема редуктора с указанием диаметров болтов и их расположения, ширины и толщины фланцев

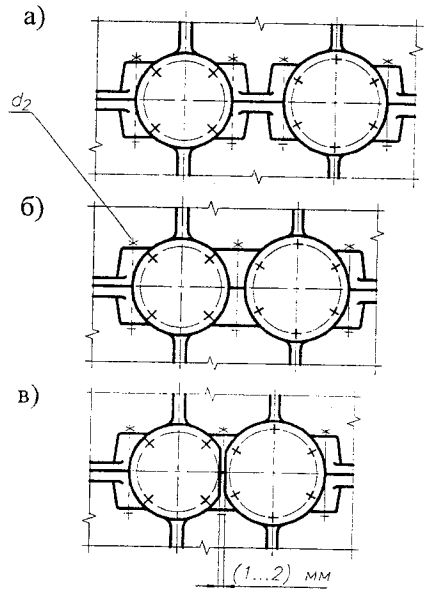


Рис. 8.1.3. Расположение болтов, соединяющих корпус с крышкой у подшипников, при установке:
а) двух болтов на подшипник; б) одного болта между подшипниками;
в) одного болта между подшипниками со срезанными фланцами крышки

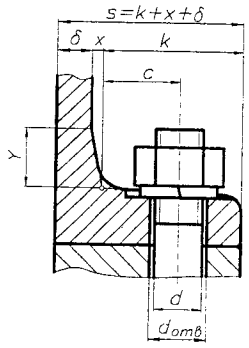


Рис. 8.1.4. Ширина фланцев S

Табл. 8.1.1. Размеры для определения ширины фланцев, мм

d		M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48
Болты	k	20	24	28	33	40	48	55	67	79	92	106
	c	12	14	16	19	22	26	28	34	41	50	56
Винты	k	15	19	23	27	35	43	51	-	-	-	-
	c	8	10	12	14	17	22	26	-	-	-	-

8.2. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Табл. 8.2.1. Основные размеры крышек подшипниковых узлов, мм (рис. 8.2.1)

	D	Болт d_5	Число болтов z_5	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	$l = 6...8$ ($D \leqslant 100$) $l = 8...10$ ($D > 100$) $L_1 \geqslant L$ $c = 0,5L$ $D_4 = D + (10...15)$ мм $+ d_2$
D_4 - расстояние между болтами d_2, соединяющими корпус с крышкой у подшипников	

КРЫШКИ НАКЛАДНЫЕ

КРЫШКИ ЗАКЛАДНЫЕ (ВРЕЗНЫЕ)

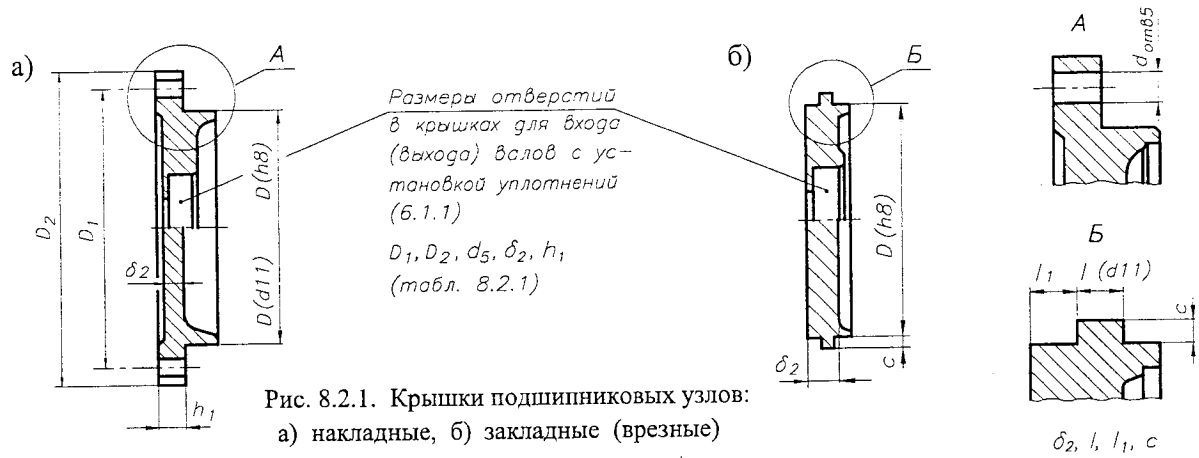


Рис. 8.2.1. Крышки подшипниковых узлов: а) накладные, б) закладные (врезные)

(Проектирование крышек 8.11)

8.3. РЕКОМЕНДАЦИИ К КОНСТРУИРОВАНИЮ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ [15, 25, 50]

1. МИНИМАЛЬНАЯ ТОЛЩИНА СТЕНОК

Табл. 8.3.1. Минимальная толщина стенок, мм

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	

* Приведенный габарит H отливок, мм $H=(2l+b+h)/3$, где l - длина; b - ширина; h - высота отливки.

Для отливок корпусных деталей редуктора из серого чугуна минимальная толщина стенок принимается: для корпуса 8 мм, для крышки 7 мм.

2. ЛИТЕЙНЫЕ УКЛОНЫ

Табл. 8.3.2. Литейные уклоны

Материал	Уклон	Угол	δ, мм
Чугун Стальное литье	1:5 1:10 (1:20)	11,5° 5,5°(3°)	< 25 > 25
Литые сплавы цветных металлов	1:100	0,5°	

3. СОПРЯЖЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ОТЛИВОК

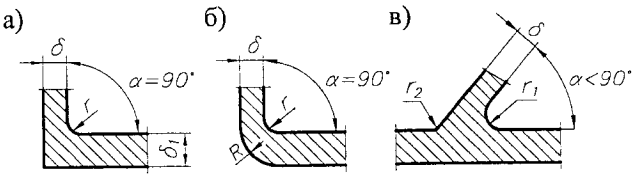


Рис. 8.3.1. Радиусы сопряжений

3.1 Радиусы сопряжений (для $\alpha = 90°$) выбирают (табл. 8.3.3) и округляют до цифр нормальных линейных размеров (15.1).

3.2 При $\alpha < 90°$ (рис. 8.3.1, *в*) $r_1 > r$, $r_2 < r$.

3.3 При $\delta < \delta_1$

- если $\delta_1 = (1{,}3...2)\delta$, то размеры x, y, r выбирают из табл. 8.3.4 (рис. 8.3.2);
- если $\delta_1 > 2\delta$, то размеры x, y, r следует увеличить по сравнению с данными табл. 8.3.4 в 1,5...2,0 раза;
- если $\delta_1 < 1{,}3\delta$, то размеры x, y, r необязательны и сопряжение выполняют как при $\delta = \delta_1$.

3.4. Практически радиусы сопряжений отливок небольших редукторов принимают r = 3...5 мм, и эти величины записывают в технические требования.

Табл. 8.3.3. Радиусы сопряжений, мм

$\delta+\delta_1$	< 15	16...25	26...39	40...63
r	1,5	2,5	4,0	6,0
$R = r + \delta$				

Табл. 8.3.4. Параметры сопряжений при $\delta_1 = (1{,}3...2)\delta$

δ	x	y	r
мм			
8...10	2...3	$5x$	3
10...15	3...5		4
15...20	4...5		5

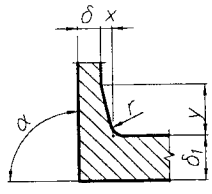


Рис. 8.3.2. Сопряжение стенок при $\delta_1 = (1{,}3...2)\delta$

8.4. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

8.4.1. РАЗМЕРЫ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ. ДИАМЕТРЫ ОТВЕРСТИЙ ПОД БОЛТЫ

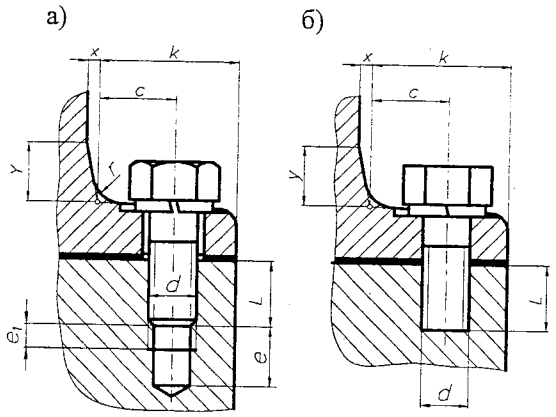


Рис. 8.4.1. Болтовое соединение. Представление: а) - точное; б) - упрощенное

Табл. 8.4.1. Размеры болтовых соединений, мм

ГОСТ 11284-75

d	P	Размер e		Размер e_1 min	$d_{отв}$		D_3	D_4
		уменьшенный	нормальный		*	**		
M6	1,00	4	6	2,0	6,6	7	13	-
M8	1,25	4	8	2,5	9,0	10	18	-
M10	1,50	4	9	3,0	11	12	22	-
M12	1,75	5	11	3,5	14	15	26	16
M16	2,0	5	12	4	18	19	33	20
M20	2,5	6	15	5	22	24	40	24
M24	3,0	7	18	6	26	28	48	28
M30	3,5	8	21	7	33	35	61	36
M36	4,0	9	24	-	39	42	71	43
M42	4,5	11	28	-	45	48	80	48
M48	5,0	12	32	-	52	56	95	56

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 $L = (1{,}6...2{,}0)d$

Примечание. Размеры представлены для нормальных головок болтов и нормальных гаек.
* - для соединений нормальной точности;
** - для соединений грубой сборки.

8.4.2. РАЗМЕРЫ ОПОРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОД КРЕПЕЖНЫЕ ДЕТАЛИ.

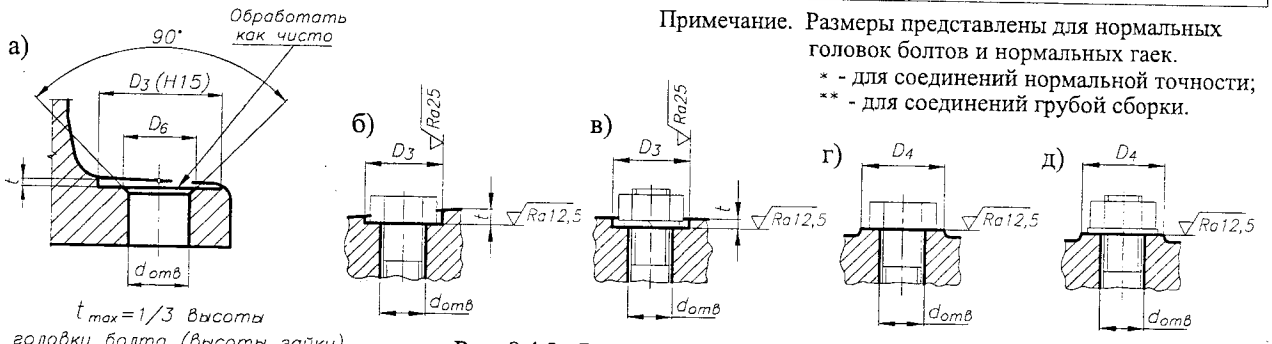


Рис. 8.4.2. Размеры зенковок и опорных поверхностей под болты

8.4.3. РАЗМЕРЫ МЕСТ ПОД ГАЕЧНЫЕ КЛЮЧИ ГОСТ 13682-80

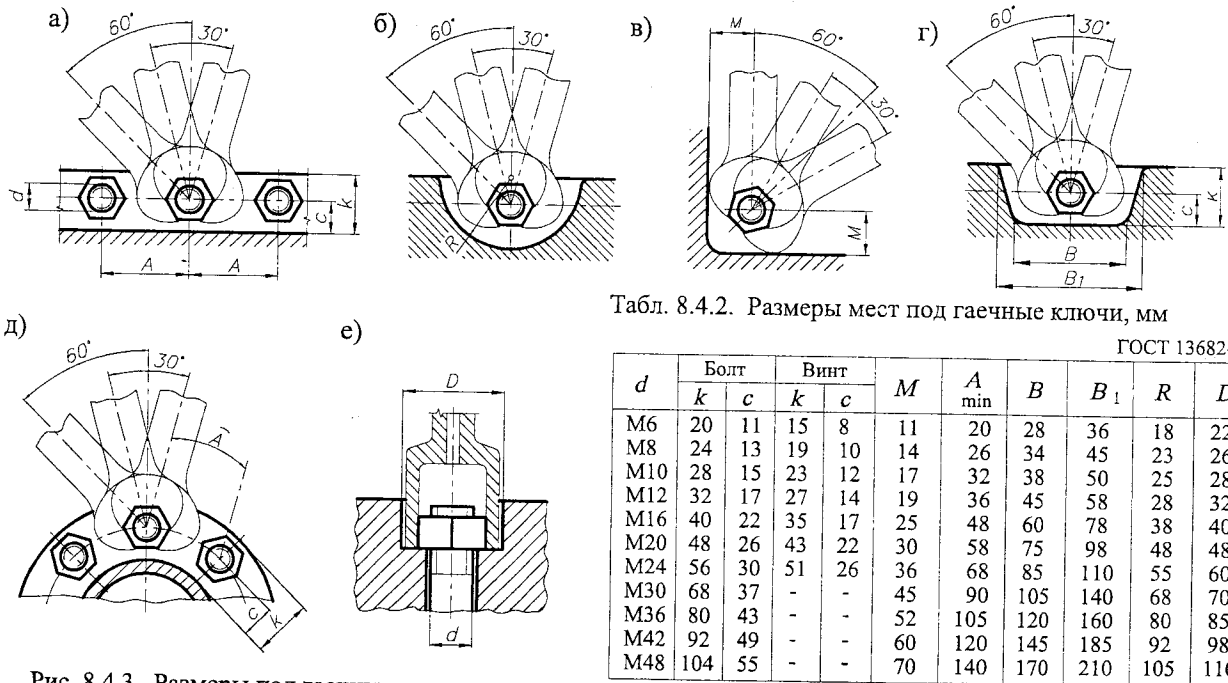


Рис. 8.4.3. Размеры под гаечные ключи для различных форм фланцев

Табл. 8.4.2. Размеры мест под гаечные ключи, мм

ГОСТ 13682-80

d	Болт		Винт		M	A min	B	B_1	R	D
	k	c	k	c						
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

8.5. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ [9, 10, 18, 22, 41, 50]

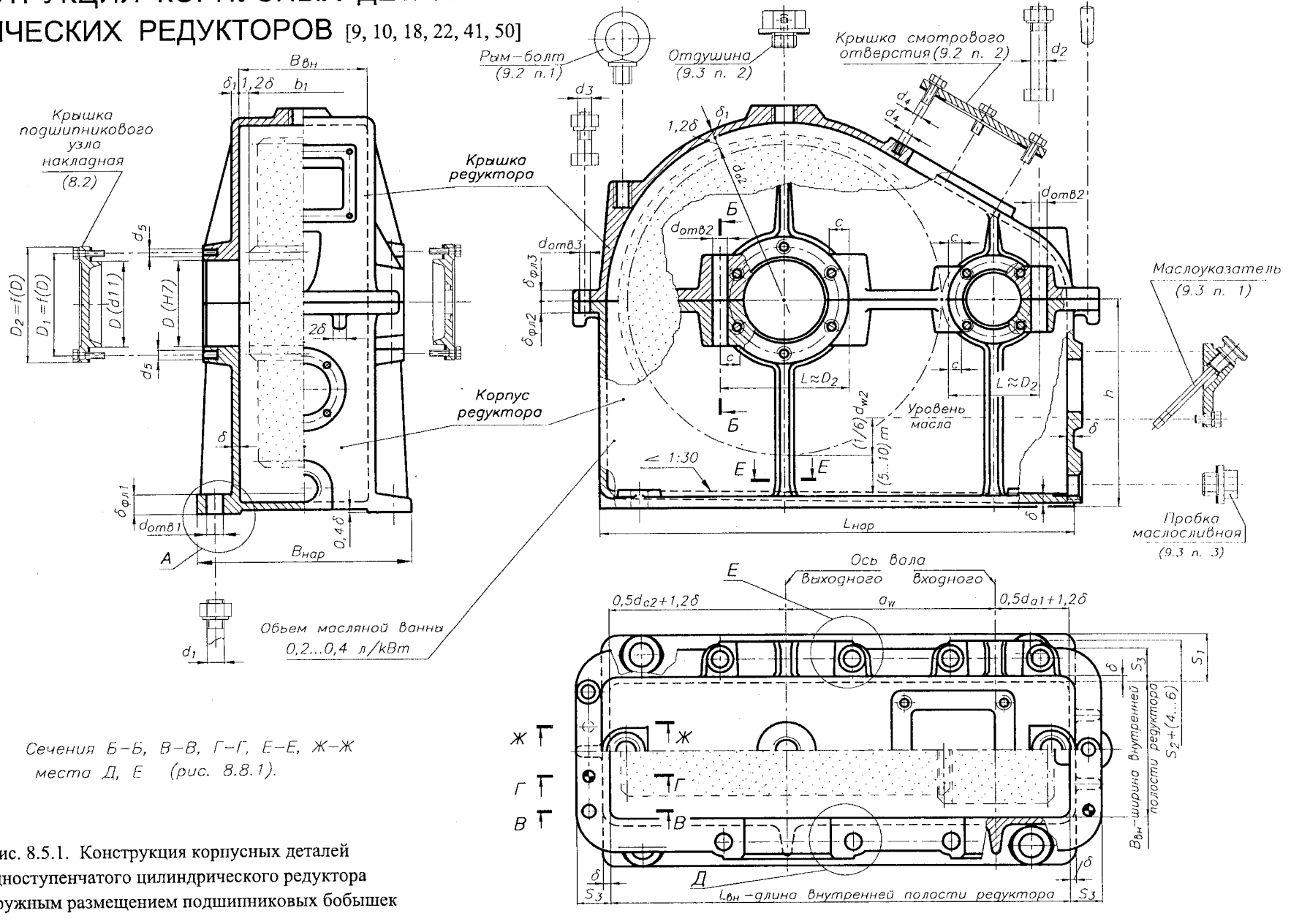


Рис. 8.5.1. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого цилиндрического редуктора с наружным размещением подшипниковых бобышек

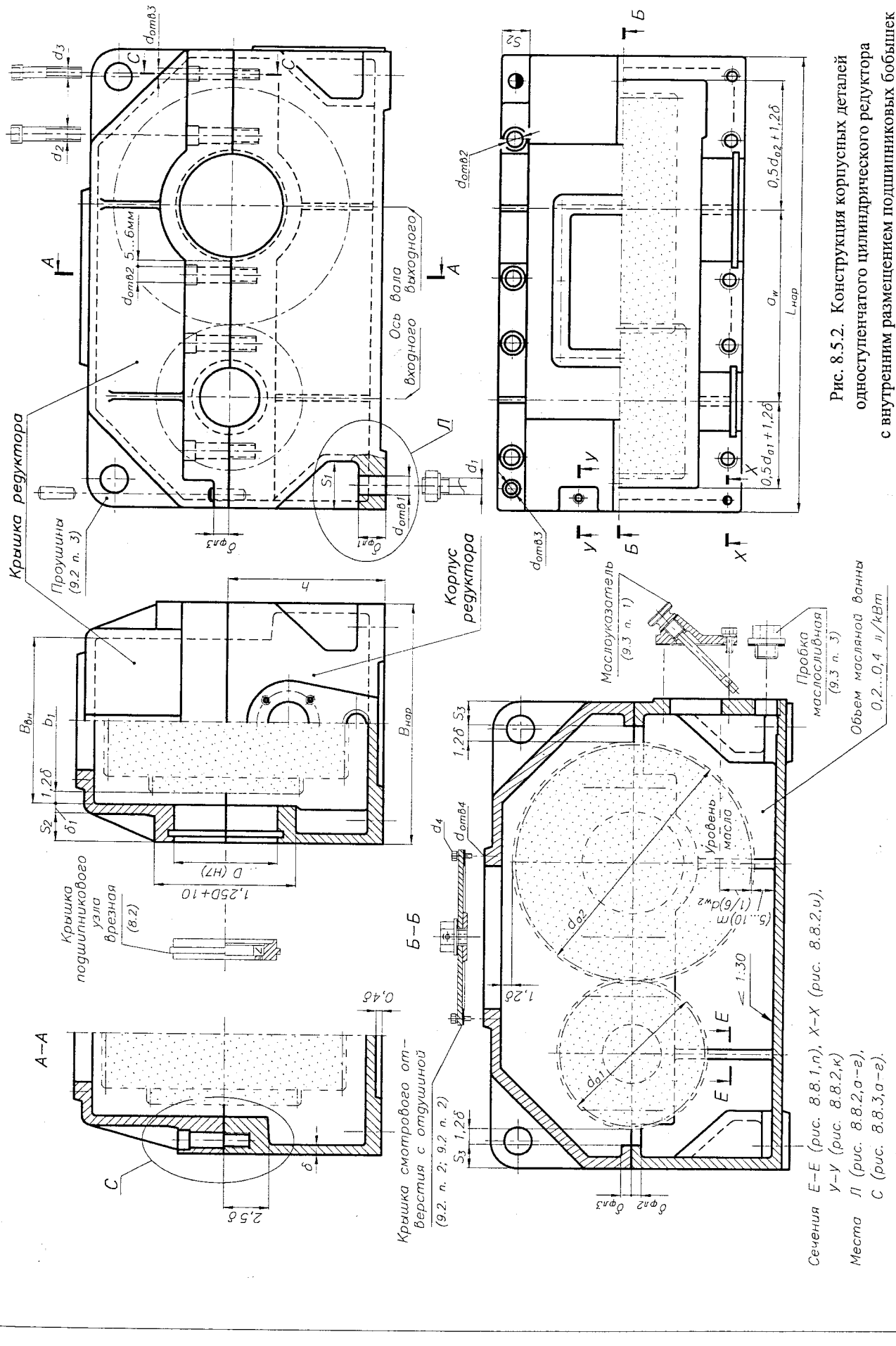


Рис. 8.5.2. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого цилиндрического редуктора с внутренним размещением подшипниковых бобышек

8.6. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ КОНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ [9, 10, 22, 41, 50]

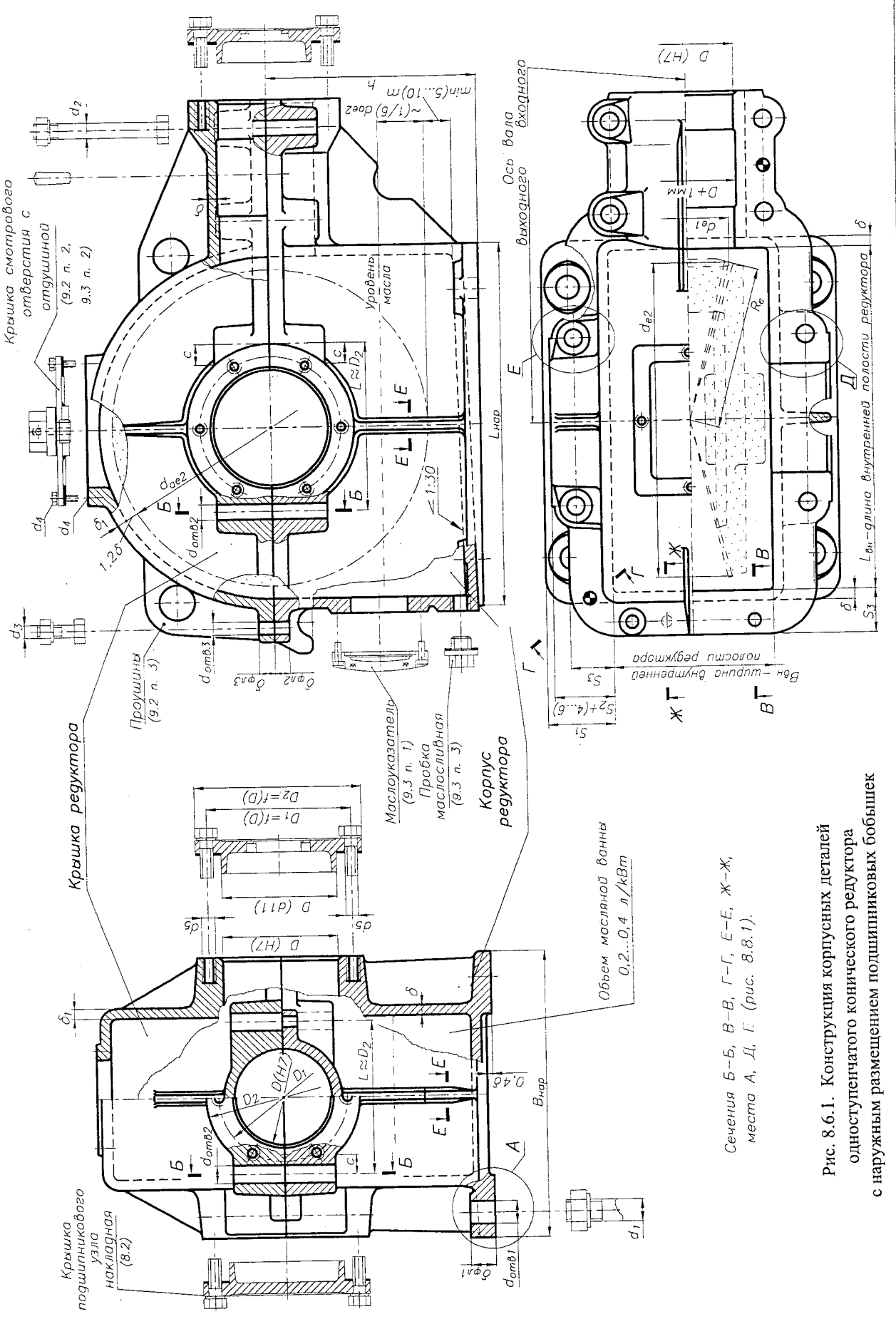


Рис. 8.6.1. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого конического редуктора с наружным размещением подшипниковых бобышек

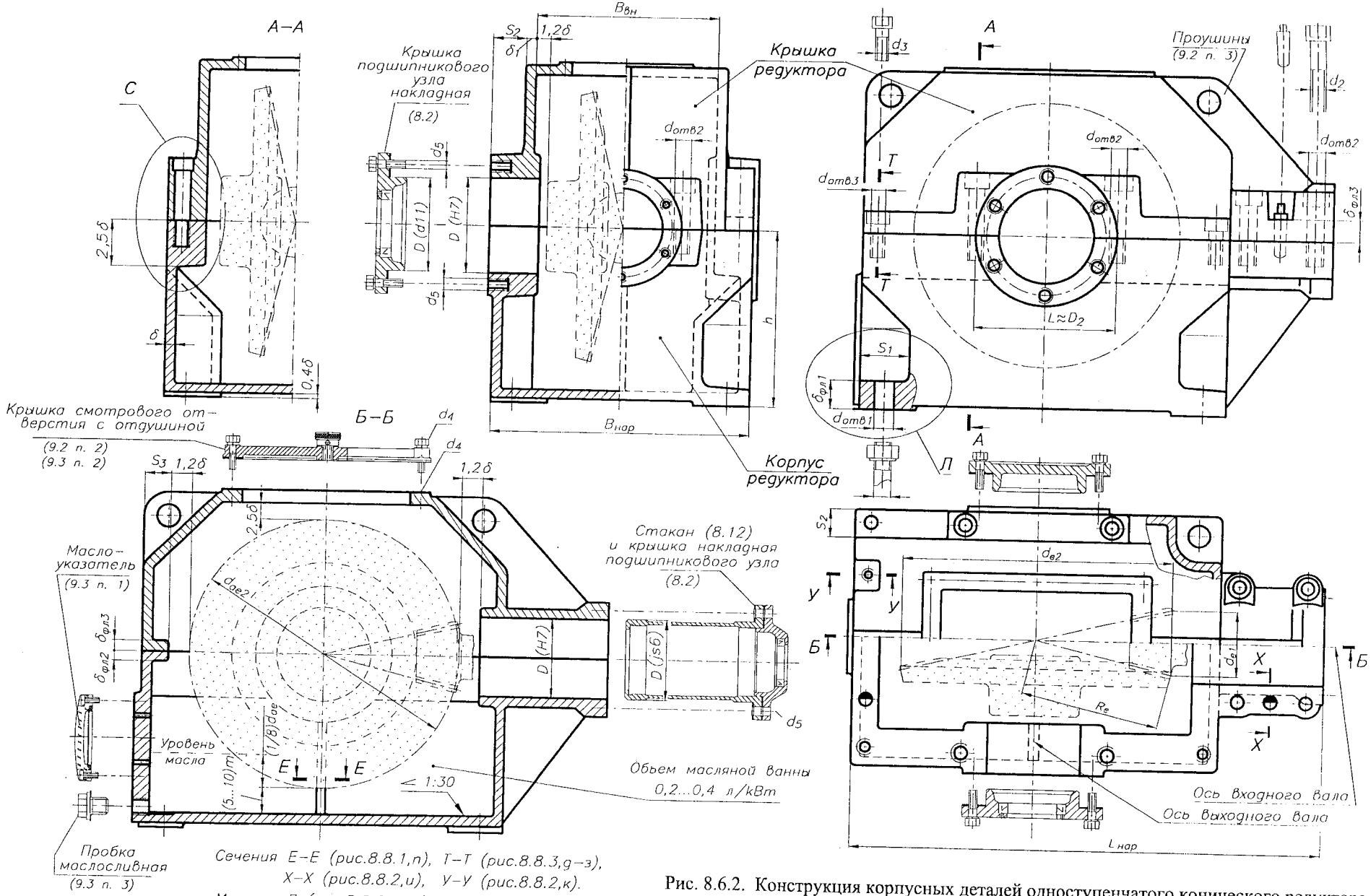


Рис. 8.6.2. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого конического редуктора с внутренним размещением подшипниковых бобышек

Сечения Е–Е (рис.8.8.1,п), Т–Т (рис.8.8.3,д–з), Х–Х (рис.8.8.2,и), У–У (рис.8.8.2,к).
Места Л (рис.8.8.2,а–г), С (рис.8.8.3,а–г).

8.7. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ [9, 10, 22, 41, 50]

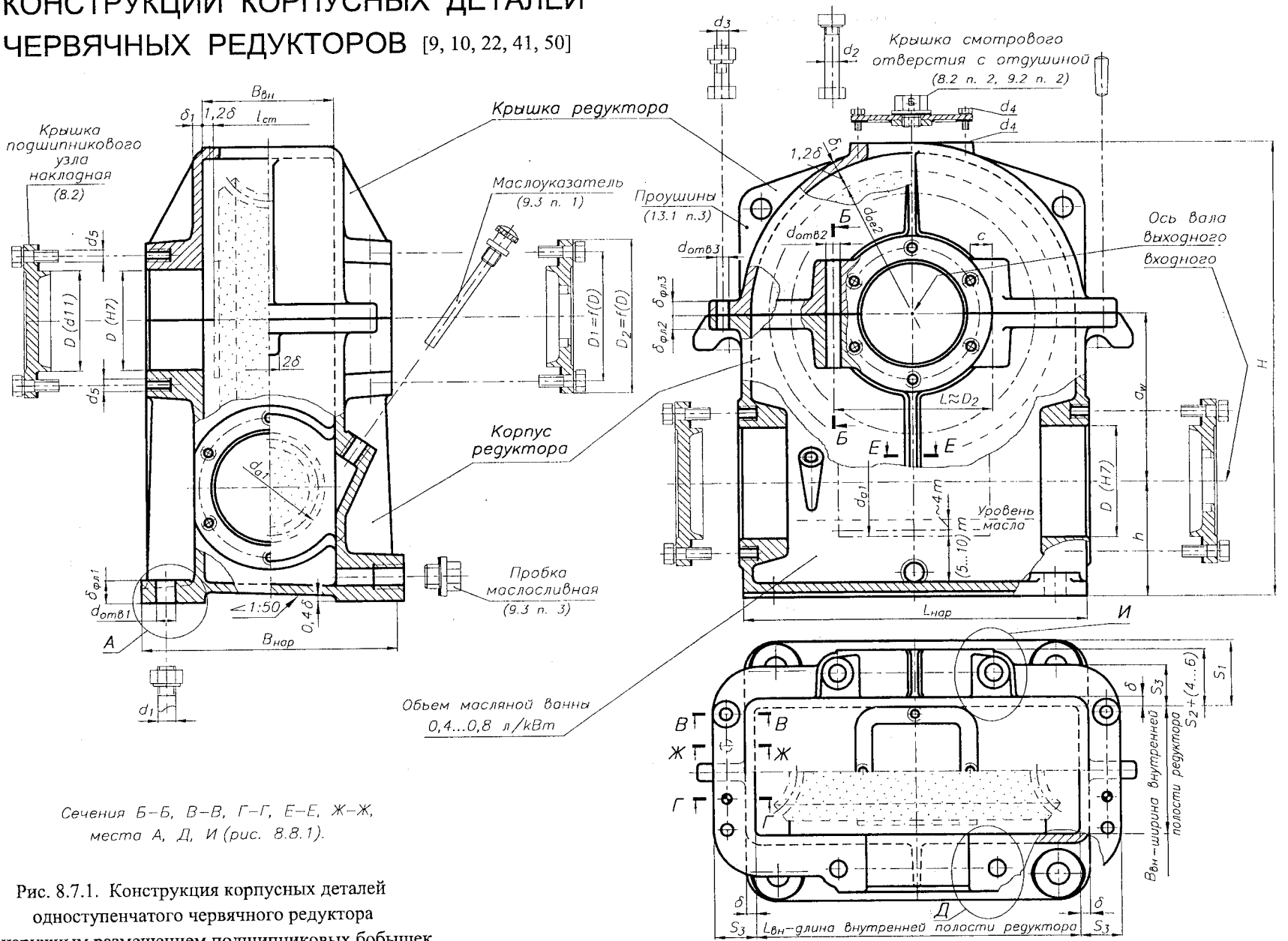


Рис. 8.7.1. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого червячного редуктора с наружным размещением подшипниковых бобышек

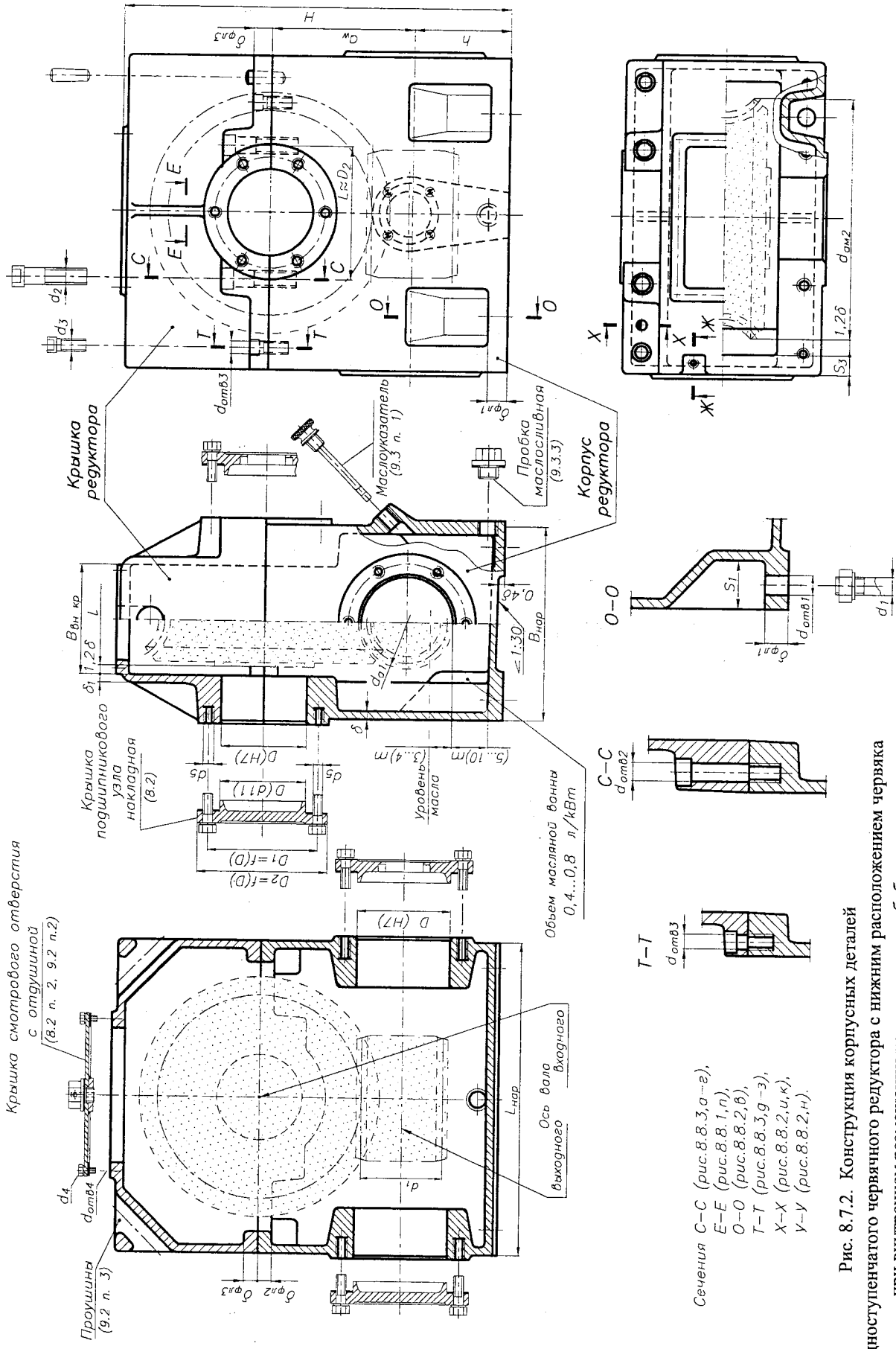
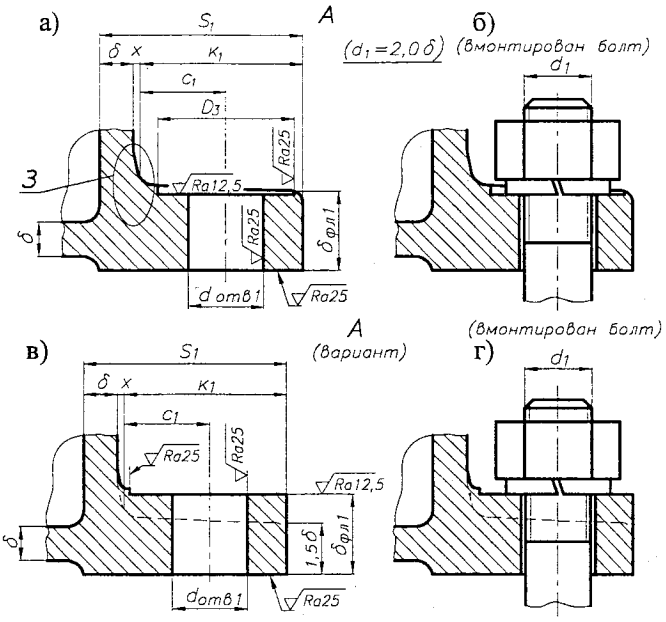


Рис. 8.7.2. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка при внутреннем размещении подшипниковых бобышек

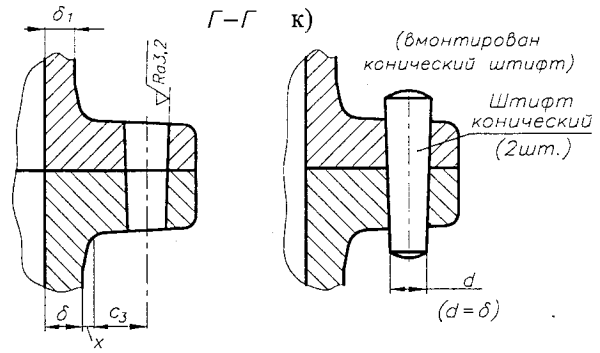
8.8. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ЛИТЫХ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ

8.8.1. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ С ВНЕШНИМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПОДШИПНИКОВЫХ БОБЫШЕК

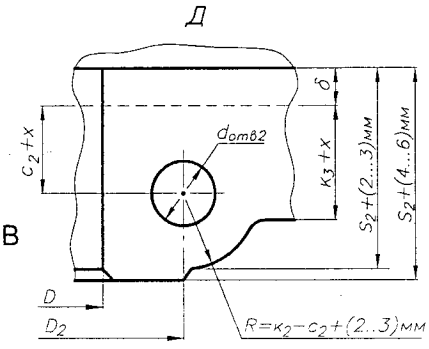
1. УСТАНОВКА ФУНДАМЕНТНЫХ БОЛТОВ



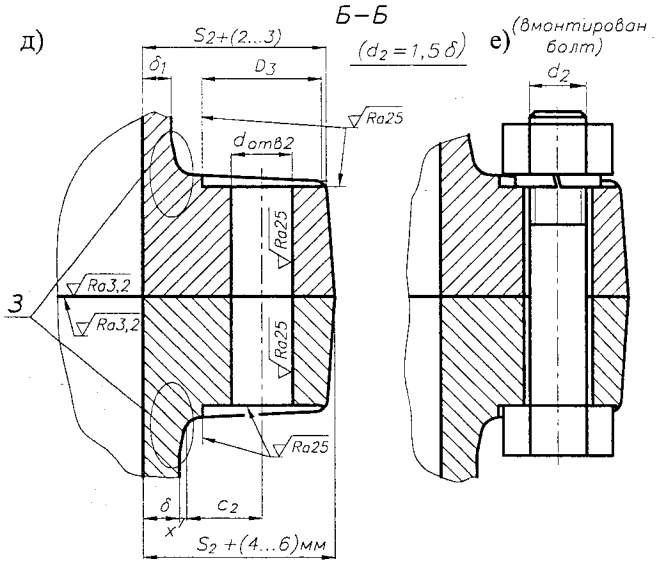
4. УСТАНОВКА ШТИФТОВ

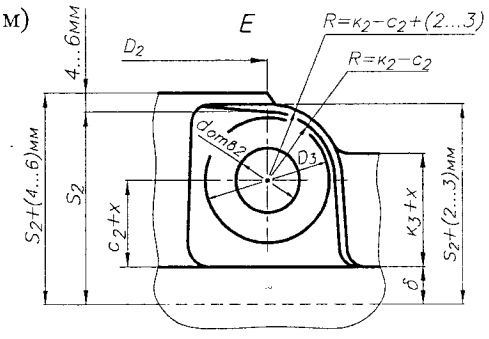


5. ЭЛЕМЕНТЫ СОЕДИНЕНИЙ "КОРПУС-КРЫШКА"

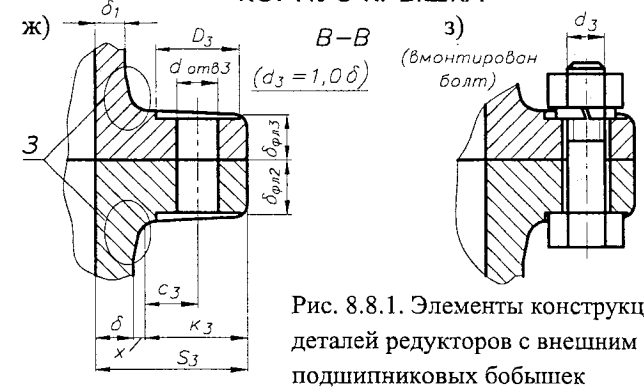


2. УСТАНОВКА БОЛТОВ У ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ





3. УСТАНОВКА БОЛТОВ В МЕСТАХ СОЕДИНЕНИЙ "КОРПУС-КРЫШКА"



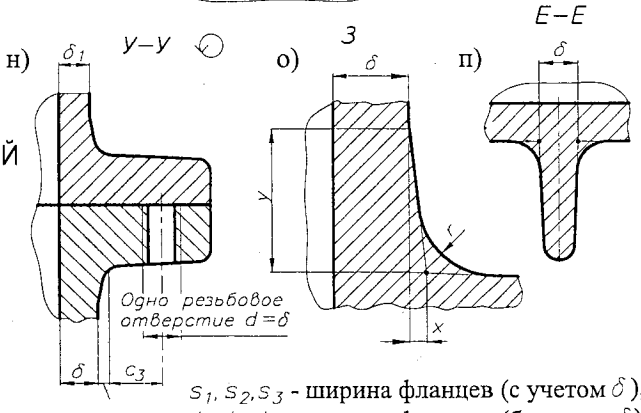
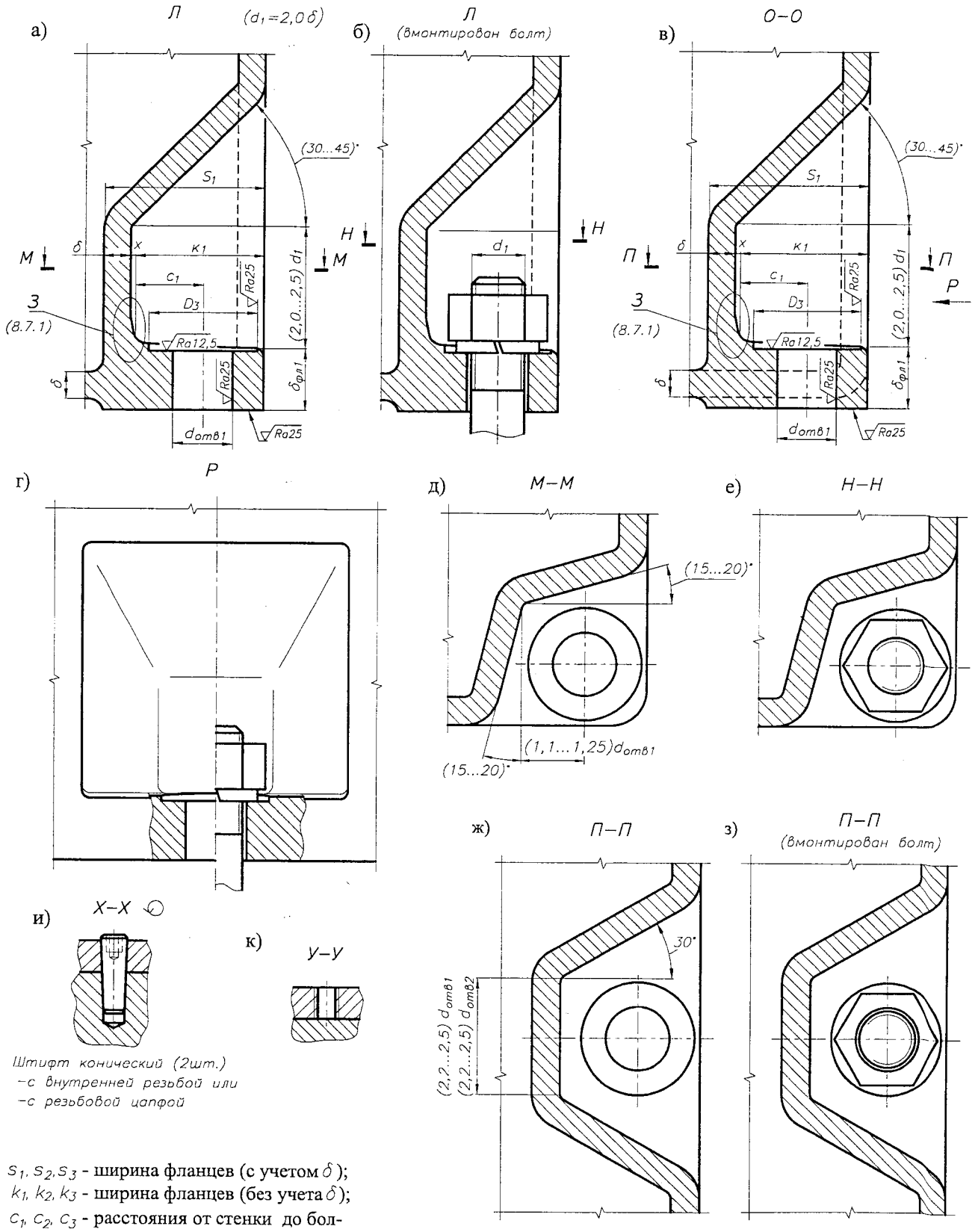


Рис. 8.8.1. Элементы конструкции корпусных деталей редукторов с внешним расположением подшипниковых бобышек

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 - расстояния от стенки до болта (рис. 8.4.1, 8.4.3);
$d_{отв1}, d_{отв2}, d_{отв3}$ - диаметры отверстий для болтов d_1, d_2, d_3 (табл. 8.4.1);
$\delta_{фл1}, \delta_{фл2}, \delta_{фл3}$ - толщины фланцев.

8.8.2. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ С ВНУТРЕННИМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПОДШИПНИКОВЫХ БОБЫШЕК

1. Установка фундаментных болтов

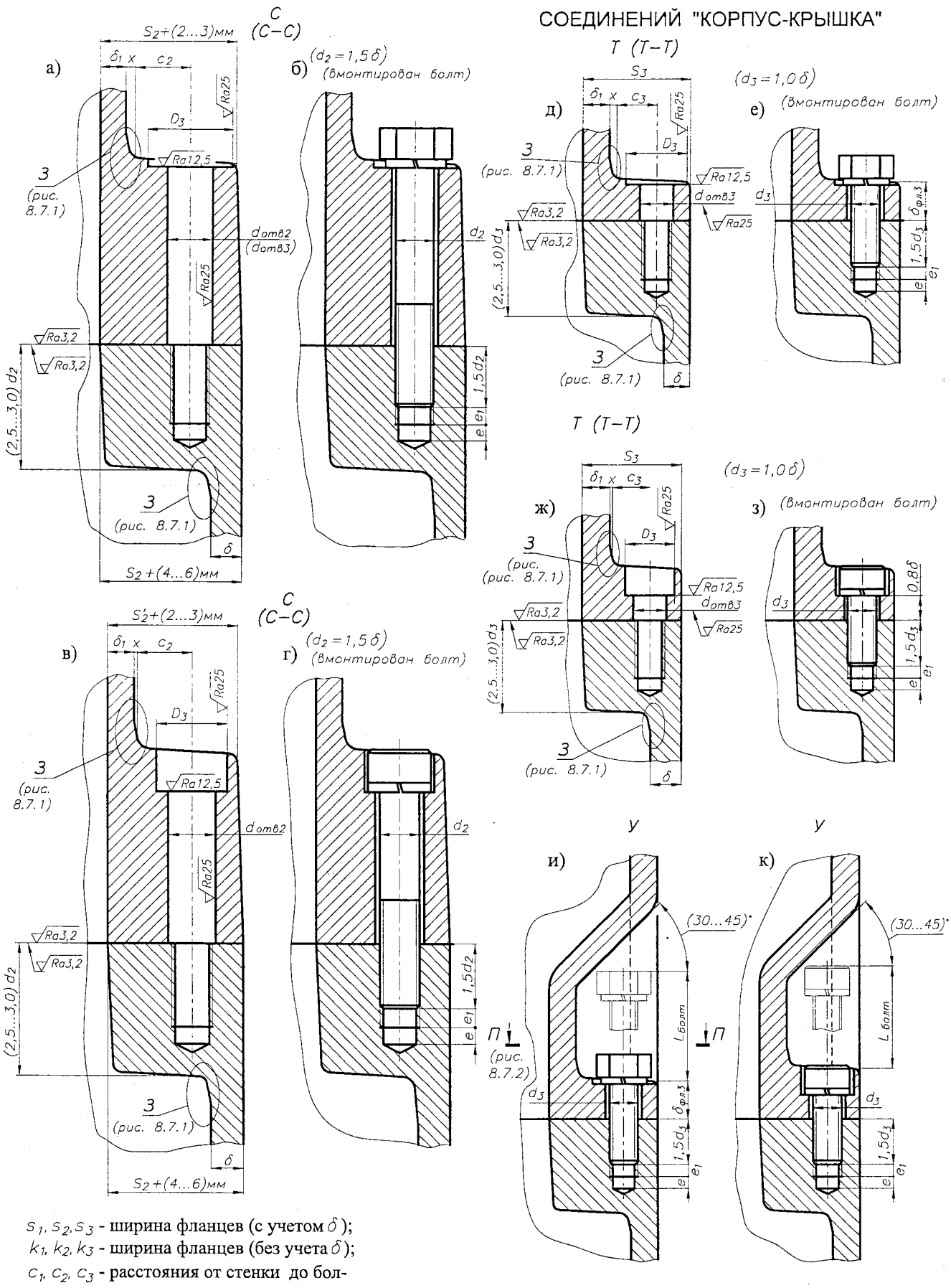


S_1, S_2, S_3 - ширина фланцев (с учетом δ);
k_1, k_2, k_3 - ширина фланцев (без учета δ);
c_1, c_2, c_3 - расстояния от стенки до болта (рис. 8.4.1, 8.4.3);
$d_{отв1}, d_{отв2}, d_{отв3}$ - диаметры отверстий для болтов d_1, d_2, d_3 (табл. 8.4.1);
$\delta_{фл1}, \delta_{фл2}, \delta_{фл3}$ - толщины фланцев.

Рис. 8.8.2. Элементы конструкции корпусных деталей редукторов с внутренним расположением подшипниковых бобышек

2. УСТАНОВКА БОЛТОВ У ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

3. УСТАНОВКА БОЛТОВ В МЕСТАХ СОЕДИНЕНИЙ "КОРПУС-КРЫШКА"



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 - расстояния от стенки до болта (рис. 8.4.1, 8.4.3);
$d_{отв1}, d_{отв2}, d_{отв3}$ - диаметры отверстий для болтов d_1, d_2, d_3 (табл. 8.4.1);
$\delta_{фл1}, \delta_{фл2}, \delta_{фл3}$ - толщины фланцев.

Рис. 8.8.3. Элементы конструкции корпусных деталей редукторов с внутренним расположением подшипниковых бобышек

8.9. ТОЧНОСТЬ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ [50]

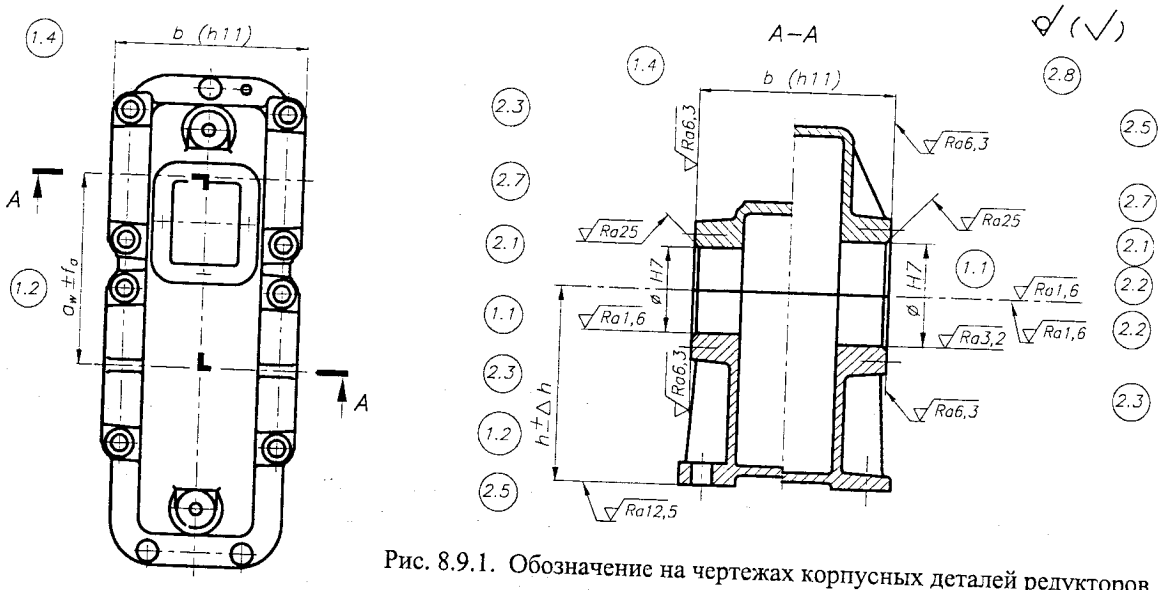


Рис. 8.9.1. Обозначение на чертежах корпусных деталей редукторов полей допусков, посадок и шероховатости поверхностей

1. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ (рис. 8.9.1)

1.1. Посадки подшипников качения в отверстиях "корпус-крышка" – *H7*.

1.2. Допускаемые отклонения:

- межосевого расстояния $\pm f_a$:
  - цилиндрических передач (табл. 8.9.5);
  - червячных передач (табл. 8.9.6);
- высоты расположения осей h, мм и допуски Δh, мм (табл. 8.9.7, 8.9.8).

1.3. Посадки мест установки закладных боковых крышек подшипниковых узлов (рис. 8.1.1).

1.4. Размер по боковым крышкам *b (h11)*.

2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 8.9.1)

2.1. Мест установки подшипников качения (5.7 п. 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 ские штифты *Ra3,2*.

2.5. Опорной поверхности корпуса *Ra12,5*.

2.6. Других обрабатываемых поверхностей *Ra25*.

2.7. Других необрабатываемых поверхностей ✓.

3. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 8.9.2)

3.1. Допуск плоскостности ▱ поверхности соединения "корпус-крышка" - (0,01...0,02)/300 мм/мм. При длине контролируемой плоскости $L \neq 300$ мм величину допуска пересчитать в $L/300$ раз.

3.2. Допуск плоскостности ▱ опорной поверхности редуктора - 0,1/300 мм/мм. При длине контролируемой плоскости $L \neq 300$ мм величину допуска пересчитать в $L/300$ раз.

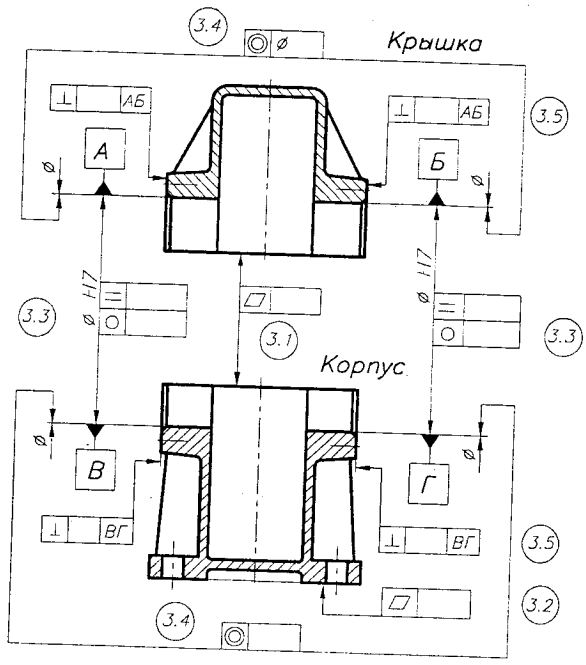


Рис. 8.9.2. Обозначение на чертежах корпусных деталей редукторов допусков формы и расположения поверхностей

3.3. Допуски круглости ○ и профиля продольного сечения ⌓ посадочных поверхностей подшипников (табл. 5.7.9).

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. 8.9.1).

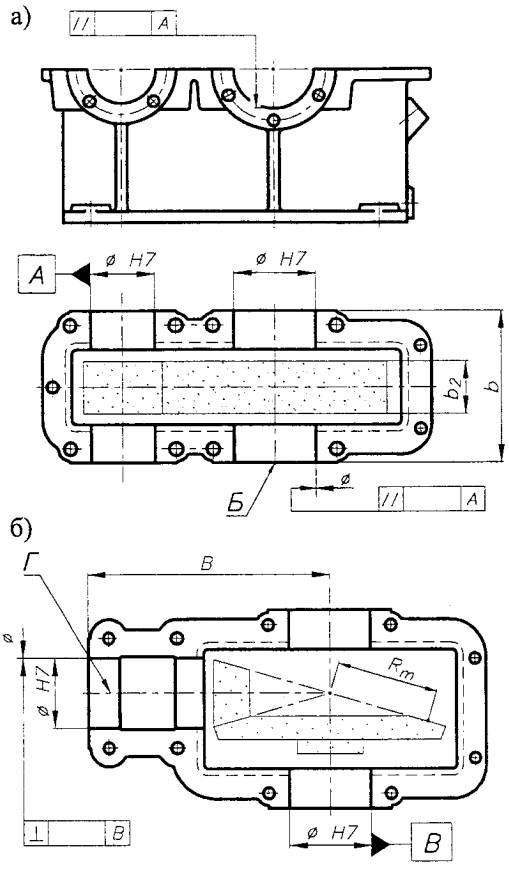
3.6. *Для цилиндрических передач*
допуск параллельности // и перекоса // отверстий *øH7* оси *Б* относительно отверстий *øH7* оси *А* (рис. 8.9.3, *а*):

3.6.1 - допуск параллельности (табл. 8.9.2);

3.6.2 - допуск перекоса - 0,5 допуска параллельности.

3.7. *Для конических передач*
допуск перпендикулярности ⊥ отверстий *øH7* оси *Г* относительно отверстий *øH7* оси *В* (рис. 8.9.3, *б* и табл. 8.9.4).

3.8. *Для червячных передач*
допуск перпендикулярности ⊥ отверстий *øH7* оси *Е* относительно отверстий *øH7* оси *Д* (рис. 8.9.3, *в* и табл. 8.9.3).



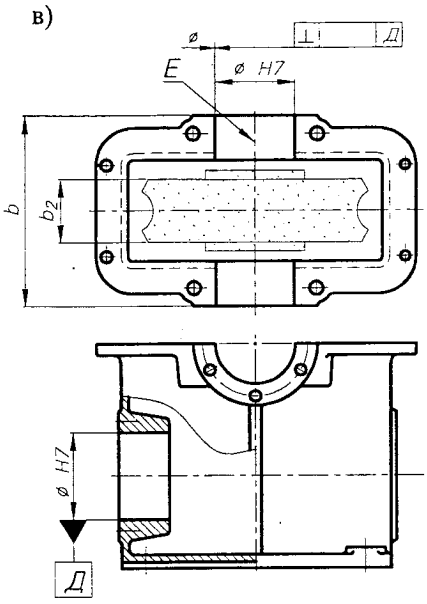


Табл. 8.9.1. Величины допуска перпендикулярности боковых поверхностей корпуса относительно оси отверстий *øH7*

D мм	⊥ мкм
⩽ 80	40
⩽ 120	45
⩽ 150	50
⩽ 180	60
⩽ 250	70
⩽ 315	80
⩽ 400	90

Рис. 8.9.3. Обозначения некоторых допусков формы и расположения поверхностей для корпусов:
а) цилиндрических редукторов;
б) конических редукторов;
в) червячных редукторов

Табл. 8.9.2. 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. 8.9.3. 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.

Табл. 8.9.4. 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. 8.9.5. Допускамые отклонения межосевого расстояния f_a, для цилиндрических передач

ГОСТ 1643-81

Допускаемое отклонение межосевого расстояния $\pm f_a$, мкм	Вид сопряжения зубьев	Межосевое расстояние, мм a_w							
		Св. / До 80	80 / 125	125 / 180	180 / 250	250 / 315	315 / 400	400 / 500	500 / 630
	–	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. 8.9.6. Допускаемые отклонения межосевого расстояния f_a, для червячных передач

ГОСТ 3675-81

Допускаемое отклонение межосевого расстояния $\pm f_a$, мкм	Степень точности передачи	Межосевое расстояние, мм a_w							
		Св. / До 80	80 / 120	120 / 180	180 / 250	250 / 315	315 / 400	400 / 500	500 / 630
	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. 8.9.7. 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		710		
3	400	425	450	475	500	530	560	600	630	670	710	750	

* Ряд 1 следует предпочитать рядам 2 и 3.

Табл. 8.9.8. Допускаемые отклонения высоты расположения осей $\triangle h$, мм

ГОСТ 24386-91

h, мм	⩽50	⩽250	⩽630	⩽1000
$\triangle h$, мм	0 / -0,4	0 / -0,5	0 / -1,0	0 / -1,5

8.10. ЧЕРТЕЖИ КОРПУСОВ И КРЫШЕК РЕДУКТОРОВ

Рабочие чертежи корпуса и крышки редуктора могут быть представлены в двух вариантах:

1. Отдельно выполняют рабочий чертеж корпуса редуктора и рабочий чертеж крышки редуктора. На каждом из чертежей поверхности, подлежащие совместной обработке "корпус-крышка", обозначают, например [ ]. Технические условия в каждом чертеже должны содержать пункт (рис. 08.10.03.01, 08.10.03.02):

Размеры, представленные в [ ], обрабатывать совместном узлом "корпус–крышка"

2. Выполняют сборочный чертеж "Корпус-крышка", в соответствии с которым обрабатываются поверхности, требующие совместной обработки. Этот чертеж содержит рабочие чертежи корпуса и крышки, а также элементы их соединения (болты, гайки, подкладки, штифты и т.д.), а также содержит в технических условиях запись (рис. 08.10.02.00СБ, 08.10.02.01, 08.10.02.02):

Размеры, представленные в [ ], обрабатывать по сборочному чертежу.

Для повышения технологичности крышки корпуса рекомендуется горизонтальное выполнение смотрового отверстия (рис. 8.10.1).

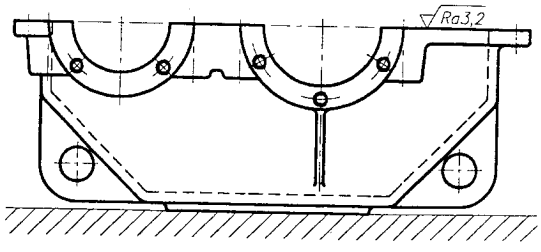
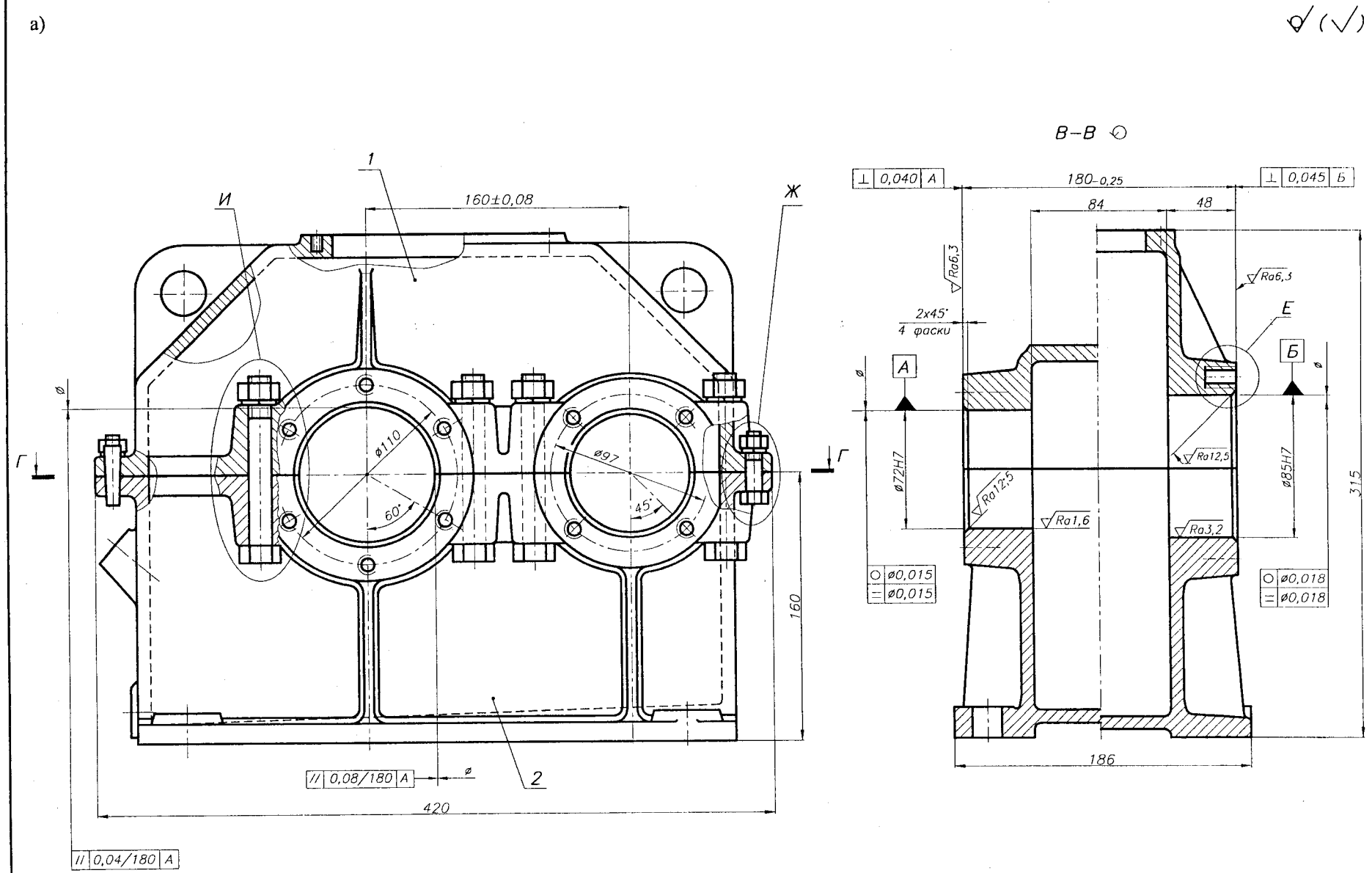


Рис. 8.10.1. Положение крышки редуктора при обработке плоскости соединения с корпусом

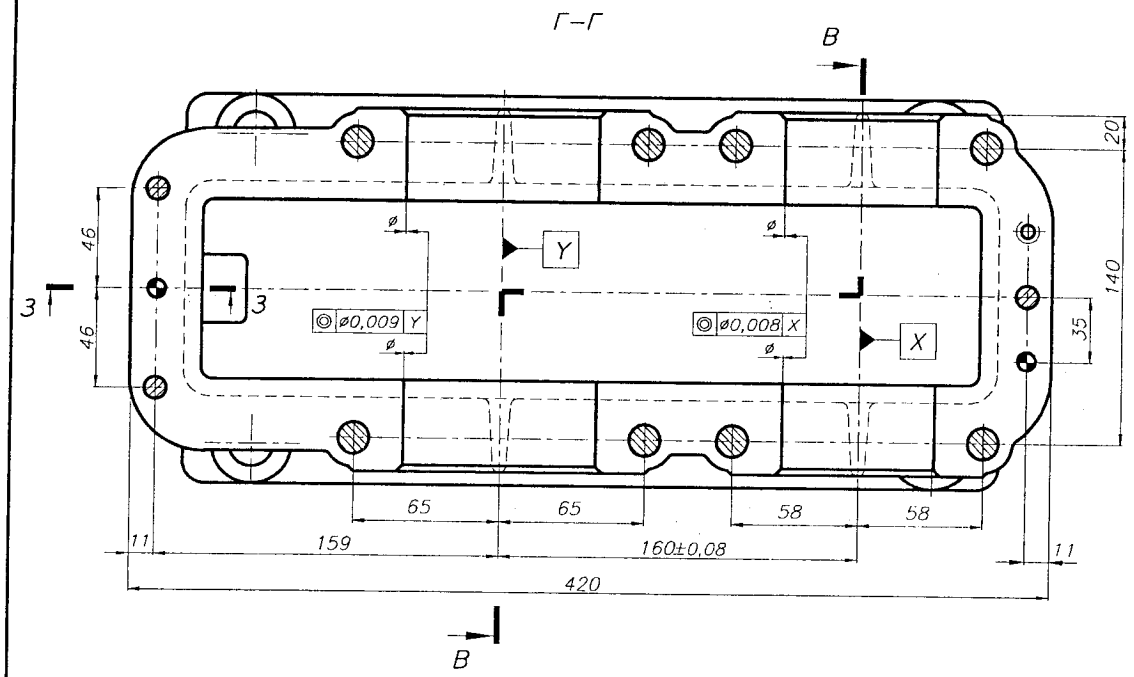
а)

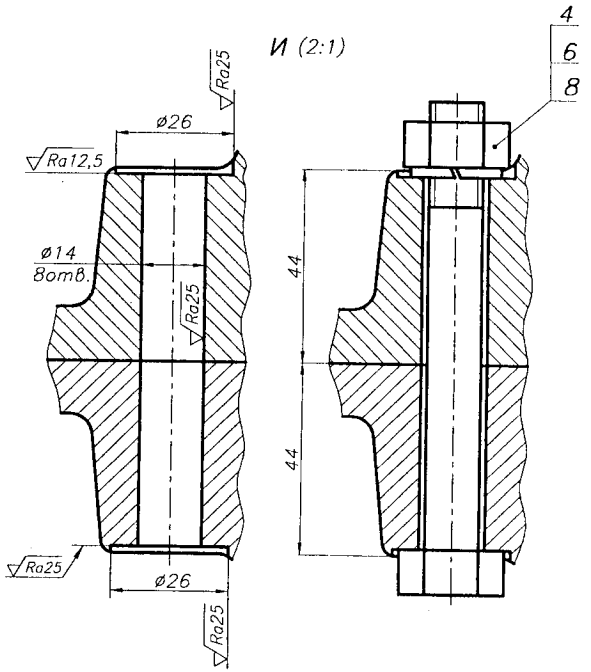


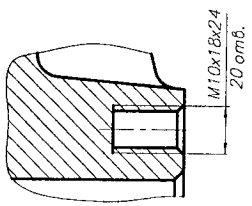
1
И
Ж
160±0,08
ø110
ø97
60°
45°
Г
Г
160
420
// 0,08/180 A
ø
2
// 0,04/180 A
В–В
⊥ 0,040 A
180–0,25
⊥ 0,045 Б
84
48
Ra6,3
Ra6,3
2x45°
4 фаски
Е
А
Б
ø
ø
ø72H7
ø85H7
Ra12,5
Ra12,5
Ra1,6
Ra3,2
315
○ ø0,015
= ø0,015
○ ø0,018
= ø0,018
186

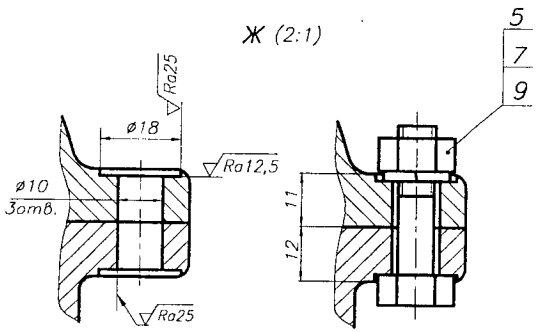
Рис. 8.10.2

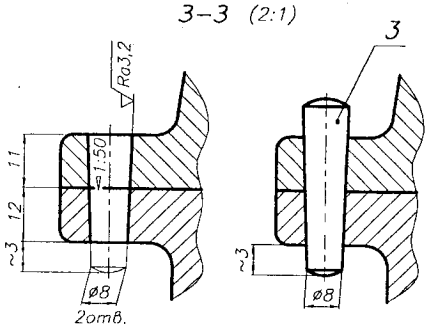
б)











1. 2 конических отверстия ø8 (см. З–З) 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, $\sqrt{}$Ra6,3.
4. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности. $\sqrt{}$Ra12,5 с шероховатостью боковых поверхностей от зенковки $\sqrt{}$Ra25 (см. И–И).
5. h14; H14; ±0,5IT14.

				КП ДМ МС12а 08.10.02.00 СБ		
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КОРПУС цилиндрического редуктора в сборе	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						У		1:1
Провер.						Лист 11	Листов 1	
Т.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Н.контр.								
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 8.10.2

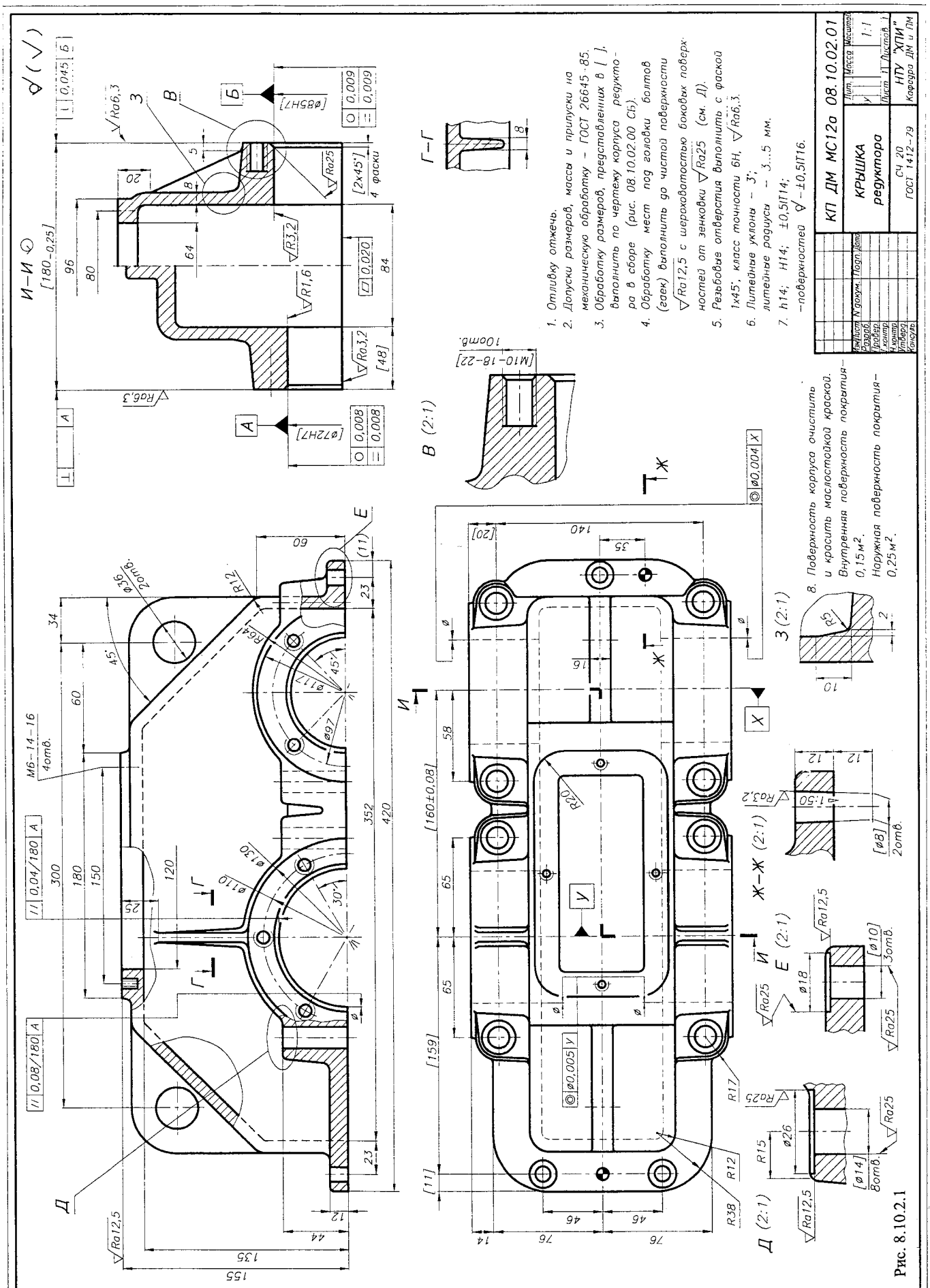

КП ДМ МС12а 08.10.02.01
КРЫШКА редуктора
СЧ 20 ГОСТ 1412-79
НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
1. Отливку отжечь.
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645-85.
3. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить по чертежу корпуса редуктора в сборе (рис. 08.10.02.00 Сб).
4. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности Ra12,5 с шероховатостью боковых поверхностей от зенковки Ra25 (см. Д).
5. Резьбовое отверстия выполнить с фаской 1х45°, 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–0,15 м².
Наружная поверхность покрытия–0,25 м².
И–И
В (2:1)
Г–Г
Ж–Ж (2:1)
Д (2:1)
Е (2:1)
З (2:1)

Рис. 8.10.2.1

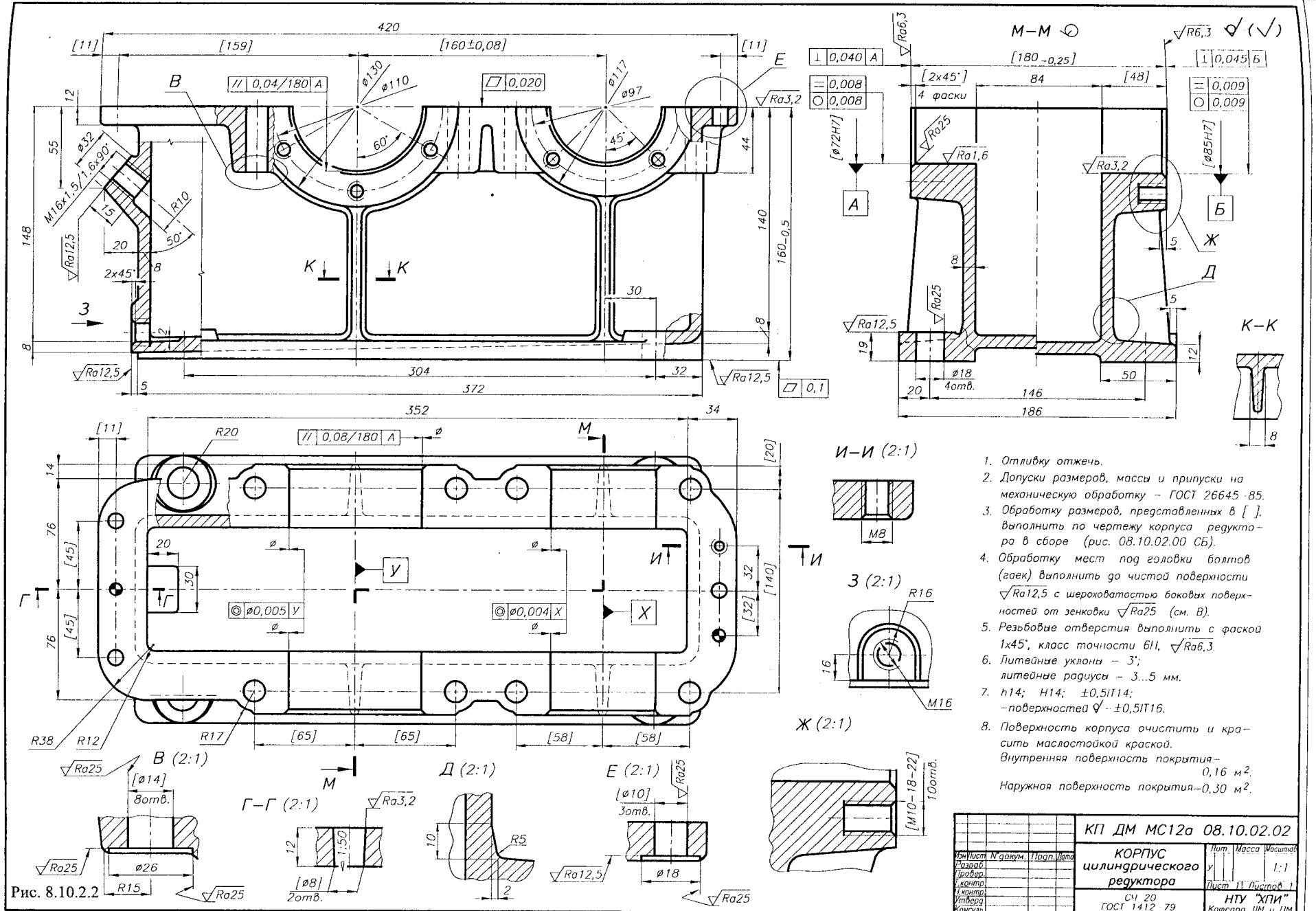


Рис. 8.10.2.2

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. 08.10.02.00 СБ).
4. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности $\sqrt{Ra12,5}$ с шероховатостью боковых поверхностей от зенковки $\sqrt{Ra25}$ (см. В).
5. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1x45°, класс точности 6H, $\sqrt{Ra6,3}$.
6. Литейные уклоны – 3°;
   литейные радиусы – 3...5 мм.
7. h14; H14; ±0,5IT14;
   –поверхностей $\sqrt{}$ – ±0,5IT16.
8. Поверхность корпуса очистить и красить маслостойкой краской.
   Внутренняя поверхность покрытия – 0,16 м².
   Наружная поверхность покрытия – 0,30 м².

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 08.10.02.02		
Разраб.					КОРПУС цилиндрического редуктора	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.						У		1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.								
Утверд.					СЧ 20 ГОСТ 1412-79	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Консульт.								

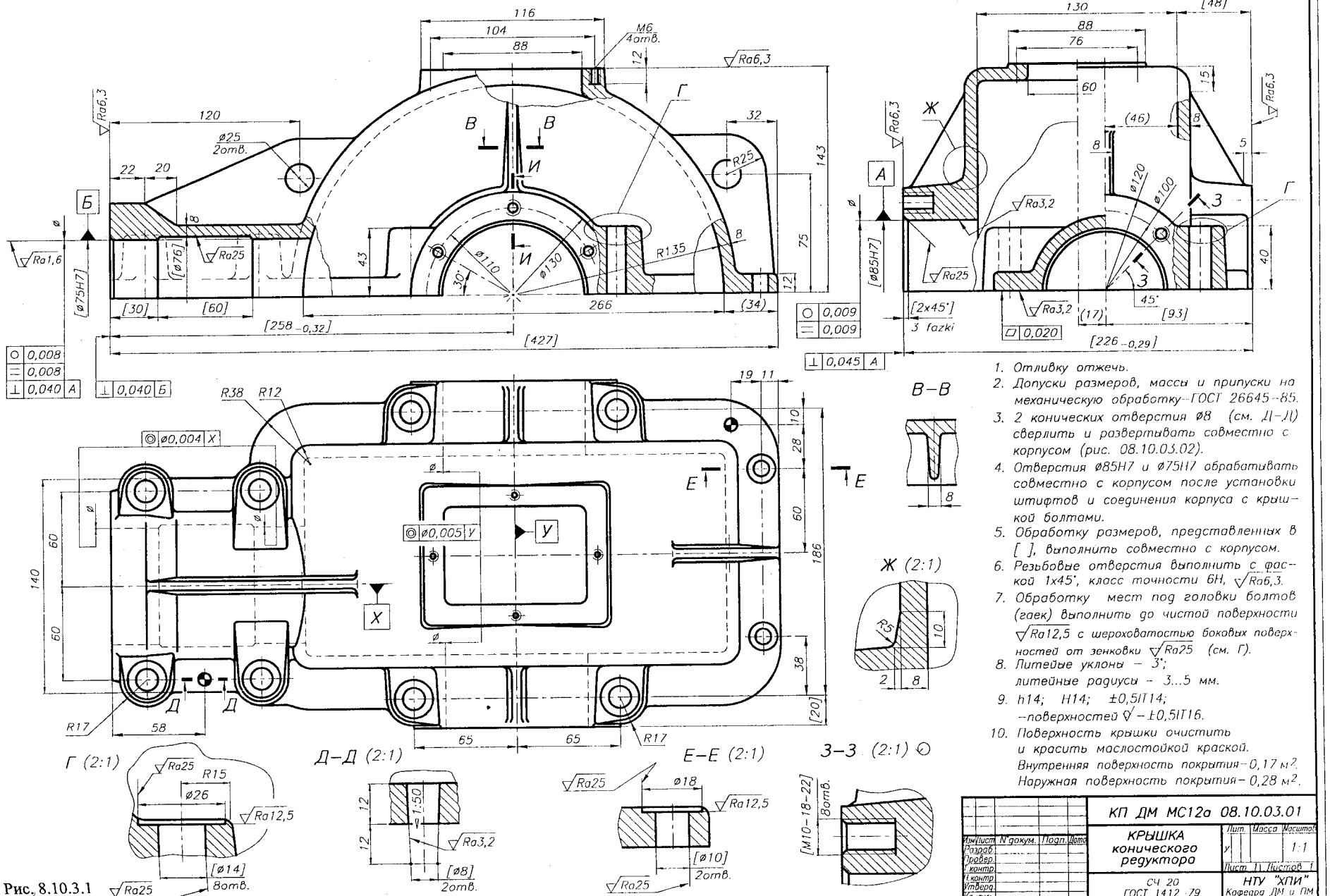


Рис. 8.10.3.1

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. 08.10.03.02).
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 м².
    Наружная поверхность покрытия – 0,28 м².

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 08.10.03.01		
Разраб.					КРЫШКА конического редуктора	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.						У		1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.								
Утверд.					СЧ 20 ГОСТ 1412–79	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Консульт.								

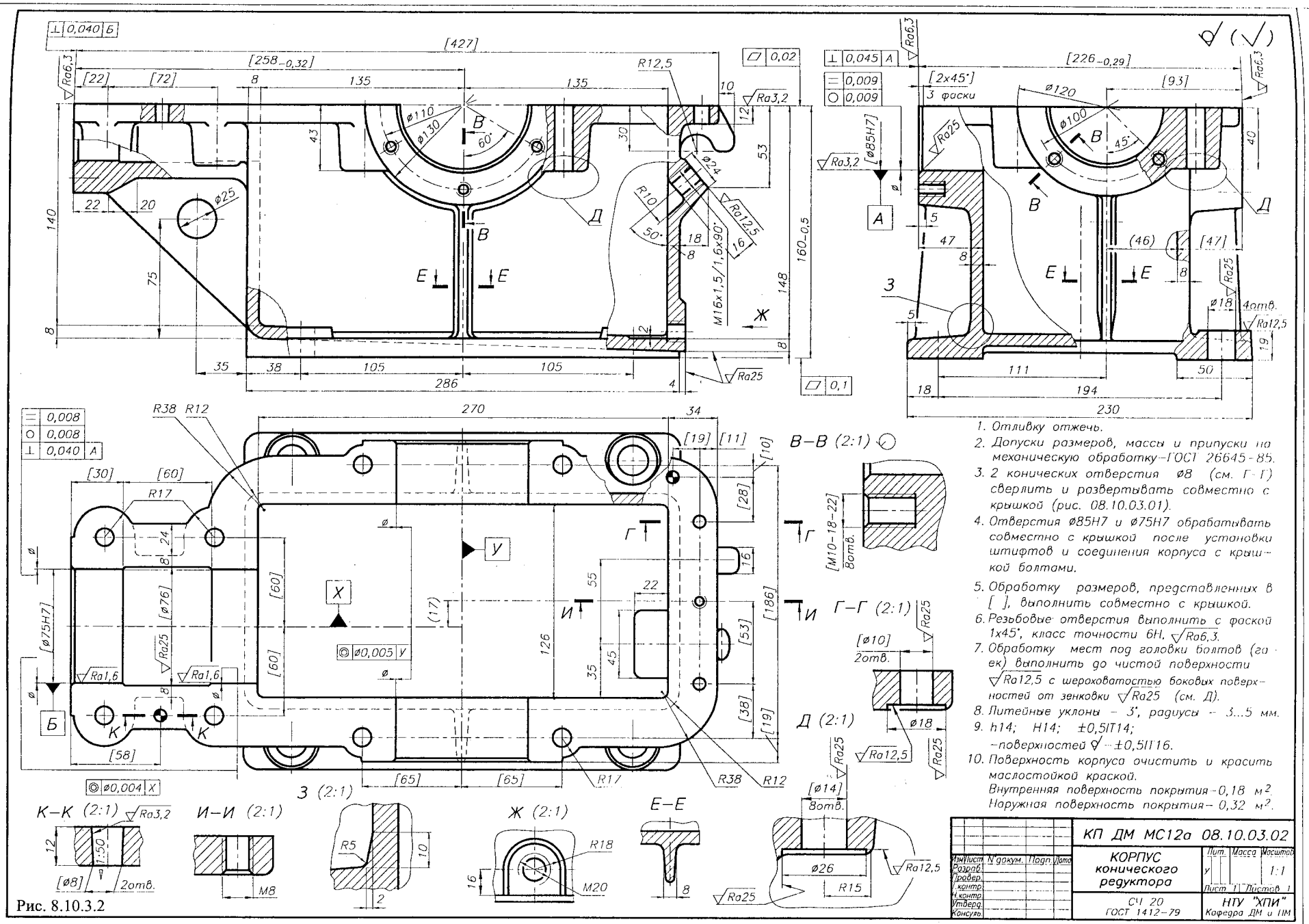
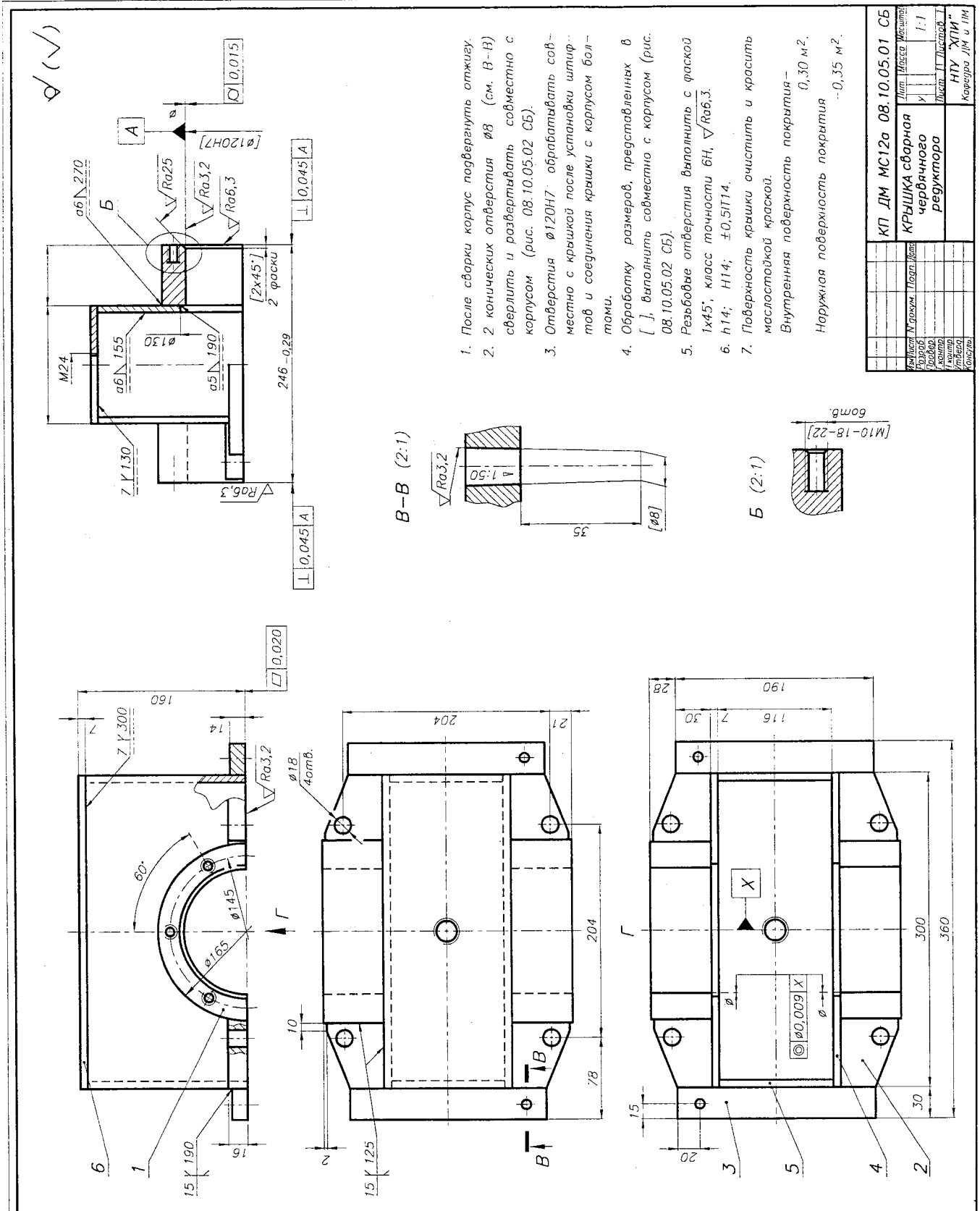

1. Отливку отжечь.
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645-85.
3. 2 конических отверстия ø8 (см. Г-Г) сверлить и развертывать совместно с крышкой (рис. 08.10.03.01).
4. Отверстия ø85H7 и ø75H7 обрабатывать совместно с крышкой после установки штифтов и соединения корпуса 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...5 мм.
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.
В–В (2:1)
Г–Г (2:1)
Д (2:1)
З (2:1)
К–К (2:1)
И–И (2:1)
Ж (2:1)
Е–Е
КП ДМ МС12а 08.10.03.02
КОРПУС конического редуктора
СЧ 20 ГОСТ 1412–79
НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ

Рис. 8.10.3.2


КП ДМ МС12о 08.10.05.01 СБ
КРЫШКА сварная червячного редуктора
НТУ "ХПИ"
Кафедра ДМ и ПМ
Лит. Масса Масштаб
1:1
Лист 1 Листов 1
Н.контр.
Утверд.
Копировал
Разраб.
Пров.
Т.контр.
Изм. Лист № докум. Подп. Дата
1. После сварки корпус подвергнуть отжигу.
2. 2 конических отверстия ø8 (см. В-В) сверлить и развертывать совместно с корпусом (рис. 08.10.05.02 СБ).
3. Отверстия ø120Н7 обрабатывать совместно с крышкой после установки штифтов и соединения крышки с корпусом болтами.
4. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить совместно с корпусом (рис. 08.10.05.02 СБ).
5. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1х45°, класс точности 6Н, 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.
Б (2:1)
В–В (2:1)
Г
Рис. 8.10.5.1

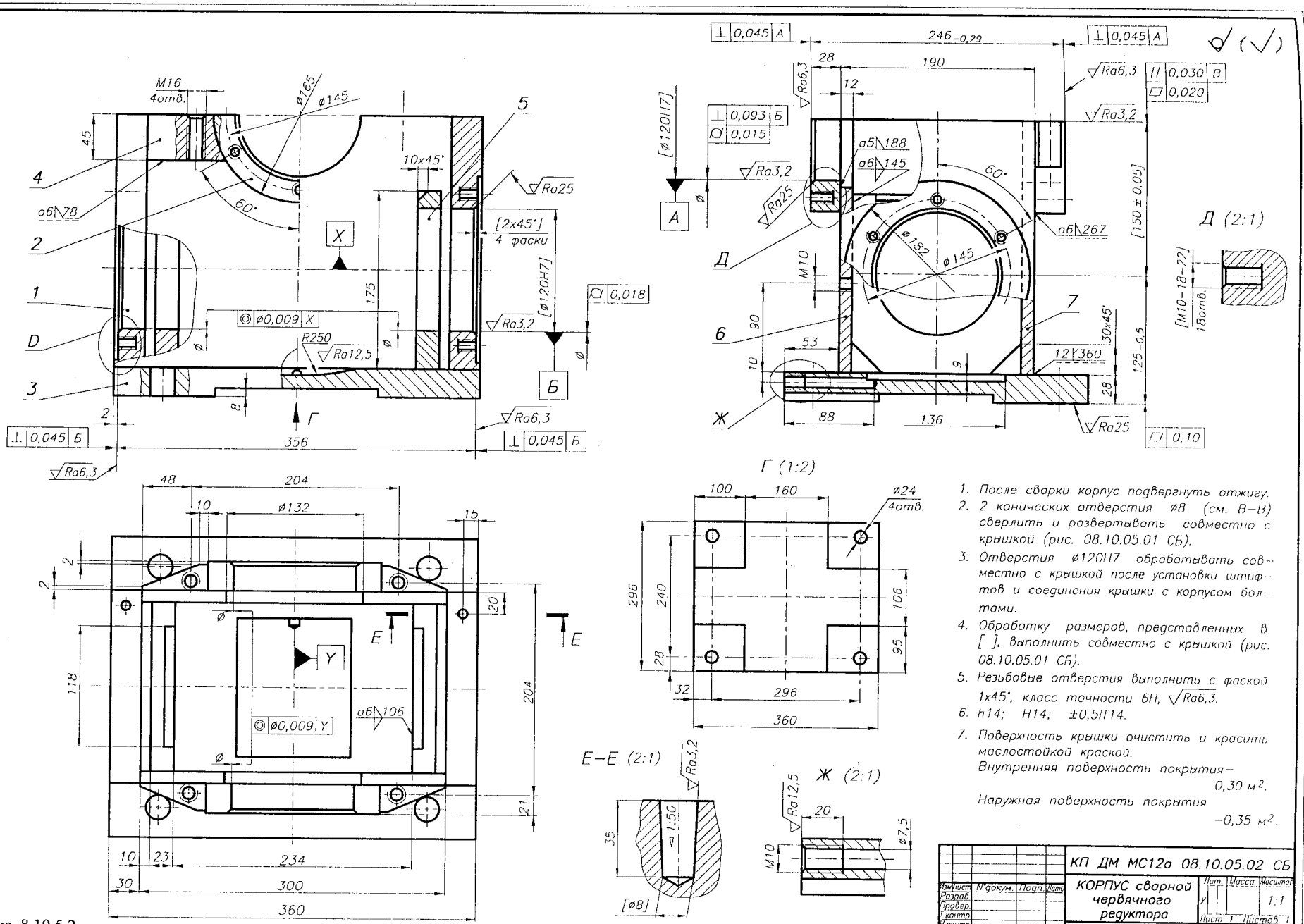
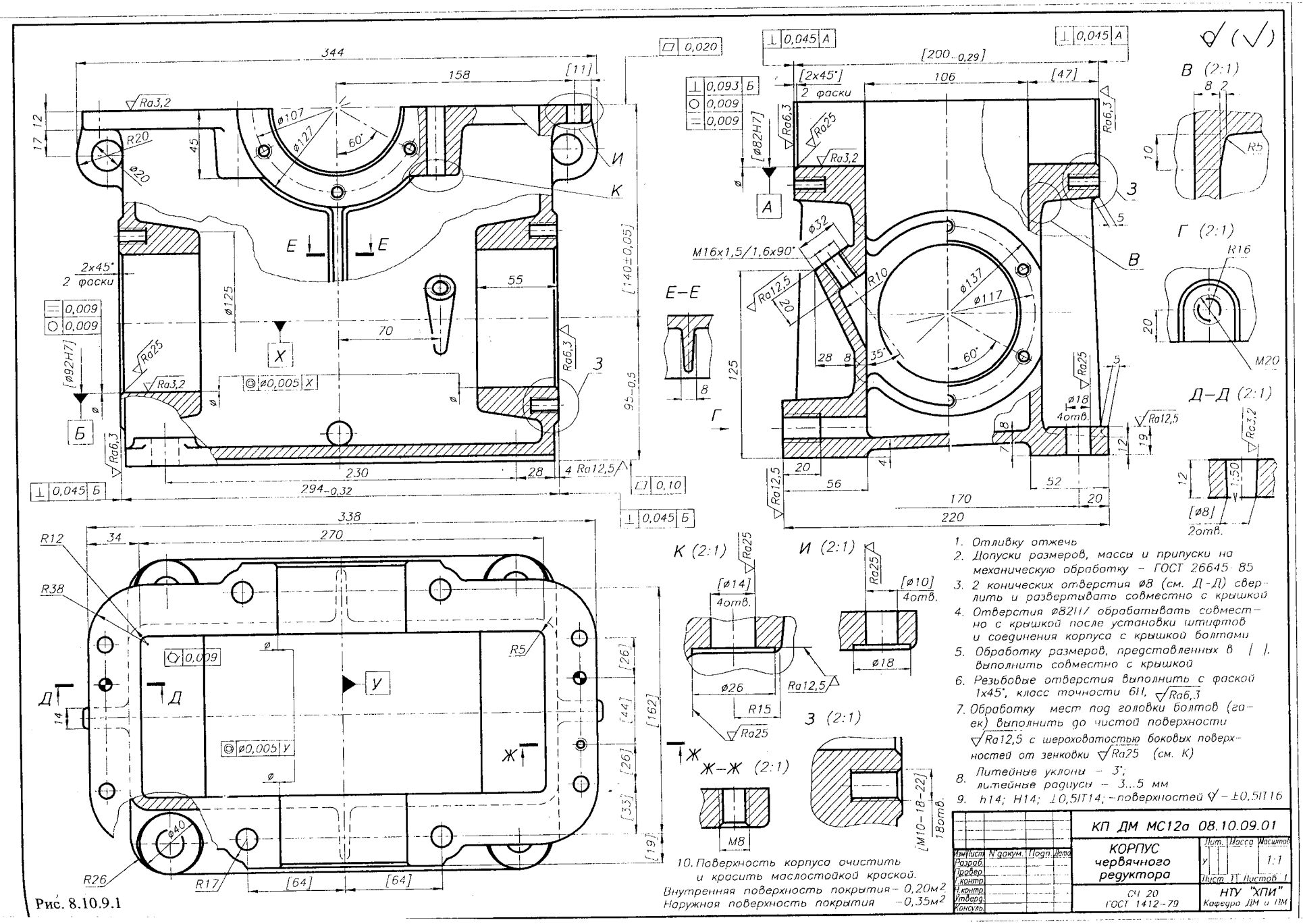


Рис. 8.10.5.2

1. После сварки корпус подвергнуть отжигу.
2. 2 конических отверстия ø8 (см. В–В) сверлить и развертывать совместно с крышкой (рис. 08.10.05.01 СБ).
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. 08.10.05.01 СБ).
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 докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 08.10.05.02 СБ	
Разраб.					КОРПУС сварной червячного редуктора	Лит. / Масса / Масштаб: У / 1:1
Провер.						Лист 1 / Листов 1
Т.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ТММ
Н.контр.						
Утверд.						
Консульт.						



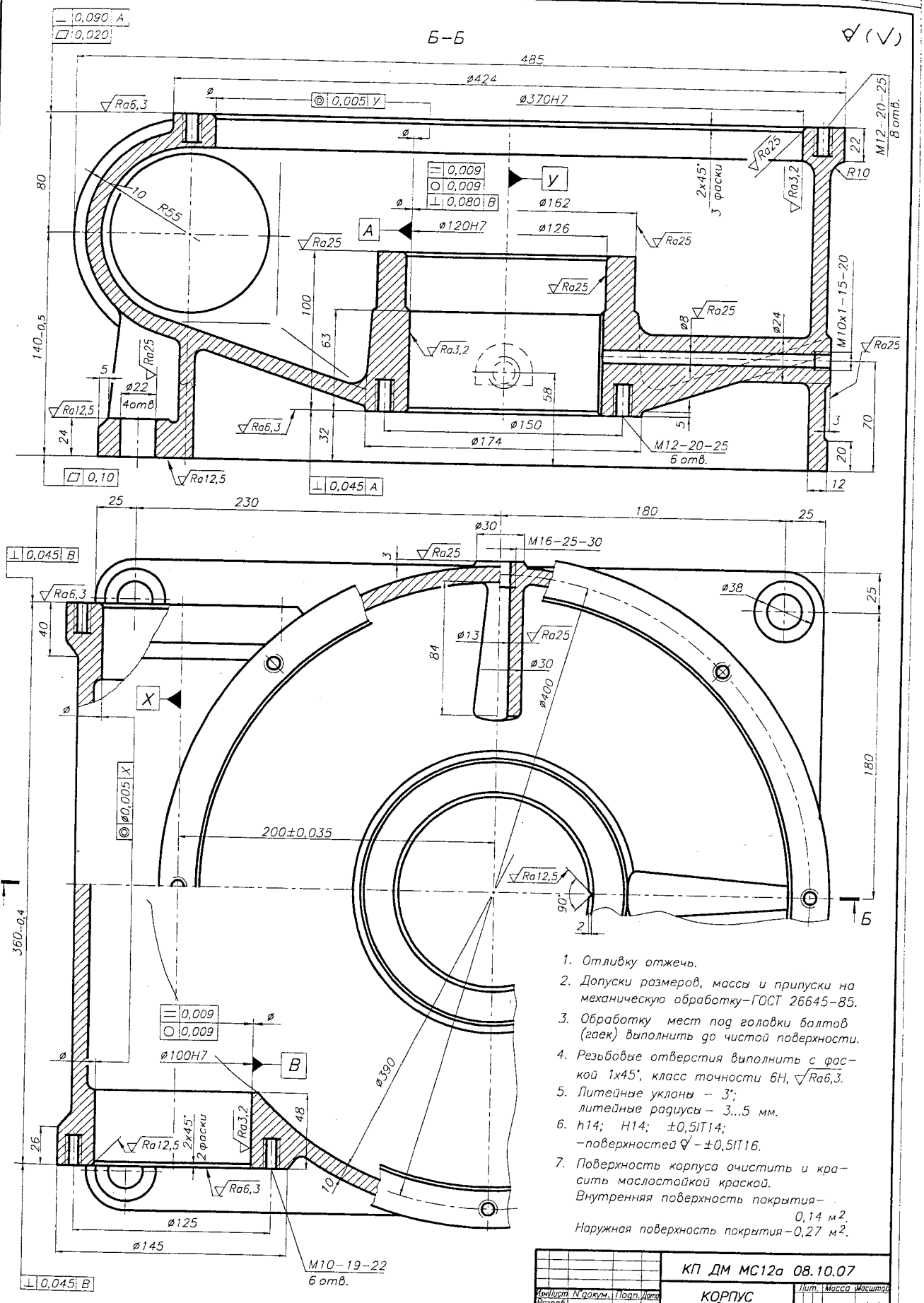
1. Отливку отжечь
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645-85
3. 2 конических отверстия ø8 (см. Д-Д) сверлить и развертывать совместно с крышкой
4. Отверстия ø82H7 обрабатывать совместно с крышкой после установки штифтов и соединения корпуса с крышкой болтами
5. Обработку размеров, представленных в [ ], выполнить совместно с крышкой
6. Резьбовые отверстия выполнить с фаской 1x45°, класс точности 6H, $\sqrt{Ra6,3}$
7. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности $\sqrt{Ra12,5}$ с шероховатостью боковых поверхностей от зенковки $\sqrt{Ra25}$ (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 – 0,20м²
Наружная поверхность покрытия – 0,35м²

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 08.10.09.01
Разраб.					КОРПУС червячного редуктора
Провер.					
Г.контр.					
Н.контр.					СЧ 20 ГОСТ 1412-79
Утверд.					
Консуль.					

Лит. | Масса | Масштаб: У | 1:1
Лист 1 | Листов 1
НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ

Рис. 8.10.9.1



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 6H, 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 докум. Подп. Дата	КП ДМ МС12а 08.10.07		
Разраб.	КОРПУС червячного редуктора	Лит.	Масса Масштаб
Провер.		У	1:1
Т.контр.		Лист 1	Листов 1
Н.контр.	СЧ 20 ГОСТ 1412–79	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	
Утверд.			
Консульт.			

Рис. 8.10.7

8.11. КОНСТРУИРОВАНИЕ КРЫШЕК ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

[9, 21, 24, 50]

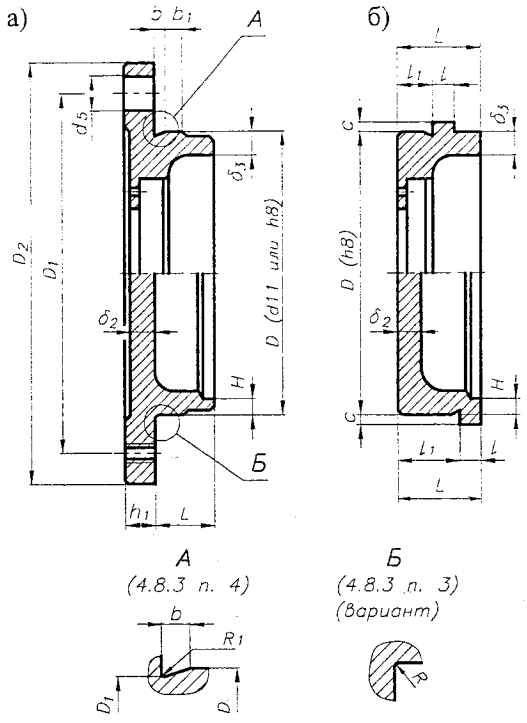


Рис. 8.11.1. Крышки подшипниковых узлов:
а) накладная; б) закладная (врезная)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Наружный диаметр цилиндрической части крышки D (равный наружному диаметру подшипника).

1. ОПРЕДЕЛЯЮТ:

Для накладных крышек:

1.1. Диаметр болтов крепления крышки d_5 к корпусу и их количество z_5
$d_5, z_5 = f(D)$ (табл. 8.2.1).

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. 8.8.1), мм.

1.5. Толщину фланца крышки $h_1 = d_5$, мм.

1.6. Толщину крышки $\delta_2 = f(D)$ (табл. 8.2.1), мм.

1.7. Толщину цилиндрической части крышки $\delta_3 = (0{,}9 \ldots 1{,}0)\,h_1$, мм.

1.8. Толщину цилиндрической части H крышки, контактирующую с подшипником (рис. 5.8.1б), мм.

1.9. Длину цилиндрической части крышки L, мм (конструктивно).

1.10. Размеры подточек (4.8.3 п. 4), мм.

1.11. Длину цилиндрической части $b_1 = (1{,}2 \ldots 2{,}0)\,b$, мм.

1.12. Размеры места под уплотнение (6.1.1), мм.

Для закладных крышек:

1.13. Ширину выступа l (табл 8.2.1), $(l_1 \geqslant l)$, мм.

1.14. Высоту выступа $c = 0{,}5\,l$, мм.

2. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

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 ширины кольца l – $d11$.

Поля допусков в месте установки уплотнения (6.1.1 п. 3).

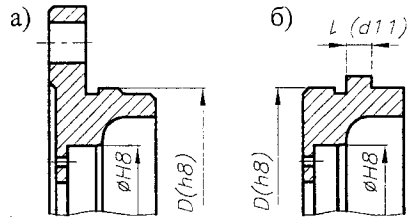


Рис. 8.11.2. Посадки крышек:
а) накладных; б) закладных

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

3.1. Поверхность диаметром D: для $D \leqslant 80$ – $Ra3{,}2$, для $D > 80$ – $Ra6{,}3$.

3.2. Опорная поверхность фланца – $Ra6{,}3$.

3.3. Торцевая поверхность цилиндрической части крышки, контактирующая с подшипником, $Ra1{,}6$.

3.4. Поверхности установки уплотнения (6.1.1, рис. 6.1.4).

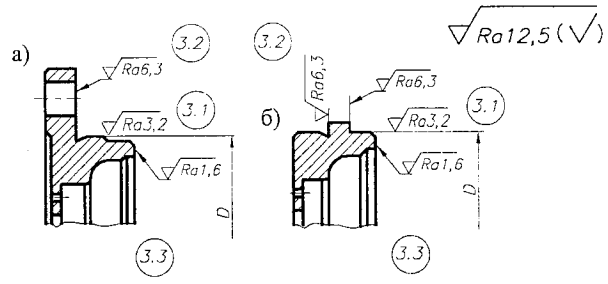


Рис. 8.11.3. Шероховатость поверхностей крышек:
а) накладных; б) закладных

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

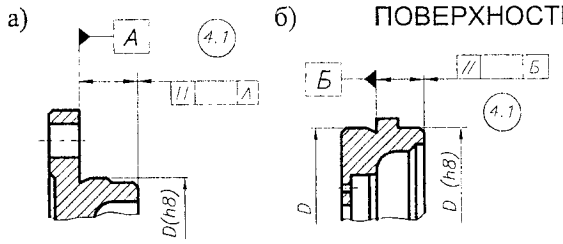


Рис. 8.11.4. Допуски формы и расположения поверхностей крышек: а) накладных; б) закладных

4.1. Допуск параллельности торцевой поверхности крышки, контактирующей с подшипником (табл. 5.7.10).

4.2. Допуски формы и расположения мест установки уплотнений (6.1.1, рис. 6.1.5).

5. ВАРИАНТЫ ВЫПОЛНЕНИЯ НАКЛАДНЫХ КРЫШЕК

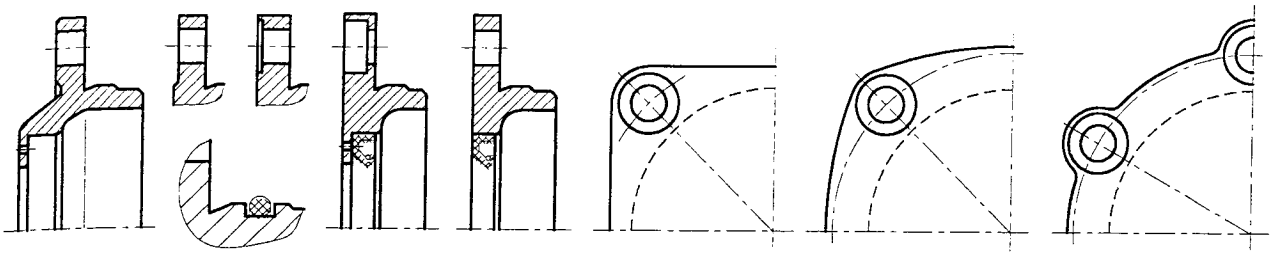


Рис. 8.11.5. Варианты выполнения накладных крышек

8.12. КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАКАНОВ

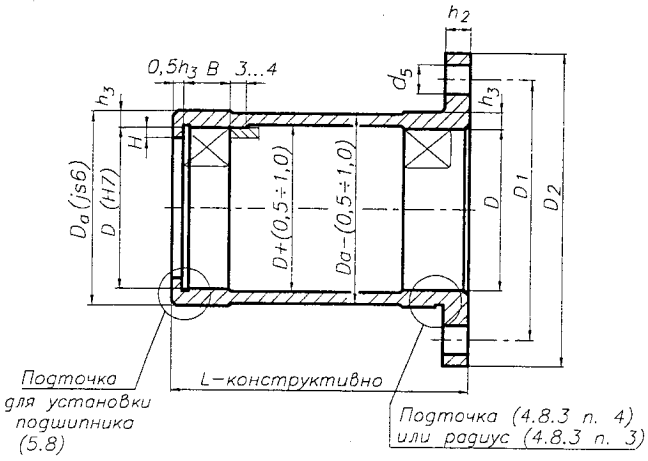


Рис. 8.12.1. Стакан для установки двух подшипников

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Внутренний диаметр стакана D (равный наружному диаметру подшипника), мм.
2. Ширина подшипника B, мм.

1. ОПРЕДЕЛЯЮТ (рис. 8.12.1):

1.1. Толщину стакана $h_3 = f(D)$, мм.

1.2. Толщину фланца $h_2 = h_1$,
h_1 (табл. 8.2.1, рис. 8.2.1,*а*), мм.

1.3. Длину стакана L, мм (конструктивно).

1.4. Диаметр болтов крепления стакана к корпусу d_5 и их количество z_5,
$d_5, z_5 = f(D)$ (табл. 8.2.1).
(За D принимается значение D_a) (рис. 8.12.1).

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 $d_{отв5}$ в стакане под болты d_5 (табл. 8.8.1), мм.

1.8. Высоту заплечика подшипника H (5.8, рис. 5.8.10, *а,б*), мм.

2. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ (рис. 8.12.2):

2.1. Посадки наружных колец подшипников в стакане (5.7, п. 1) – *H7*.

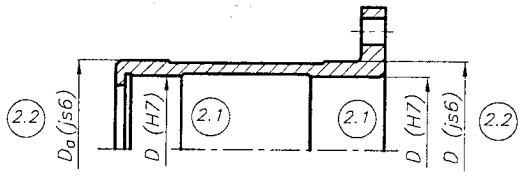


Рис. 8.12.2. Рекомендуемые посадки

2.2. Посадки стакана в корпусе:
- стакан перемещается в корпусе – *js6;*
- стакан неподвижен в корпусе – *k6, m6.*

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 8.12.3)

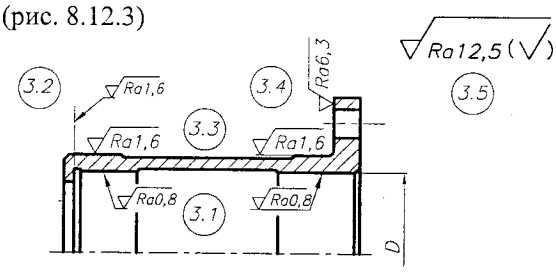


Рис. 8.12.3. Рекомендуемая шероховатость поверхностей

3.1. Поверхности установки подшипников (5.7, п. 2) – *Ra0,8...1,6.*

3.2. Торцевые опорные поверхности подшипников - на класс ниже шероховатости по п. 3.1.

3.3. Наружная поверхность стакана:
- для $(D+2\delta) \leq 80$ *Ra1,6*;
- для $(D+2\delta) > 80$ *Ra3,2.*

3.4. Опорная поверхность фланца стакана – *Ra6,3.*

3.5. Другие поверхности – *Ra12,5...25.*

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 8.12.4)

4.1. Допуски круглости ⌾ и профиля продольного сечения ⌸ посадочных поверхностей (5.7 п. 3).

4.2. Допуск соосности ◎ отверстий - 0,5 допуска профиля продольного сечения.

4.3. Допуск перпендикулярности ⊥ торцевой опорной поверхности под подшипник (табл. 5.7.10).

4.4. Допуск радиального биения поверхности D_a – не более 0,5 ITn размера D_a.

4.5. Допуск перпендикулярности опорной поверхности фланца (табл. 8.9.1).

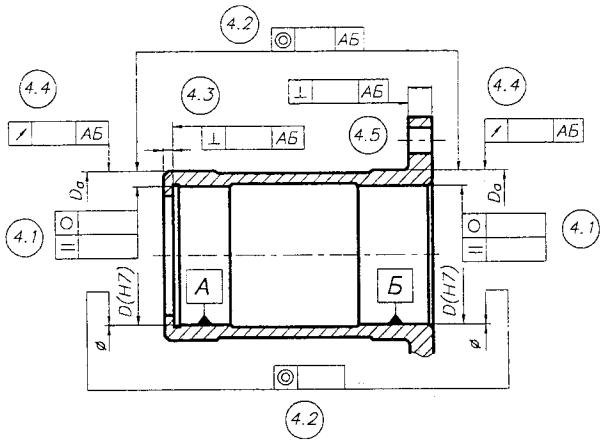


Рис. 8.12.4. Допуски формы и расположения поверхностей для стакана

5. ВИДЫ СТАКАНОВ

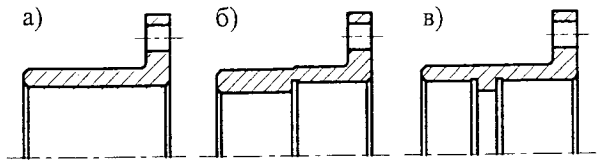


Рис. 8.12.5. Виды стаканов:

а) для радиальной фиксации подшипника;

б) для радиальной и осевой фиксации подшипника;

в) для радиальной и осевой фиксации пары подшипников

Табл. 8.12.1. Толщина стаканов, мм

D	< 52	52...80	80...120	120...170
h_3	4...5	6...8	8...10	10...12,5

8.13. ПРИМЕРЫ ЧЕРТЕЖЕЙ КРЫШЕК И СТАКАНОВ

[9, 21, 24, 42]

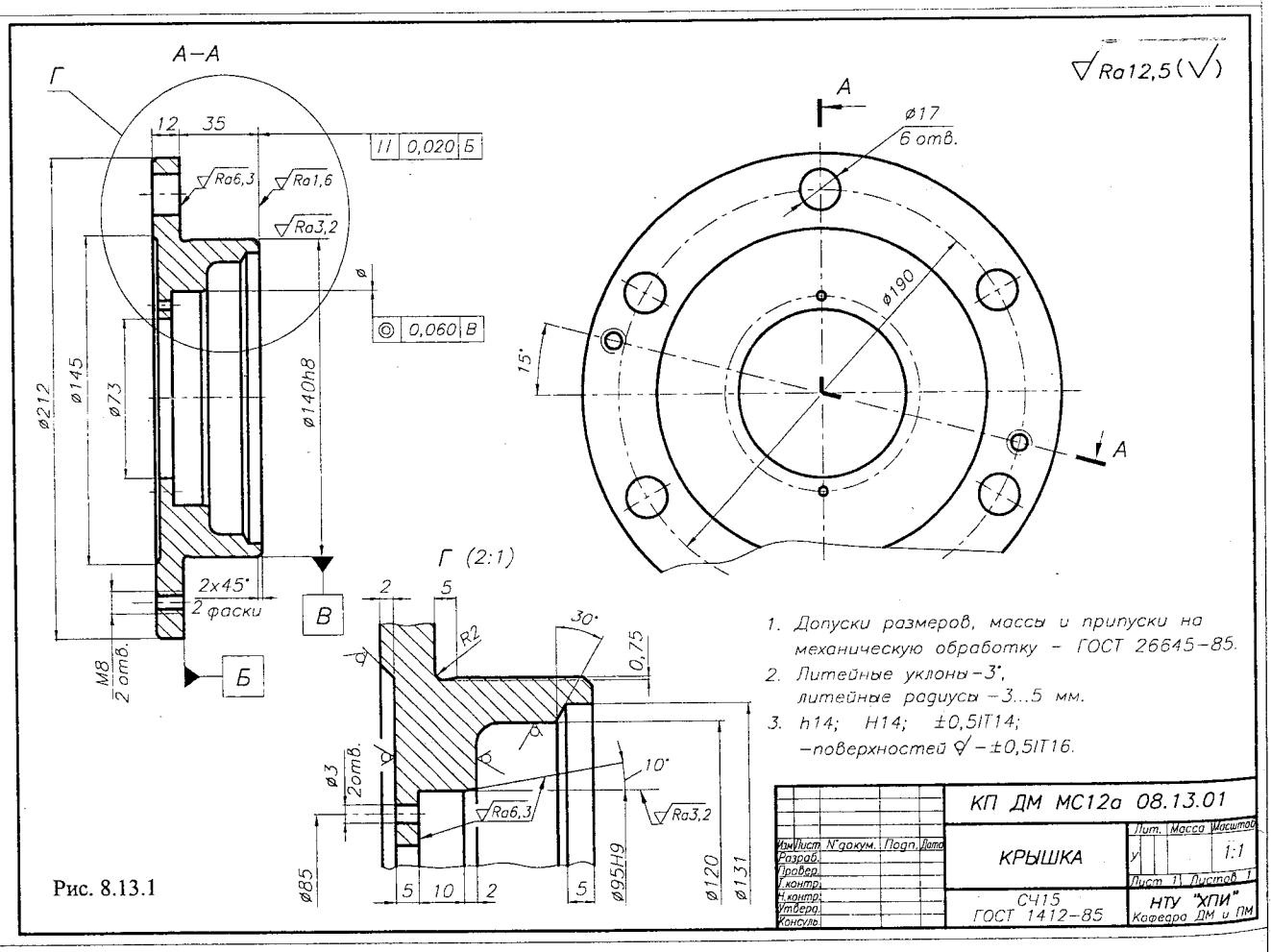
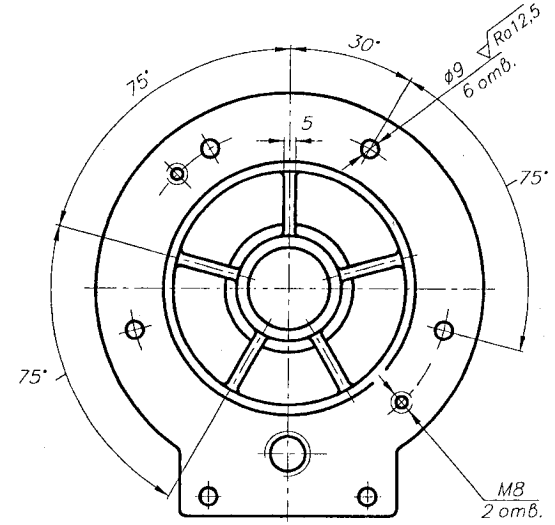
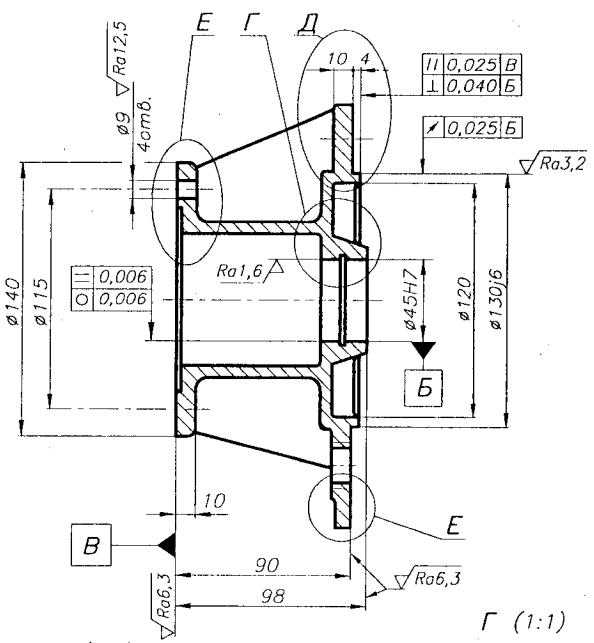
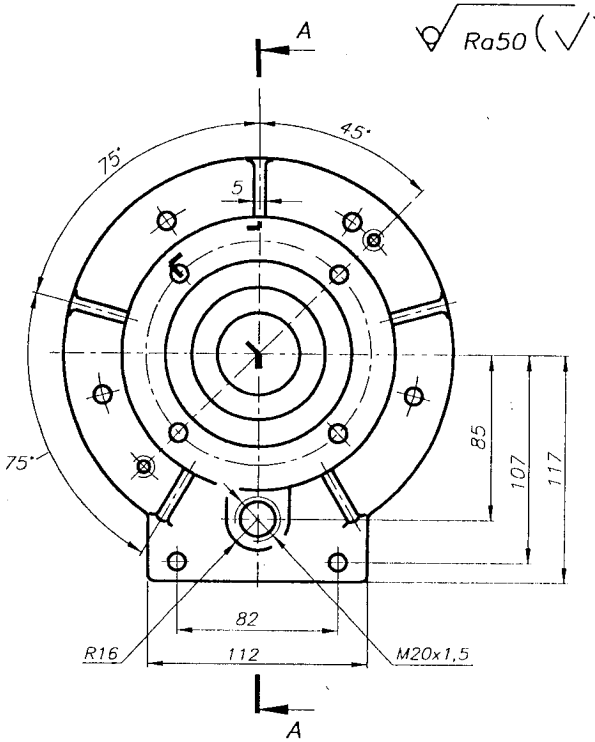


Рис. 8.13.1







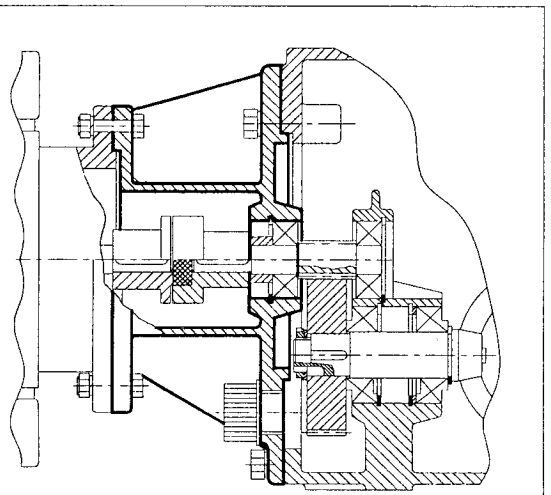
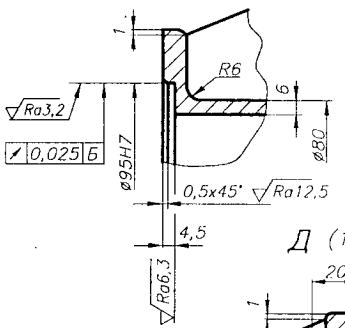
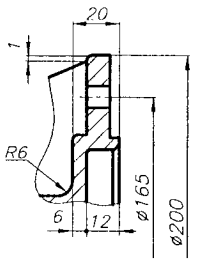


Рис. 8.13.2

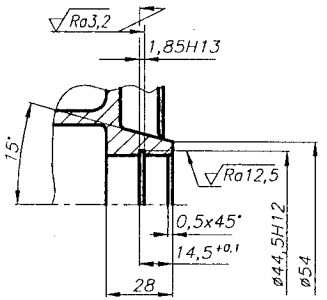
Е (1:1)



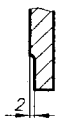
Д (1:1)



Г (1:1)



Е (1:1)



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 6H, √Ra6,3.
5. Литейные уклоны – 3°; литейные радиусы – 3...5 мм.
6. h14; H14; ±0,5IT14; –поверхностей √ – ±0,5IT16.

Курс	Семестр	Группа	Тема	КП ДМ МС12 08.13.02			
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	ФЛАНЕЦ	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Коноплко М.							1:2
Провер.						Лист	Листов 1
Т.контр.							
Н.контр.							
Утверд.							
Консульт.							
					СЧ25 ГОСТ 1412–85	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	

9. РЕДУКТОРЫ [3, 8, 10, 22, 26, 31, 35, 37, 41, 45, 50, 51]

9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Редукторами называют механические узлы, содержащие одну или несколько механических передач с постоянным передаточным числом, смонтированных в корпусе, которые являются готовыми изделиями.

Применение редукторов позволяет обеспечить свободное компонование приводов различных модификаций, в которых следует только соответствующим образом соединить входной и выходной валы редуктора с электродвигателем и рабочей машиной посредством муфт. Кроме того, выполнение редуктора как самостоятельного узла позволяет применить новые технологии, повысить их качество, надежность и долговечность.

При проектировании приводов необходимый редуктор выбирают по передаваемой мощности (крутящему моменту) и передаточному числу с учетом условий эксплуатации по каталогам заводов-изготовителей. Для индивидуального и специального производства, а также для учебных целей необходимо иметь навыки расчета и выбора основных параметров редукторов, а также иметь образцы конструктивного решения его отдельных узлов и частей, чему посвящена настоящая глава пособия.

Основные параметры редукторов: межосевое расстояние, передаточное число, модули зацепления определены ГОСТом.

ГОСТы 25301-95, 27142-97, 27701-88 определяют следующие виды редукторов, решение которых представлено в пособии:

- редукторы цилиндрические одноступенчатые и многоступенчатые (9.4, 9.5, 9.6);
- редукторы конические одноступенчатые, коническо-цилиндрические (9.7, 9.8);
- редукторы червячные одноступенчатые и двухступенчатые, червячно - цилиндрические (9.9, 9.10, 9.11).

Если привод рассматривают как единицу, совмещающую двигатель с редуктором, говорят о "мотор -редукторах".

Если редуктор имеет регулируемое передаточное отношение, речь идет о вариаторах.

Конструктивное оформление редуктора 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. 8.4.1, *а*);
  - корпусные детали с внутренним расположением подшипниковых бобышек (рис. 8.4.1, *б*).

Определенное влияние на конструкцию корпусных деталей имеет тип используемых крышек подшипниковых узлов (рис. 8.2.1):

- крышки подшипниковых узлов накладные;
- крышки подшипниковых узлов закладные (врезные).

Накладные крышки используют во всех видах редукторов. Закладные крышки используют в основном в цилиндрических, реже в конических и червячных редукторах, что связано с необходимостью регулировки зацепления. Накладные крышки обычно предусматривают набор прокладок для уплотнения места соединения, регулировки подшипников и зацепления (5.9). Закладные крышки в меньшей степени уплотняют место соединения (для чего используют специальные пасты и смолы), а для регулирования подшипников и зацепления используют специальные винты со стопорением или резьбовые втулки.

Для смазывания редукторы оснащают маслозаливным отверстием с пробкой или крышкой с прокладкой, отверстием для спуска масла с пробкой и прокладкой, указателем уровня масла (9.3). Особая роль принадлежит отдушине, которая сообщает внутреннюю полость редуктора с атмосферой, благодаря чему во время работы при нагревании редуктора в нем не повышается внутреннее давление и масло не прогоняется через все соединения (редуктор выглядит чистым).

Для транспортирования редукторы оснащают устройствами для строповки - рым-болтами, проушинами, захватами (9.2).

Для контроля состояния зубьев редуктор выполняют со смотровым люком, расположенным в верхней его части.

На сборочном чертеже редуктора должны быть проставлены следующие размеры:

- габаритные, обозначаемые звездочкой (*);
- межосевые (в трех плоскостях);
- посадочные (выполняемые по данному чертежу);
- установочные и присоединительные:
  - размеры опорной поверхности и размещения на ней крепежных отверстий, их диаметров, а также толщины опорной поверхности;
  - длины и посадочные диаметры входного и выходного валов, из привязка к оси редуктора и высота расположения осей.

Редукторы цилиндрические одноступенчатые (9.4):

Рис. 9.4.1, 9.4.12 - корпус редукторов выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек;

- подшипники установлены по схеме "в распор"

- регулировку подшипников осуществляют изменением толщины прокладок *15, 16*; *18, 19*;
- крышки подшипников выполнены накладными;

Рис. 9.4.9 - корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек;
- подшипники установлены по схеме "враспор" с регулировкой винтами *25*;
- крышки подшипников выполнены закладными.

Рис. 9.4.10 - корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек;
- подшипники установлены по схеме "опора плавающая, опора фиксирующая". Опора ближняя к выходному (входному) участку вала выполнена фиксирующей; противоположная - плавающей;
- крышки подшипников выполнены накладными;

Рис. 9.4.11 - корпус редуктора выполнен с внутренним расположением подшипниковых бобышек;
- крышки подшипников выполнены закладными;
- подшипники установлены "враспор" с регулировкой винтами *14*.

Редукторы цилиндрические двух- и более ступенчатые (9.5, 9.6):

Рис. 9.5.1. Редуктор выполнен по развернутой схеме с наружным расположением подшипниковых бобышек и накладными крышками подшипников;
- подшипники установлены по схеме "опора плавающая, опора фиксирующая". Опора ближняя к выходному (входному) участку вала выполнена фиксирующей; противоположная - плавающей.

Рис. 9.5.2. Редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью;
- корпус редуктора с наружным расположением подшипниковых бобышек и накладными крышками;
- подшипники входного вала плавающие;
- подшипники промежуточного и выходного вала установлены "враспор" с регулировкой толщиной прокладок *21, 22*;

Рис. 9.5.3. Редуктор разделительный;
- корпус редуктора с внутренним расположением подшипниковых бобышек и закладными крышками;
- подшипники установлены по схеме "враспор" с регулировкой винтами *20*;

Рис. 9.5.4. Редуктор высокого технического уровния;
- выполнен по развернутой схеме;
- корпус редуктора с наружным расположением подшипниковых бобышек и накладными крышками;
- подшипники входного и промежуточного валов установлены "враспор" с регулировкой толщиной прокладок;
- подшипники выходного вала установлены по схеме "опора плавающая - опора фиксирующая".

Рис. 9.5.5. Редуктор трехступенчатый по разверной той схеме;
- корпус редуктора с наружным расположением подшипниковых бобышек и закладными крышками;
- подшипники установлены по схеме "враспор" с регулировкой винтовыми втулками.

Рис. 9.5.6. Редуктор предохранительный;
- корпус редуктора с наружным расположением подшипниковых бобышек и накладными крышками;
- подшипники установлены по схеме "опора плавающая, опора фиксирующая".

Рис. 9.5.3. Редуктор соосный;
- корпус редуктора с внутренним расположением подшипниковых бобышек и накладными крышками;
- подшипники установлены "враспор" с регулировкой толщиной прокладок.

Редукторы конические и коническо-цилиндрические. Во всех редукторах подшипники входного вала установлены по схеме "врастяжку" с регулировкой гайкой. Втулка колиброванной длины между внутренними кольцами подшипников служит для предотвращения перетяжки подшипников.

Рис. 9.7.1. Редуктор конический одноступенчатый;
- корпус редуктора с наружным расположением подшипниковых бобышек и накладными крышками;
- подшипники выходного вала установлены "враспор" с регулировкой прокладками *17*;
- регулировка зацепления прокладками *17* и *18*.

Рис. 9.7.2.Корпус редуктора с наружным расположением подшипниковых бобышек и закладными (накладными) крышками для выходного (входного) вала;
- подшипники выходного вала установлены "враспор" с регулировкой винтом *19* и втулкой *17*;
- регулировка зацепления прокладками *21*, винтом *19* и винтовой втулкой *17*.

Рис. 9.7.3.Корпус редуктора с внутренним расположением подшипниковых бобышек и накладными крышками; остальное - см. ред. 9.7.1.

Рис. 9.7.4. Редуктор конический с вертикальным выходным валом; остальное - см. ред. 9.7.1.

Рис. 9.8.3:
- подшипники промежуточного и выходного вала установлены "враспор" с регулировкой прокладками *30, 31*;
- регулировка зацепления прокладками *30, 31, 33*.

Рис. 9.8.1, 9.8.2, 9.8.4, 9.8.5:
- подшипники входного вала - одна опора плавающая, другая - фиксирующая;
- рис. 9.8.2 - коническая шестерня установлена между опорами.
- регулировка зацепления - прокладками стакана;
- регулировка подшипников - прокадками накладной крышки.

Редукторы червячные и червячно-цилиндрические:

Рис. 9.9.1 - радиальные опоры подшипников входного вала выполнены плавающими. Левая опора имеет также двойной шариковый упорный подшипник;

Рис. 9.9.2 - подшипники установлены по схеме "опора плавающая - опора фиксирующая". Опора ближняя к входному участку вала - фиксирующая и выполнена из двух конических подшипников;

Рис. 9.9.3 - редуктор со сварным корпусом;

Рис. 9.9.4 - редуктор с цельным корпусом;

Рис. 9.9.5 - редуктор с верхним расположением червяка;

Рис. 9.9.6 - редуктор с верхним расположением червяка, снабженным вентилятором;

Рис. 9.9.7 - редуктор с вертикальным выходным валом.

9.2. ОСНАЩЕНИЕ РЕДУКТОРОВ

1. РЫМ-БОЛТЫ ГОСТ 4751-73

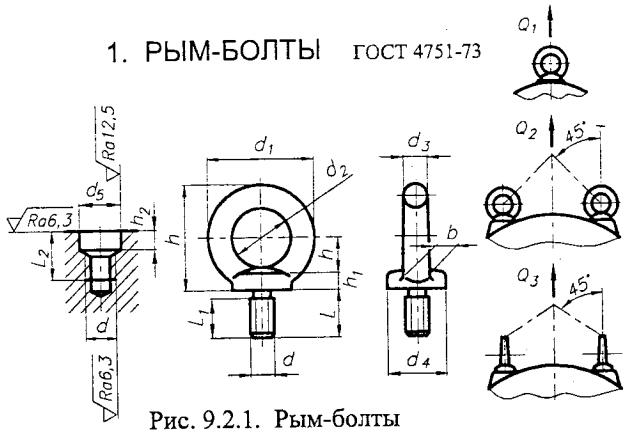


Рис. 9.2.1. Рым-болты

Q, кг - грузоподъемность одного рым-болта

Табл. 9.2.1. 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 М20:

Рым–болт М20 ГОСТ 4751–73

2. КРЫШКИ СМОТРОВЫХ ЛЮКОВ

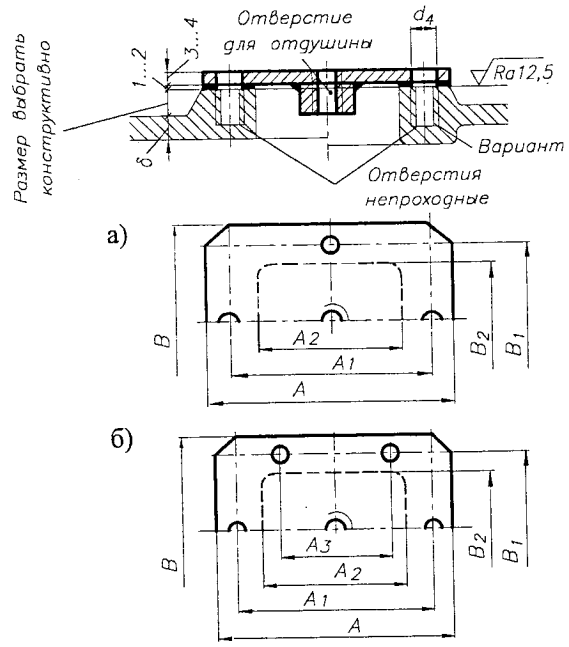


Рис. 9.2.2. Крышки смотровых люков

Табл. 9.2.2. 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

3. ПРОУШИНЫ, ЗАХВАТЫ

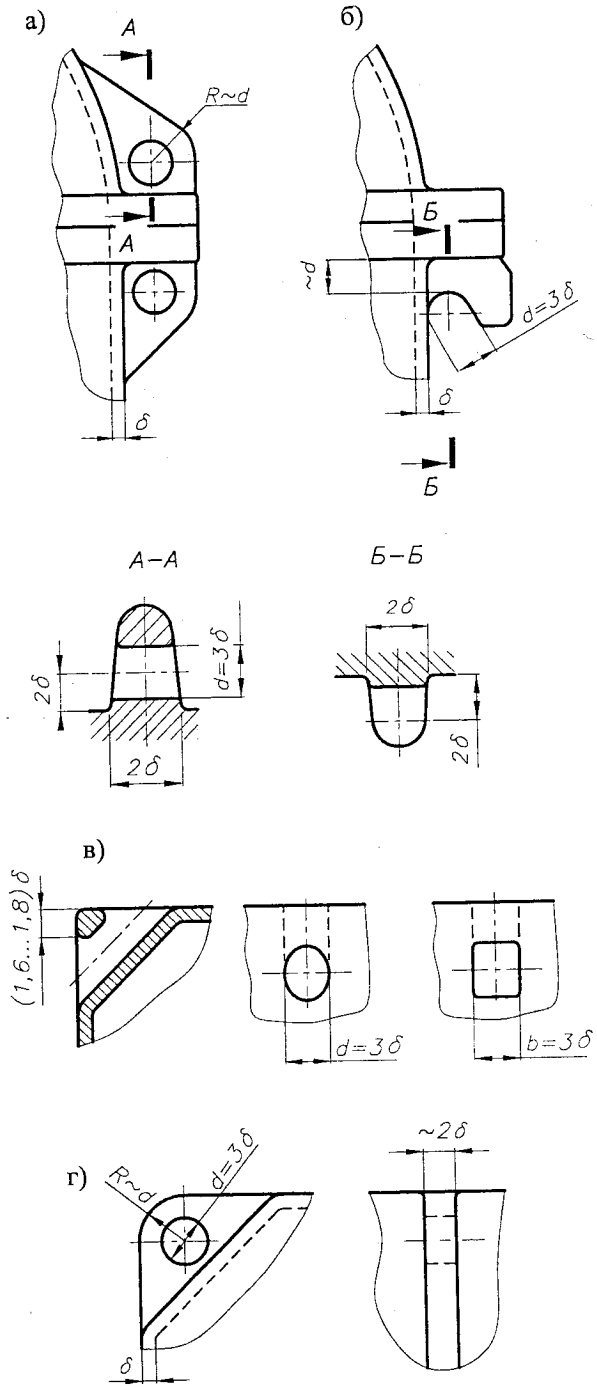


Рис. 9.2.3. Виды проушин и захватов

9.3. СМАЗЫВАНИЕ РЕДУКТОРОВ

В редукторах смазываются:
- зубчатые колеса,
- подшипники валов.

1. Смазывание зубчатых колес:
- погружением в масляную ванну при скорости колес
$$\vartheta_{кол} \leqslant 12...15 \text{ м/с};$$
- струйное или под давлением при
$$\vartheta_{кол} > 12...15 \text{ м/с}.$$

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 E°50 для зубчатых передач (табл. 9.3.2), для червячных передач (табл. 3.5.14). Рекомендуемые масла для редукторов общемашиностроительного применения (табл. 9.3.1);
- 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. 9.3.1). 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. 9.3.2,*г*), смазывающее паразитное колесо (рис. 9.3.2,*д,е*) или другие конструктивные решения.

2. Смазывание подшипников валов осуществляется:
- тем же маслом, что и зубчатых колес
при $\vartheta_{кол} \geqslant 3$ м/с;
- пластичными смазочными материалами
при $\vartheta_{кол} < 3$ м/с.

С целью предотвращения вымывания смазок из подшипниковых узлов рекомендуется последние выполнять с защитными шайбами (рис. 5.6.4,*а*, 5.6.7,*а,з* и др.).

Некоторые конструктивные решения по смазыванию подшипников и зубчатых колес представлены на рис. 9.3.2.

Элементы оснащения редуктора, связанные со смазыванием редукторов, представлены на рис. 9.3.3...9.3.10.

Табл. 9.3.1. Масла для редукторов общемашиностроительного применения [35]

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	+	+	+	+	+			

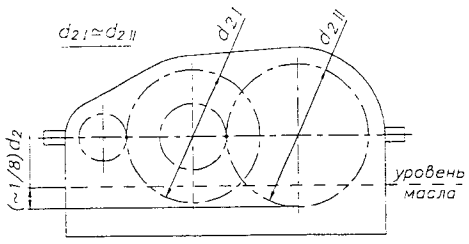


Рис. 9.3.1. Оптимальные значения передаточных чисел $u_{1(2)}$ для получения $d_{21} \simeq d_{2\,II}$

Табл. 9.3.2. Рекомендуемая вязкость масел для зубчатых передач E°

Материал колес	$\sigma_т$ МПа	E°_{50} (E°_{100}) при скорости колес $v_{кол}$, 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
Цементированные стали	>1200	60(7)	36(4,5)	36(4,5)	24(3)	16(2)	11

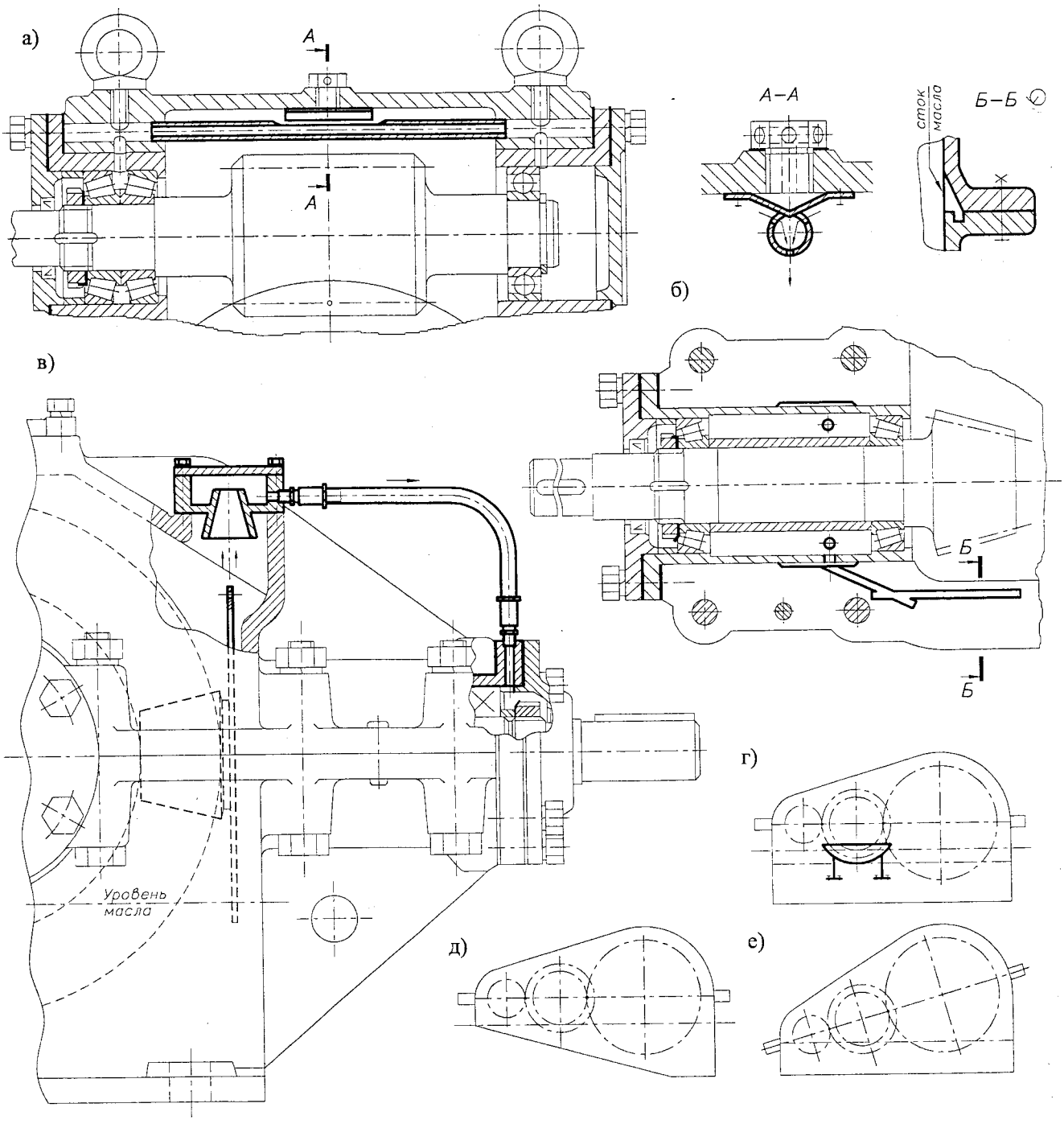


Рис. 9.3.2. Конструктивные решения по смазыванию подшипников и зубчатых колес редукторов:
а) решение по смазыванию подшипников и зацепления червячной передачи с верхним расположением червяка;
б, в) решения по смазыванию подшипников входного вала конической передачи;
г) использование дополнительной масляной ванны для одного из колес;
д) выполнение дна редуктора наклонным; е) - выполнение разъема редуктора наклонным

1. УКАЗАТЕЛИ УРОВНЯ МАСЛА

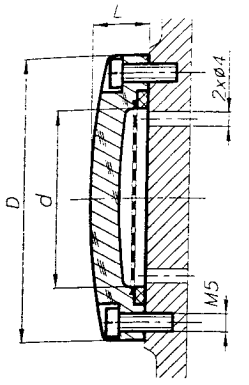


Табл. 9.3.3. Размеры маслоуказателя

	d	D	D_1	L
мм	32	60	50	12
	50	80	70	16

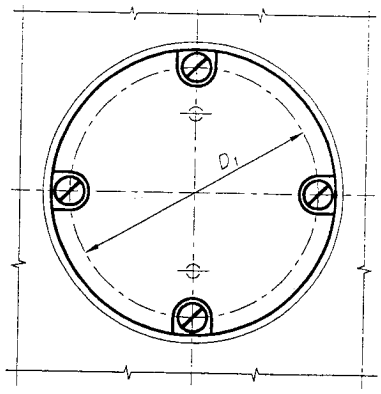


Рис. 9.3.3. Маслоуказатель из оргстекла

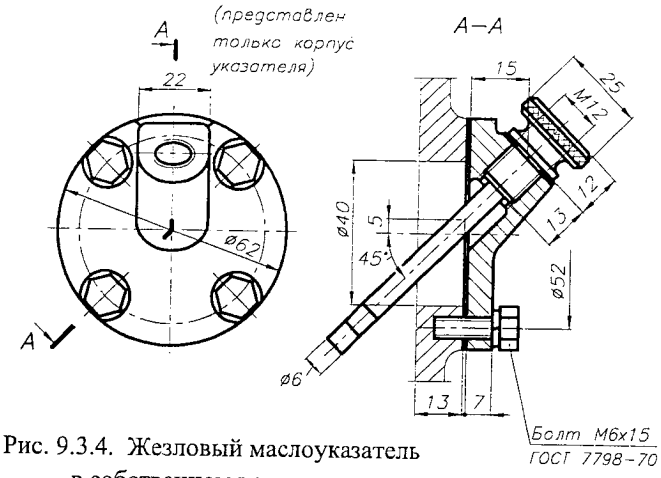


Рис. 9.3.4. Жезловый маслоуказатель в собственном корпусе

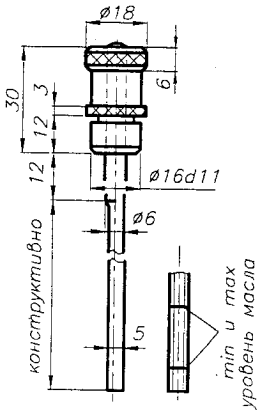


Рис. 9.3.5. Жезловый маслоуказатель

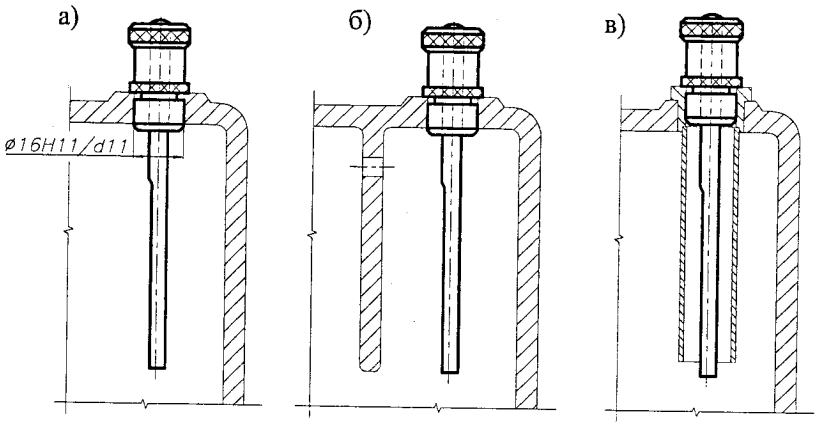


Рис. 9.3.6. Установка жезлового маслоуказателя:
а) непосредственно в корпусе;
б) в камере корпуса; в) в чехле

2. ОТДУШИНЫ

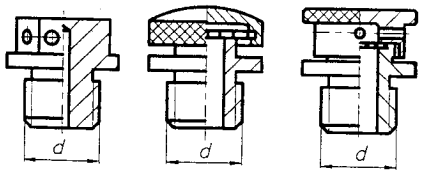


Рис. 9.3.7. Конструкции отдушин

Табл. 9.3.4. 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

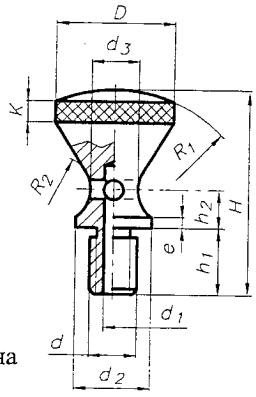


Рис. 9.3.8. Ручка-отдушина

3. ПРОБКИ СЛИВНЫХ ОТВЕРСТИЙ

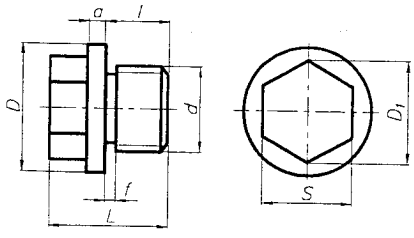


Рис. 9.3.9. Пробки с цилиндрической резьбой

Табл. 9.3.5. 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

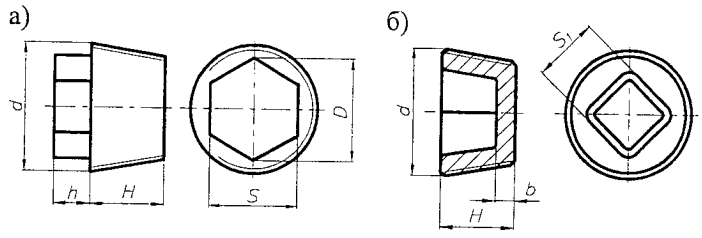
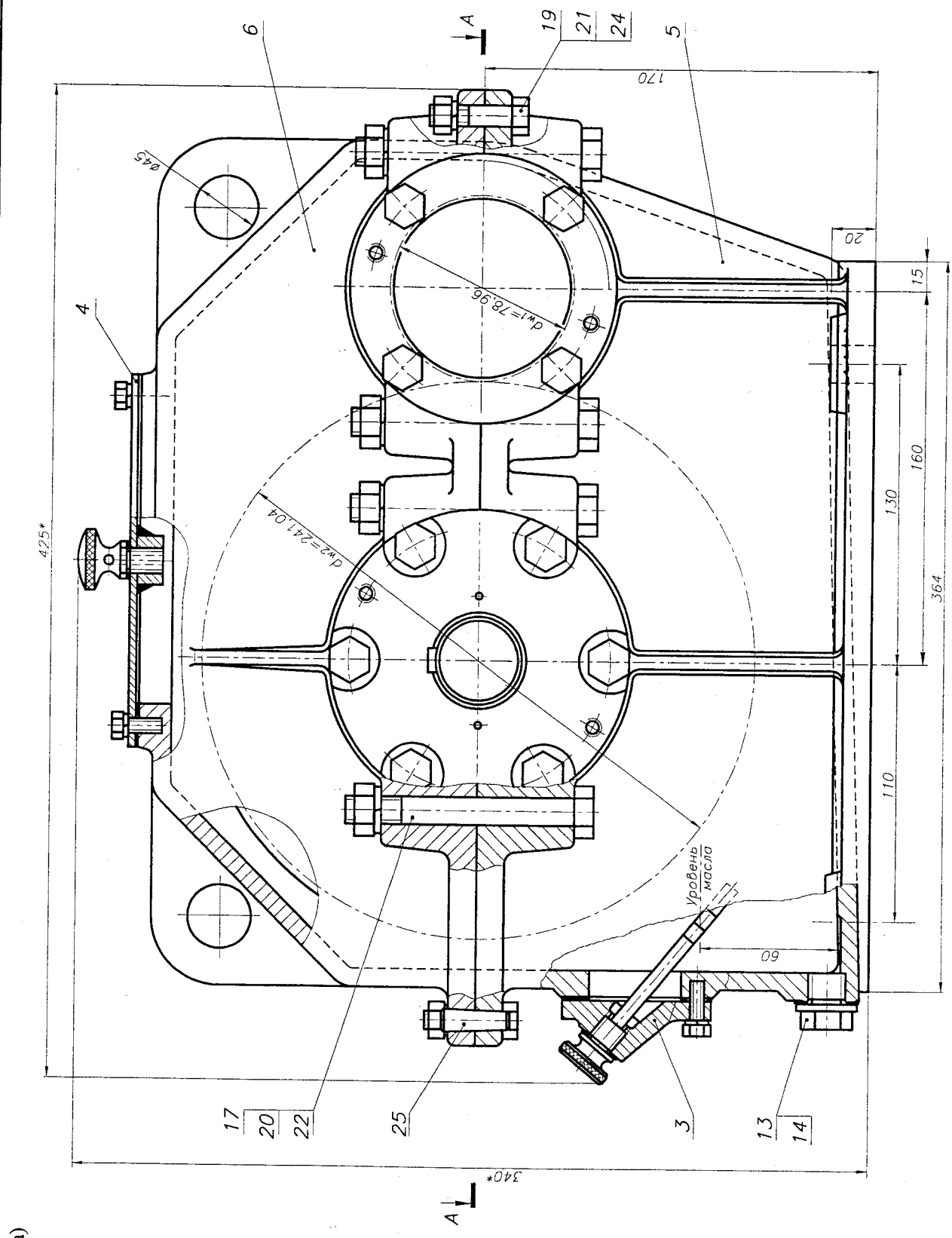


Рис. 9.3.10. Пробки с конической резьбой:
а) под наружный ключ; б) под внутренний ключ

Табл. 9.3.6. 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

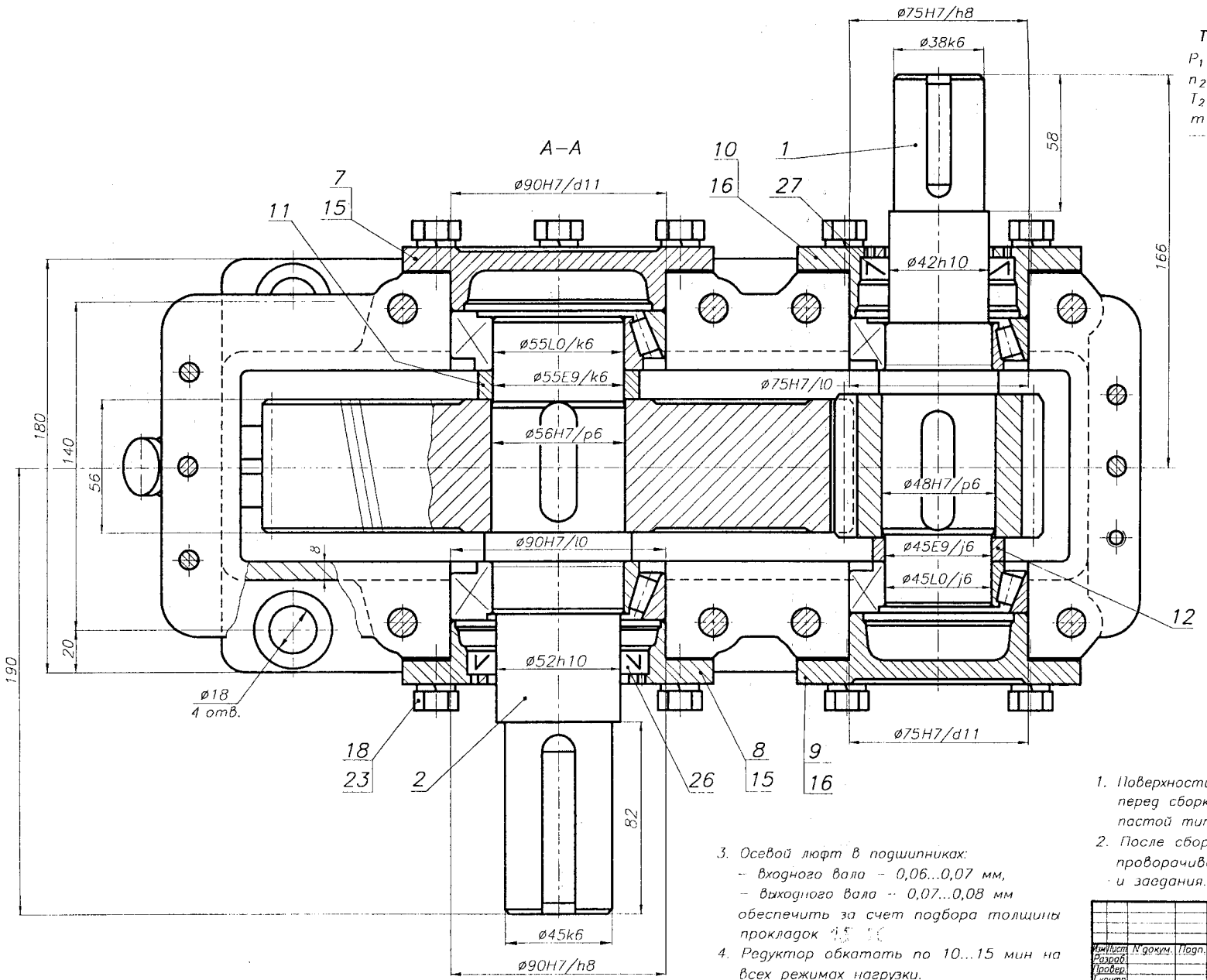
9.4. РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ



а)

Рис. 9.4.1

б)



Техническая характеристика

P_1 =	кВт	z_1 = 19	
n_2 = 122,0	мин$^{-1}$	z_2 = 59	
T_2 =	Н·м	u = 3,11	
m_n = 4,0	мм	β = 12°50'19"	

1. Объем масляной ванны - 1,9 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

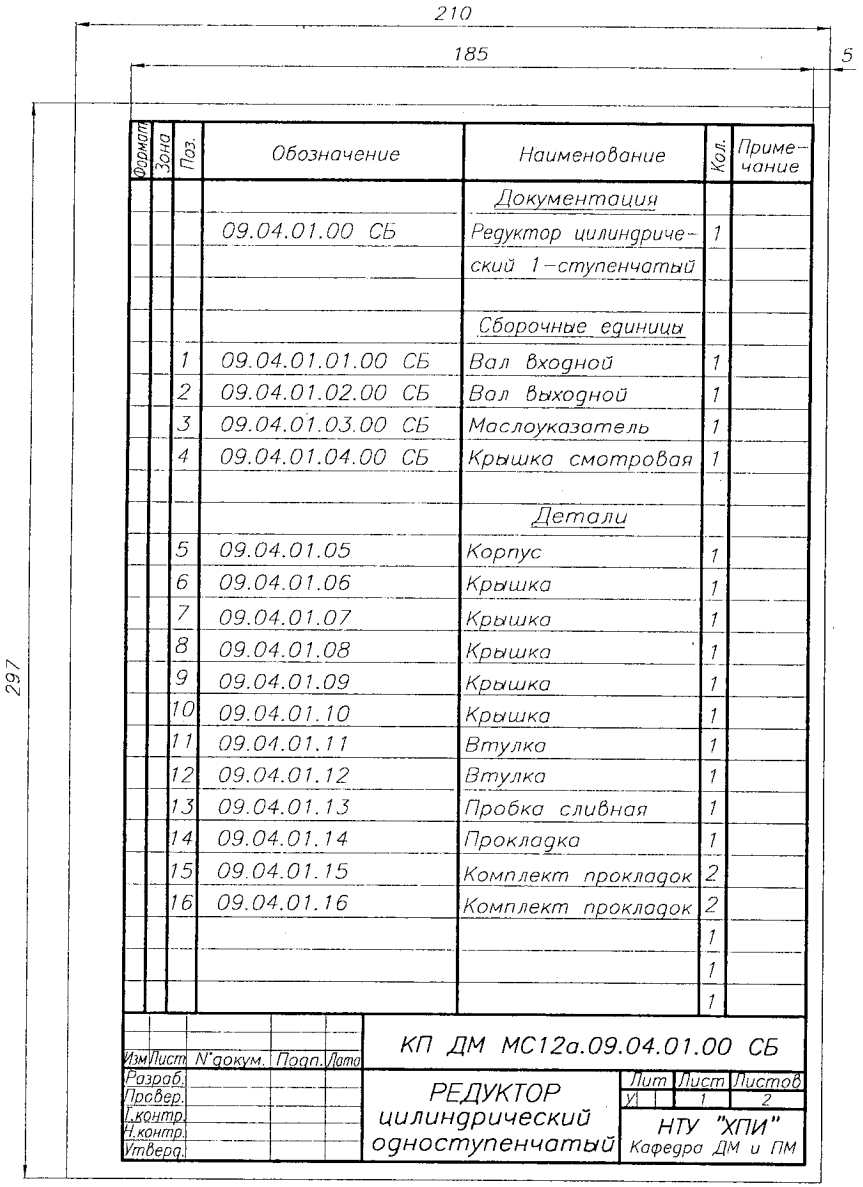
1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа "Герметик".
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.
3. Осевой люфт в подшипниках:
   – входного вала – 0,06...0,07 мм,
   – выходного вала – 0,07...0,08 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ12б 09.04.01.00 СБ
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый
Провер.					
Т.контр.					
Н.контр.					
Утверд.					
Консульт.					

Лит.	Масса	Масштаб
У		1:1
Лист 1	Листов 1	

НТУ "ХПИ"
Кафедра ДМ и ПМ

Рис. 9.4.1



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
			09.04.01.00 СБ	Редуктор цилиндрический 1-ступенчатый	1	
				Сборочные единицы		
		1	09.04.01.01.00 СБ	Вал входной	1	
		2	09.04.01.02.00 СБ	Вал выходной	1	
		3	09.04.01.03.00 СБ	Маслоуказатель	1	
		4	09.04.01.04.00 СБ	Крышка смотровая	1	
				Детали		
		5	09.04.01.05	Корпус	1	
		6	09.04.01.06	Крышка	1	
		7	09.04.01.07	Крышка	1	
		8	09.04.01.08	Крышка	1	
		9	09.04.01.09	Крышка	1	
		10	09.04.01.10	Крышка	1	
		11	09.04.01.11	Втулка	1	
		12	09.04.01.12	Втулка	1	
		13	09.04.01.13	Пробка сливная	1	
		14	09.04.01.14	Прокладка	1	
		15	09.04.01.15	Комплект прокладок	2	
		16	09.04.01.16	Комплект прокладок	2	
					1	
					1	
					1	

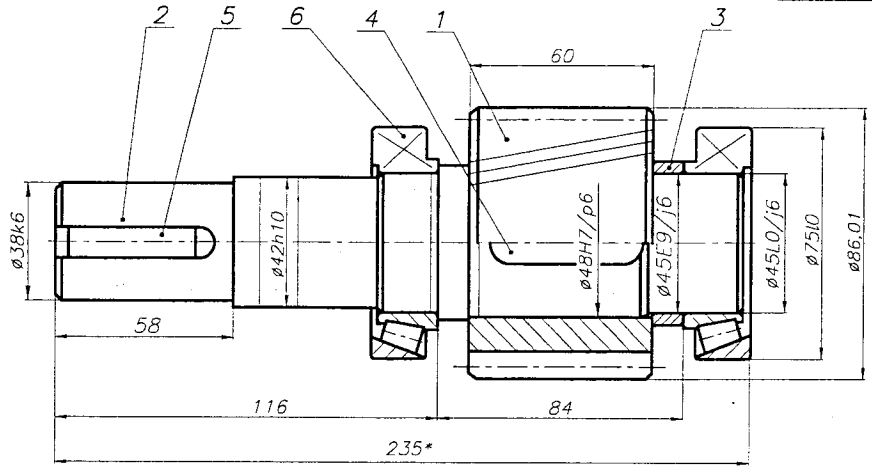
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а.09.04.01.00 СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый	Лит	Лист 1	Листов 2
Провер.						У1		
Т.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Н.контр.								
Утверд.								

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Стандартные изделия		
		17		Болт М12-6gх100.56 (S18) ГОСТ 7798-70	8	
		18		Болт М10-6gх30.56 (S16) ГОСТ 7798-70	20	
		19		Болт М8-6gх35.56 (S13) ГОСТ 7798-70	3	
		20		Гайка М12-6Н.5 (S18) ГОСТ 5915-70	8	
		21		Гайка М8-6Н.5 (S13) ГОСТ 5915-70	3	
		22		Шайба 12 65Г ГОСТ 6402-70	8	
		23		Шайба 10 65Г ГОСТ 6402-70	20	
		24		Шайба 8 65Г ГОСТ 6402-70	3	
		25		Штифт 1 10х30 ГОСТ 3129-70	2	
		26		Манжета 1.1 52х75-1 ГОСТ 8752-79	1	
		27		Манжета 1.1 42х62-1 ГОСТ 8752-79	1	

Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а.09.04.01.00 СБ	Лист 2

Рис. 9.4.2. Основное содержание текстового документа редуктора 09.04.01.00 СБ

Модуль	m	4
Число зубьев	z	19
Угол накл.лин.зуб.	β	12°50'19"
Направл.линии зуб.	–	правое



Изм.	Лист	N докумен.	Подпись	Дата	КП ДМ МШ12а 09.04.01.01.00 СБ		
Разраб.					ВАЛ входной	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.								1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консульт.								

Рис. 9.4.3

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
			09.04.01.01.00 СБ	Вал входной	1	
				Детали		
		1	09.04.01.01.01	Шестерня z=19	1	
		2	09.04.01.01.02	Вал	1	
		3	09.04.01.01.03	Втулка	1	
		4		Шпонка 14x9x50 ГОСТ 23360-78	1	
		5		Шпонка 10x8x50 ГОСТ 23360-78	1	
		6		Подшипник 2007109 ТУ 37.006.162-89	2	

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а.09.04.01.01.00 СБ			
Разраб.					ВАЛ входной	Лит	Лист	Листов
Провер.						У	1	1
Т.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Н.контр.								
Утверд.								

Рис. 9.4.4. Основное содержание текстового документа вала входного 09.04.01.01.00 СБ редуктора 09.04.01.00 СБ

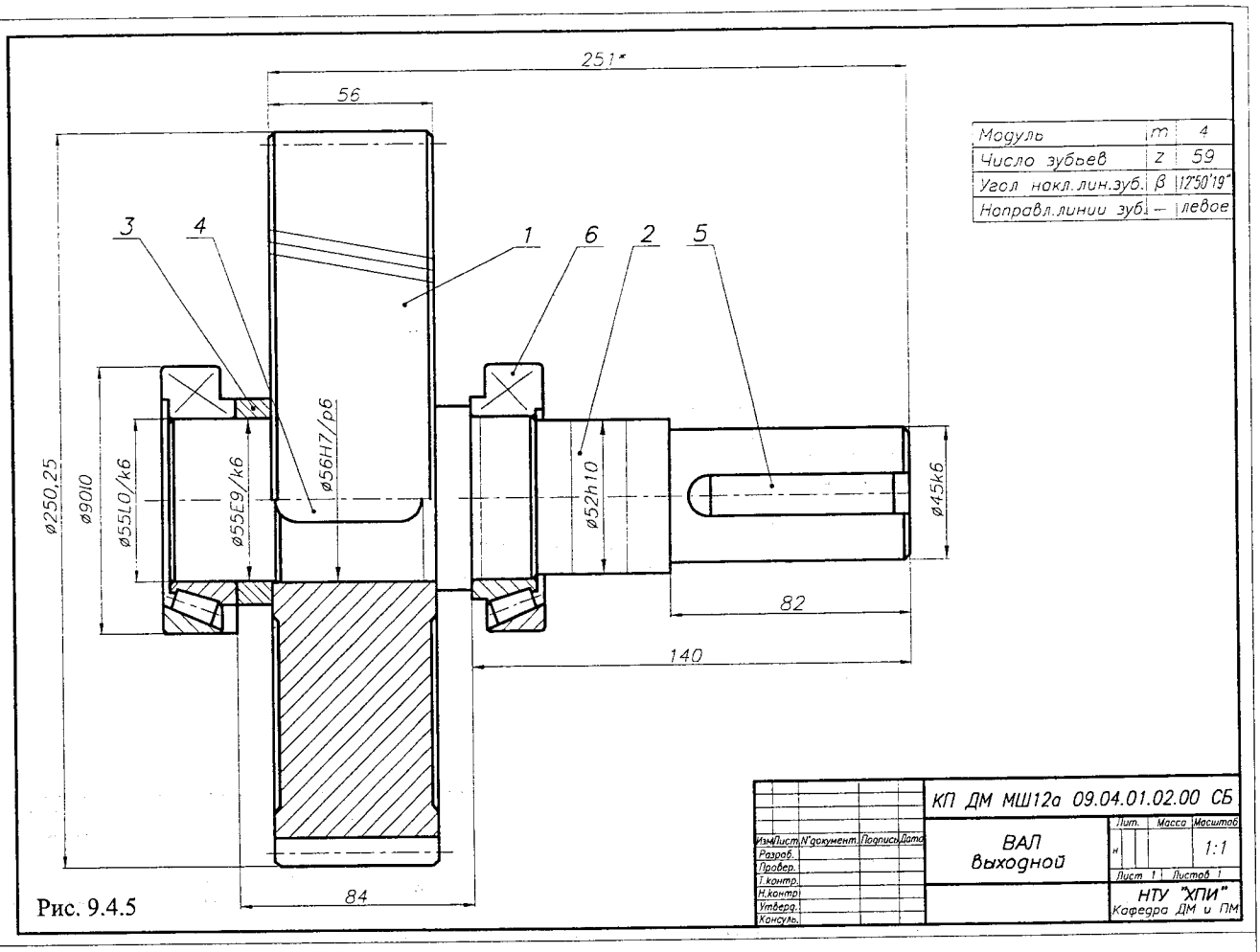


Рис. 9.4.5

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
			09.04.01.02.00 СБ	Вал выходной	1	
				Детали		
		1	09.04.01.02.01	Колесо z=59	1	
		2	09.04.01.02.02	Вал	1	
		3	09.04.01.02.03	Втулка	1	
		4		Шпонка 16x10x50 ГОСТ 23360-78	1	
		5		Шпонка 14x9x70 ГОСТ 23360-78	1	
		6		Подшипник 2007211 ТУ 37.006.162-89	2	

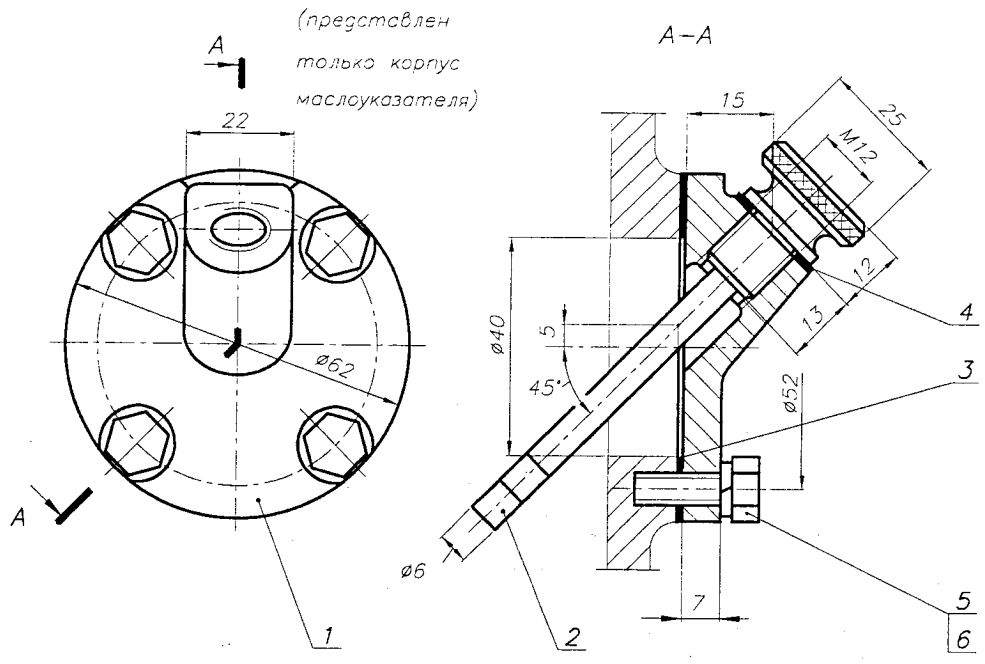
КП ДМ МС12а.09.04.01.01.00 СБ

ВАЛ
выходной

Лит. Лист Листов: У 1 1

НТУ "ХПИ"
Кафедра ДМ и ПМ

Рис. 9.4.6. Основное содержание текстового документа вала выходного 09.04.01.02.00 СБ редуктора 09.04.01.00 СБ



Изм.	Лист	N докумен.	Подпись	Дата	КП ДМ МШ12а 09.04.01.03.00 СБ	
Разраб.					МАСЛОУКАЗАТЕЛЬ	Лит. / Масса / Масштаб: 1:1
Провер.						Лист 1 / Листов 1
Т.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Н.контр.						
Утверд.						
Консульт.						

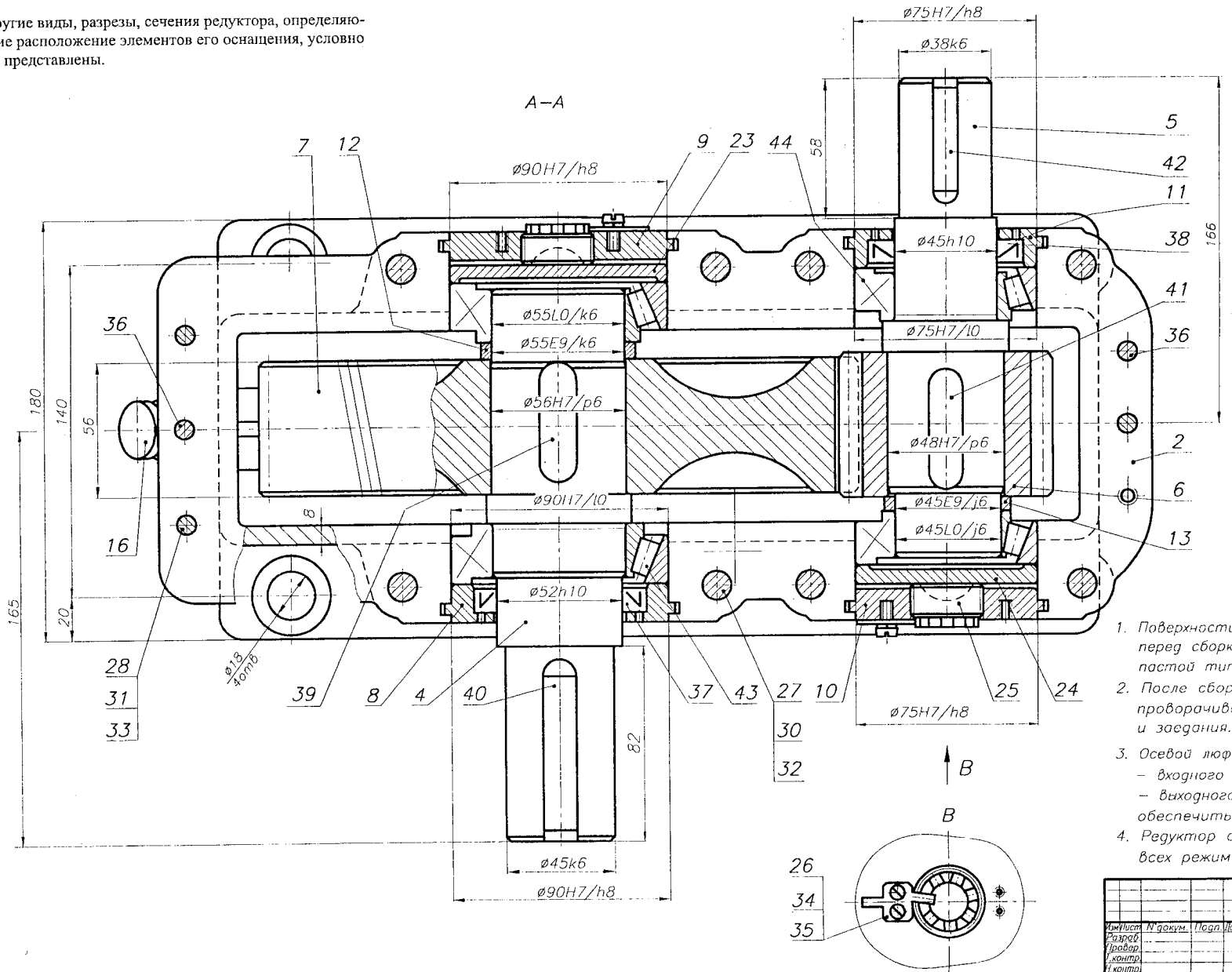
Рис. 9.4.7

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
			09.04.01.03.00 СБ	Маслоуказатель	1	
				Детали		
		1	09.04.01.03.01	Корпус	1	
		2	09.04.01.03.02	Маслоуказатель	1	
		3	09.04.01.03.03	Прокладка	1	
		4	09.04.01.03.04	Прокладка	1	
		5		Болт М6-6gх15.56 (S10) ГОСТ 7798-70	4	
		6		Шайба 6 65Г ГОСТ 6402-70	4	

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а.09.04.01.03.00 СБ	
Разраб.					МАСЛОУКАЗАТЕЛЬ	Лит. / Лист 1 / Листов 1
Провер.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Т.контр.						
Н.контр.						
Утверд.						

Рис. 9.4.8. Основное содержание текстового документа маслоуказателя 09.04.01.03.00 СБ редуктора 09.04.01.00 СБ

Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.



Техническая характеристика

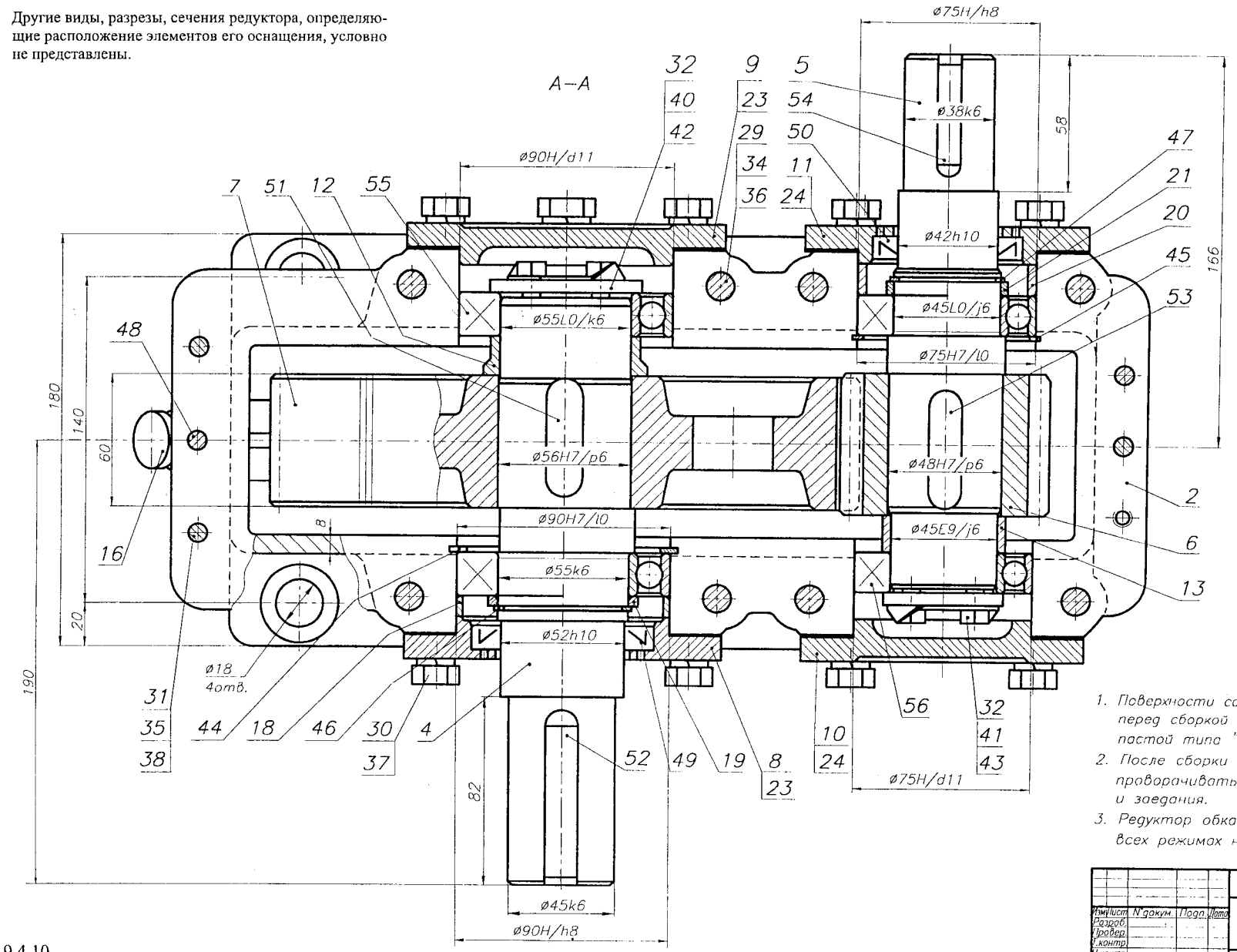
P_1 = кВт z_1 = 19
n_2 = 122,0 мин$^{-1}$ z_2 = 59
T_2 = Н·м u = 3,11
m_n = 4,0 мм
β = 12°50'19"

1. Объем масляной ванны 1,9 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного 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 – 0,06...0,07 мм,
   – выходного вала – 0,07...0,08 мм
   обеспечить винтами 25.
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ126 09.04.09.00 СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.						У		1:1
Т.контр.						Лист 1	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								

Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.



Техническая характеристика

P_1 = кВт $z_1 = 19$

$n_2 = 122{,}0$ мин$^{-1}$ $z_2 = 59$

T_2 = Н·м $u = 3{,}11$

$m_n = 4{,}0$ мм

$\beta = 12°50'19''$

1. Объем масляной ванны – 1,9 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – II; выходного – II.
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.

				КП ДМ МШ126 09.04.10.00 СБ	
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	
Разраб.				РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый	Лит. / Масса / Масштаб: У / 1:1
Провер.					Лист 11 Листов 1
Т.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Н.контр.					
Утвердил					
Консульт.					

Рис. 9.4.10

а)

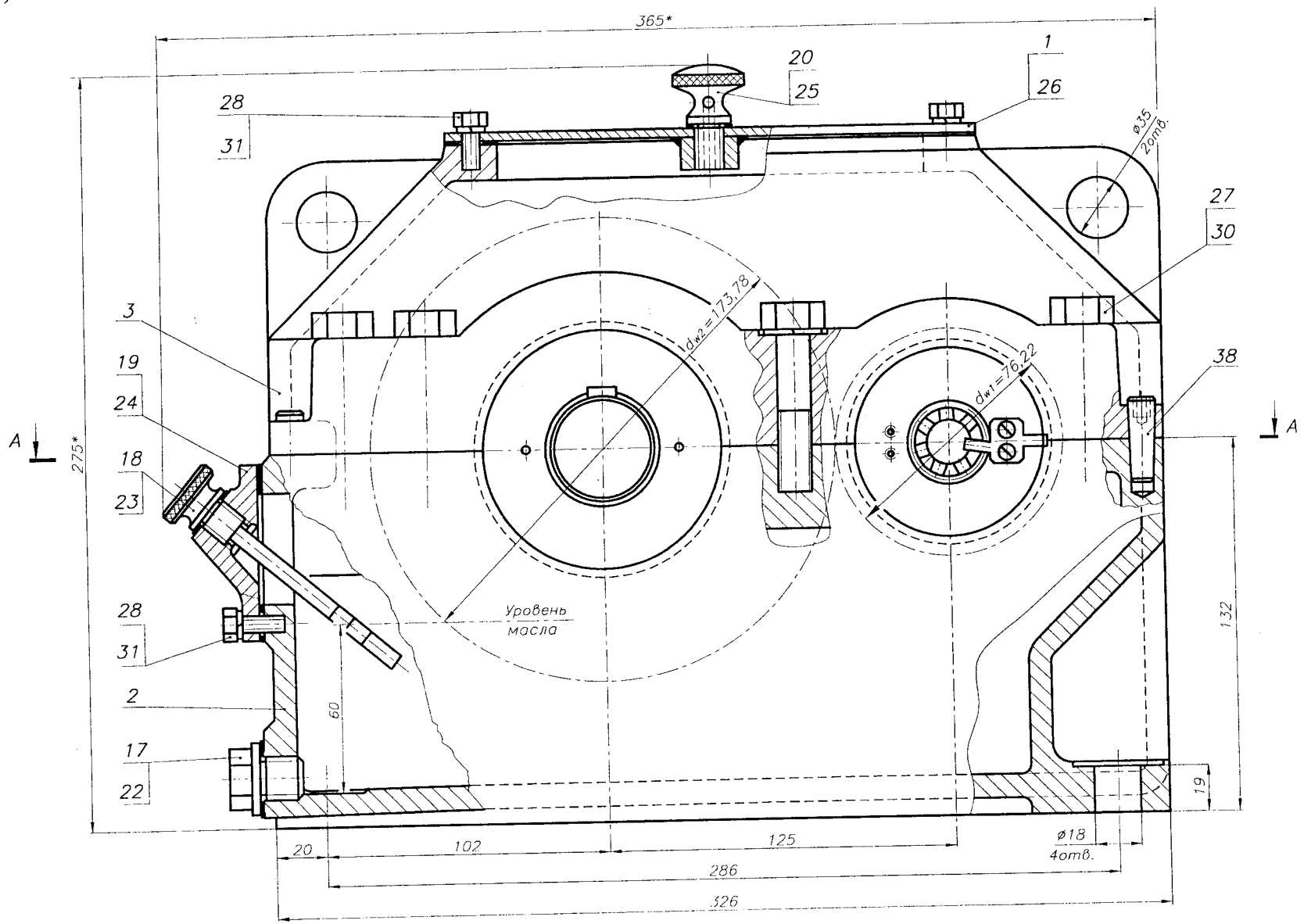
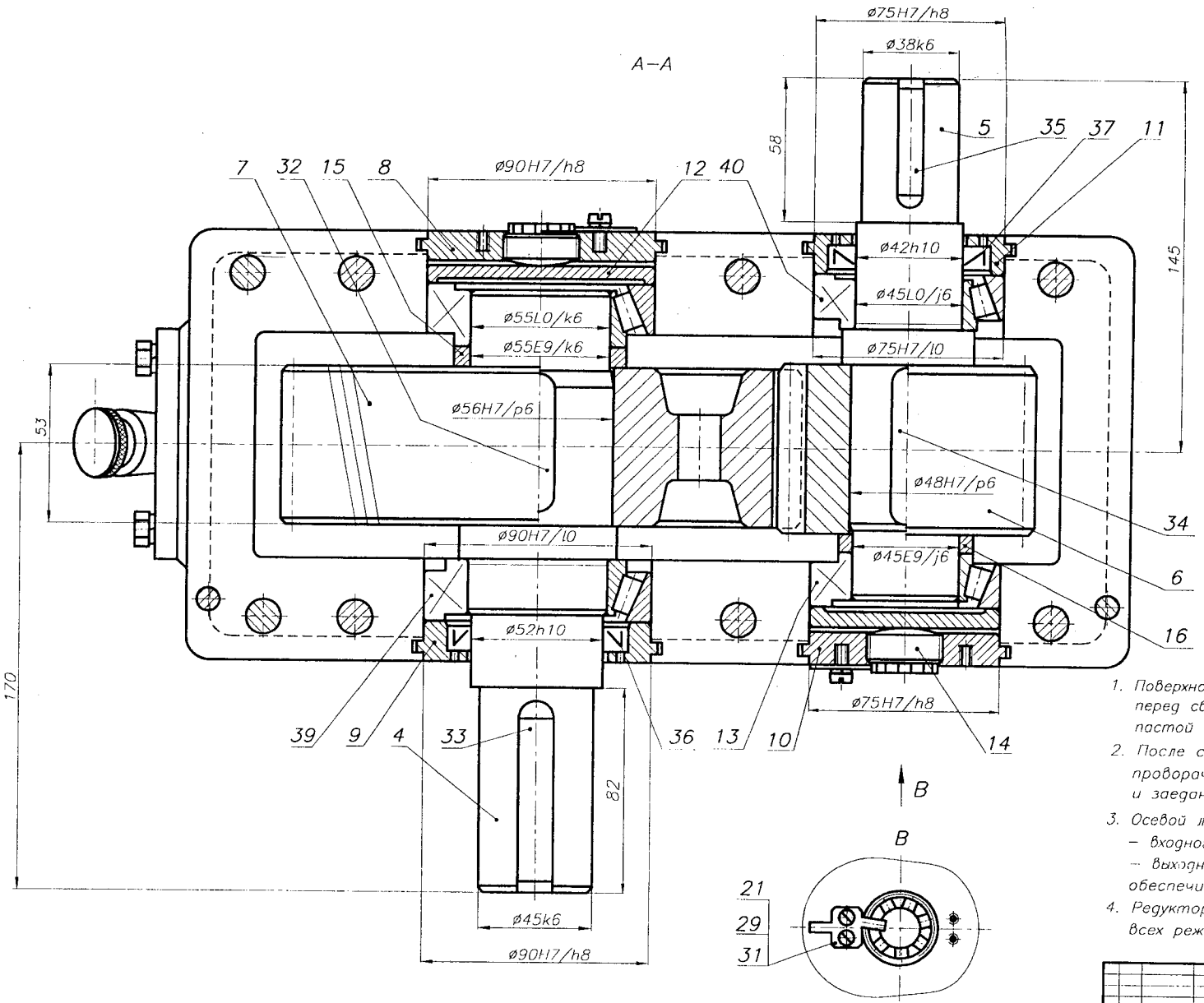

365*
20
25
1
26
28
31
ø35
2отв.
27
30
3
19
24
18
23
38
A
A
275*
dw2=173,78
dw1=76,22
Уровень
масла
28
31
2
17
22
60
132
19
20
102
125
ø18
4отв.
286
326

Рис. 9.4.11

б)



Техническая характеристика

P_1 = кВт z_1 = 25

n_2 = 4,39 мин$^{-1}$ z_2 = 57

T_2 = Н·м u = 2,28

m_n = 3,0 мм β = 10°15'47"

1. Объем масляной ванны – 1,6 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – 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 – 0,06...0,07 мм,
   – выходного вала – 0,07...0,08 мм
   обеспечить винтами 14.
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

				КП ДМ МШ126 09.04.11.00 СБ	
Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый	Лит. Масса Масштаб
Разраб.					У 1:1
Провер.					Лист 1 Листов 1
Т.контр.					
Н.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Утверд.					
Консульт.					

Рис. 9.4.11

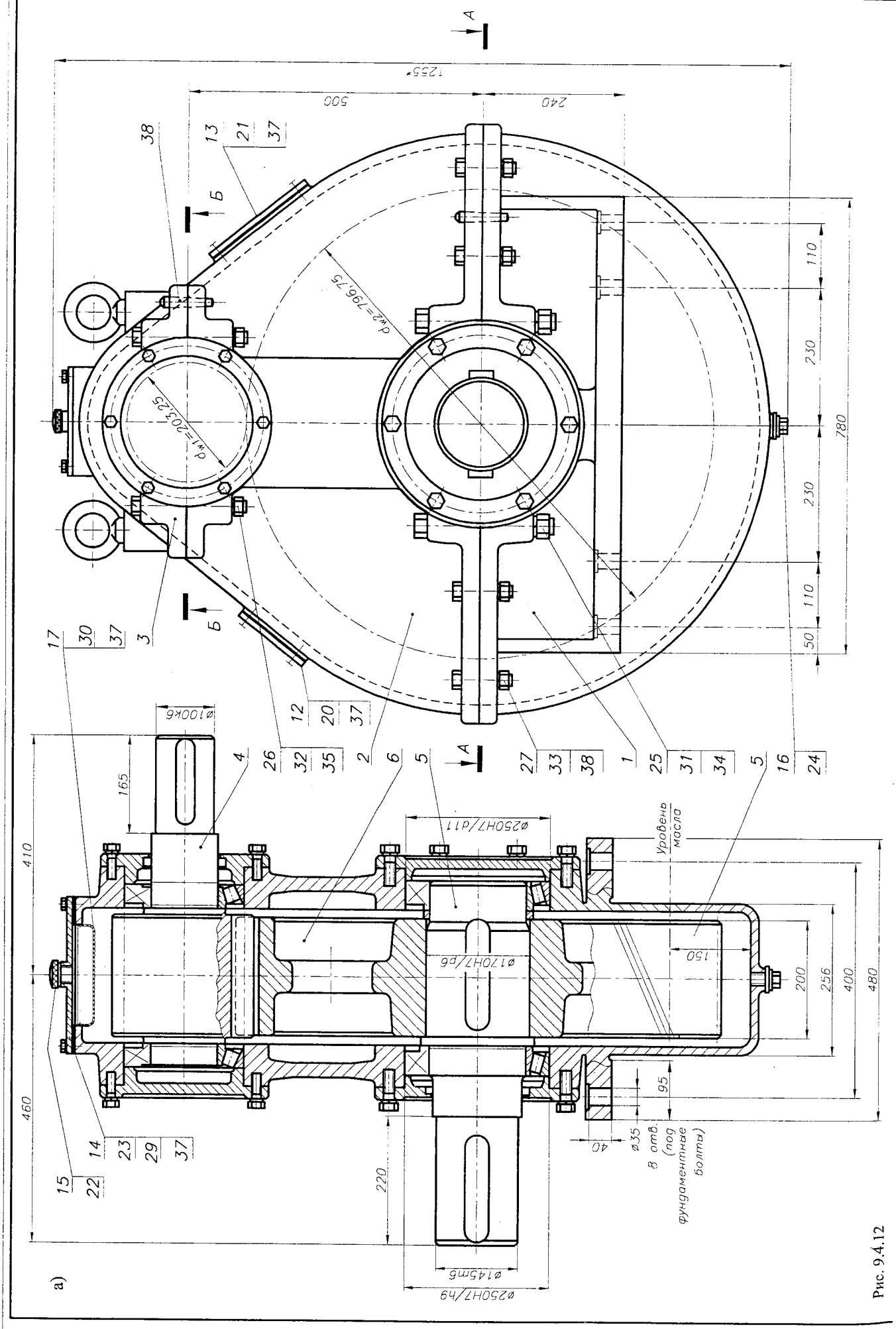
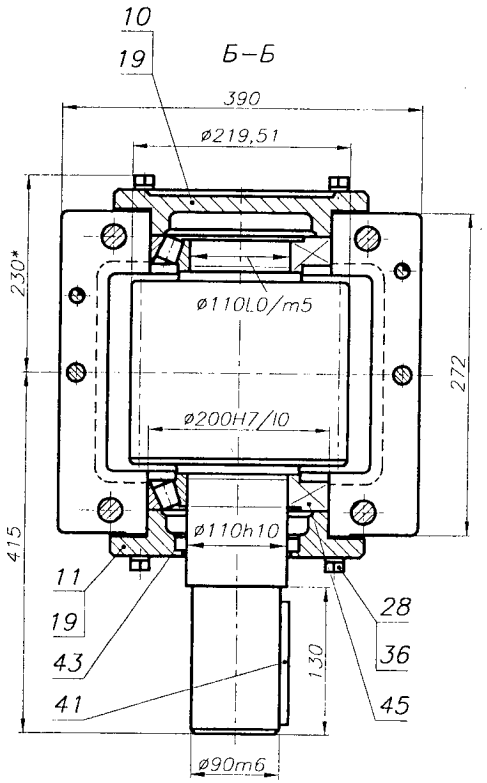
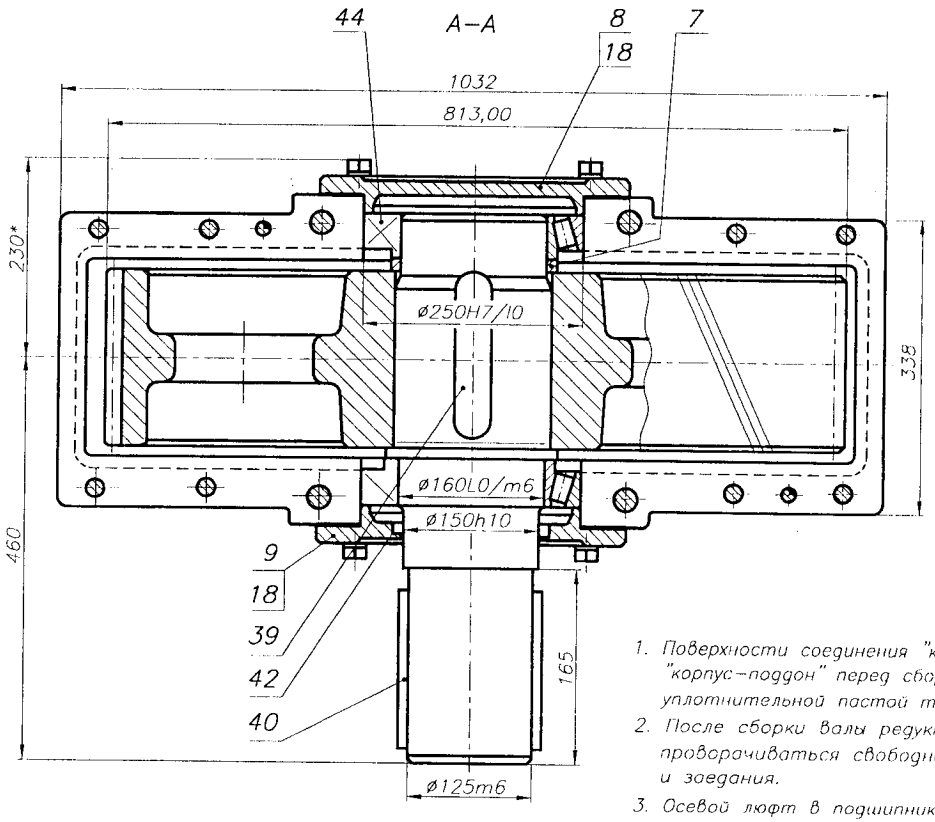

а)
1255*
500
240
110
230
230
110
50
780
d_{w2}=796,75
d_{w1}=203,25
ø100k6
165
410
460
ø250H7/d11
ø170H7/p6
Уровень масла
150
200
256
400
480
95
40
ø35
8 отв. (под фундаментные болты)
220
ø145m6
ø250H7/h9

Рис. 9.4.12

б)





Техническая характеристика

$P_1 = 350$	кВт	$z_1 = 25$
$n_2 = 200$	мин$^{-1}$	$z_2 = 98$
$T_2 = 16000$	Н·м	$u = 3,92$
$m_n = 8,0$	мм	$\beta = 10°15'47''$

1. Обьем масляной ванны – 16л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
   входного – 4000 Н; выходного – 25500 Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

1. Поверхности соединения "корпус крышка" "корпус–поддон" 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 – 0,14...0,16 мм,
   – выходного вала – 0,17...0,19 мм
   обеспечить прокладками 18, 19.
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ126 09.04.12.00 СБ
Разраб.					РЕДУКТОР вертикальный цилиндрический одноступенчатый
Провер.					
Т.контр.					
Н.контр.					
Утверд.					
Консульт.					

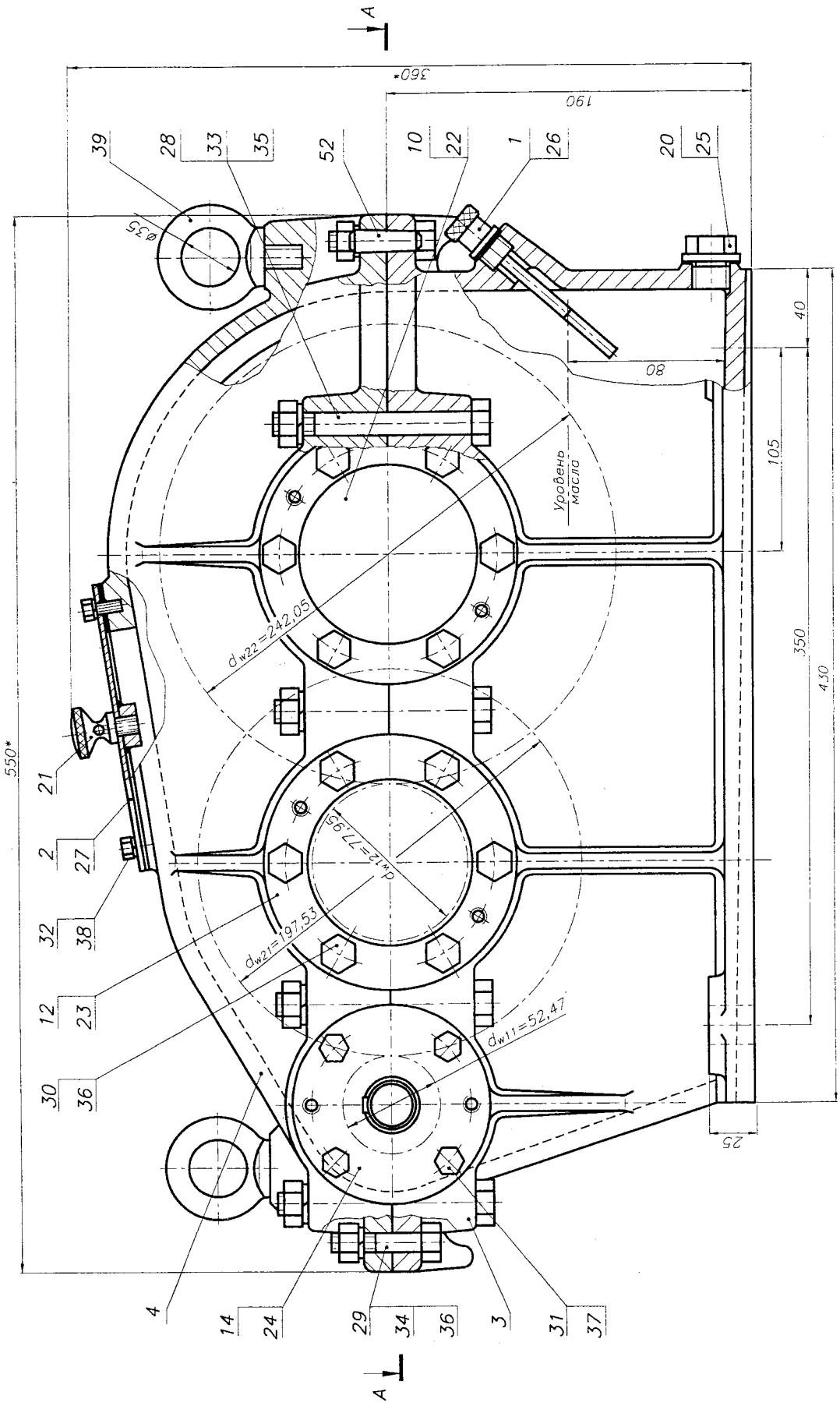
Лит.	Масса	Масштаб
У		1:1

Лист 11 Листов 1

НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ

Рис. 9.4.12

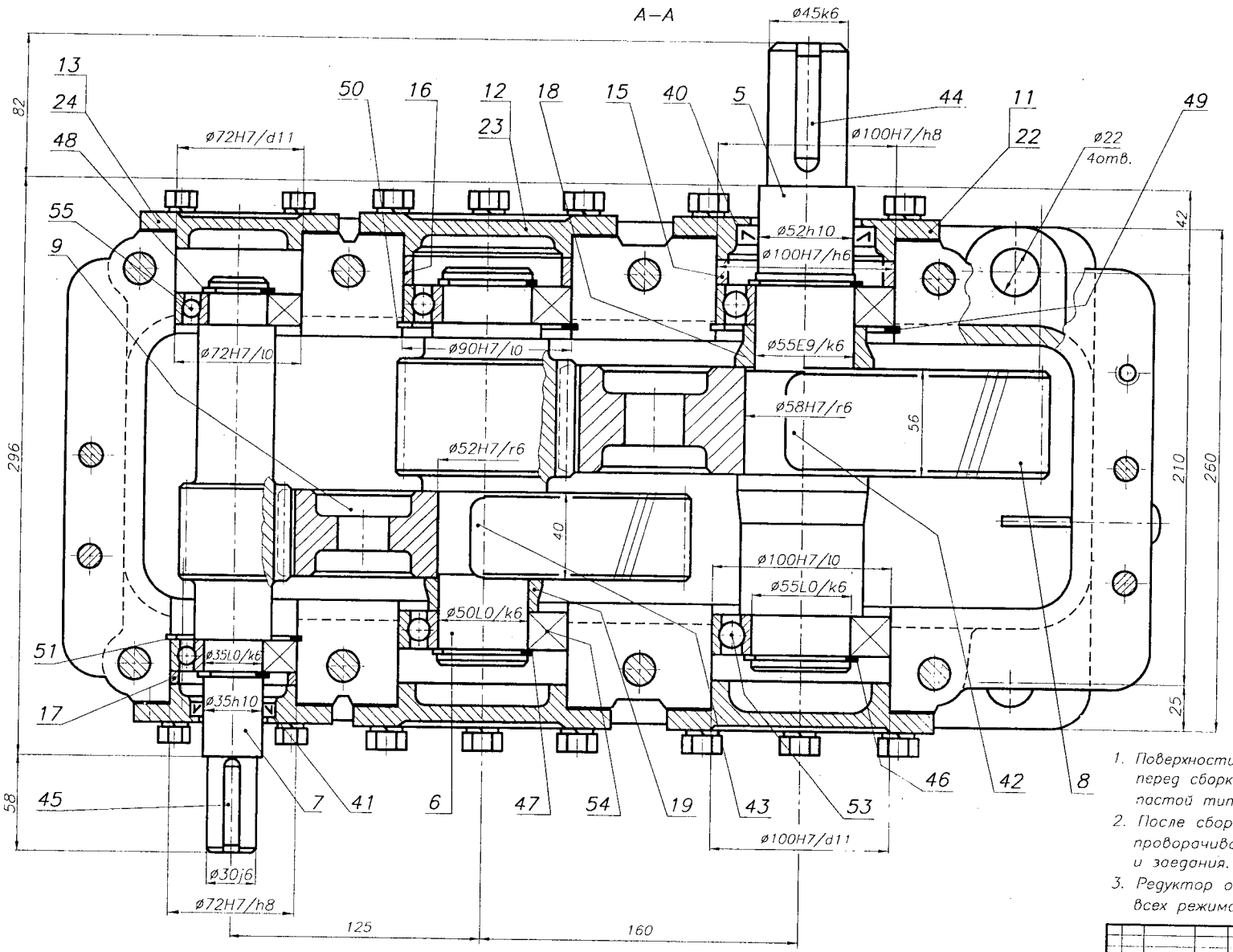
9.5. РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ДВУХ- И БОЛЕЕ СТУПЕНЧАТЫЕ



а)

Рис. 9.5.1

б)



Техническая характеристика

P_1 = кВт
$n_{вых}$ = 82,2 мин$^{-1}$
$T_{вых}$ = Н·м
u_o = 11,69

$u_{цил1}$ = 3,76
z_1 = 17
z_2 = 64
m_n = 3,0 мм
β = 13°35'26"

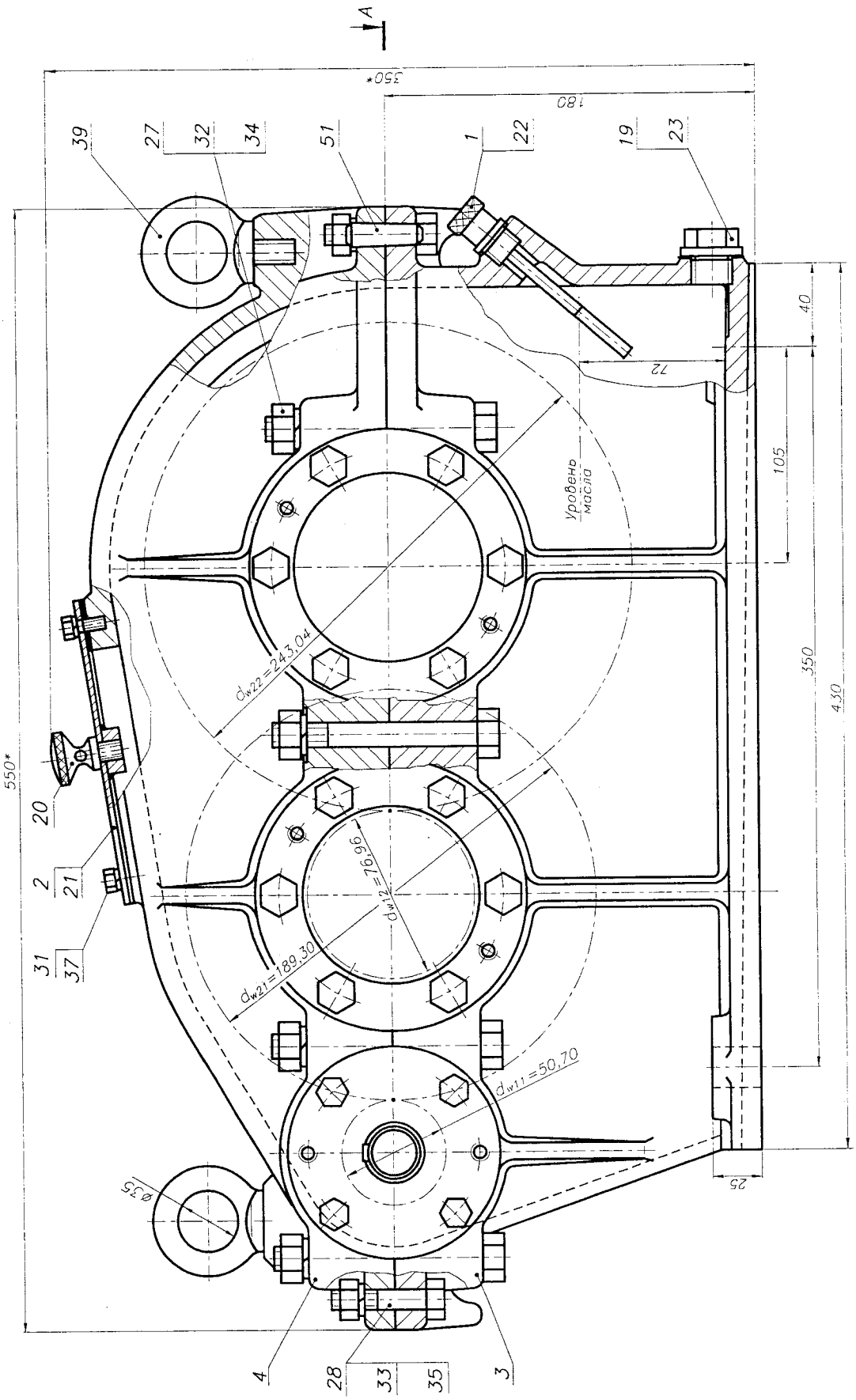
$u_{цил2}$ = 3,10
z_1 = 19
z_2 = 59
m_n = 4,0 мм
β = 12°50'19"

1. Объем масляной ванны – 4,0 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – 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.

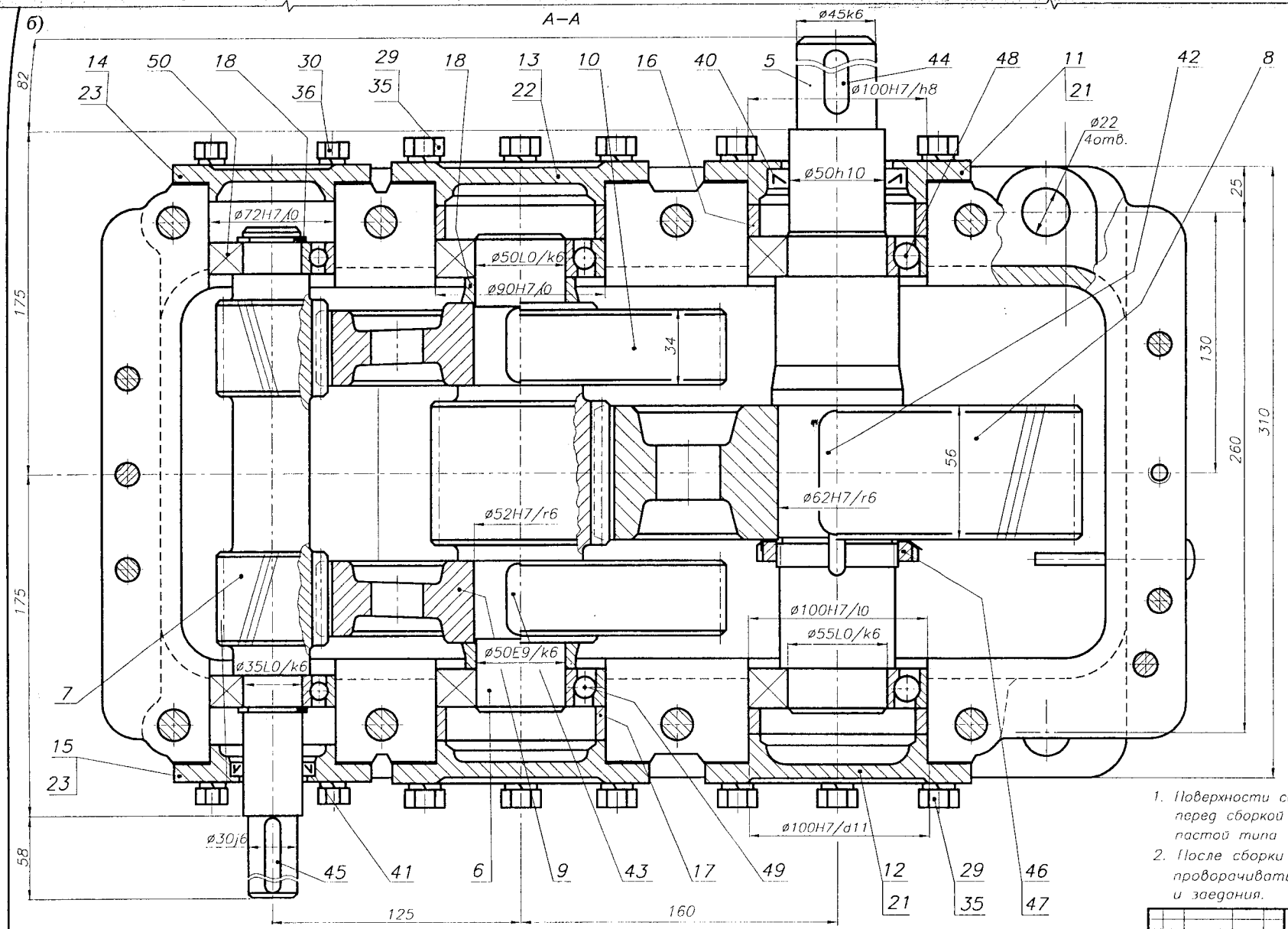
				КП ДМ МШ126 09.05.01.00 СБ			
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	РЕДУКТОР цилиндрический двухступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						У		1:1
Провер.						Лист 1	Листов 1	
Т.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Н.контр.								
Утверд.								
Консуль.								

Рис. 9.5.1


A
350*
180
39
27
32
34
51
1
22
19
23
40
72
105
350
430
Уровень масла
d_{w22}=243,04
d_{w12}=16,96
d_{w21}=189,30
d_{w11}=50,70
550*
20
2
21
31
37
4
28
33
35
3
25
Ø35

а)

Рис. 9.5.2



Техническая характеристика

P_1 = кВт
$n_{вых}$ = 88,4 мин$^{-1}$
$T_{вых}$ = Н·м
u_0 = 11,79

$u_{цил1}$ = 3,73
z_1 = 15
z_2 = 56
m_n = 3,0 мм
β = 27°26'21"

$u_{цил2}$ = 3,16
z_1 = 19
z_2 = 60
m_n = 4,0 мм
β = 9°04'07"

1. Обьем масляной ванны – 4,0 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

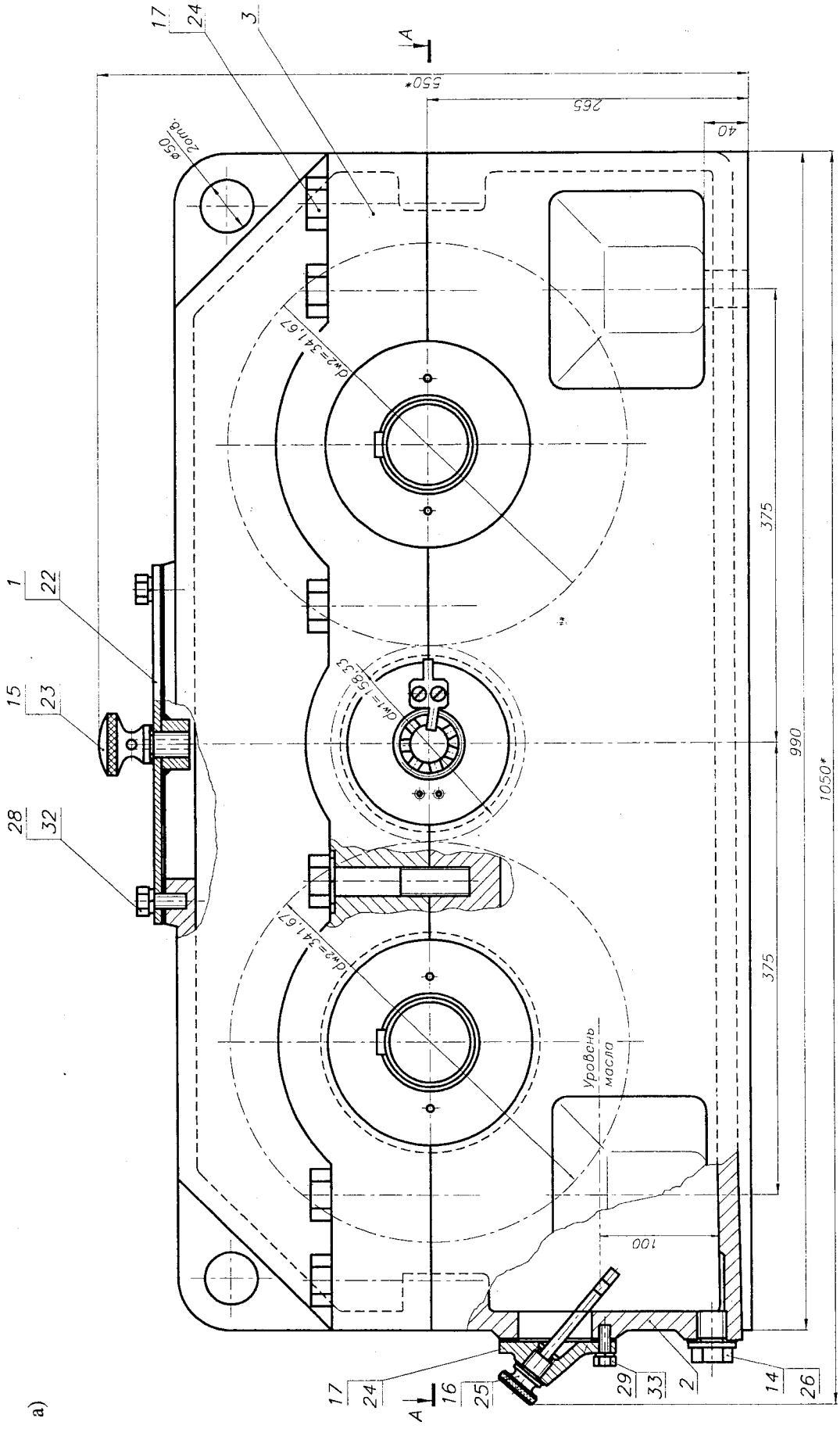
1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа "Герметик".
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.

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 прокладок 21, 22.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ126 09.05.02.00 СБ		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический двухступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.						У		1:1
Т.контр.						Лист 11	Листов 1	
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консуль.								

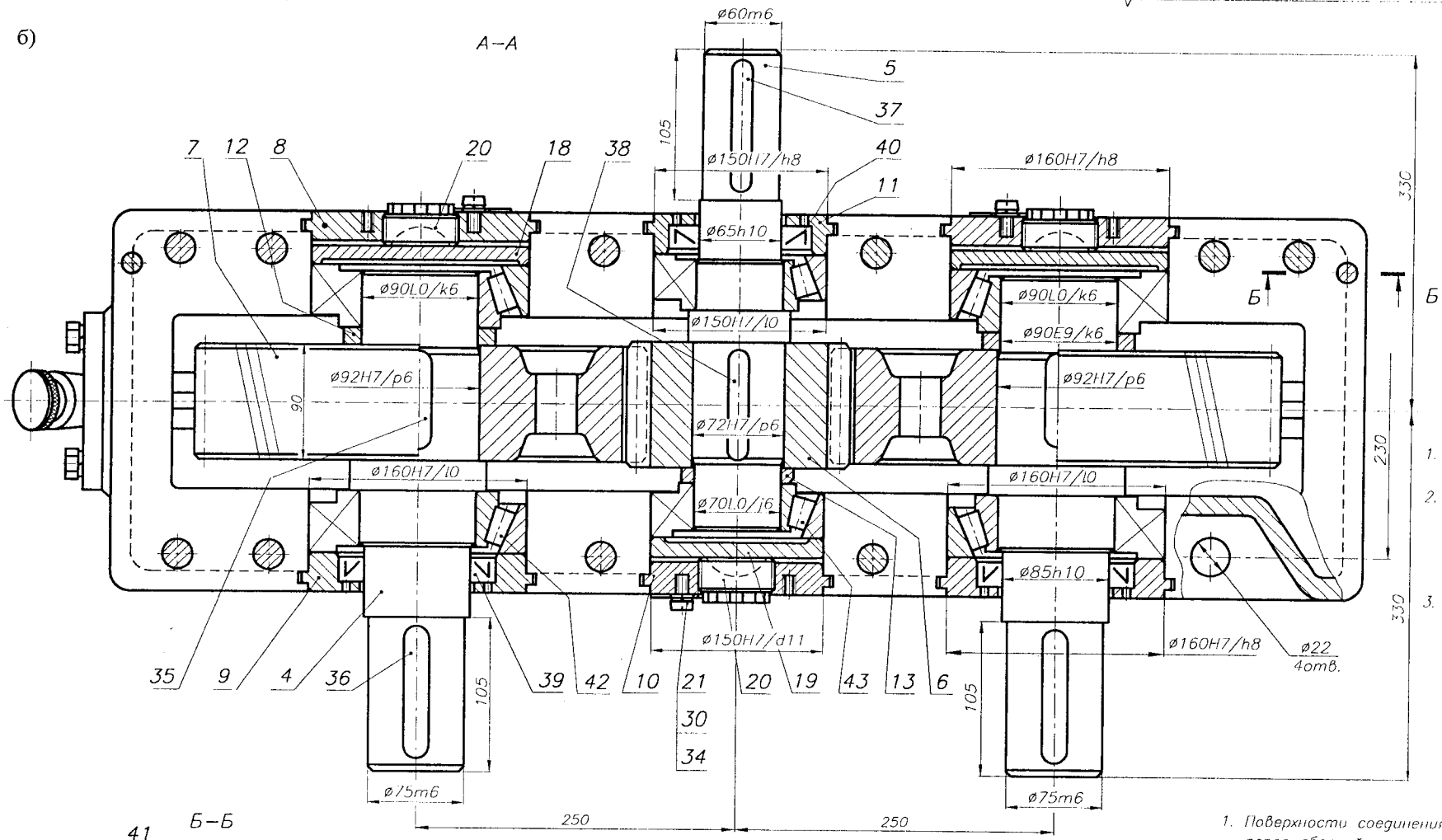
Рис. 9.5.2

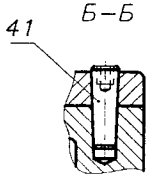

17
24
3
A
550*
265
40
ø50
20mb.
dw2=341,67
dw1=158,33
1
22
15
23
28
32
375
990
1050*
Уровень масла
100
17
24
A
16
25
29
33
2
14
26

а)

Рис. 9.5.3

б)





Техническая характеристика

P_1 = kBm
$n_{вых}$ = 88,4 мин$^{-1}$
$T_{вых}$ = Н·м
u_o = 11,79

$u_{цил1}$ = 3,73
z_1 = 15
z_2 = 56
m_n = 3,0 мм
β = 27°26'21"

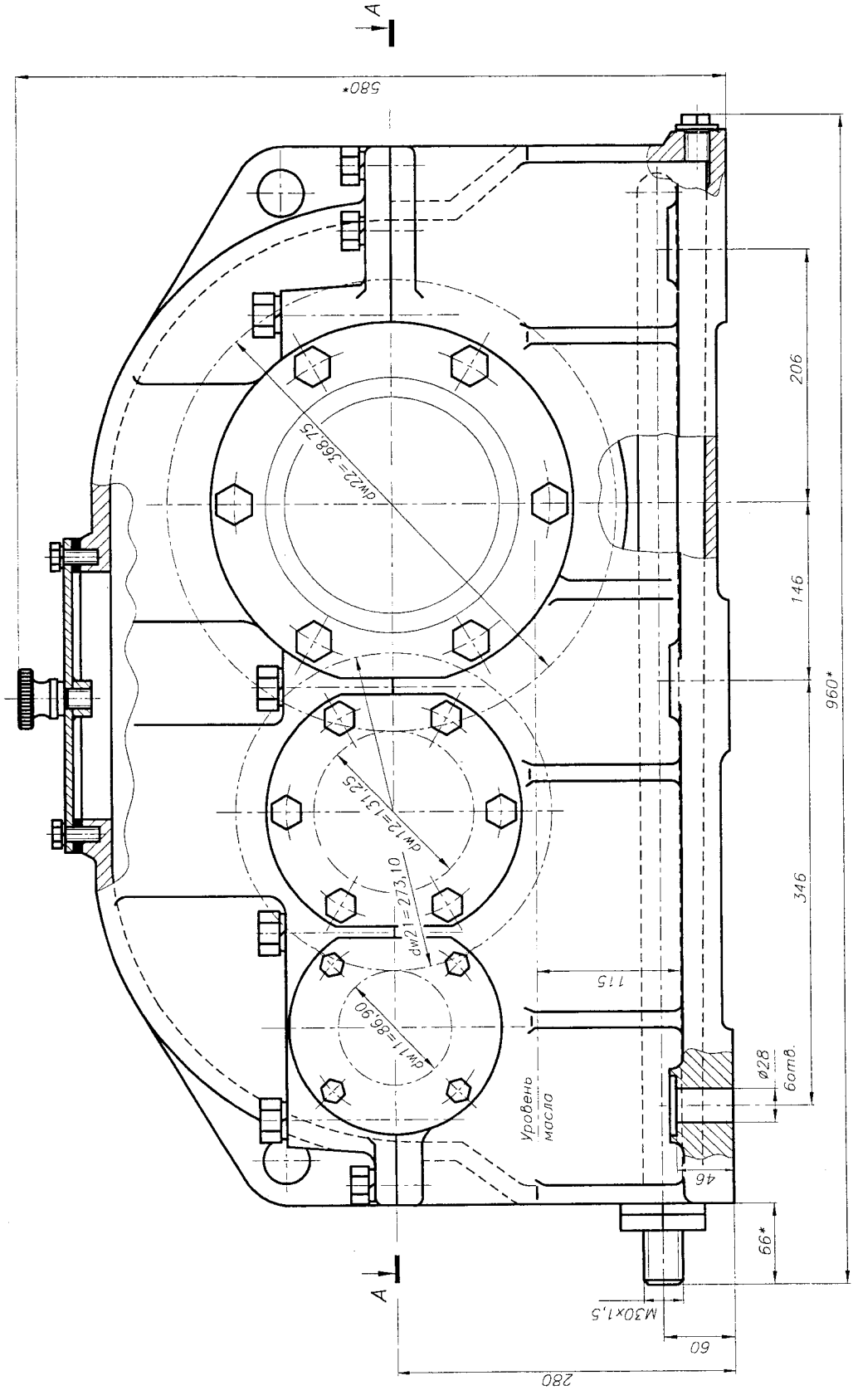
$u_{цил2}$ = 3,16
z_1 = 19
z_2 = 60
m_n = 4,0 мм
β = 9°04'07"

1. Объем масляной ванны - 4,0 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – 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 вала 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 20.
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

				КП ДМ МШ126 09.05.03.00 СБ	
Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	РЕДУКТОР цилиндрический двухступенчатый раздвоенный	Лит. Масса Масштаб: V 1:1
Разраб.					Лист 1 Листов 1
Провер.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Т.контр.					
Н.контр.					
Утверд.					
Консульт.					

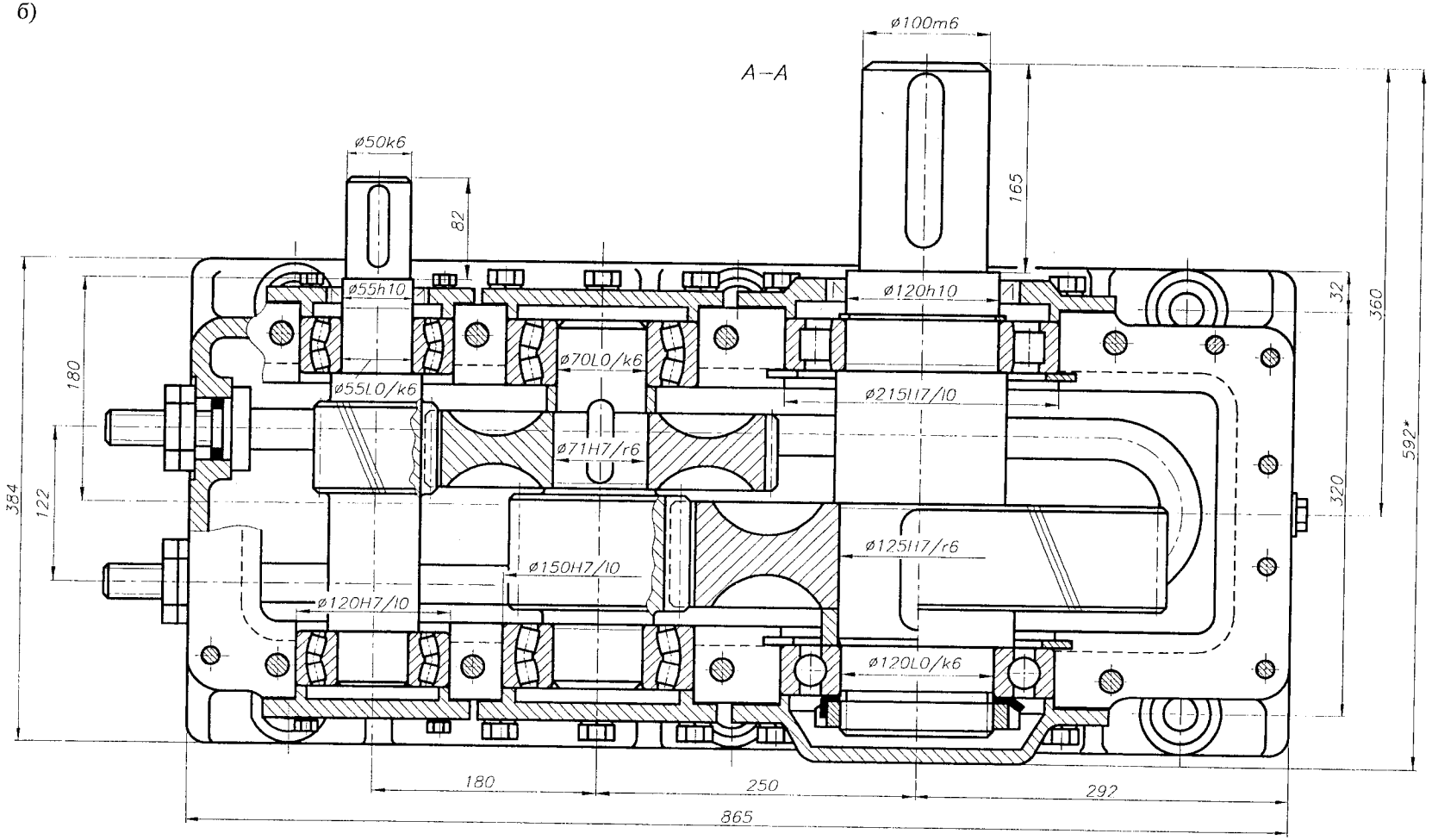
Рис. 9.5.3


A
580*
206
146
960*
346
115
Ø28
6отв.
46
66*
M30x1,5
60
280
A
Уровень масла
dw22=368,75
dw12=131,25
dw21=273,10
dw11=86,90

а)

Рис. 9.5.4

б)



Техническая характеристика

P_1 = kBm
$n_{вых}$ = 164 мин$^{-1}$
$T_{вых}$ = Н·м
u_0 = 8,83

$u_{цил1}$ = 3,14
z_1 = 21
z_2 = 66
m_n = 4,0 мм
β = 14°50'06"

$u_{цил2}$ = 2,81
z_1 = 21
z_2 = 59
m_n = 6,0 мм
β = 16°15'36"

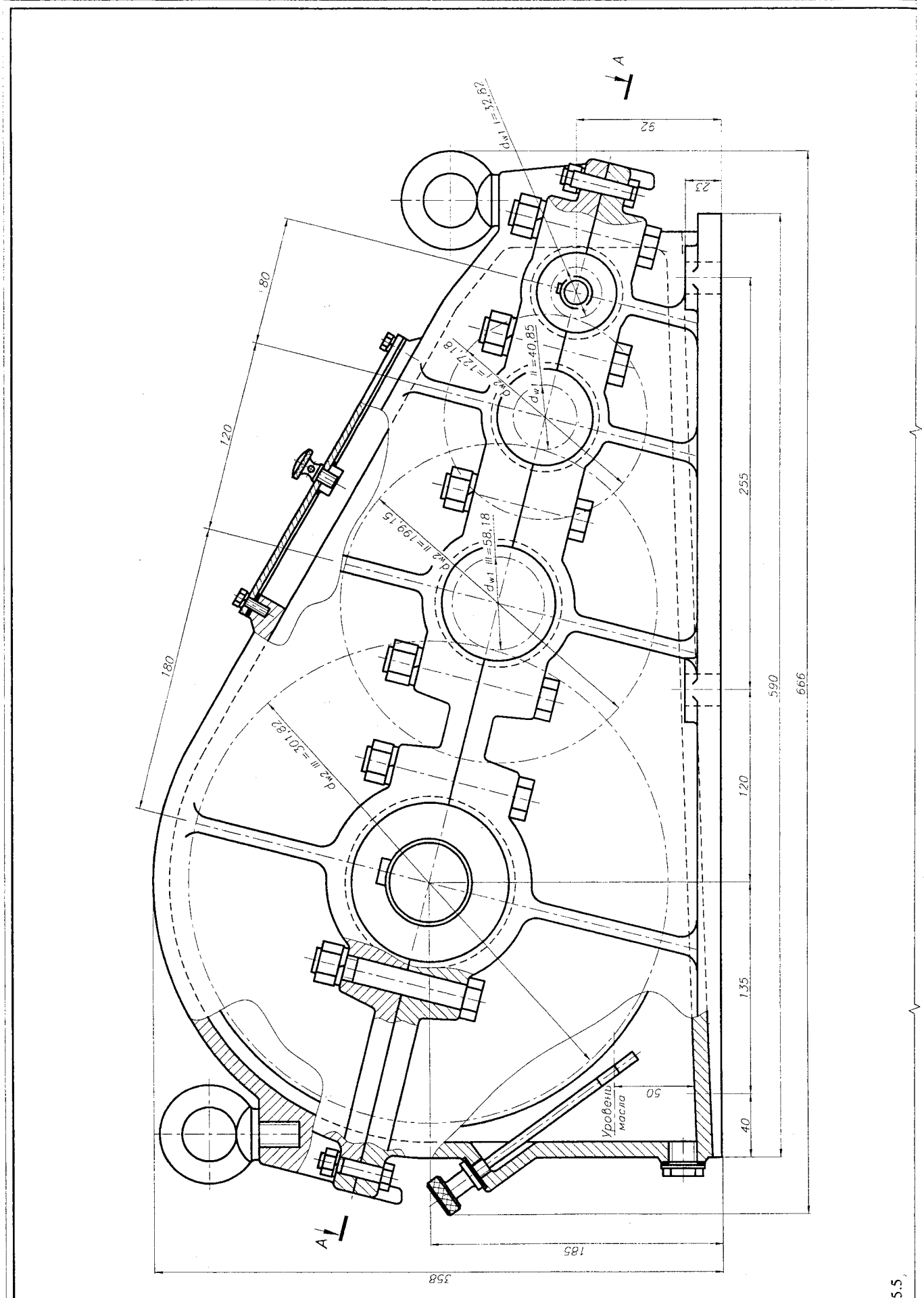
1. Обьем масляной ванны - 12,5 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

3. 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.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ12б 09.05.04.00 СБ
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический двухступенчатый
Провер.					Лит. У; Масса; Масштаб 1:1
Т.контр.					Лист 1; Листов 1
Н.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Утверд.					
Консуль.					

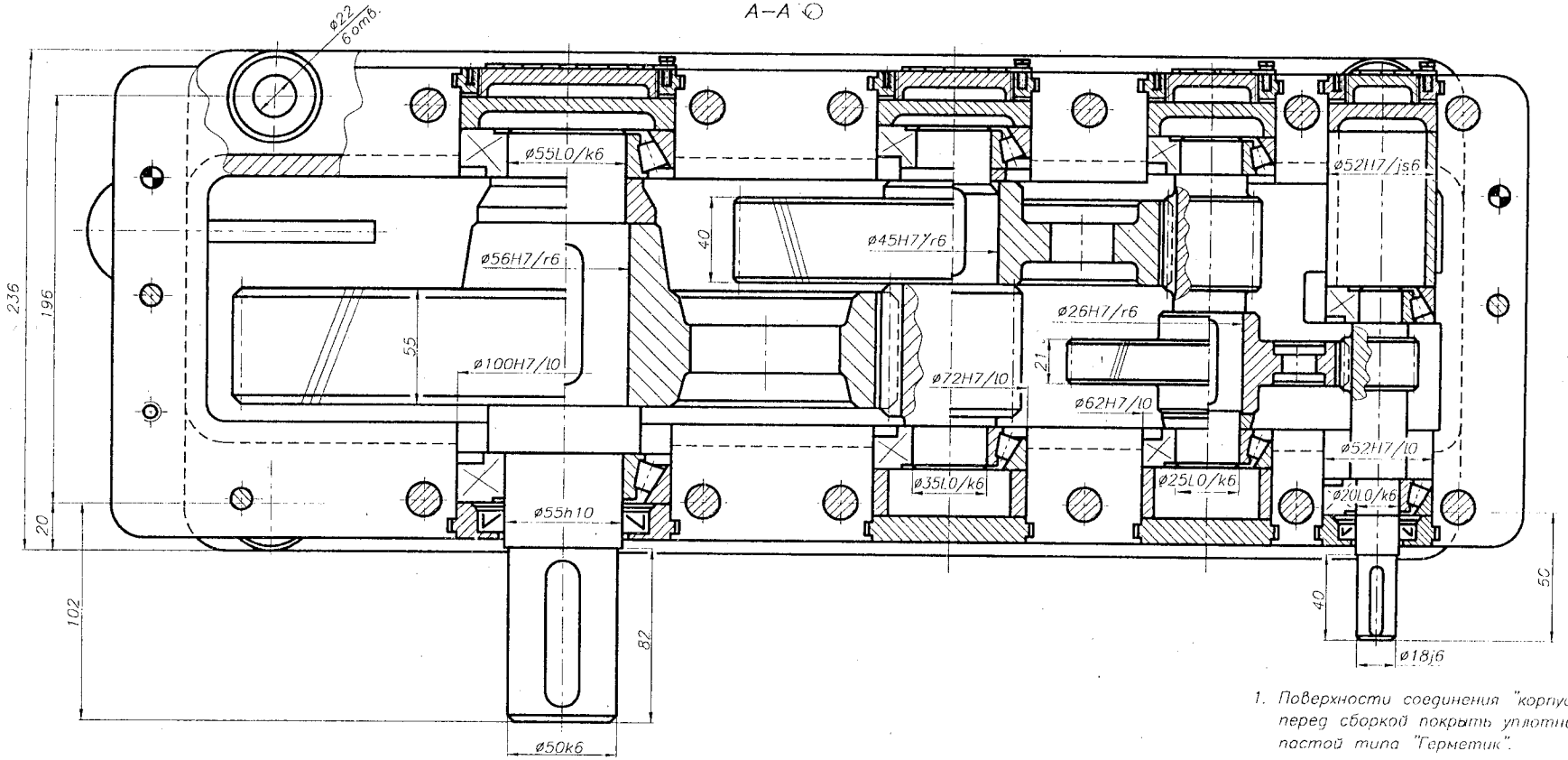
Рис. 9.5.4


A
A
d_{w1} I=32,62
92
23
80
120
180
d_{w2} I=121,18
d_{w1} II=40,85
d_{w2} II=199,15
d_{w1} III=58,18
d_{w2} III=301,82
255
590
666
120
135
40
50
Уровень масла
185
358

а)

Рис. 9.5.5

б)



Техническая характеристика

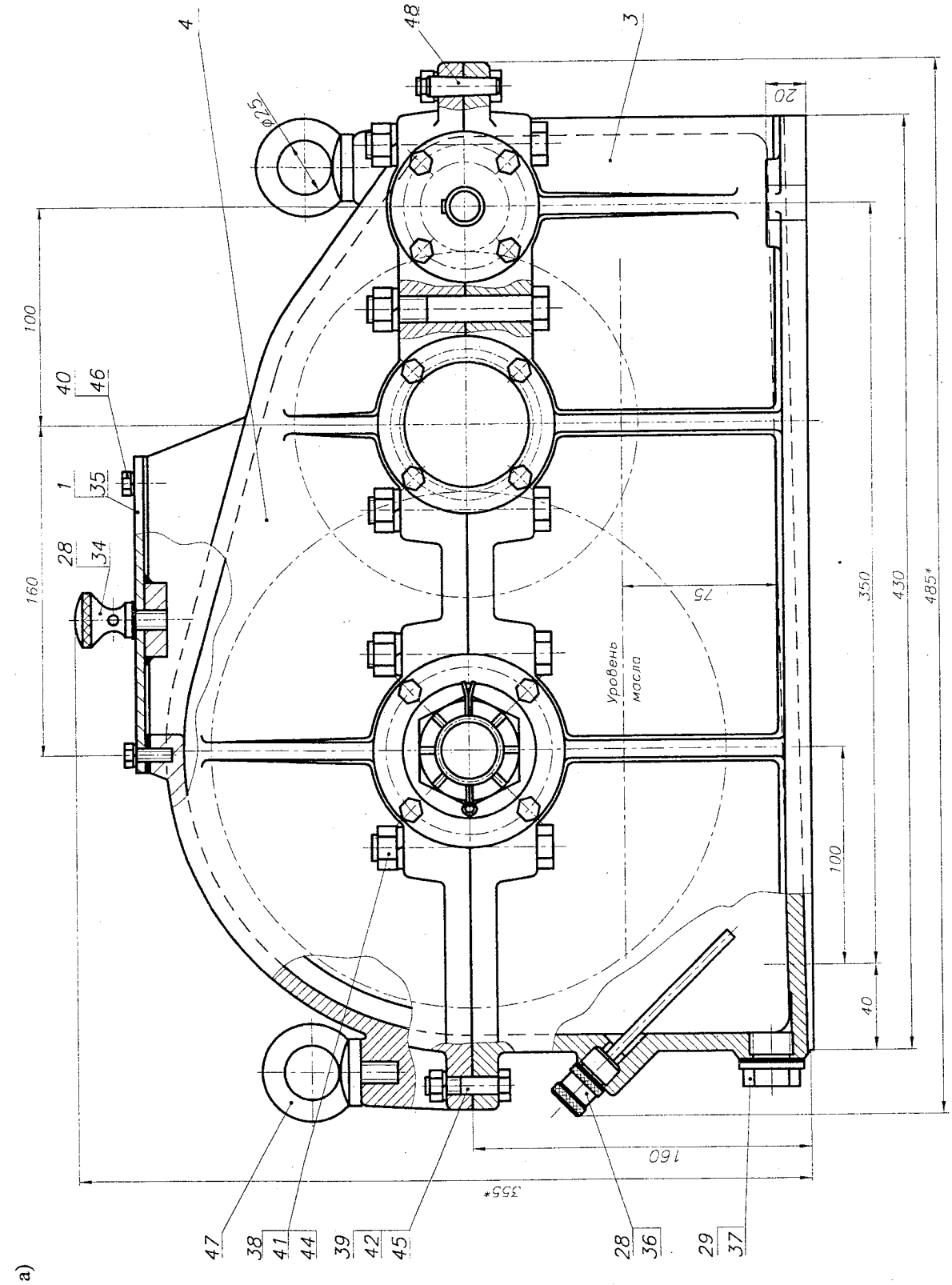
P_1 =	кВт	u_{u1} = 3,88	u_{u2} = 4,88	u_{u3} = 5,19
n_1 = 1425	мин$^{-1}$	z_1 = 16	z_1 = 16	z_1 = 16
n_{wy} = 14,8	мин$^{-1}$	z_2 = 62	z_2 = 78	z_2 = 83
u_o = 98,0		m_n = 2,0 мм	m_n = 2,5 мм	m_n = 3,5 мм
T_{wy} =	Н·м	β = 12°50'19"	β = 11°42'57"	β = 15°44'26"

1. Объем масляной ванны – 60 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
   Входного – 1800 Н; выходного – 12500 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 – 0,03...0,05 мм,
   – I промежуточного вала – 0,03...0,05 мм,
   – II промежуточного вала – 0,04...0,07 мм,
   – выходного вала – 0,05...0,13 мм
   обеспечить винтовыми втулками.
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

					КП ДМ МШ12б 09.05.05.00 СБ		
Выполнил		N докум.	Подп.	Дата	РЕДУКТОР цилиндрический трехступенчатый с наклонным разъемом	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						У		1:1
Пров.						Лист 1	Листов 1	
Т.контр.								
Н.контр.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консуль.								

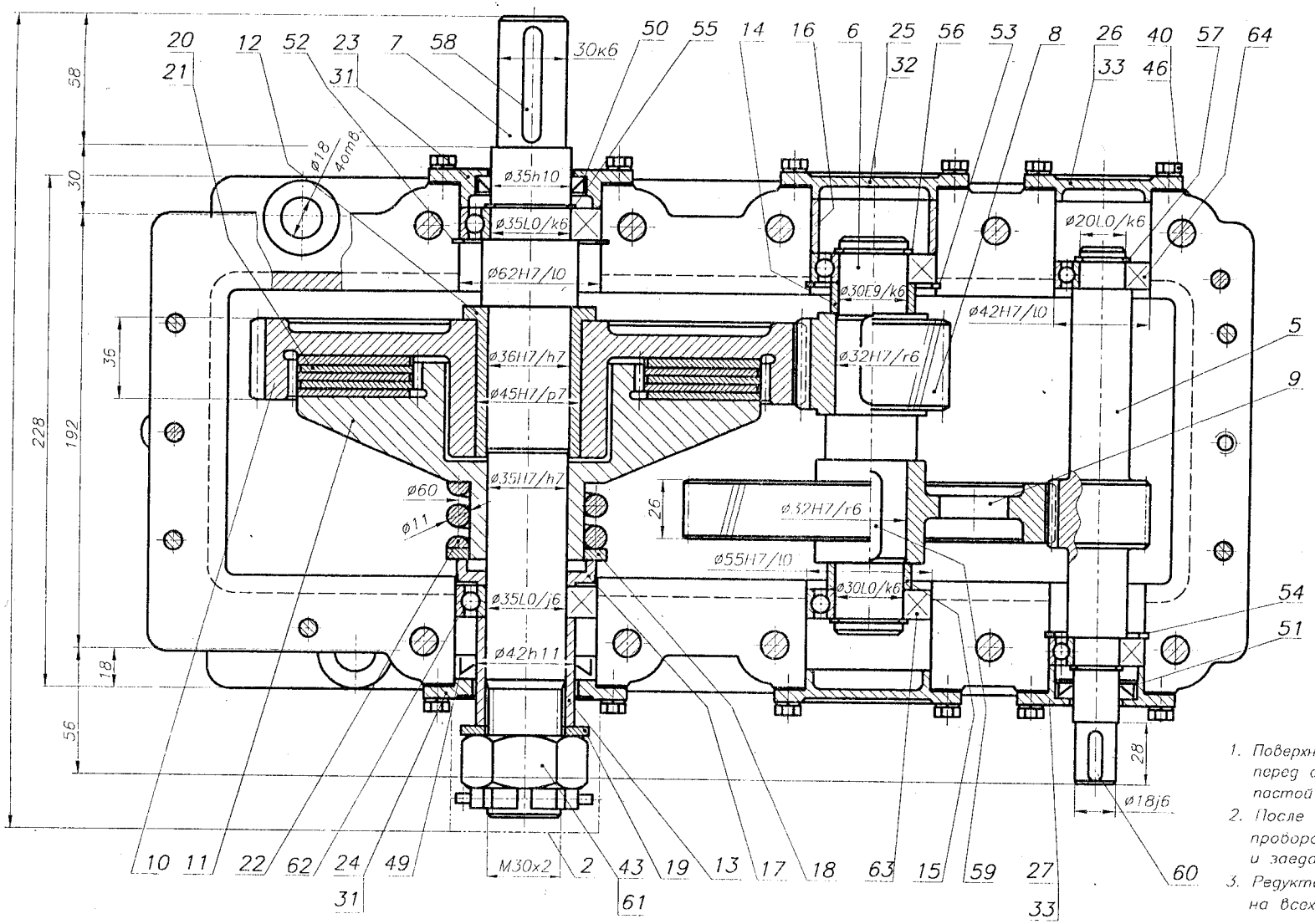
Рис. 9.5.5


4
48
3
ф25
20
100
40
46
1
35
28
34
160
75
Уровень масла
350
430
485*
100
40
160
355*
47
38
41
44
39
42
45
28
36
29
37

а)

Рис. 9.5.6

б)



Техническая характеристика

P_1 = кВт $n_{вых}$ = 53,4 мин$^{-1}$
n_1 = 950 мин$^{-1}$ $T_{вых}$ = Нм
u_p = 17,78

u_1 = 4,11 u_2 = 4,32
z_1 = 19 z_1 = 19
z_2 = 78 z_2 = 82
m_n = 2 мм m_n = 3 мм
β = 14°00'25" β = 18°45'35"

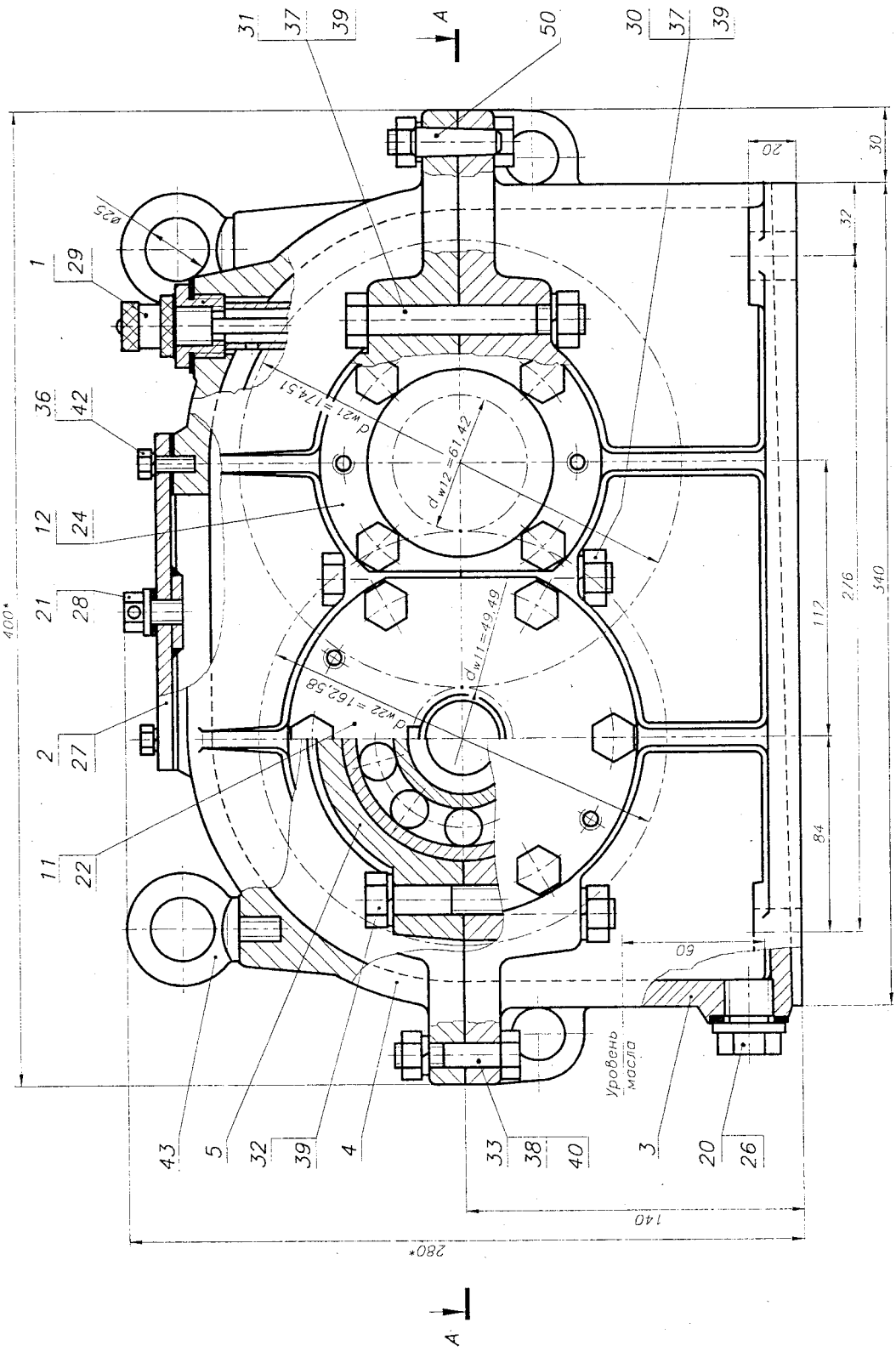
1. Максимальный передаваемый момент $T_{max} = 1,3M_{ном}$ Нм.
2. Объем масляной ванны 3,8 л.
3. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного Н; выходного — Н.
4. Плечо приложения консольной нагрузки — половина длины посадочного места.

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.

					КП ДМ МШ12б 09.05.06.00 СБ	
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	РЕДУКТОР цилиндрический двухступенчатый	Лит. Масса Масштаб 1:1
Разраб.						Лист 1 Листов 1
Пров.						НТУ "ХПИ" кафедра ДМ и ТМ
Т.контр.						
Н.контр.						
Утверд.						
Консульт.						

Рис. 9.5.6

9.6. РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ СООСНЫЕ



а)

1. Объем масляной ванны – 3,1 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – H; выходного – H.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

Техническая характеристика

P_1 =	кВт	$u_{цил1}$ = 3,52	$u_{цил2}$ = 2,65	
$n_{вх}$ = 103,1	мин$^{-1}$	z_1 = 19	z_1 = 17	
u_o = 9,31		z_2 = 67	z_2 = 45	
$T_{вх}$ =	Н·м	m_n = 2,5 мм	m_n = 3,5 мм	
		β = 16°17'48"	β = 14°21'41"	

Рис. 9.6.1

б)

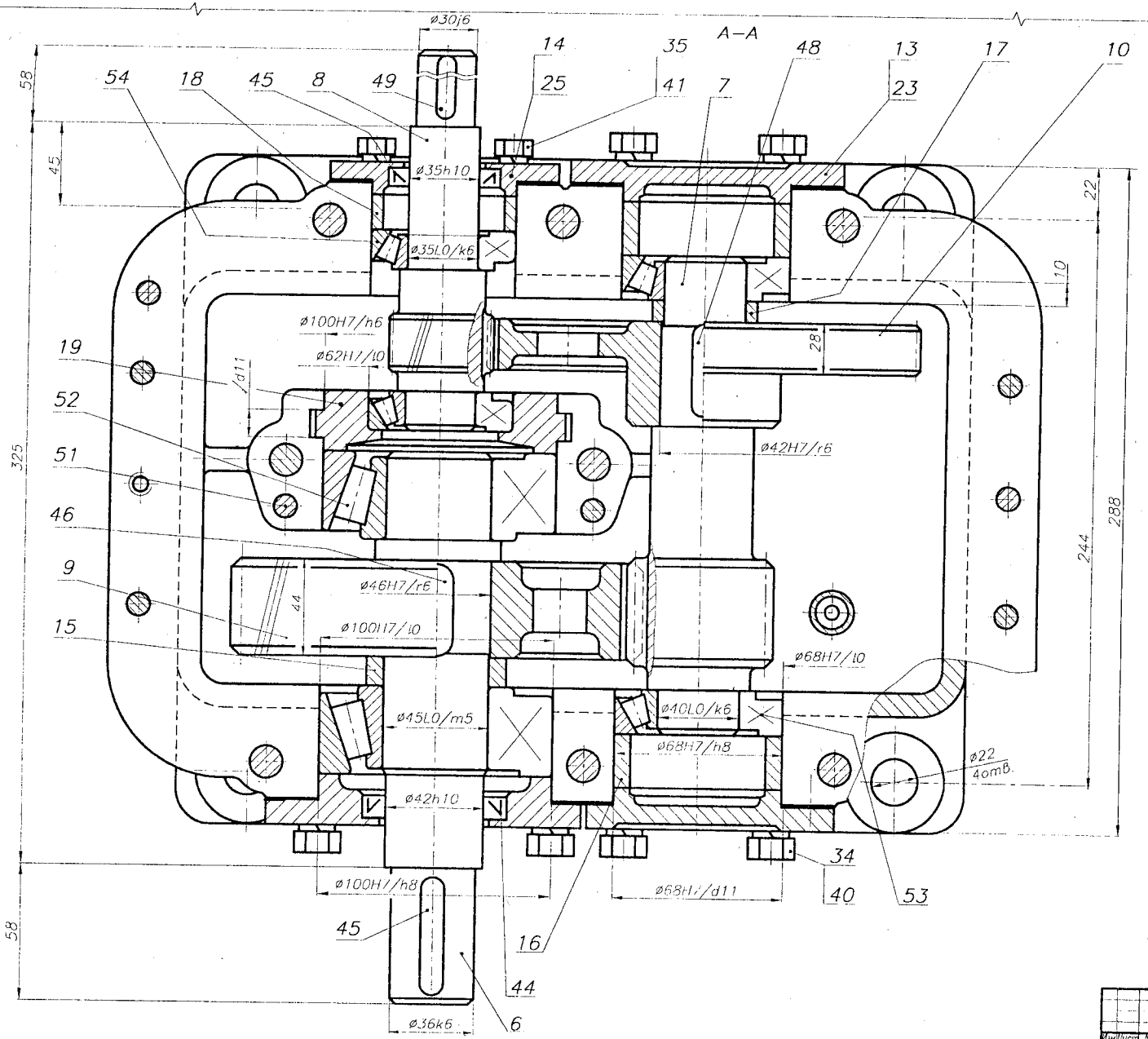


Рис. 9.6.1

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 22, 23, 24, 25.
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

					КП ДМ МШ126 09.06.01.00 СБ	
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата		
Разраб.					РЕДУКТОР цилиндрический соосный	Лит.	Масса	Масштаб
Пров.								1:1
Т.контр.						Лист 11	Листов 1	
Н.контр.								
Утверд.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Консульт.								

9.7. РЕДУКТОРЫ КОНИЧЕСКИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ

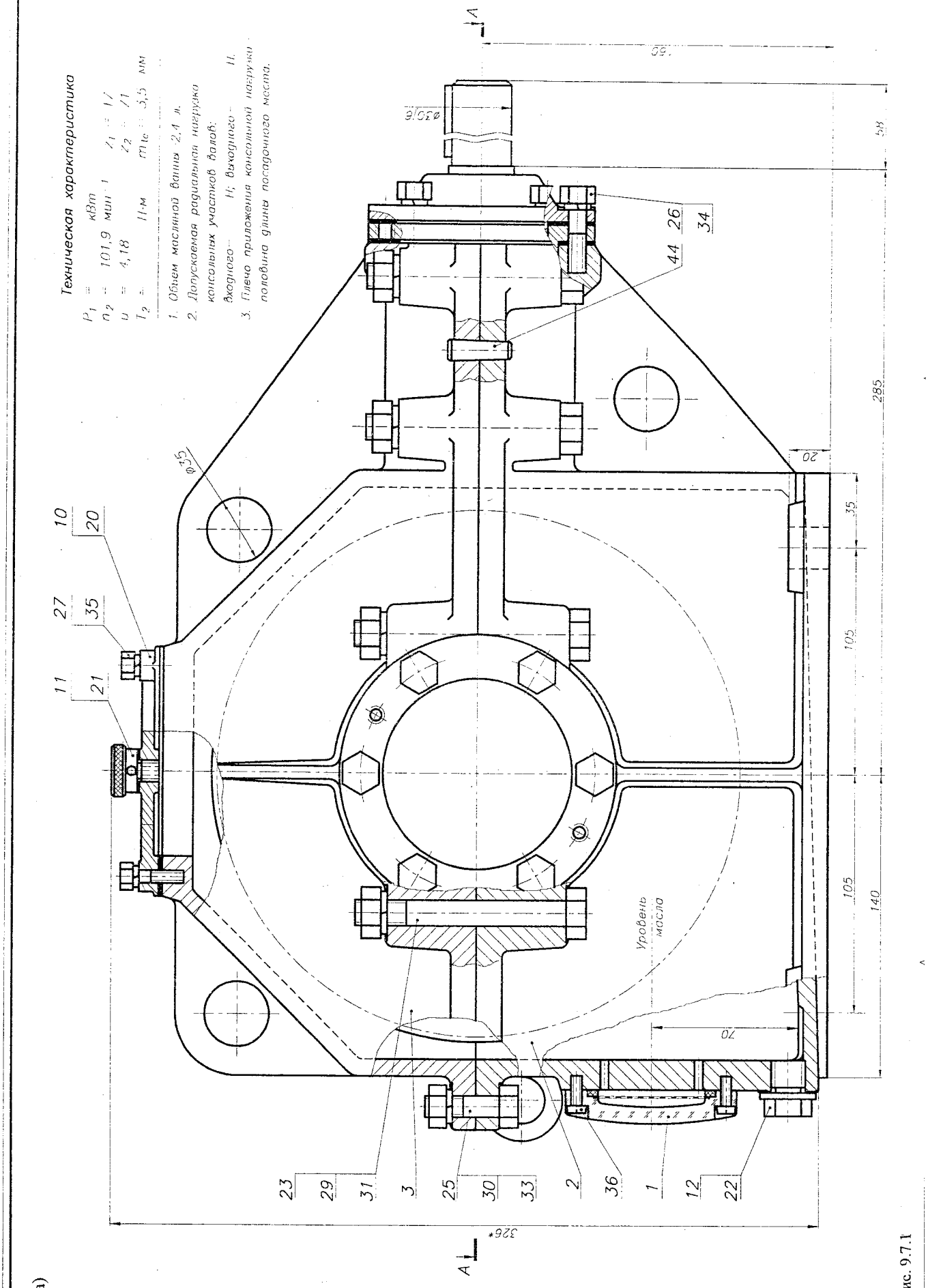


Рис. 9.7.1

б)

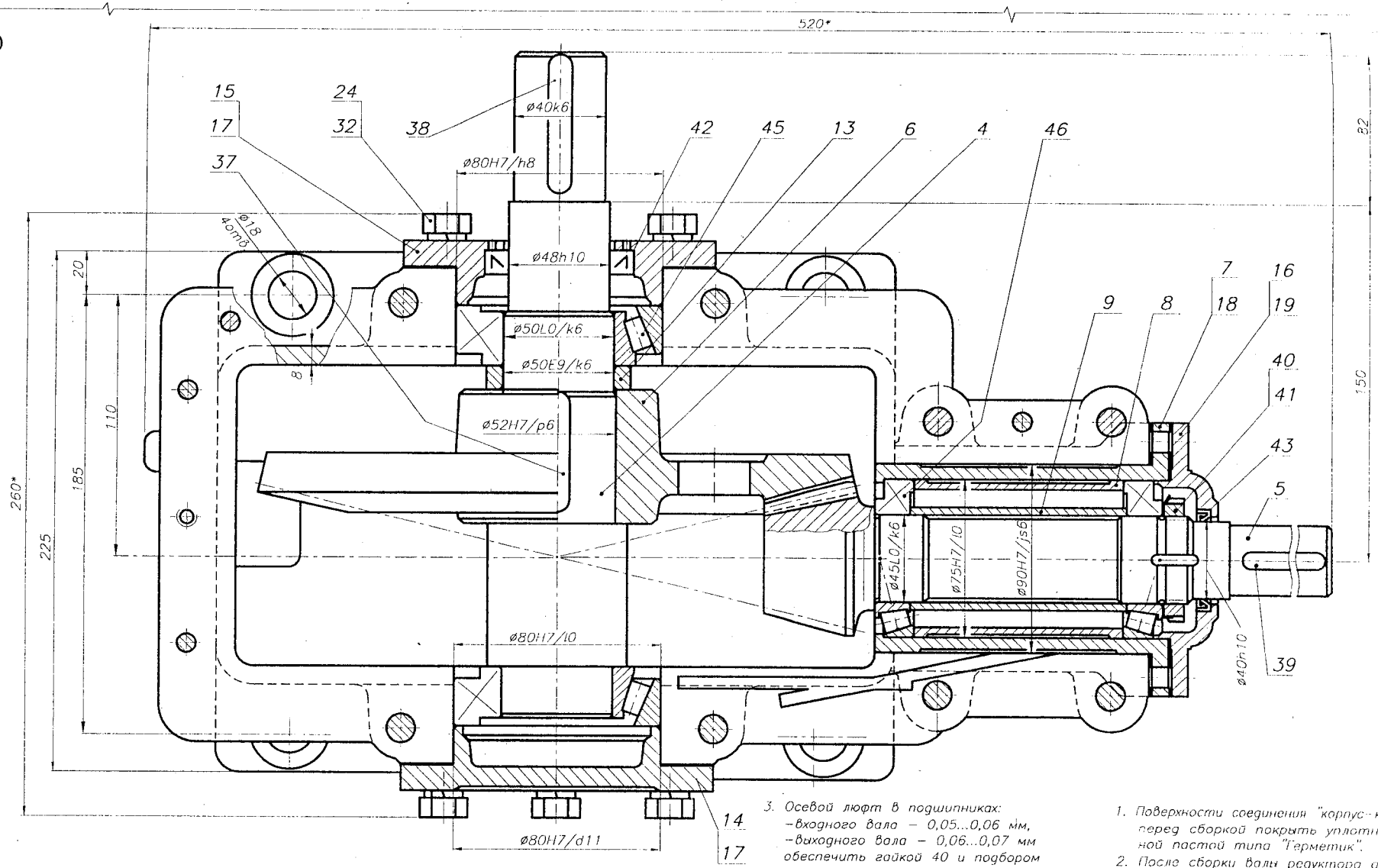


Рис. 9.7.1

3. Осевой люфт в подшипниках:
–входного вала – 0,05...0,06 мм,
–выходного вала – 0,06...0,07 мм
обеспечить гайкой 40 и подбором толщины прокладок 17.
4. Пятно контакта по длине зуба –60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок 18 и перестановкой прокладок 17.
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.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ12б 09.07.01.00 СБ
Разраб.					РЕДУКТОР коническийодноступенчатый
Провер.					
Т.контр.					
Н.контр.					
Утверд.					
Консульт.					

Лит.	Масса	Масштаб
		1:1
Лист 1	Листов 1	

НТУ "ХПИ"
Кафедра ДМ и ПМ

а)

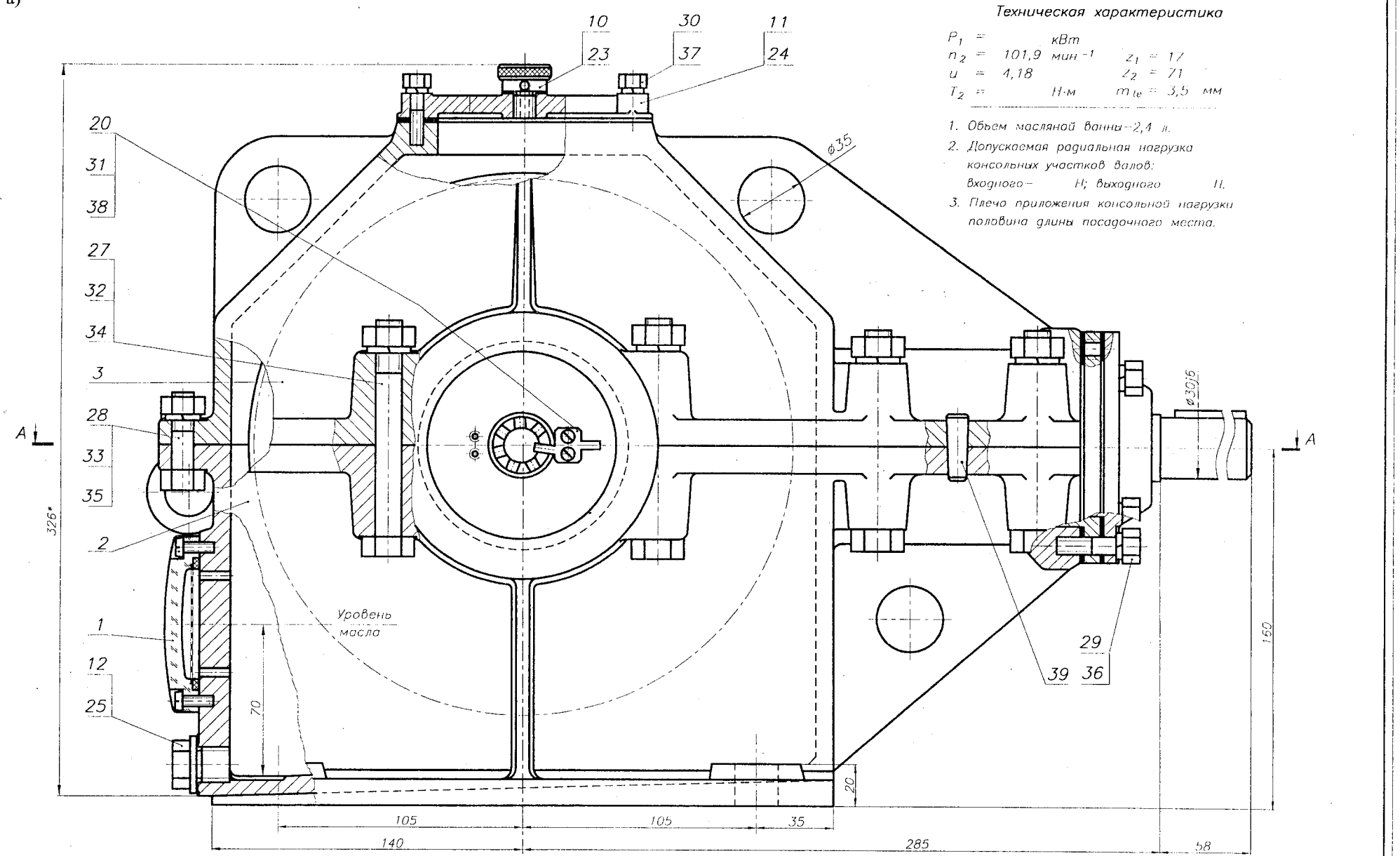
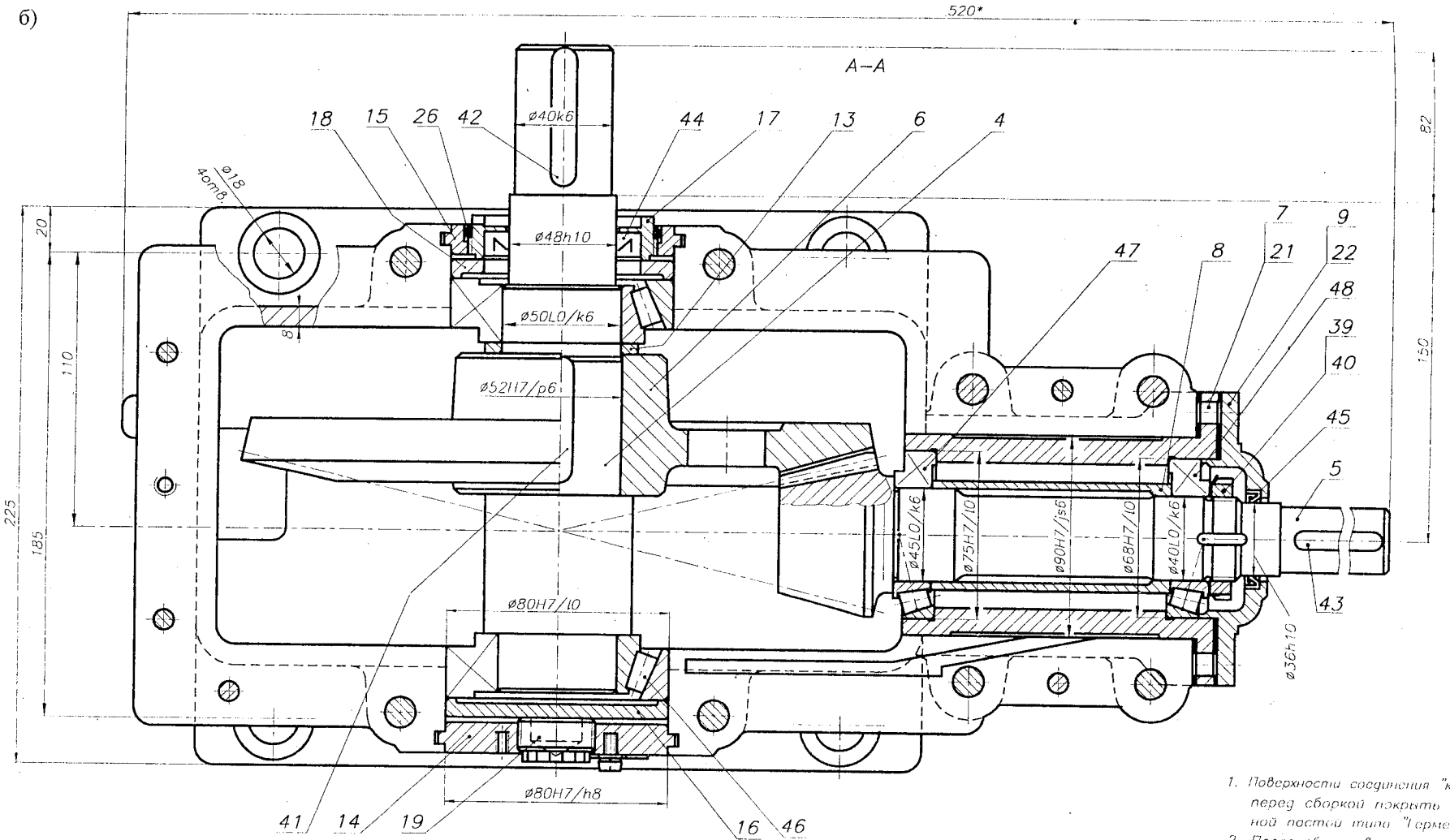

Техническая характеристика
P_1 = кВт
n_2 = 101,9 мин$^{-1}$ z_1 = 17
u = 4,18 z_2 = 71
T_2 = Н·м m_{te} = 3,5 мм
1. Объем масляной ванны – 2,4 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки половина длины посадочного места.
10
23
30
37
11
24
20
31
38
27
32
34
3
28
33
35
2
1
12
25
29
39
36
ø35
ø30j6
A
A
326*
70
Уровень масла
160
20
105
105
35
140
285
58

Рис. 9.7.2

б)



1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа "Герметик".
2. После сборки вала редуктора должно 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 гайкой 39 (вал входной), винтом 19 и резьбовой втулкой 17 (вал выходной).
4. Пятно контакта по длине зуба –60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок 21 (вал входной), винтом 19 и резьбовой втулкой 17 (вал выходной).
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ12б 09.07.02.00 СБ	
Разраб.					РЕДУКТОР коническийодноступенчатый	Лит. / Масса / Масштаб: У / 1:1
Провер.						
Т.контр.						
Н.контр.						Лист 1 Листов 1
Утверд.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	
Консульт.						

Рис. 9.7.2

а)

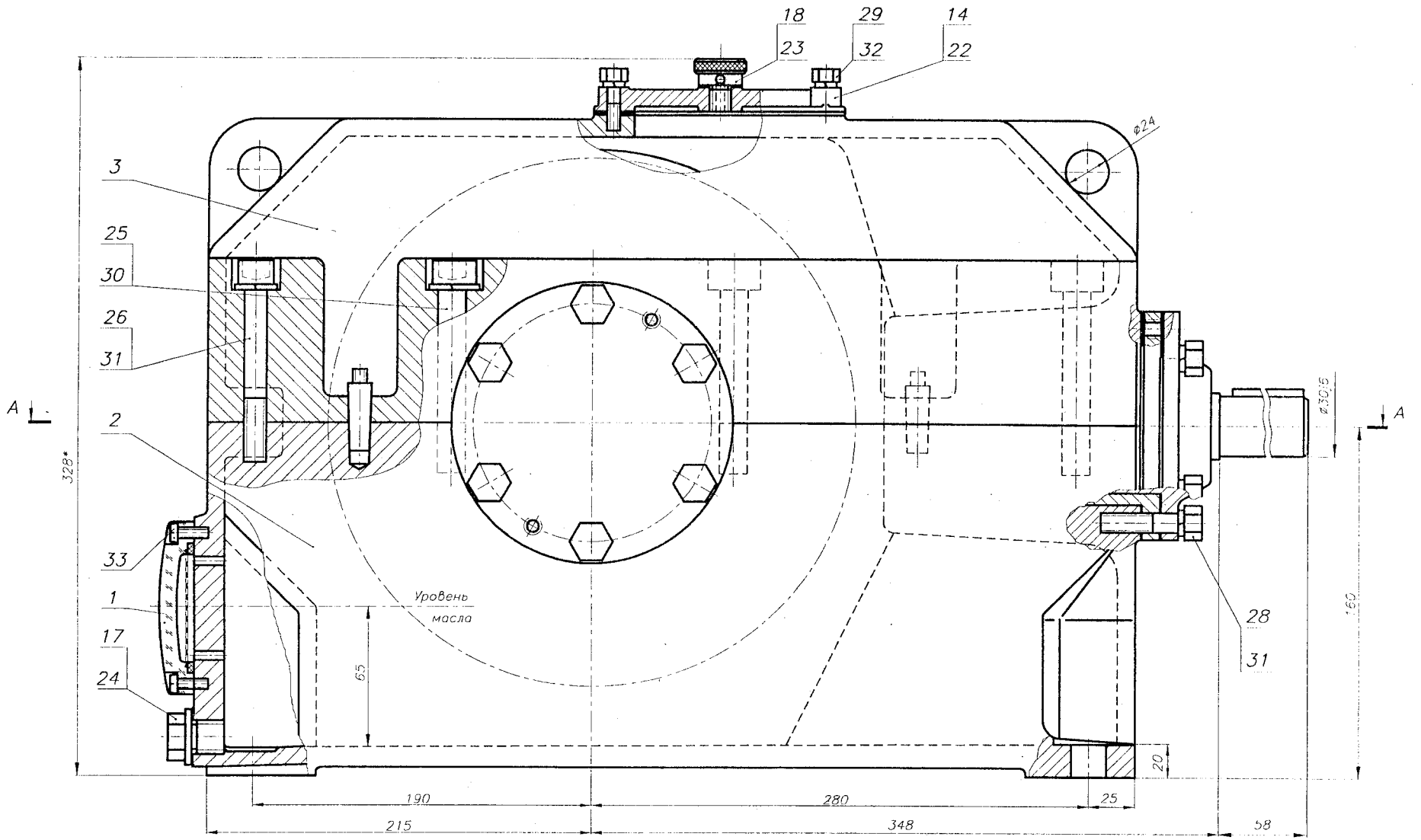


Рис. 9.73

Техническая характеристика

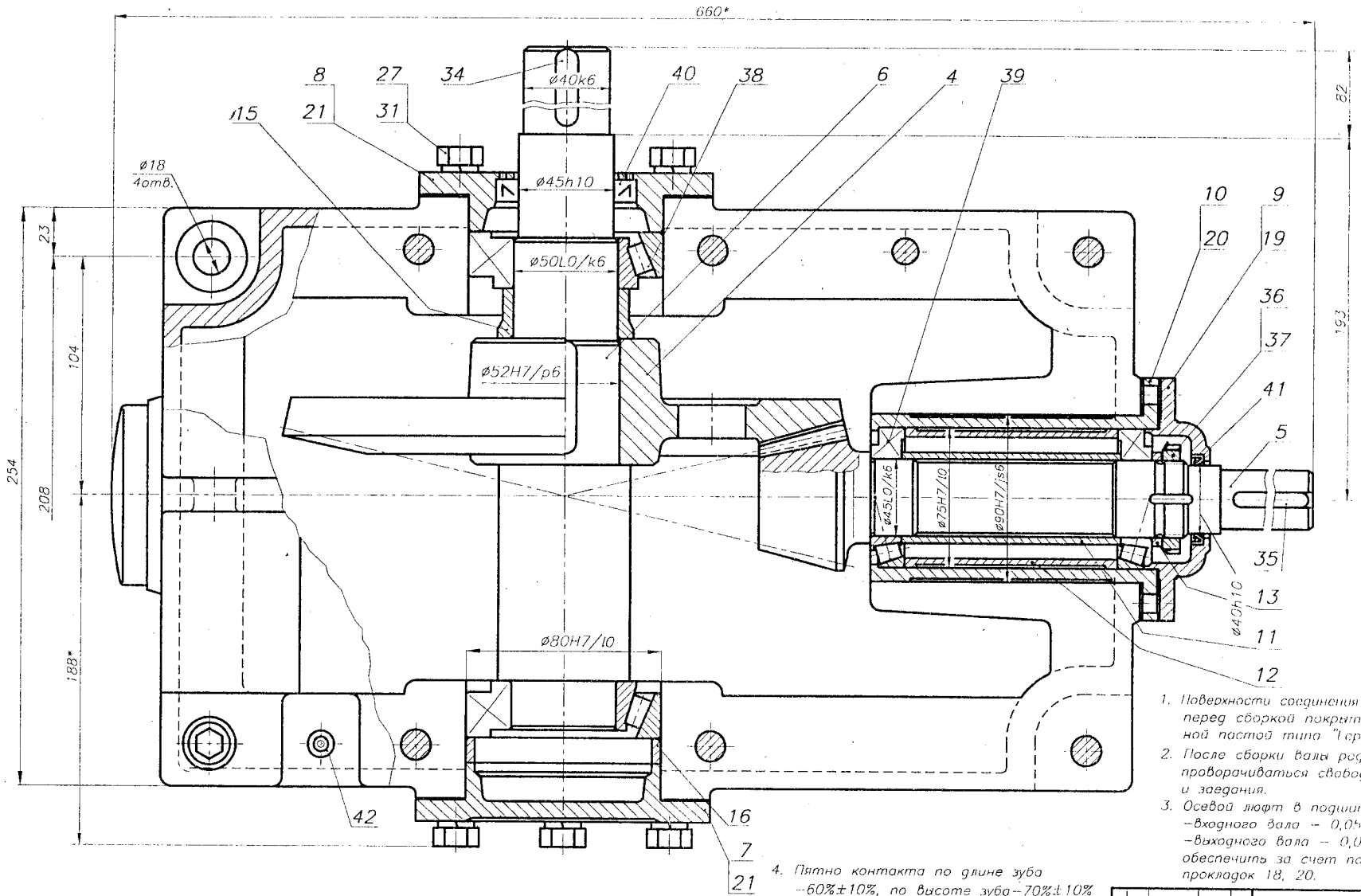
P_1 = кВт u = 3,89 z_1 = 18

n_2 = 92,6 мин$^{-1}$ T_2 = 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 – Н; выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

б)



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 18, 20.
4. Пятно контакта по длине зуба –60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок 19 и перестановкой прокладок 20.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

					КП ДМ МШ12б 09.07.03.00 СБ	
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата		
Разраб.					РЕДУКТОР коническийодноступенчатый	Лит. / Масса / Масштаб: 1:1
Провер.						
Т.контр.						
Н.контр.						Лист 1 Листов 1
Утверд.						НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Консульт.						

Рис. 9.7.3

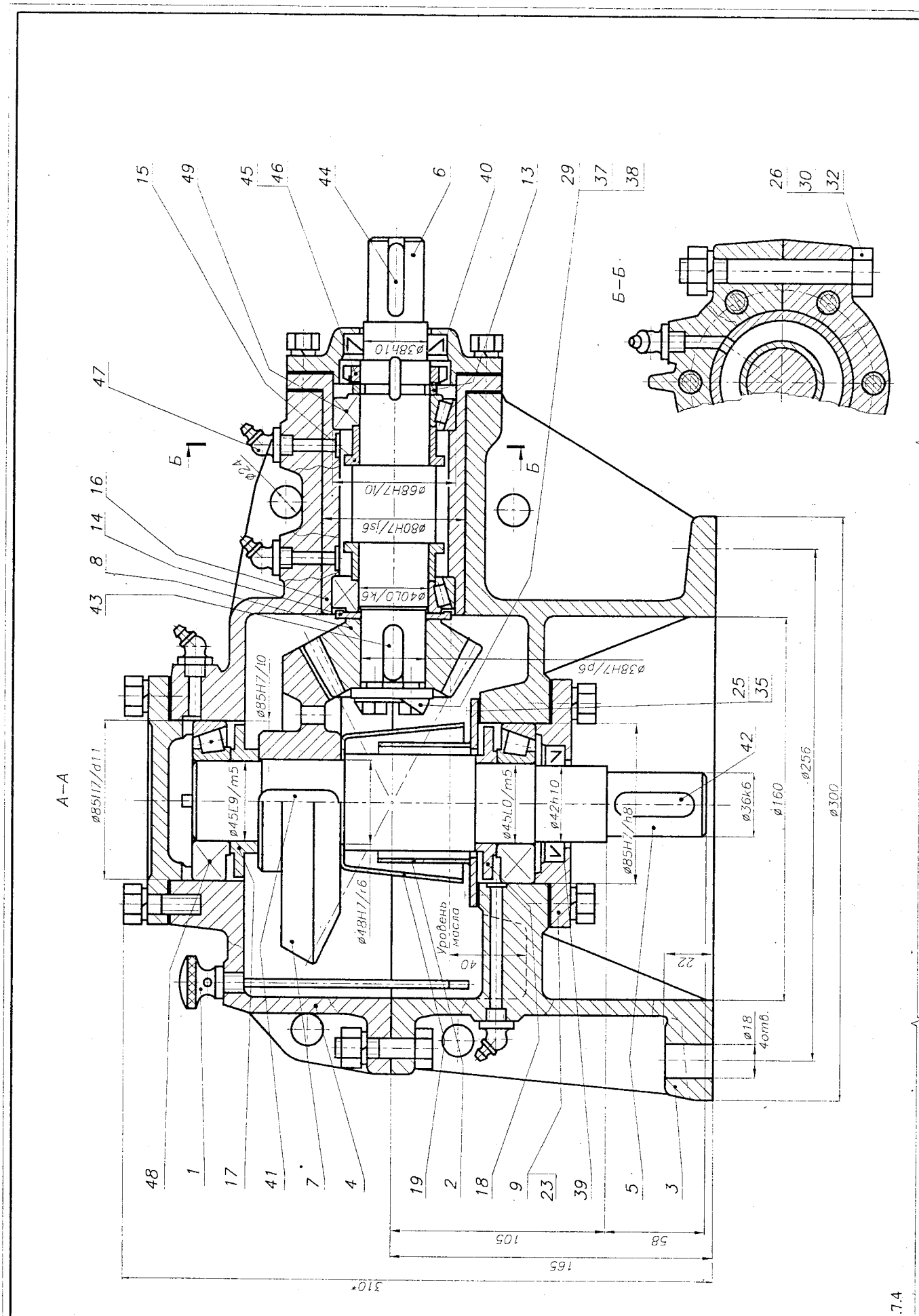
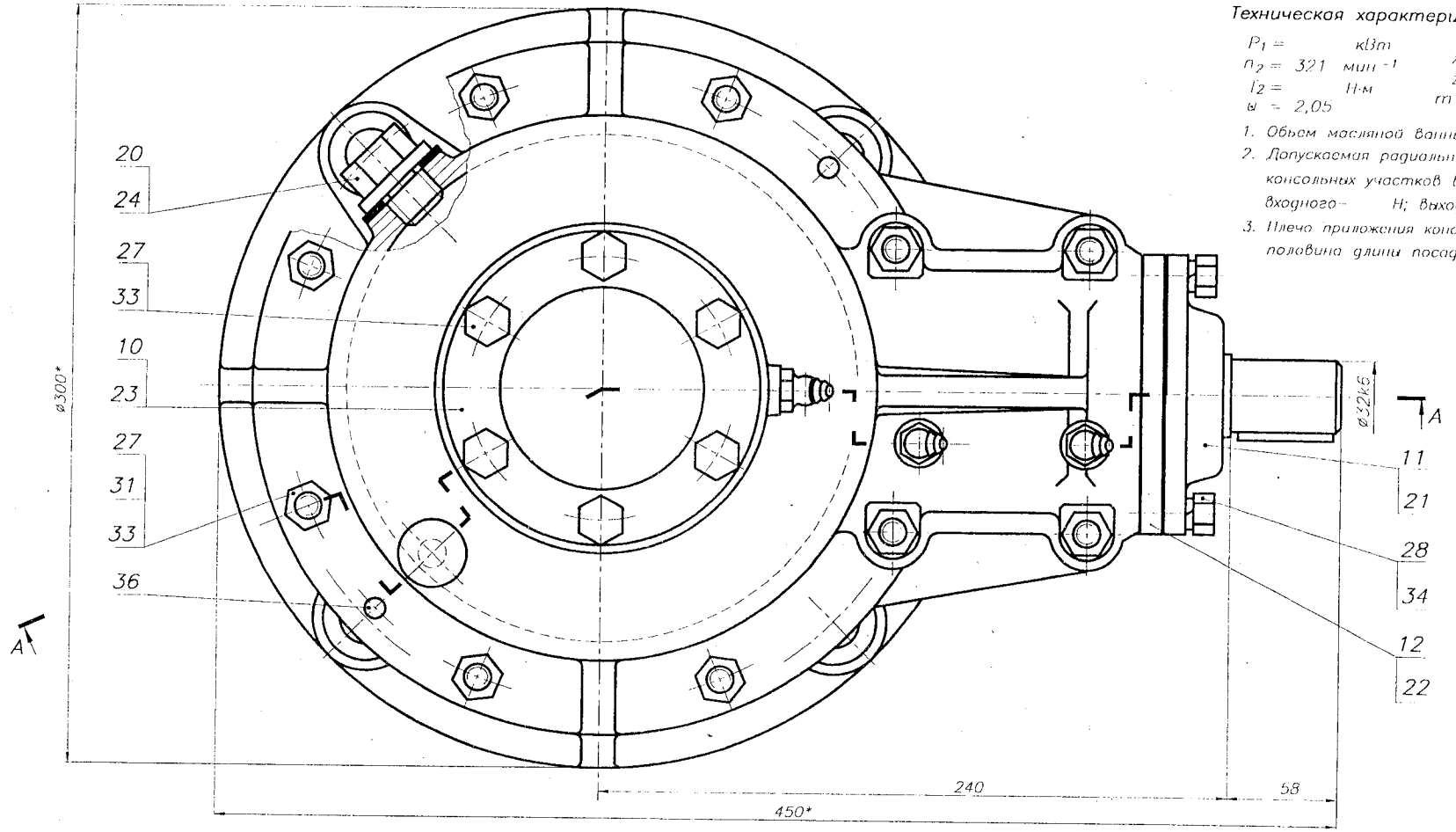

а)
А–А
Б–Б
Б
Б
ø85H12/d11
ø85H7/l0
ø45E9/m5
ø48H7/r6
Уровень масла
40
ø45L0/m5
ø42h10
ø85H7/h8
ø38H7/p6
ø38h10
ø68H7/l0
ø80H7/js6
ø40L0/k6
ø36k6
ø160
ø256
ø300
ø18
4отв.
22
58
105
165
310*
15
49
45
46
44
6
40
13
29
37
38
26
30
32
47
16
14
8
43
48
1
17
41
7
4
19
2
18
9
23
39
5
3
25
35
42

Рис. 9.7.4

б)



Техническая характеристика

P_1 = кВт
n_2 = 321 мин$^{-1}$
T_2 = 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 – Н; выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

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 21, 23.
4. Пятно контакта по длине зуба –60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок 22 и перестановкой прокладок 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.

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ126 09.07.04.00 СБ	
Разраб.				РЕДУКТОР коническийодноступенчатый	Лит. Масса Масштаб 1:1
Провер.					Лист 11 Листов 1
Т.контр.					
Н.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ гр. ТМ-01
Утверд.					
Консульт.					

Рис. 9.7.4

9.8. РЕДУКТОРЫ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

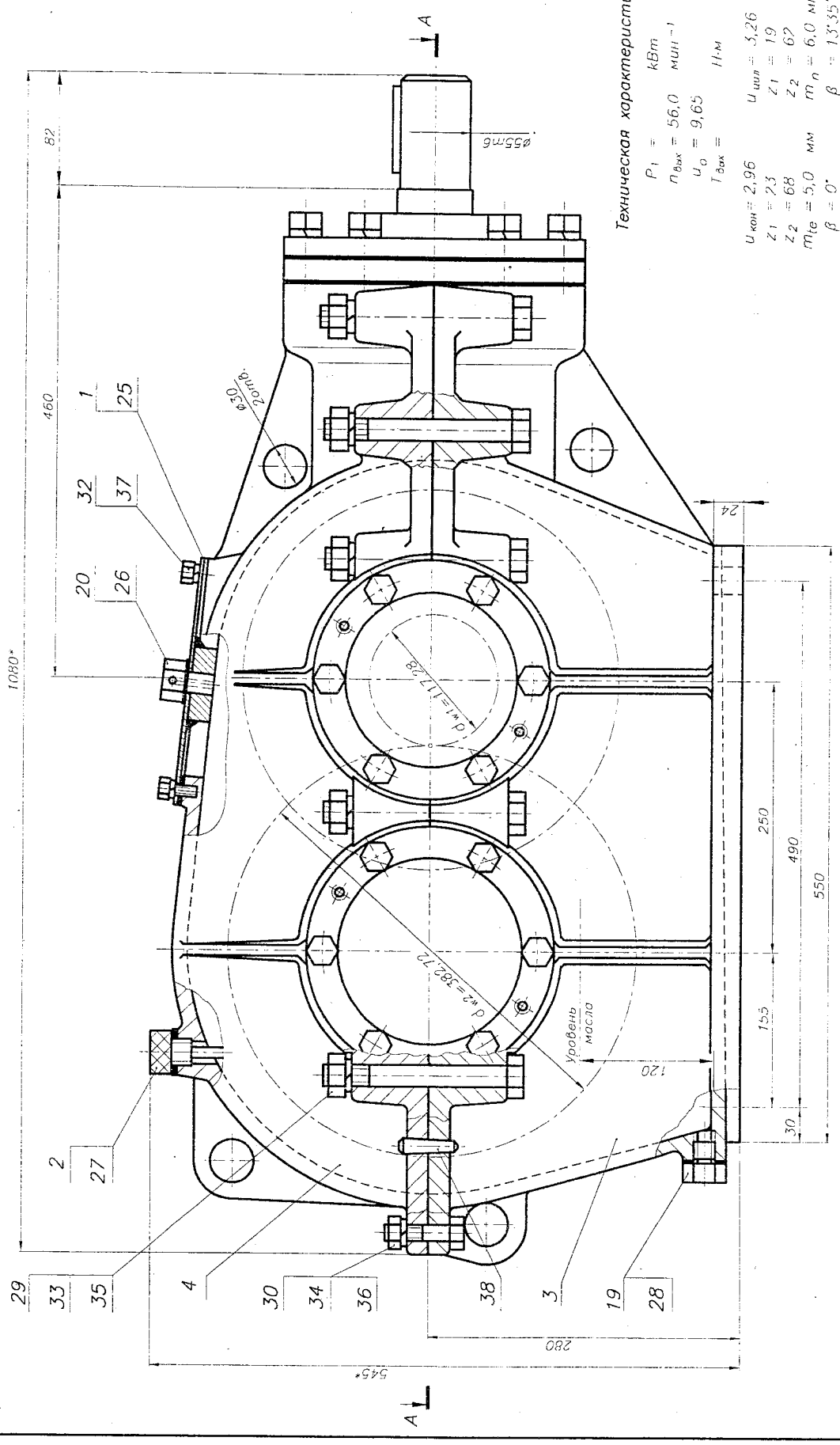


Рис. 9.8.1

б)

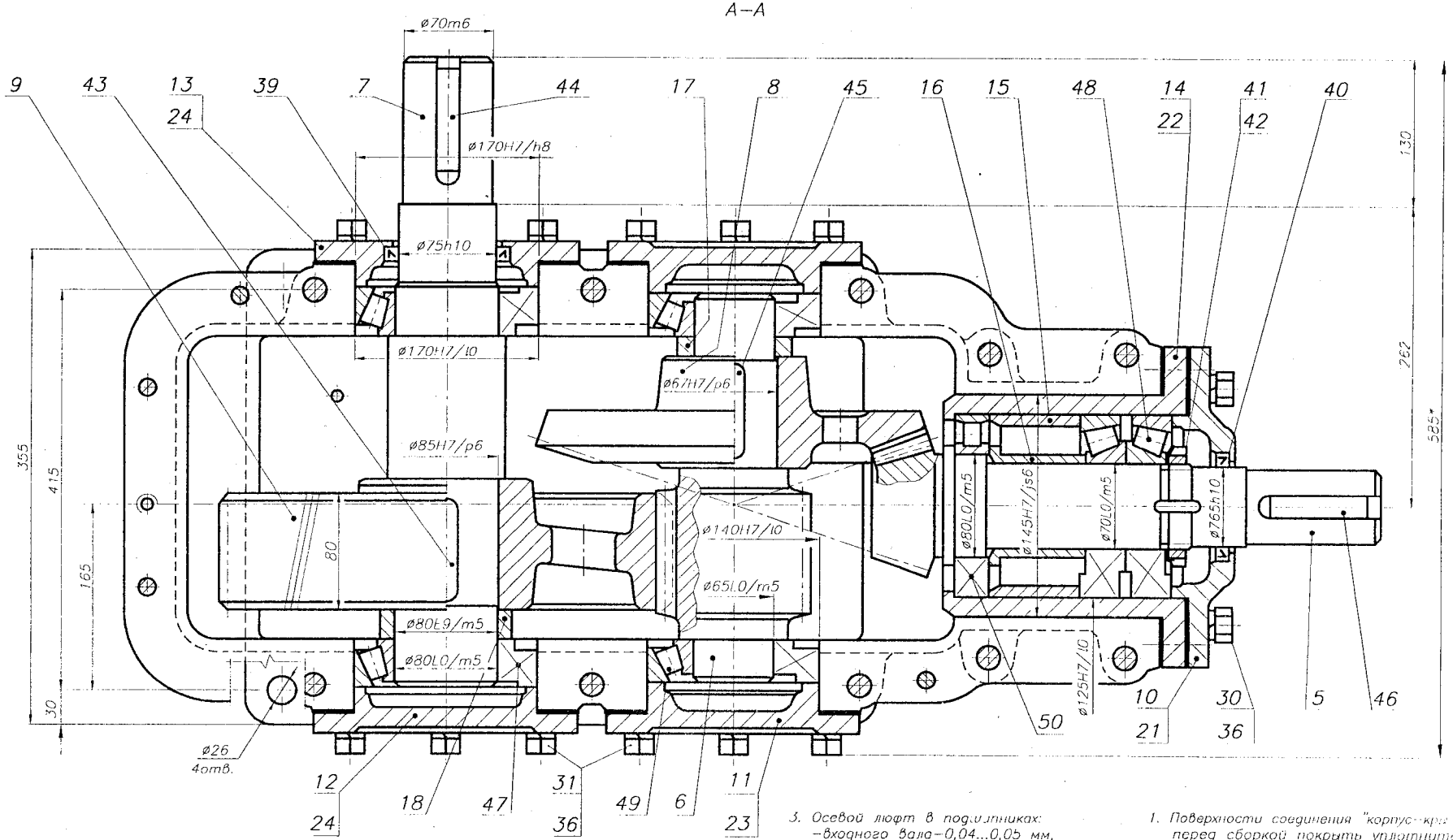


Рис. 9.8.1

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 21, 23, 24.

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи–60%±10%, по высоте зуба–70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 22 и перестановкой прокладок 23.

5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

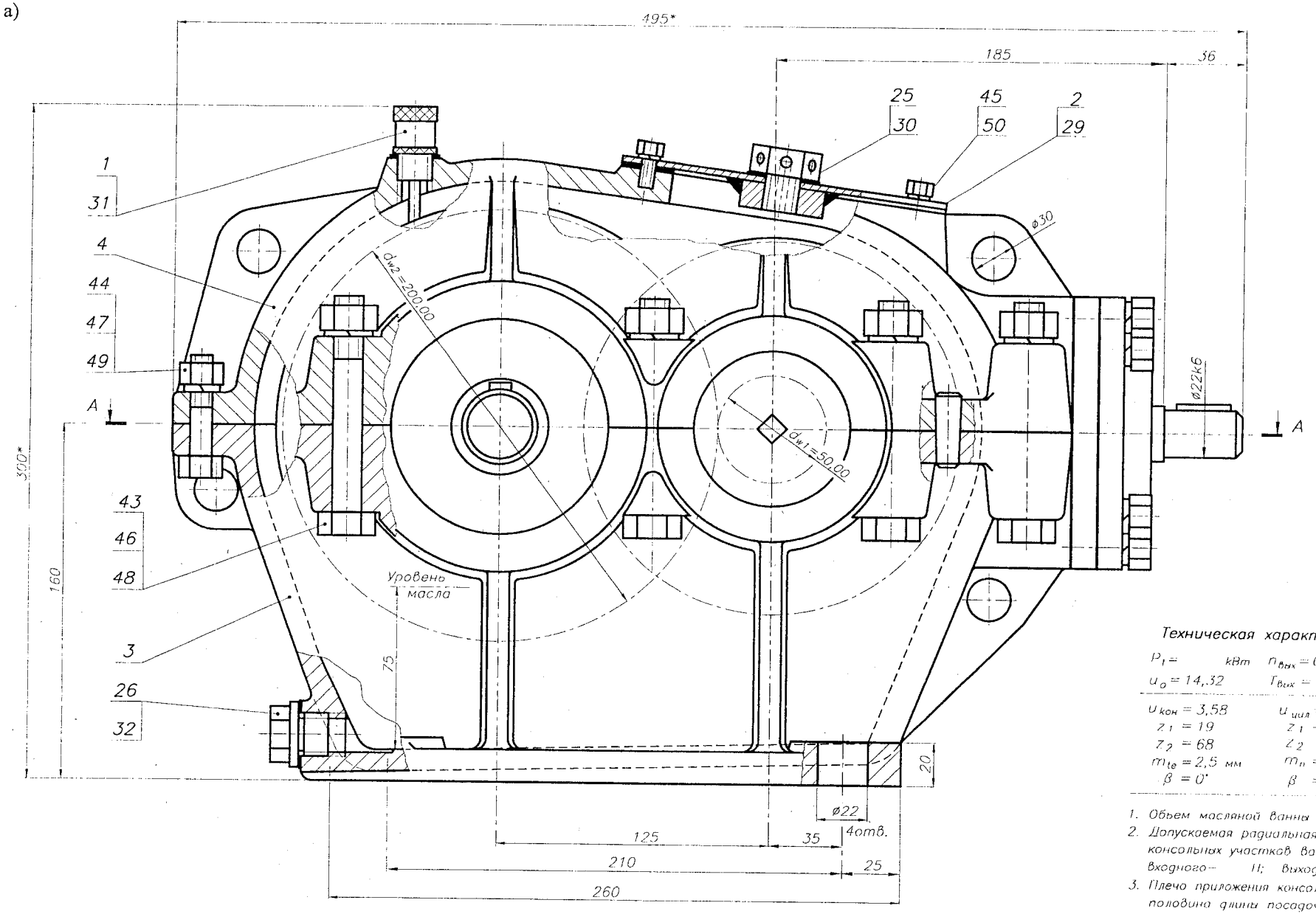
1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа "Герметик".

2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ126 09.08.01.00 СБ
Разраб.					РЕДУКТОР коническо-цилиндрический
Пров.					
Т.контр.					
Н.контр.					
Утверд.					
Консульт.					

Лит. | Масса | Масштаб
1:1
Лист 11 Листов 1
НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ

а)



Техническая характеристика

P_1 = кВт $n_{вых}$ = 67,03 мин$^{-1}$

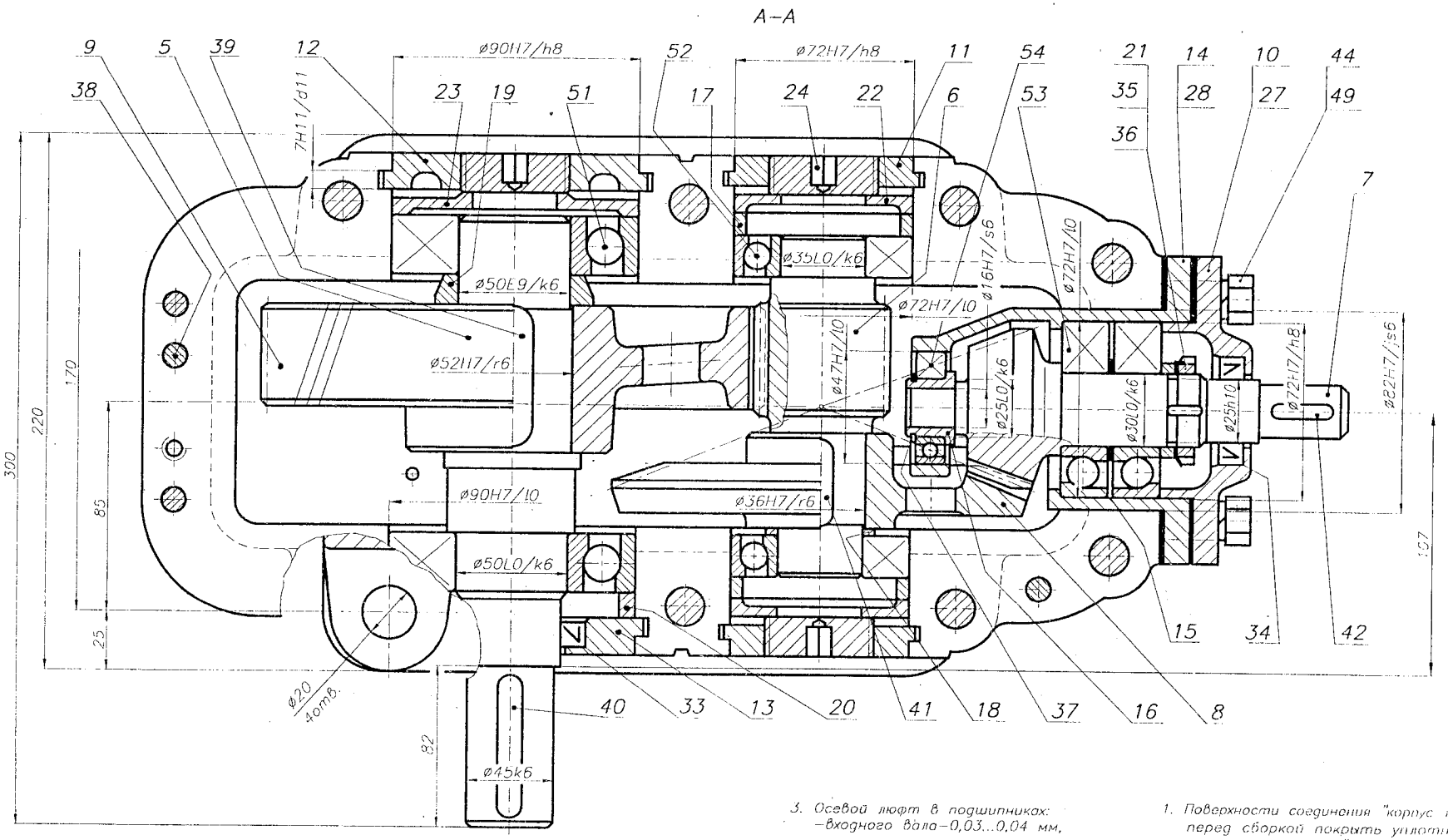
u_o = 14,32 $T_{вых}$ = Н·м

$u_{кон}$ = 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. Обьем масляной ванны 1,9 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного — Н; выходного — Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки — половина длины посадочного места.

Рис. 9.8.2

б)

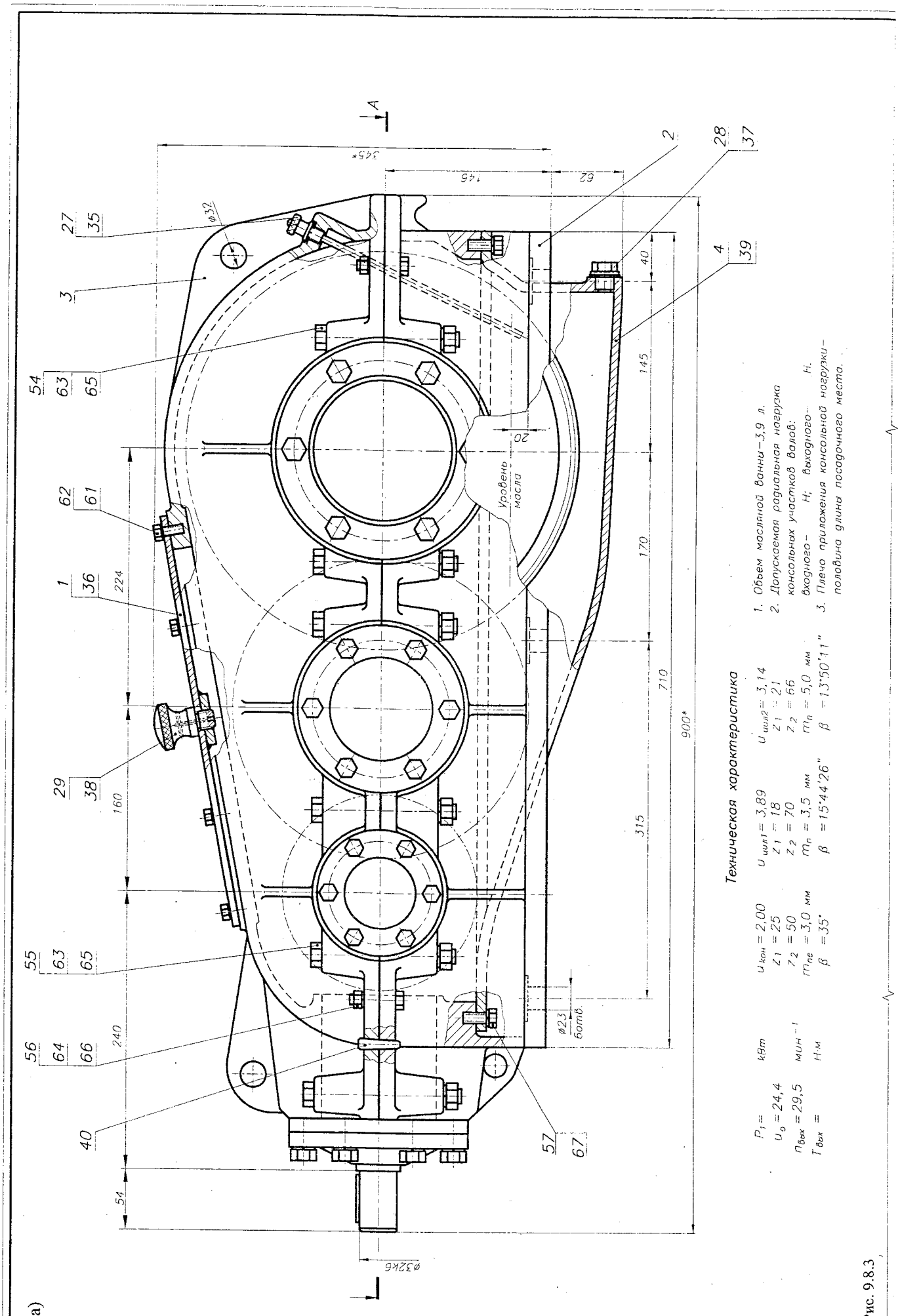


3. Осевой люфт в подшипниках:
–входного вала–0,03...0,04 мм,
–промежуточного вала–0,04...0,05 мм,
–выходного вала–0,05...0,06 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок 27 и винтами 24.
4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи–60%±10%, по высоте зуба–70%+10% обеспечить подбором толщины прокладок 28 и винтами 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.

				КП ДМ МШ125 09.08.02.00 СБ	
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	
Разраб.				РЕДУКТОР коническо-цилиндрический	Лит. Масса Масштаб 1:1
Пров.					
Т.контр.					
Н.контр.					
Утверд.					
Консульт.					ПГУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПТ

Рис. 9.8.2

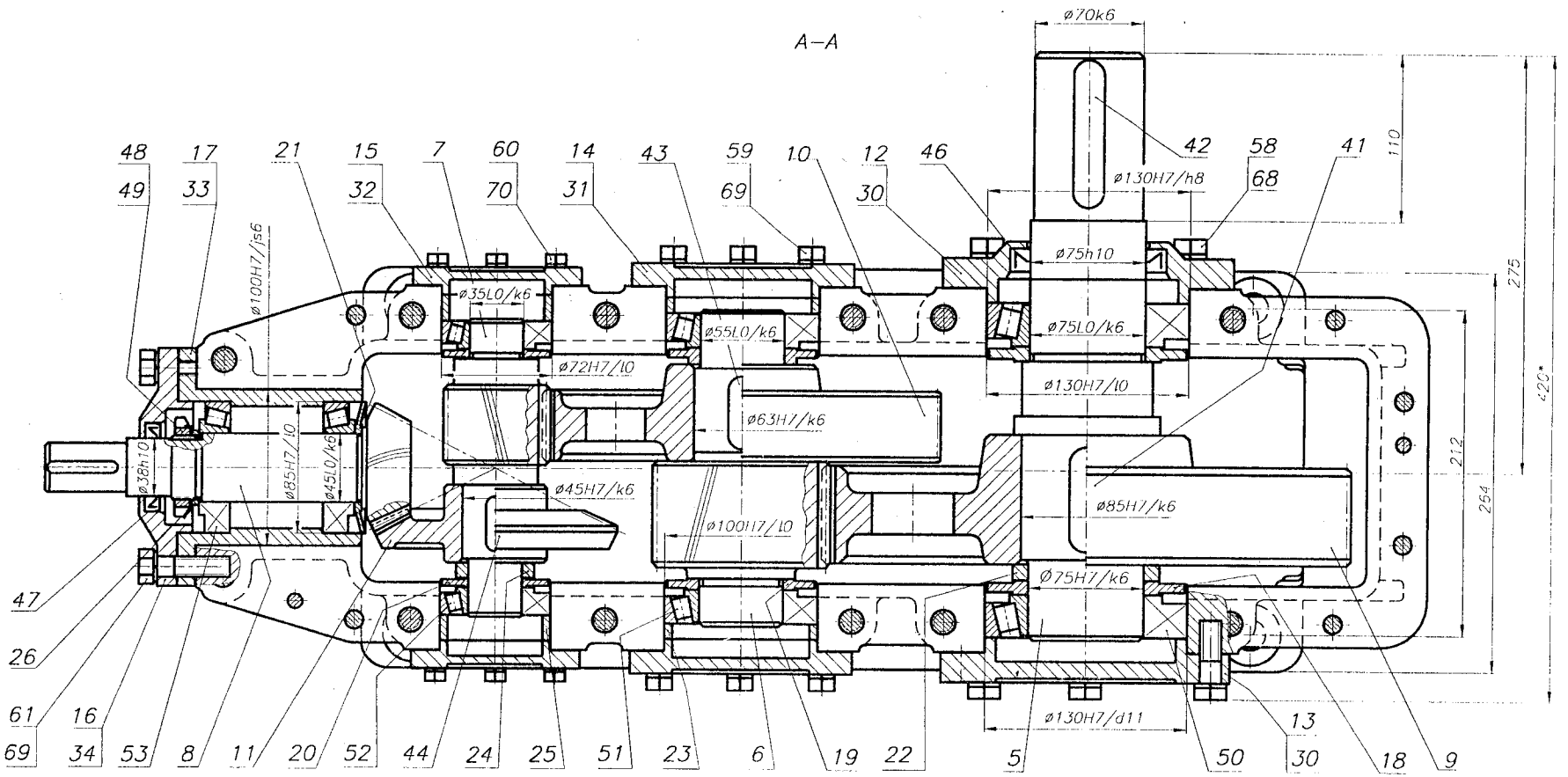


Техническая характеристика

$P_1 =$	кВт	$u_{кон} = 2{,}00$	$u_{шп1} = 3{,}89$	$u_{шп2} = 3{,}14$	1. Объем масляной ванны – 3,9 л.
$u_o = 24{,}4$		$z_1 = 25$	$z_1 = 18$	$z_1 = 21$	2. Допускаемая радиальная нагрузка
$n_{вых} = 29{,}5$	мин$^{-1}$	$z_2 = 50$	$z_2 = 70$	$z_2 = 66$	консольных участков валов:
$T_{вых} =$	Н·м	$m_{пе} = 3{,}0$ мм	$m_n = 3{,}5$ мм	$m_n = 5{,}0$ мм	Входного – H; выходного – H.
		$\beta = 35°$	$\beta = 15°44'26''$	$\beta = 13°50'11''$	3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

Рис. 9.8.3

б)

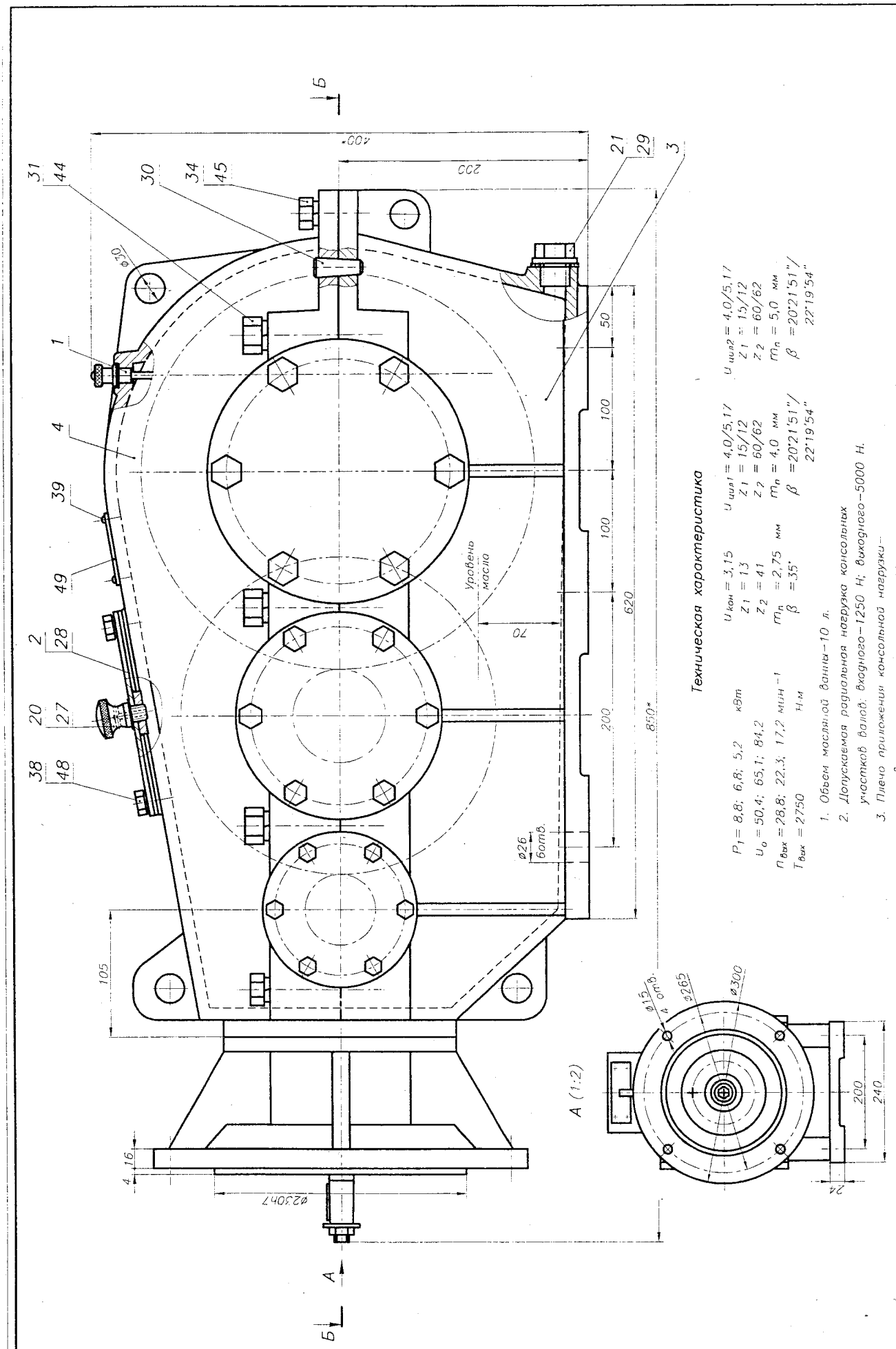


3. Осевой люфт в подшипниках:
   – входного вала – 0,05...0,06 мм,
   – I промежуточного вала – 0,05...0,06 мм,
   – II промежуточного вала – 0,08...0,09 мм,
   – выходного вала – 0,09...0,10 мм
   обеспечить гайкой 48 и за счет подбора толщины прокладок 32, 31, 30.
4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи – 60% ± 10%, по высоте зуба – 70% ± 10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 33 и перестановкой прокладок поз. 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.

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ126 09.08.03.00 СБ		
Разраб.				РЕДУКТОР коническо-цилиндрический	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.					У		1:1
Т.контр.					Лист 1	Листов 1
Н.контр.						
Утверд.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	
Консуль.						

Рис. 9.8.3



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_0 = 50,4; 65,1; 84,2		Z_1 = 13	Z_1 = 15/12	Z_1 = 15/12
		Z_2 = 41	Z_2 = 60/62	Z_2 = 60/62
$n_{вых}$ = 28,8; 22,3; 17,2	$мин^{-1}$	m_n = 2,75 мм	m_n = 4,0 мм	m_n = 5,0 мм
$T_{вых}$ = 2750	Нм	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 – 1250 Н; выходного – 5000 Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

Рис. 9.8.4

а)

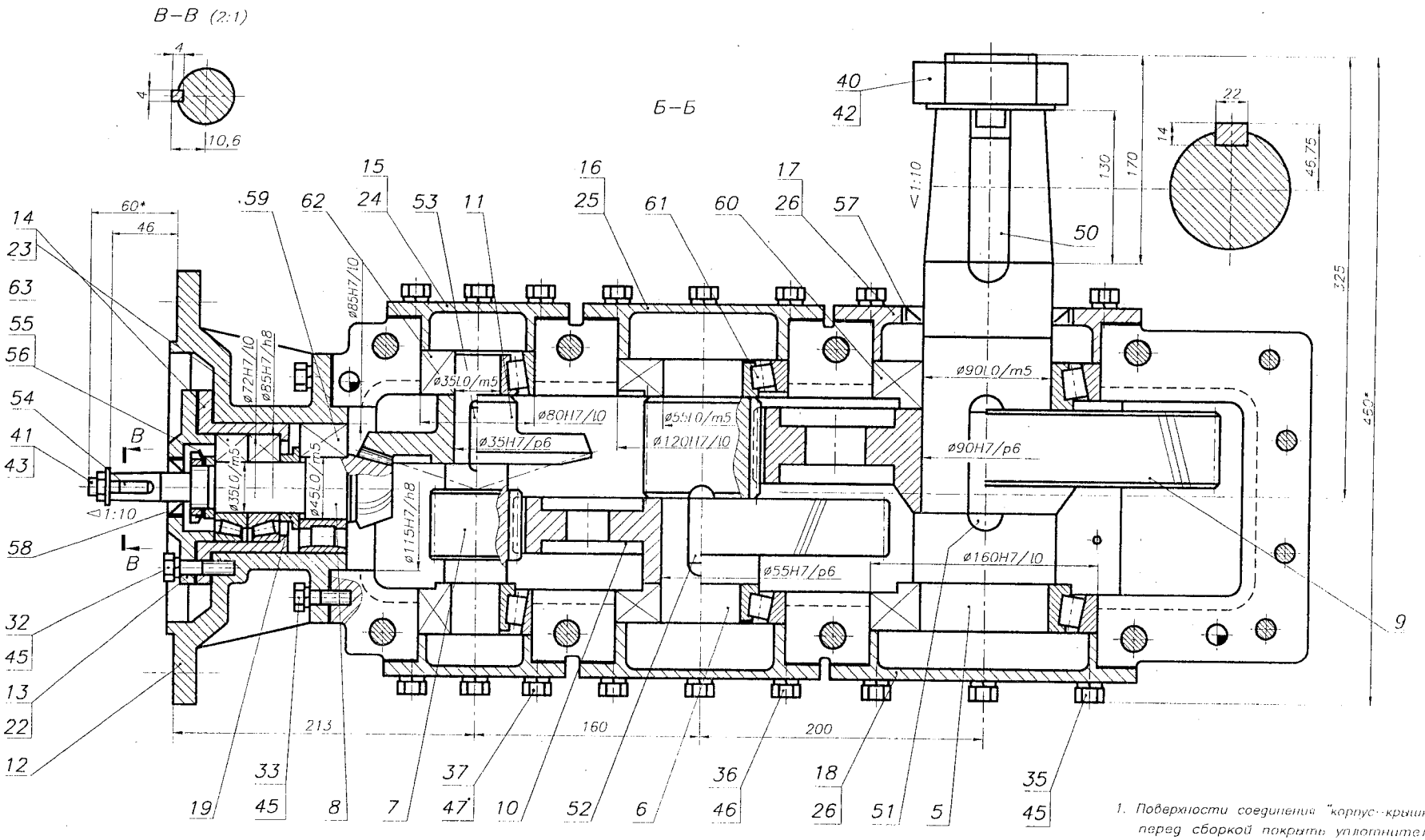
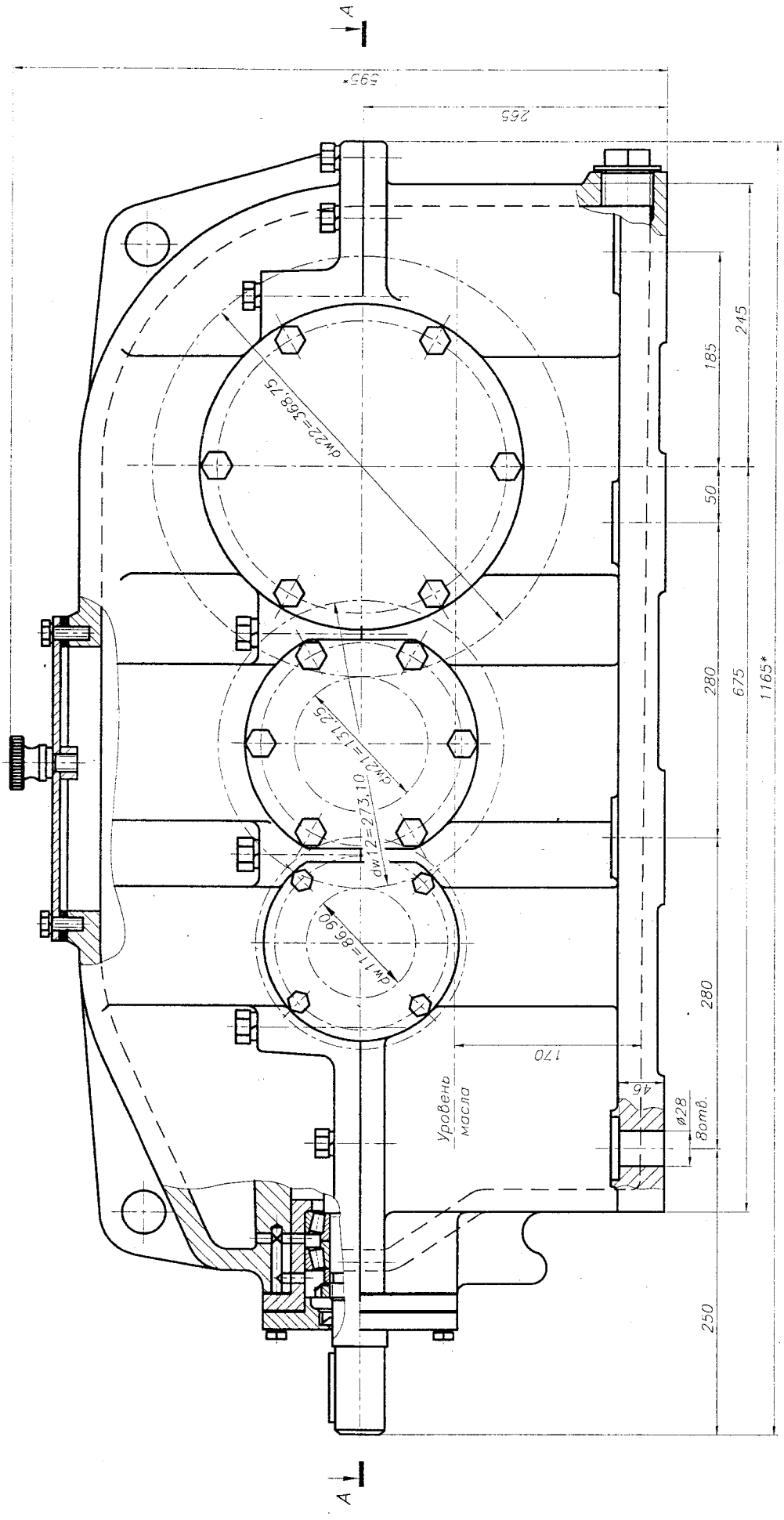


Рис. 9.8.4

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. 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 22, 24, 25, 26.
4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи – 60% ± 10%, по высоте зуба – 70% ± 10% обеспечить подбором толщины прокладок 23 и перестановкой прокладок 24.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

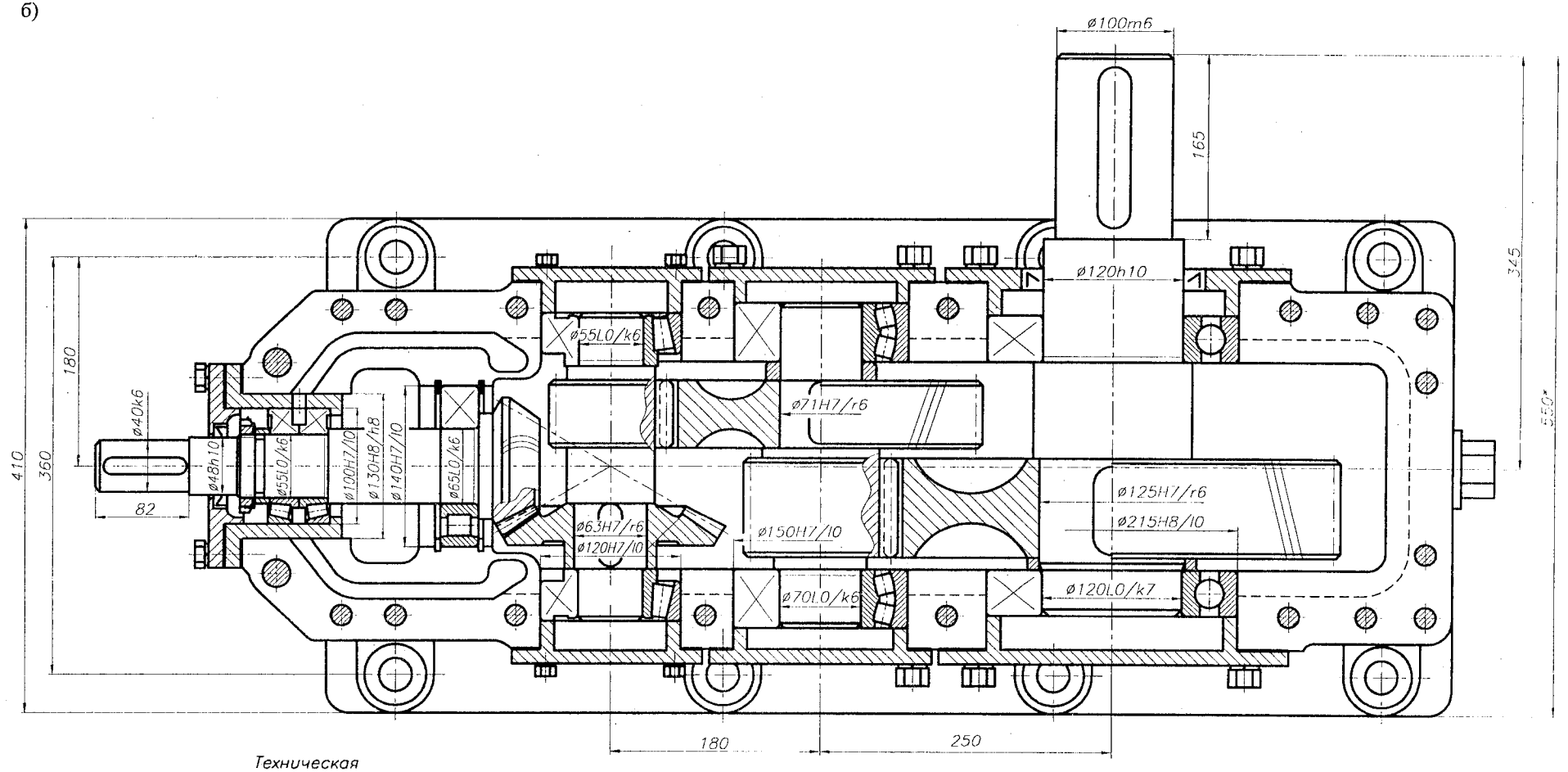
				КП ДМ МШ12б 09.08.04.00 СБ	
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	
Разраб.				РЕДУКТОР коническо–цилиндрический	Лит. Масса Масштаб 1:1
Провер.					
Н.контр.					
Н.контр.					Лист 11 Листов 1
Утверд.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ТММ
Консульт.					


A
A
595*
265
245
185
50
280
675
1165*
280
250
170
46
ø28
8отв.
Уровень масла
dw22=368,75
dw21=131,25
dw12=273,10
dw11=86,90

а)

Рис. 9.8.5

б)



Техническая характеристика

P_1 = kBm
$n_{вых}$ = 164 мин$^{-1}$
$T_{вых}$ = Н·м
u_o = 15,09

$u_{кон}$ = 1,71
z_1 = 14
z_2 = 24
m_n = 2,5 мм
β = 30°

$u_{цил1}$ = 3,14
z_1 = 21
z_2 = 66
m_n = 4,0 мм
β = 14°50'06"

$u_{цил2}$ = 2,81
z_1 = 21
z_2 = 59
m_n = 6,0 мм
β = 16°15'36"

1. Объем масляной ванны – 25,0 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

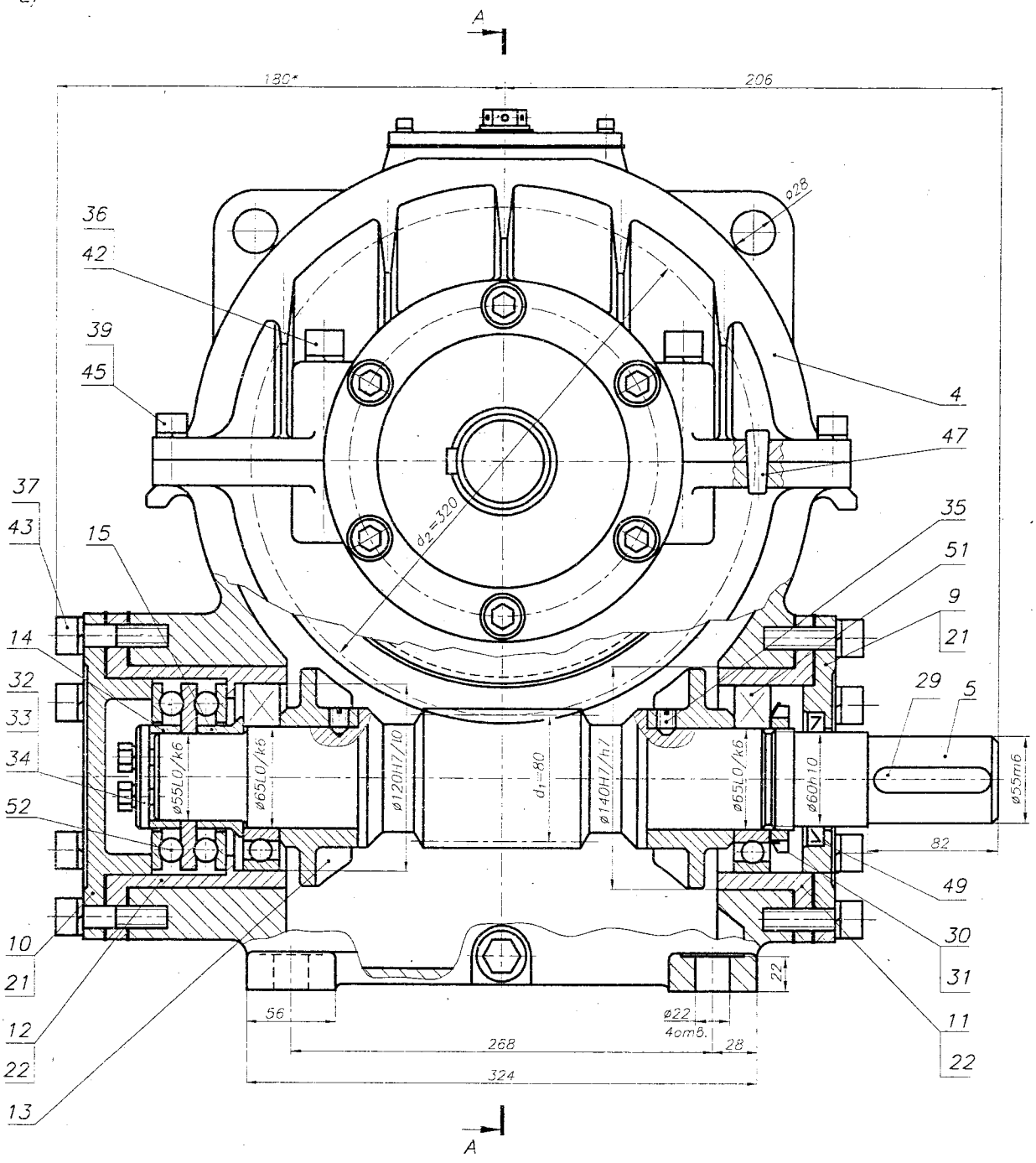
1. Поверхности соединения "корпус крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа "Герметик".
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.
3. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ126 09.08.05.00 СБ
Разраб.					РЕДУКТОР коническо-цилиндрический
Провер.					Лит. Масса Масштаб: 1:1
Т.контр.					Лист 1 Листов 1
Н.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ТММ
Утверд.					
Консуль.					

Рис. 9.8.5

9.9. РЕДУКТОРЫ ЧЕРВЯЧНЫЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ

а)



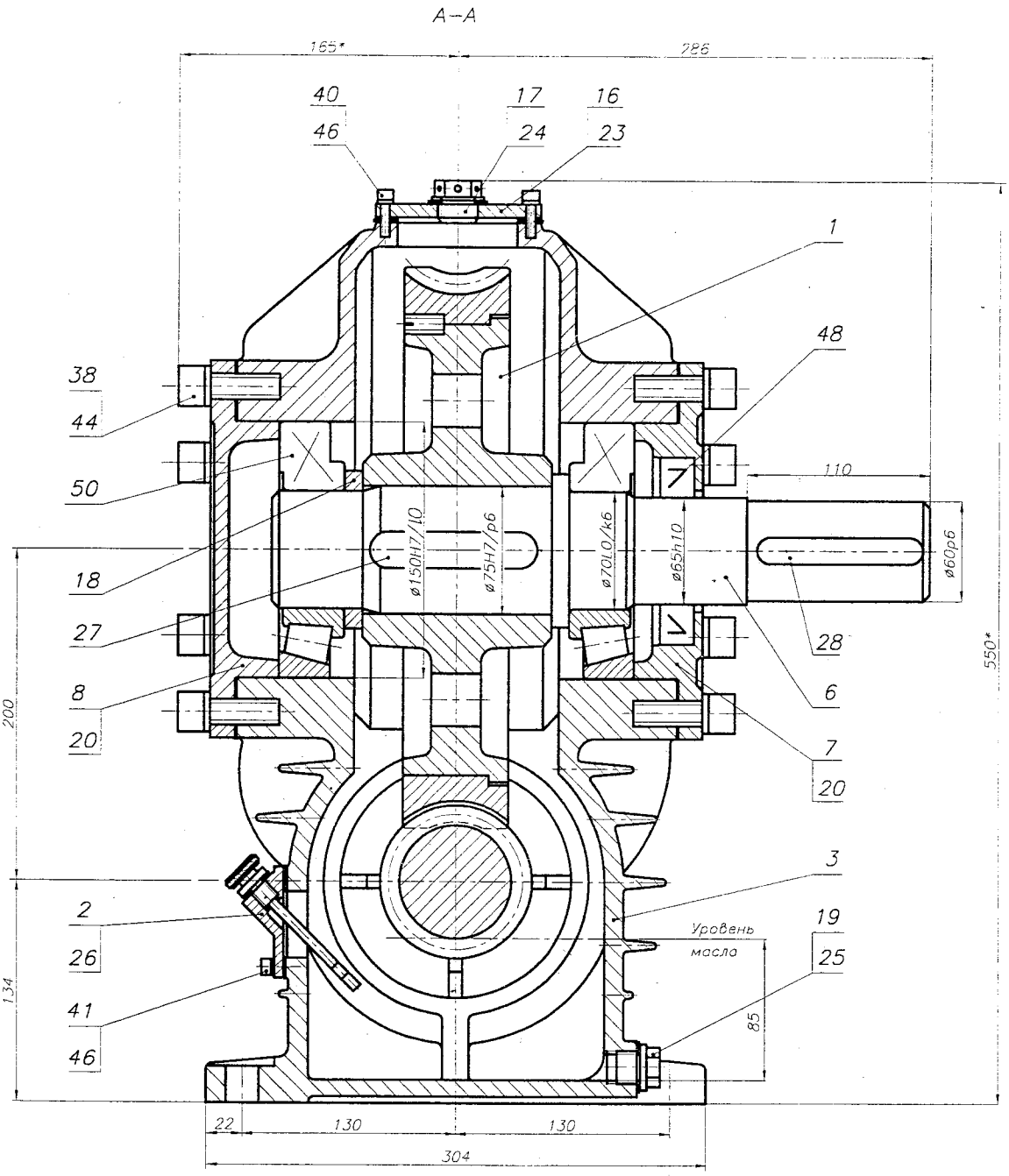
Техническая характеристика

P_1 =	кВт	z_1 = 2	
n_2 = 56,8	мин$^{-1}$	z_2 = 64	
T_2 =	Н·м	q = 16	
u = 32		m = 5	мм

1. Объем масляной ванны – 1,2 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

Рис. 9.9.1

б)

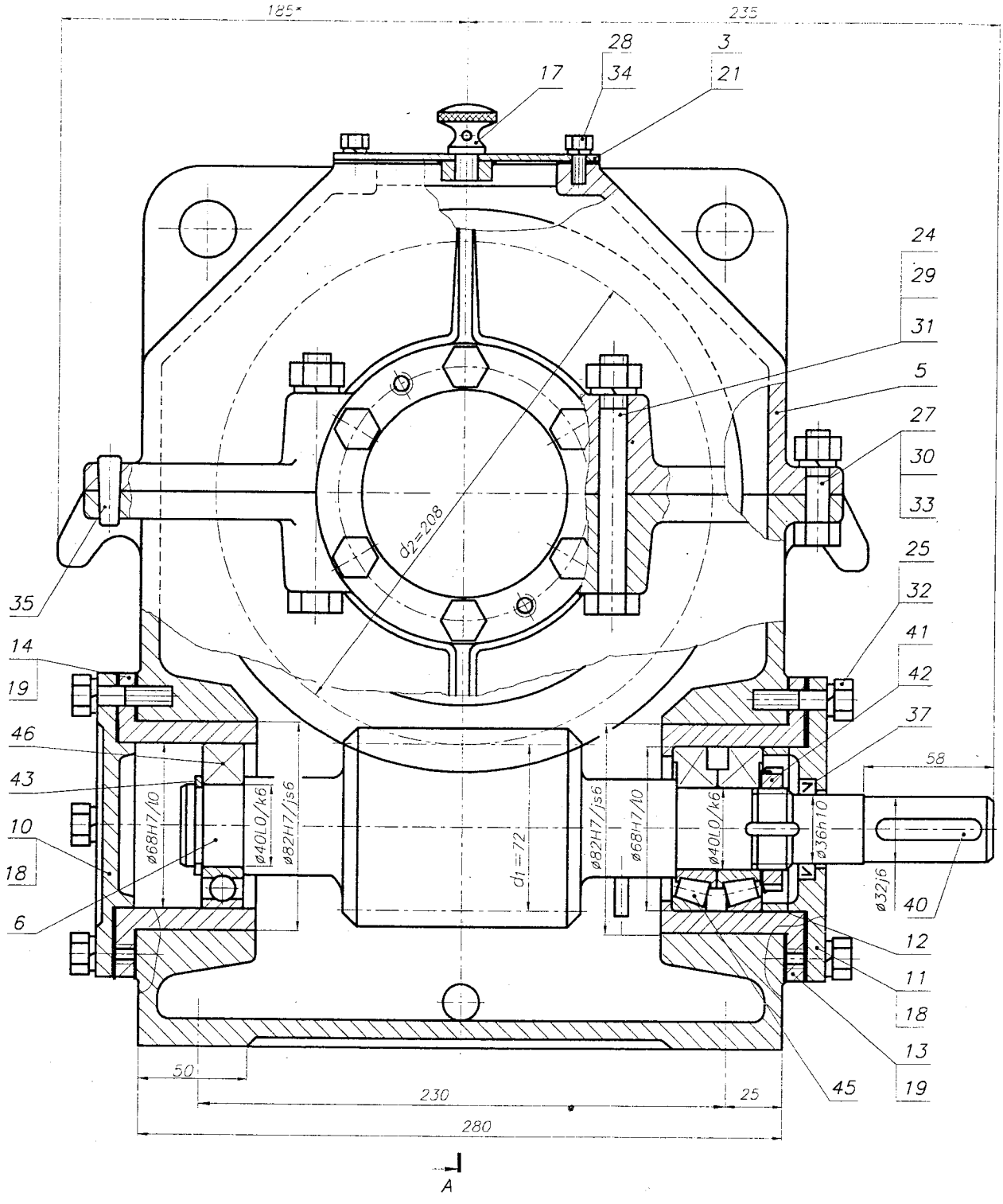


1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа "Герметик".
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала–0,07...0,08 мм,
   –выходного вала–0,09...0,10 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок 21 и 20.
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок 20 выходного вала.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

			КП ДМ МШ126 09.09.01.00 СБ		
Изм. Лист. N докум. Подп. Дата			РЕДУКТОР червячный одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.				У		1:1
Провер.						
Т.контр.				Лист 1	Листов 1	
Н.контр.				НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.						
Консульт.						

Рис. 9.9.1

а)



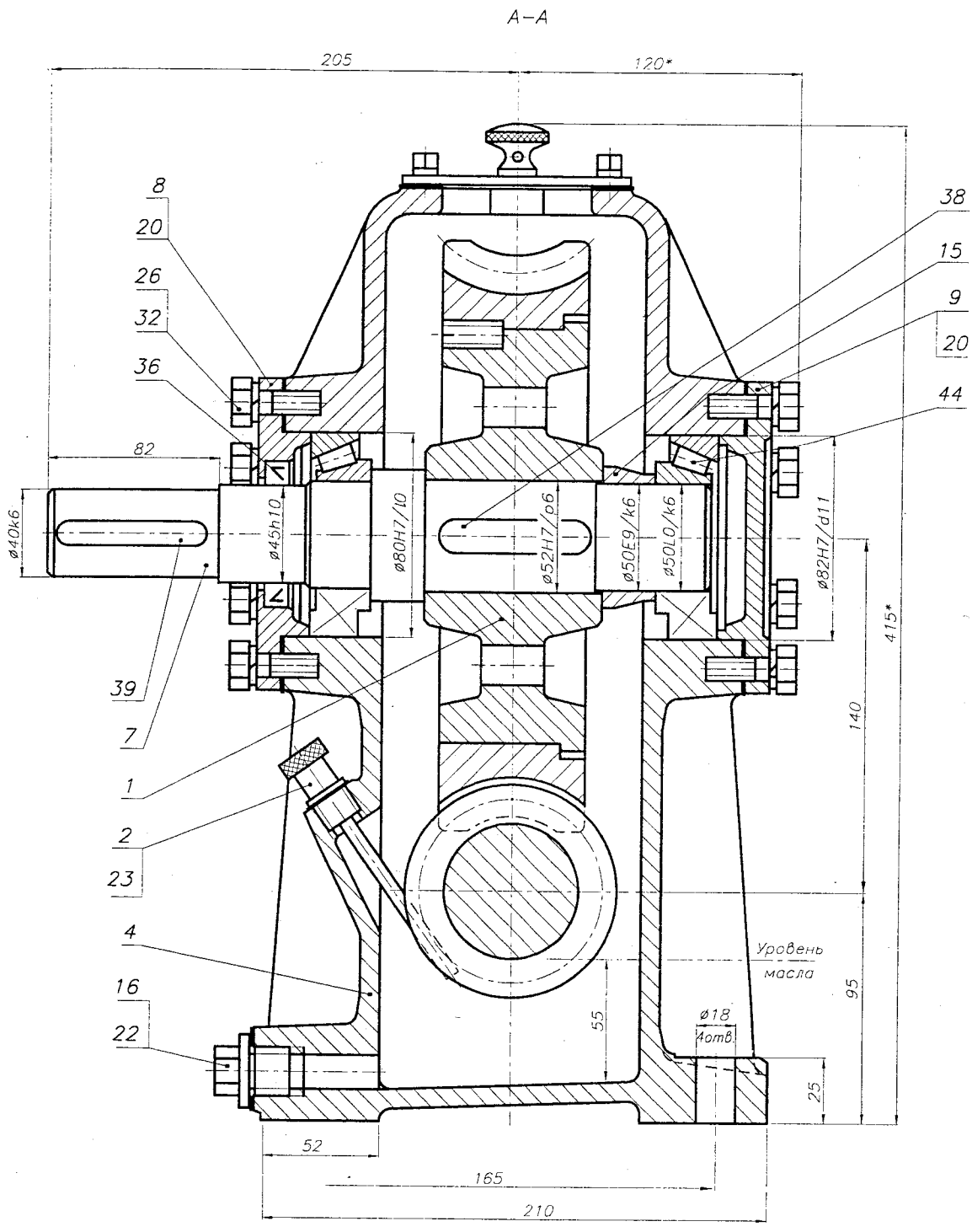
Техническая характеристика

P_1 =	кВт	z_1 = 2	
n_2 = 56,8	мин$^{-1}$	z_2 = 52	
u = 26		m = 4,0	мм
T_2 =	Н·м	q = 18	

1. Объем масляной ванны – 1,5 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

Рис. 9.9.2

б)

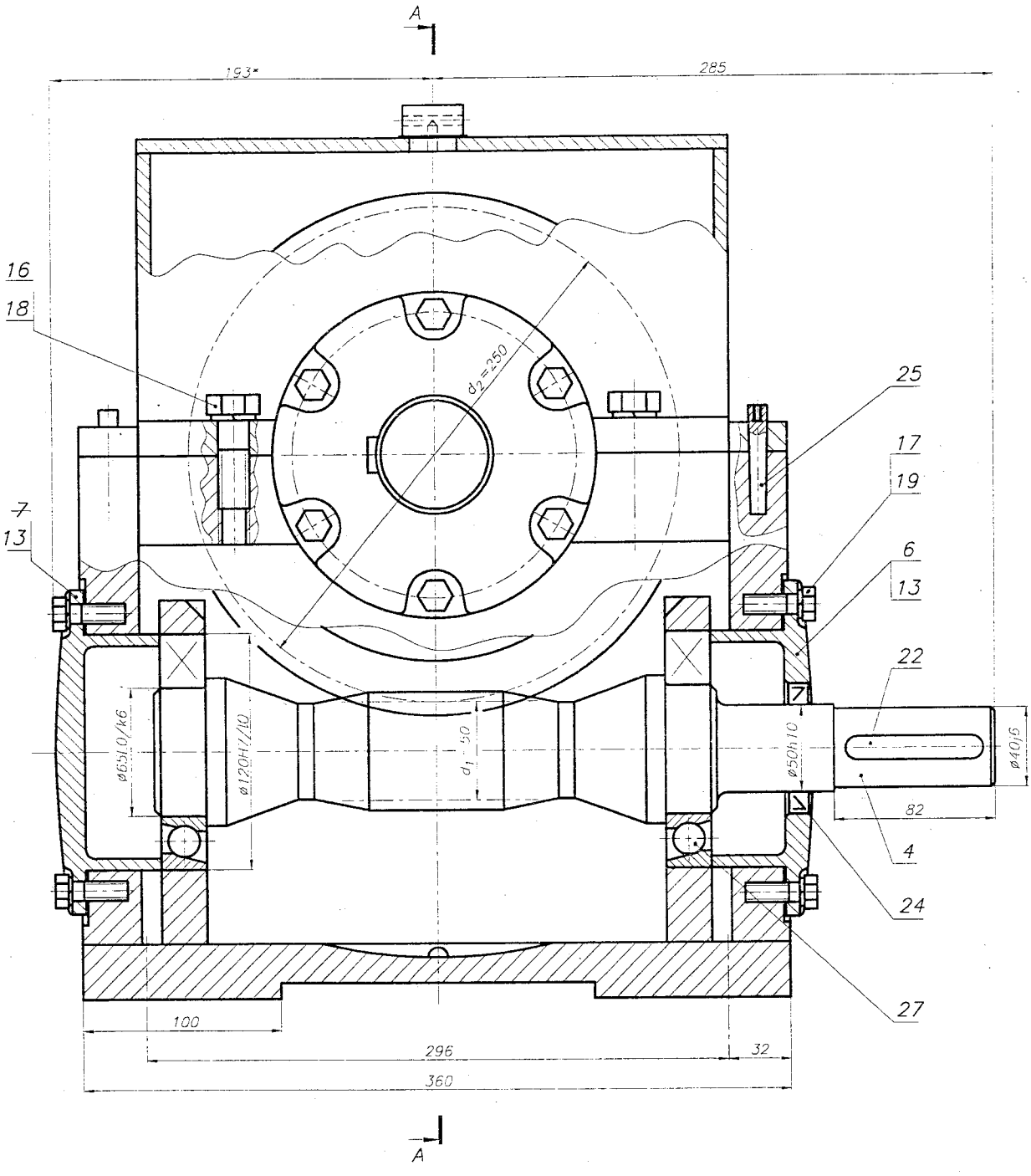


1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа "Герметик".
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.
3. Осевой люфт в подшипниках:
–входного вала–0,04...0,05 мм,
–выходного вала–0,06...0,07 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок 18, 20.
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок 20 выходного вала.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

		КП ДМ МШ126 09.09.02.00 СБ	
Изм. Лист. N докум. Подп. Дата			
Разраб.	РЕДУКТОР червячный одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.		У		1:1
Т. контр.		Лист 1	Листов 1	
Н. контр.		НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	
Утверд.			
Консульт.			

Рис. 9.9.2

а)

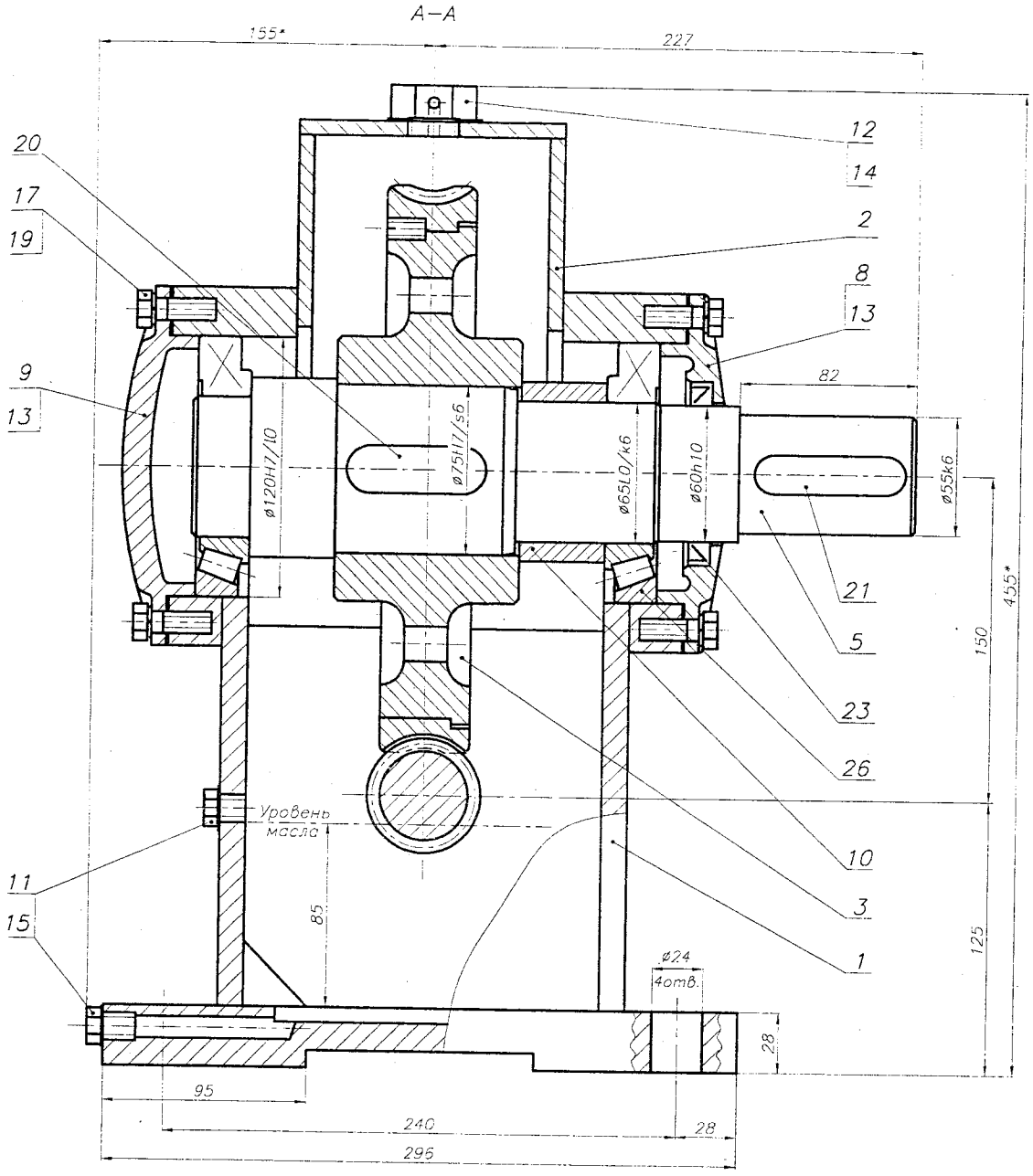


Техническая характеристика

P_1 =	кВт	z_1 = 1	1. Обьем масляной ванны–2,5 л.
n_2 = 17,8	мин$^{-1}$	z_2 = 50	2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного– Н; выходного– Н.
T_2 =	Н·м	q = 10	
u = 50		m = 5 мм	3. Плечо приложения консольной нагрузки– половина длины посадочного места.

Рис. 9.9.3

а)

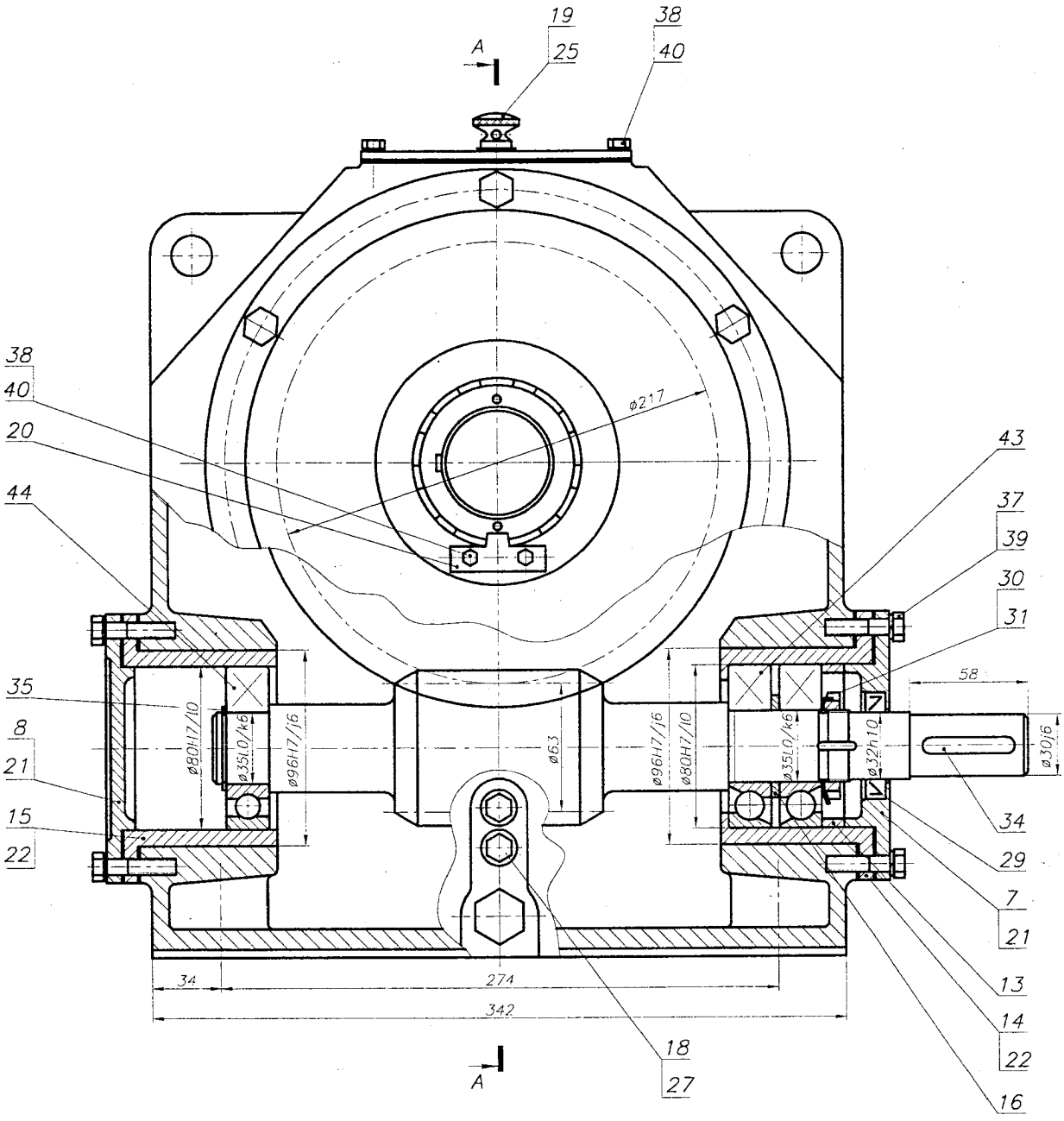


1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа "Герметик".
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.
3. Осевой люфт в подшипниках:
   –входного вала -0,06...0,07 мм,
   –выходного вала–0,09...0,10 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок 13.
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок 13 выходного вала.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

Изм. Лист. N докум. Подп. Дата	КП ДМ МШ126 09.09.03.00 СБ		
Разраб.	РЕДУКТОР червячный одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.		У		1:1
Т.контр.		Лист 11	Листов 1	
Н.контр.		НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	
Утверд.			
Консульт.			

Рис. 9.9.3

а)



Техническая характеристика

P_1 = кВт
n_1 = 1470 мин$^{-1}$
n_2 = 56,8 мин$^{-1}$
T_2 = Н·м
u = 31
z_1 = 2
z_2 = 62
q = 18
m = 3,5 мм

1. Объем масляной ванны – 2,5 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

Рис. 9.9.4

б)

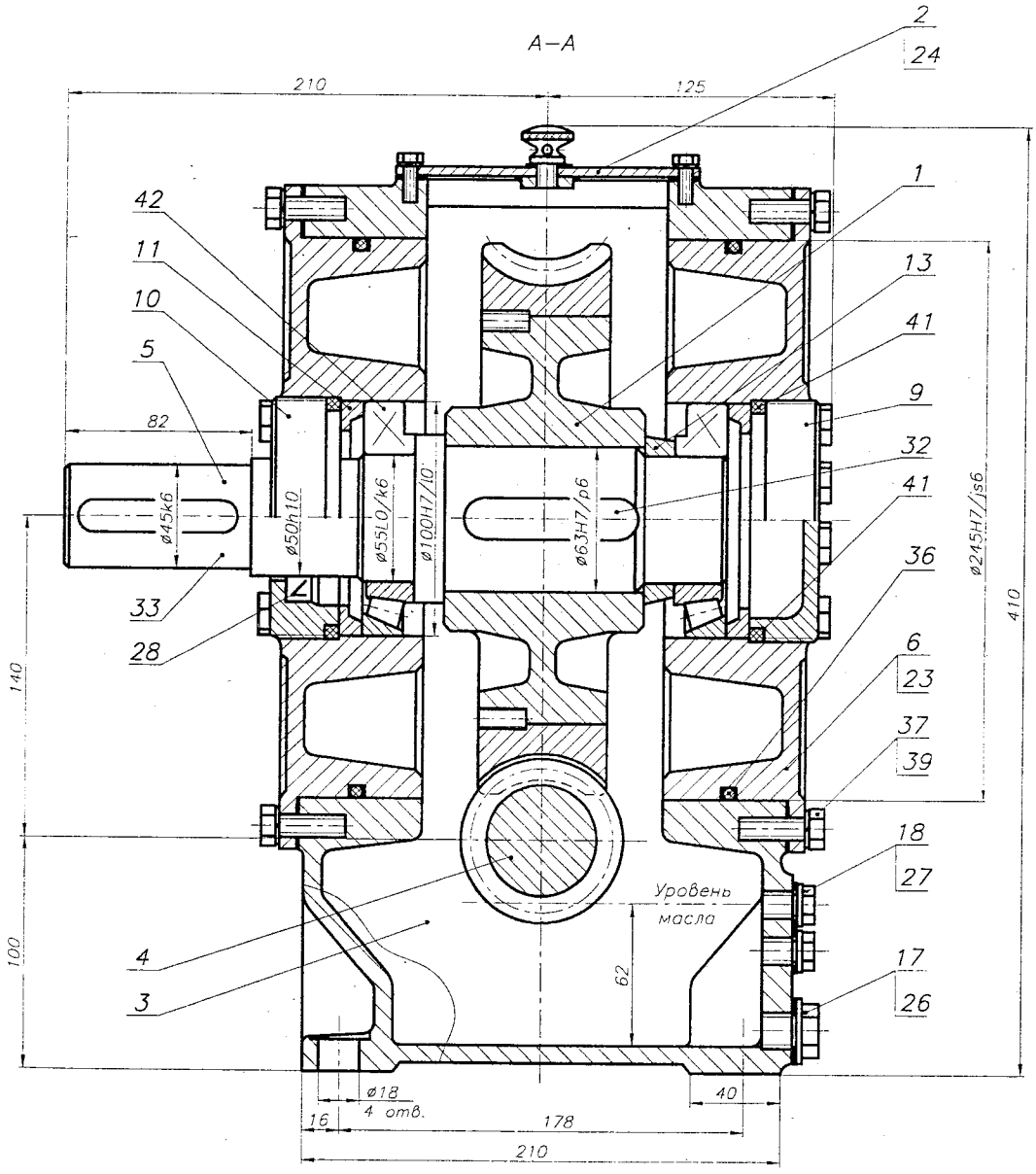
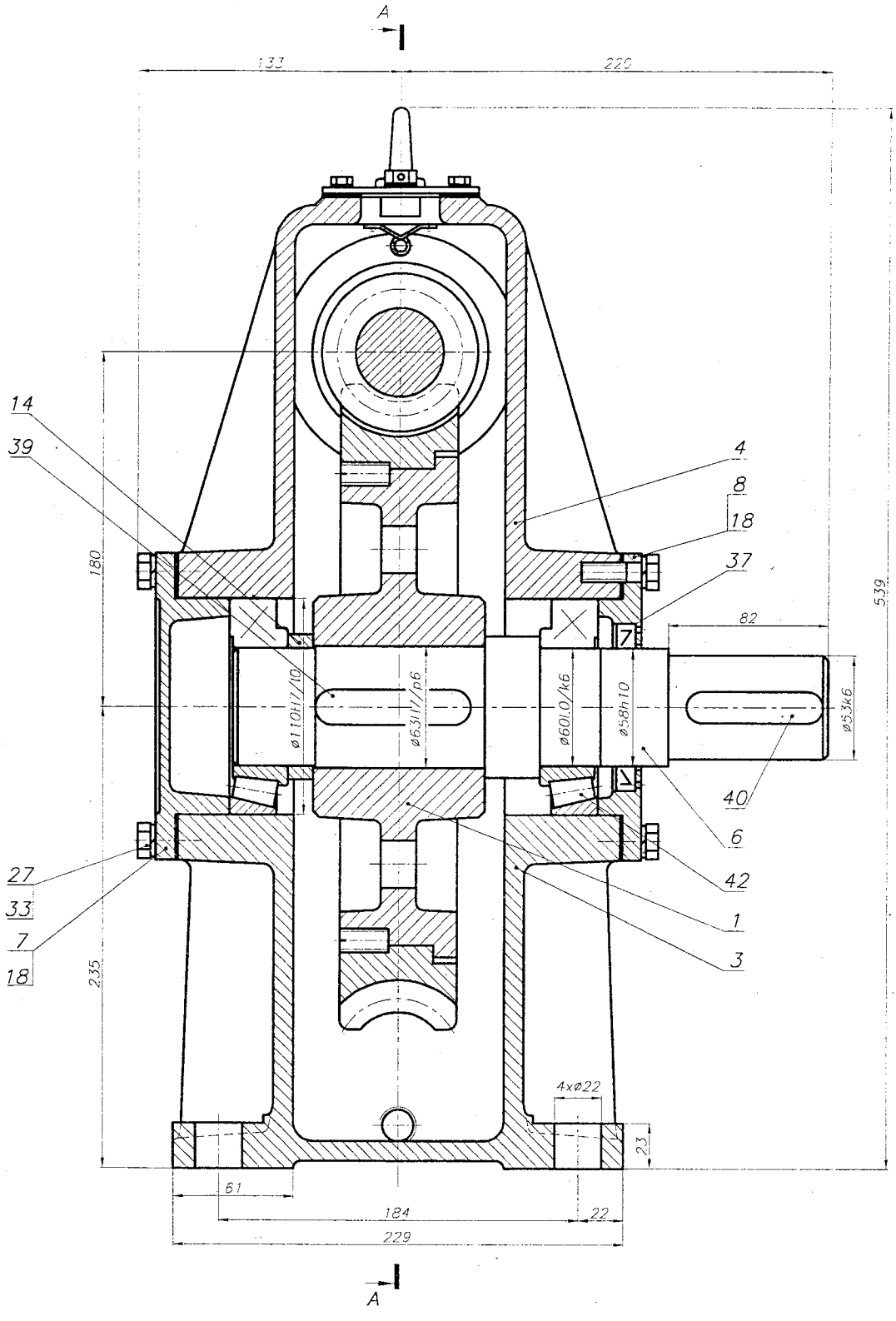


Рис. 9.9.4

1. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.
2. Осевой люфт в подшипниках:
   – входного вала – 0,04...0,07 мм,
   – выходного вала – 0,05...0,13 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок 21, а также винтовыми втулками 9, 10.
3. Регулирование зацепления выполнить винтовыми втулками 9, 10.
4. Редуктор обкатать на 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

		КП ДМ МШ126 09.09.04.00 СБ	
Изм. Лист. N докум. Подп. Дата			
Разраб.	РЕДУКТОР червячный одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.				1:1
Т.контр.		Лист 1	Листов 1	
Н.контр.				
Утверд.		НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Консул.				

а)



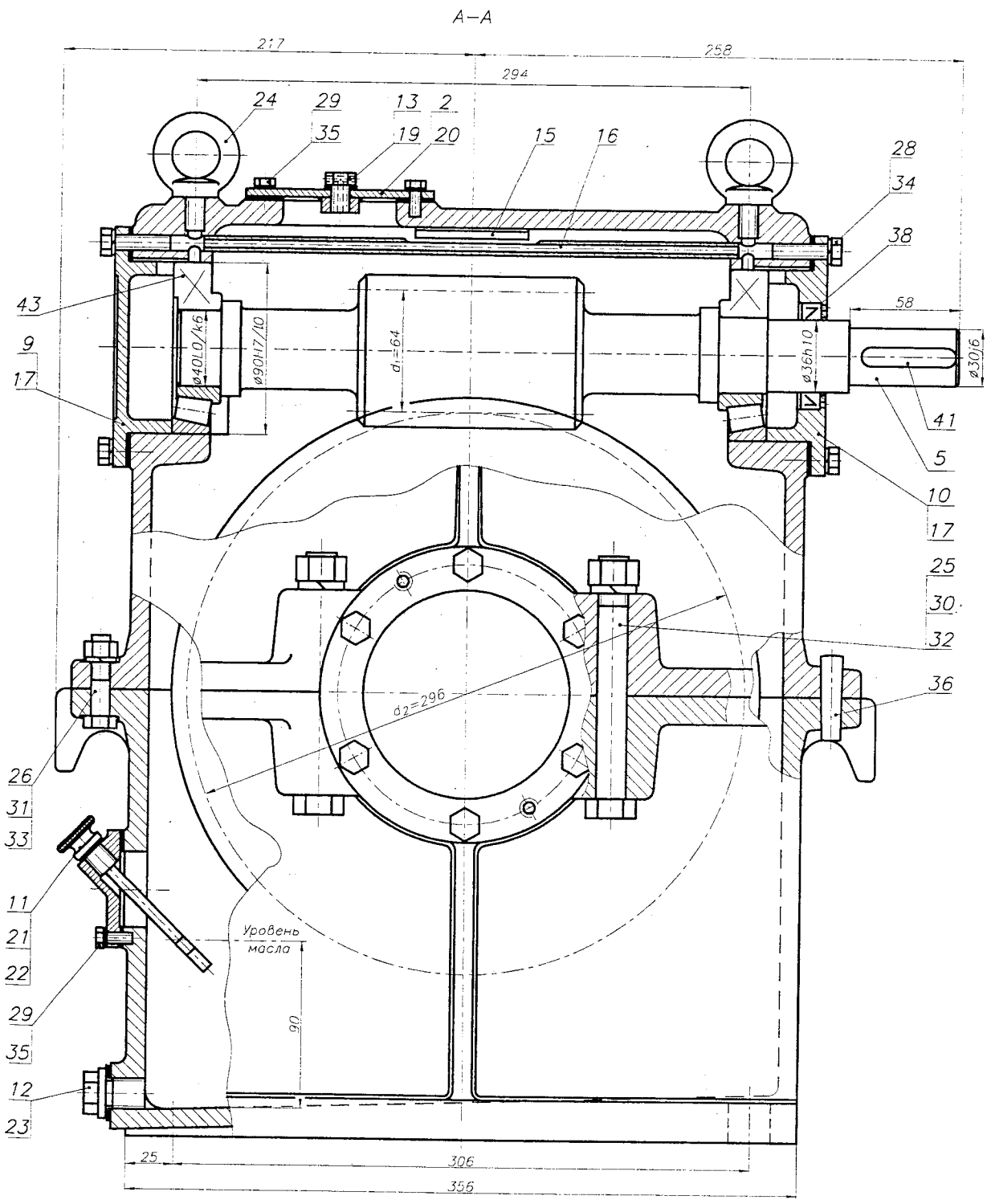
Техническая характеристика

P_1 = кВт
n_1 = 1470 мин$^{-1}$
n_2 = 39,7 мин$^{-1}$
T_2 = Н·м
u = 37
z_1 = 2
z_2 = 74
q = 16
m = 4 мм

1. Объем масляной ванны – 1,5 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
   входного – Н;
   выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

Рис. 9.9.5

б)

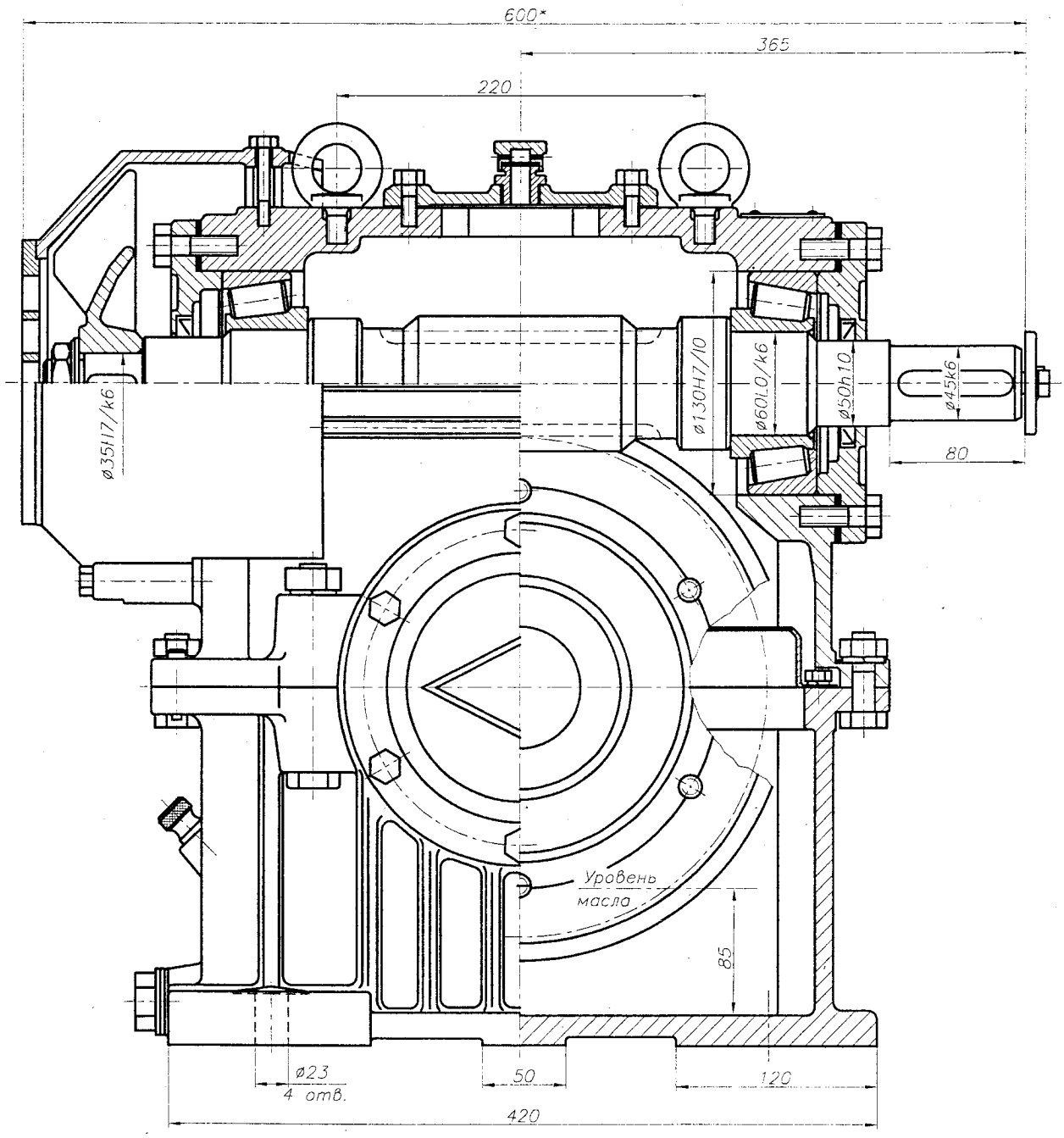


1. Поверхности соединения "корпус–крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа "Герметик".
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.
3. Осевой люфт в подшипниках: –входного вала–0,04...0,07 мм, –выходного вала–0,05...0,13 мм обеспечить за счет подбора толщины прокладок 17 и 18.
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок 18 выходного вала.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

Изм. Лист № докум. Подп. Дата	КП ДМ МШ126 09.09.05.00 СБ		
Разраб.	РЕДУКТОР червячный одноступенчатый	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.		У		1:1
Т.контр.		Лист 1	Листов 1
Н.контр.		НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	
Утверд.			
Консульт.			

Рис. 9.9.5

а)



Техническая характеристика

P_1 =	кВт	z_1 = 1	
n_2 = 45,3	мин$^{-1}$	z_2 = 32	
T_2 =	Н·м	ϑ = 8	
u = 32		m = 8	мм

1. Объем масляной ванны – 1,2 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 500 Н; выходного – 2200 Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

Рис. 9.9.6

б)

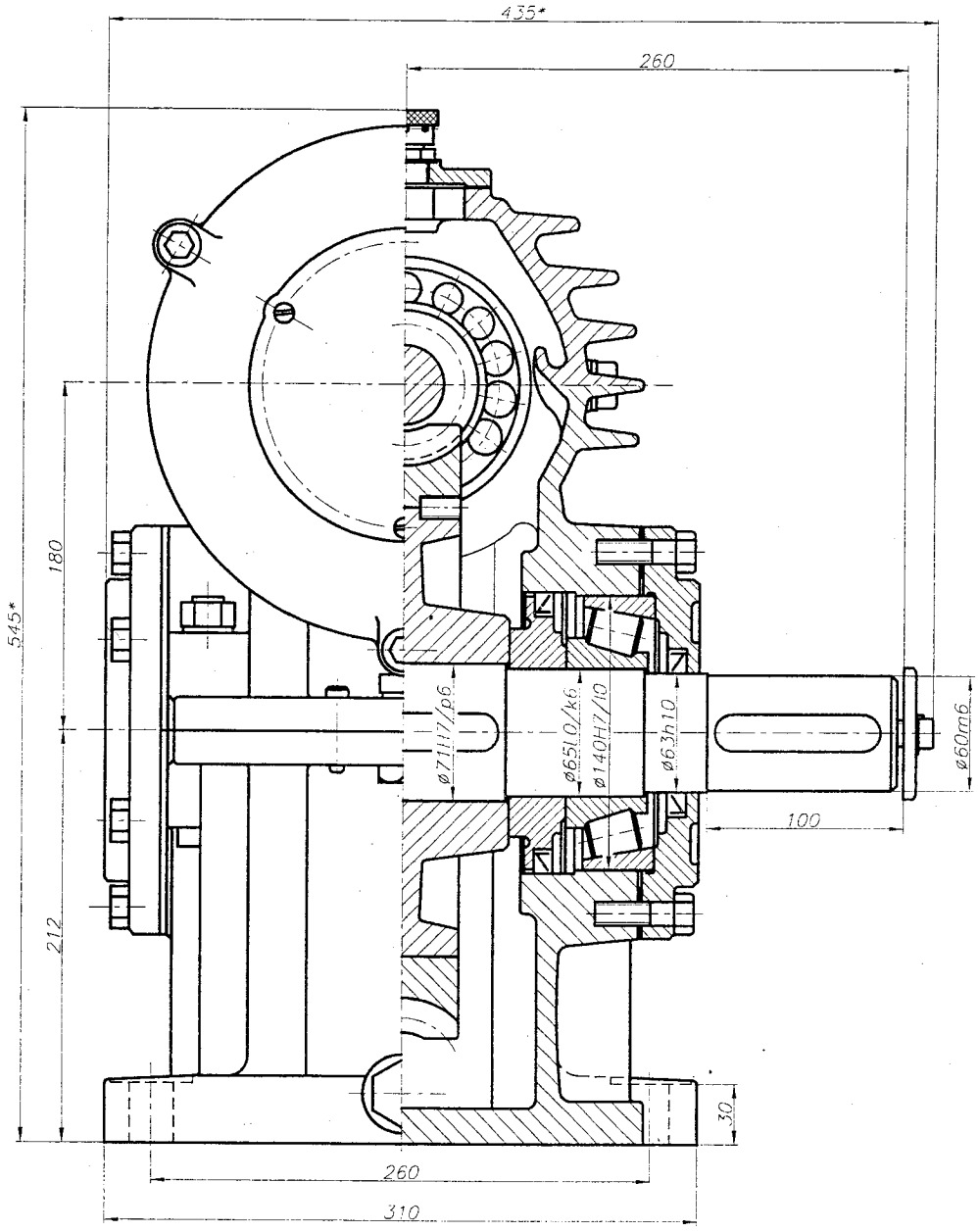


Рис. 9.9.6

				КП ДМ МШ126 09.09.06.00 СБ	
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	
Разраб.				РЕДУКТОР червячный одноступенчатый	Лит. Масса Масштаб
Провер.					У 1:1
Т.контр.					Лист 1 Листов 1
Н.контр.					НТУ "ХПИ"
Утверд.					Кафедра ДМ и ГПМ
Консульт.					

а)

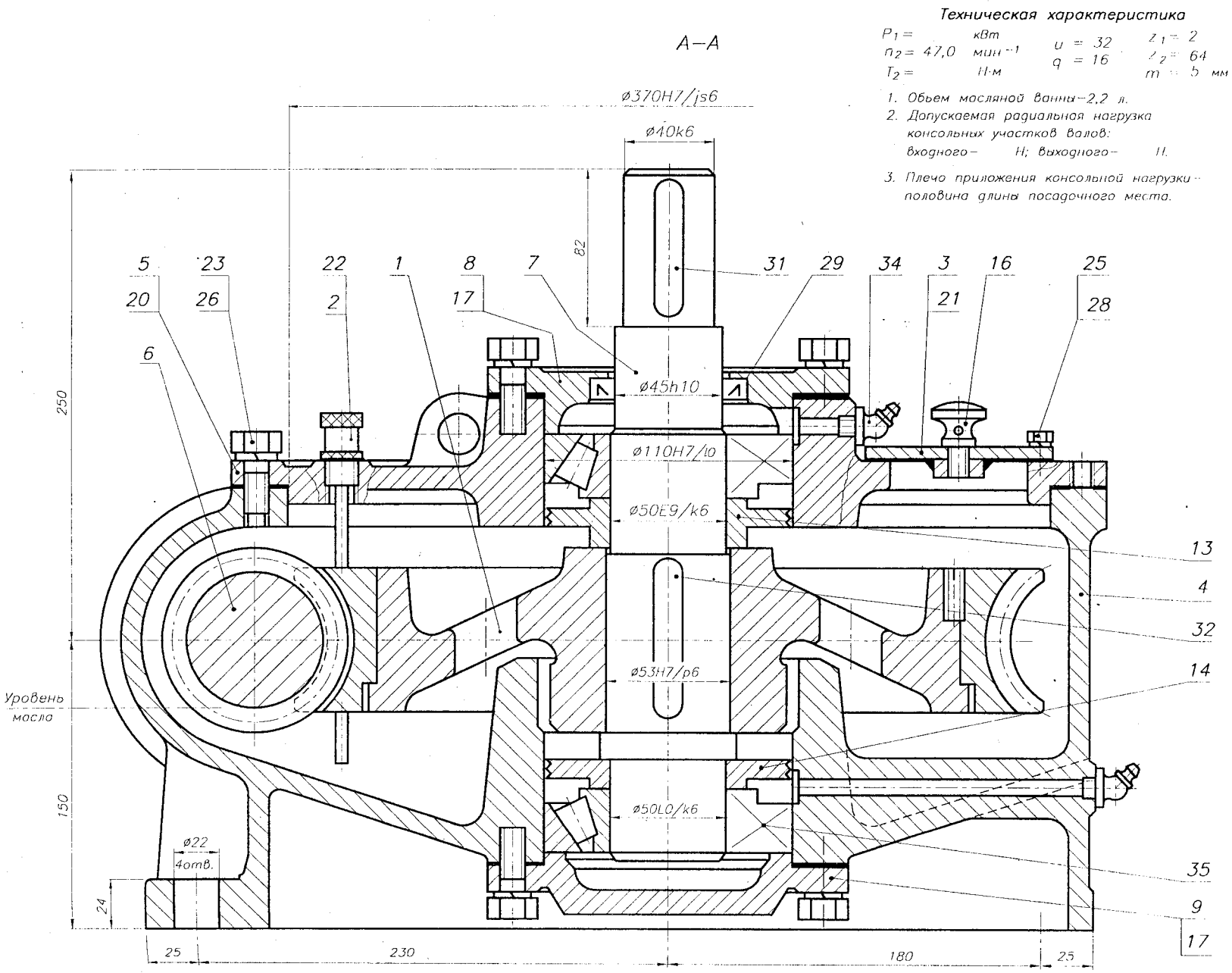
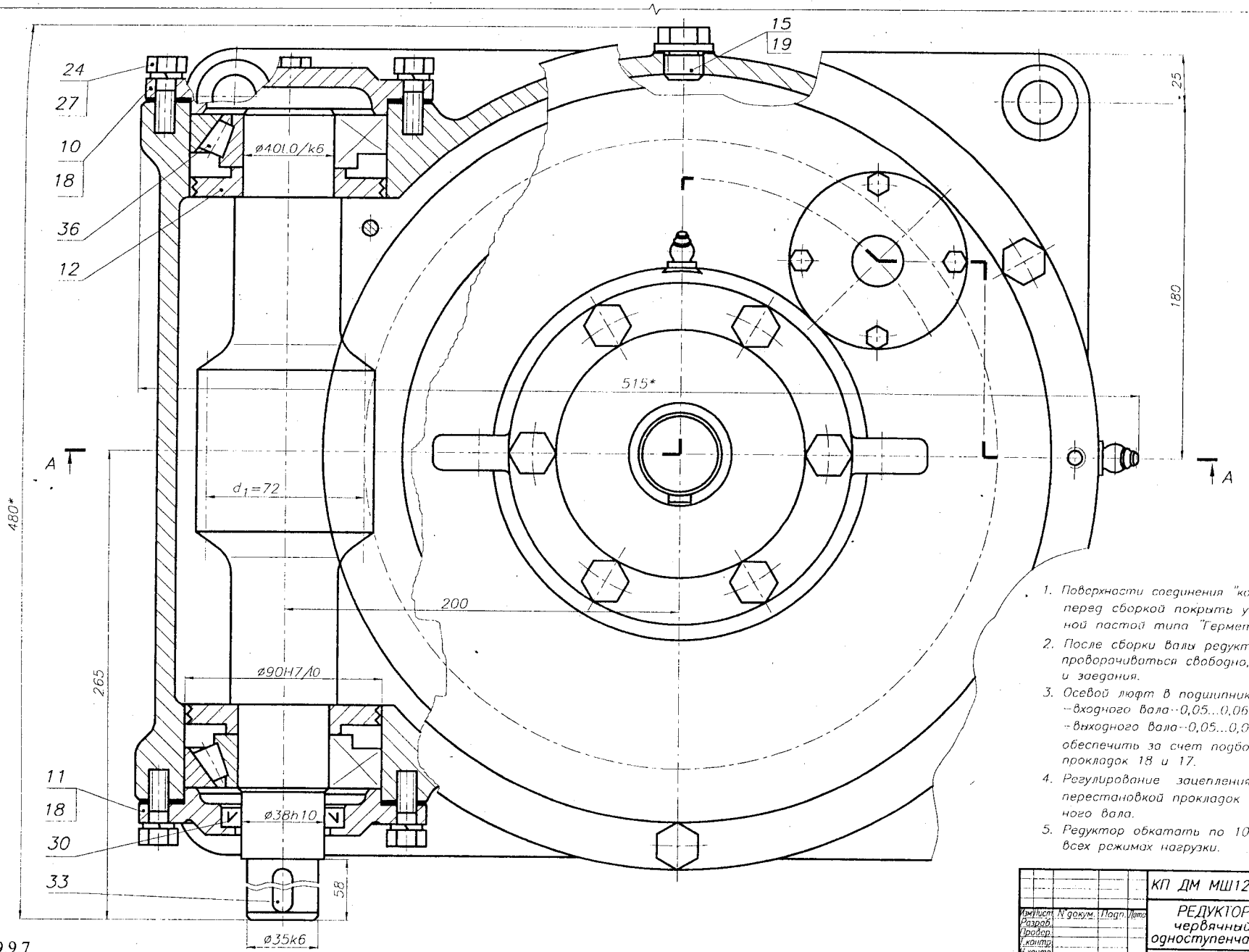

А–А
Техническая характеристика
P_1 = кВт
n_2 = 47,0 мин⁻¹
T_2 = Н·м
u = 32
q = 16
z_1 = 2
z_2 = 64
m = 5 мм
1. Объем масляной ванны – 2,2 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.
ø370H7/js6
ø40k6
ø45h10
ø110H7/l0
ø50E9/k6
ø53H7/p6
ø50L0/k6
82
250
150
24
Уровень масла
ø22
4отв.
25
230
180
25
5
20
23
26
22
2
1
8
17
7
6
31
29
34
3
21
16
25
28
13
4
32
14
35
9
17

Рис. 9.9.7

б)



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 18 и 17.
4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок 17 выходного вала.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

				КП ДМ МШ12б 09.09.07.00 СБ	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.				РЕДУКТОР червячный одноступенчатый	Лит. Масса Масштаб 1:1
Пробер.					
Т.контр.					Лист 1 Листов 1
Н.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ТММ
Утверд.					
Консульт.					

Рис. 9.9.7

9.10. РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНЫЙ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ

а)

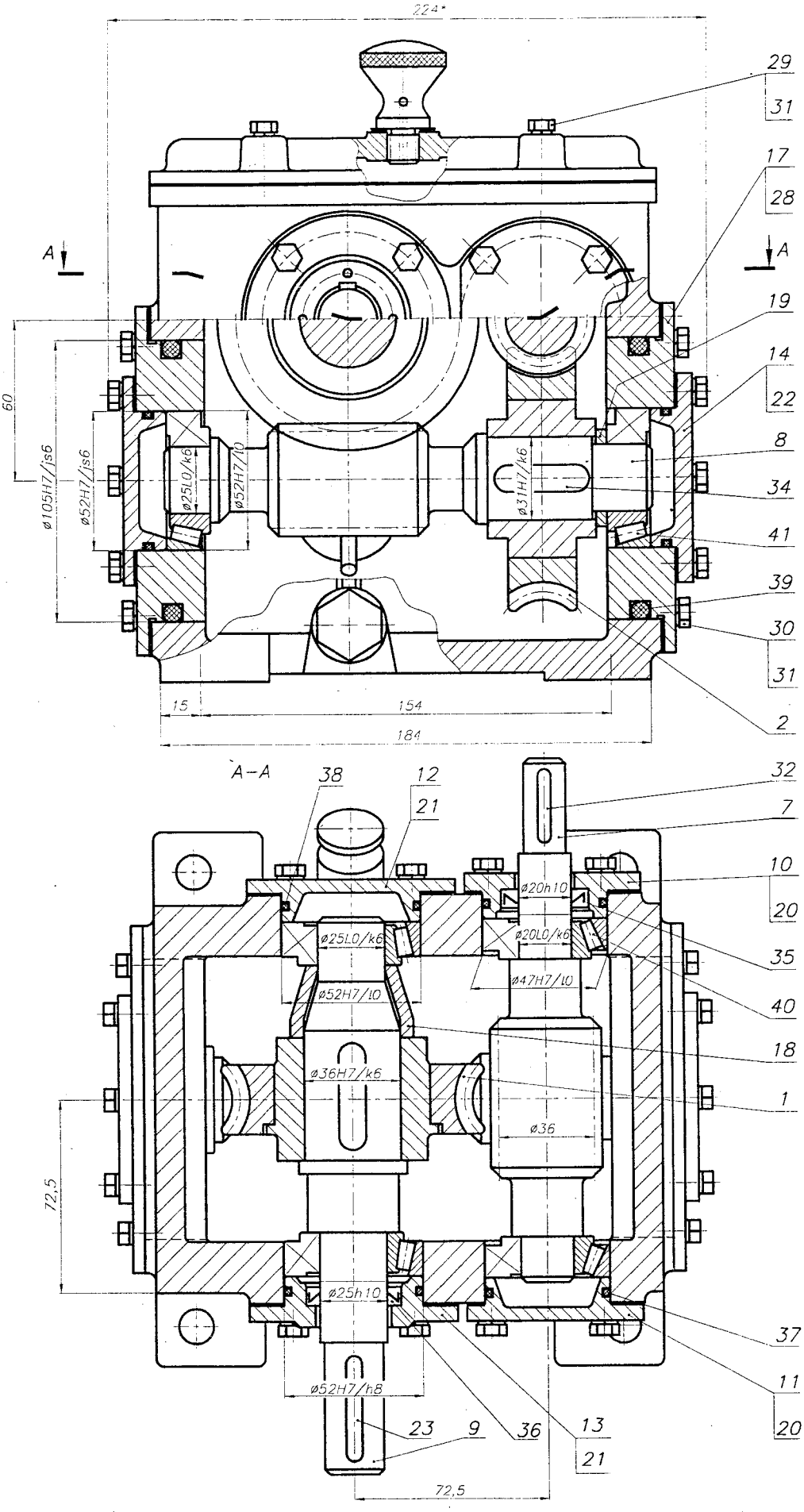
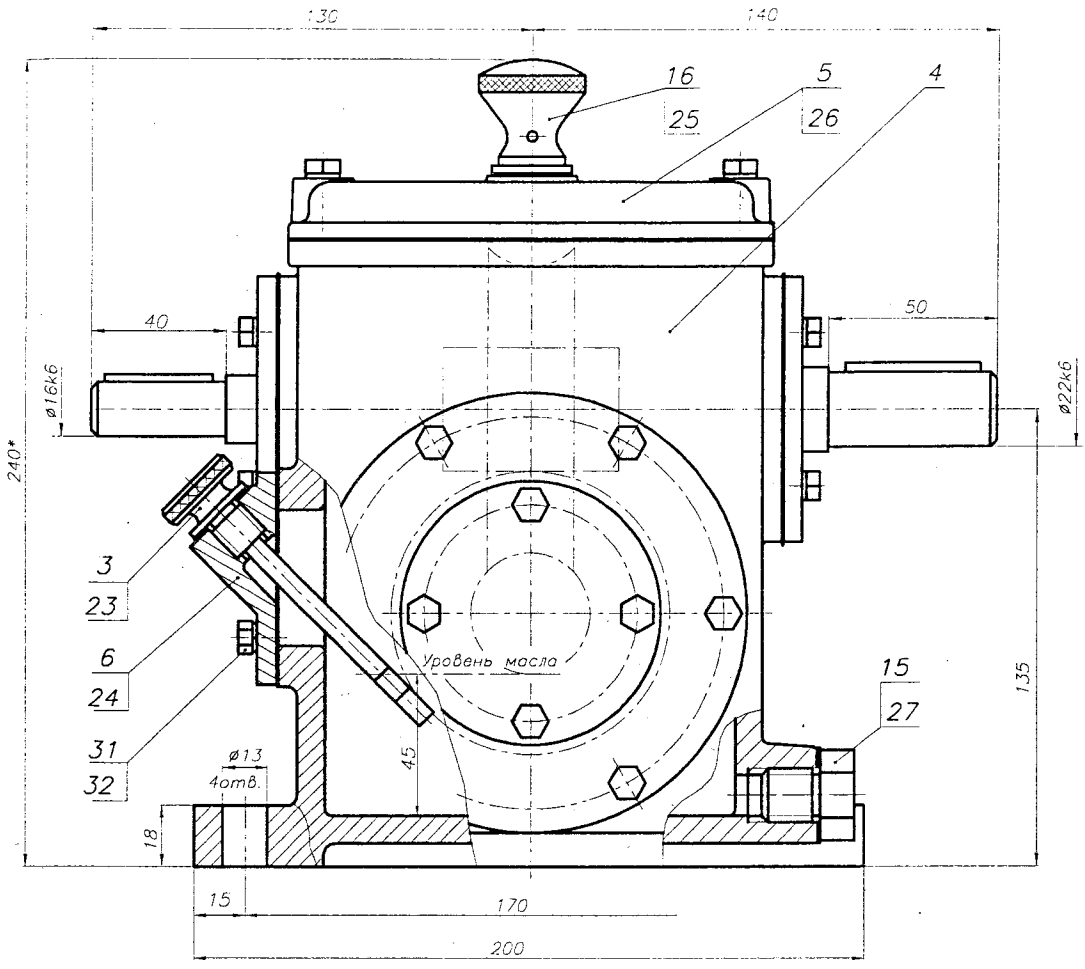


Рис. 9.10.1

б)



Техническая характеристика

$P_{вх}$ =
$n_{вх}$ = 2905 мин$^{-1}$
u = 392
$n_{вых}$ = 7,4 мин$^{-1}$
$T_{вых}$ = 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
$q_1 = 12$	$q_2 = 12$

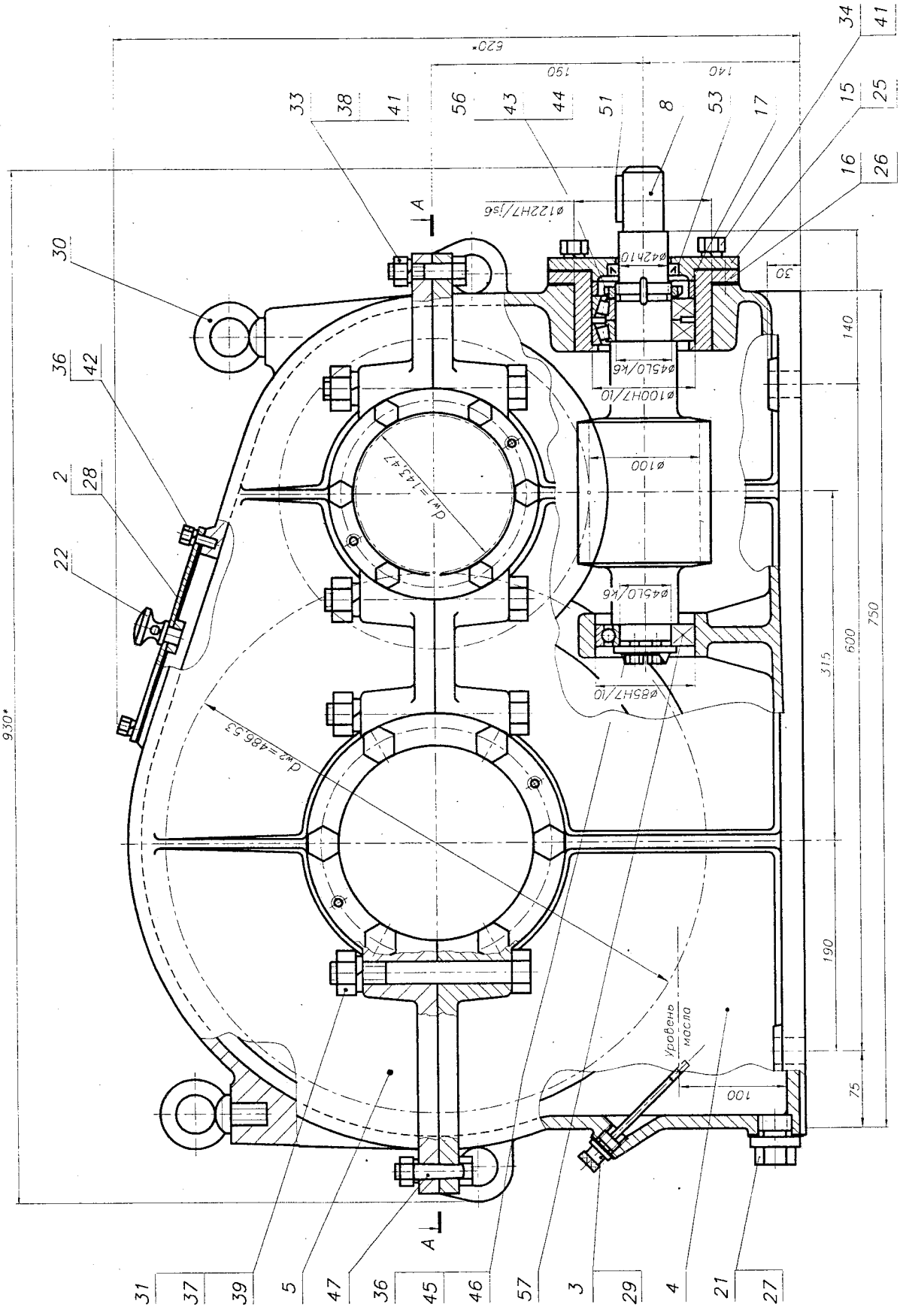
1. Объем масляной ванны – 1,2 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – Н; выходного – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки – половина длины посадочного места.

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...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.

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ126 09.10.01.00 СБ	
Разраб.				РЕДУКТОР червячный двухступенчатый	Лит. Масса Масштаб
Провер.					У 1:1
Т.контр.					Лист 1 Листов 1
Н.контр.					НТУ "ХПИ"
Утверд.					Кафедра ДМ и ПМ
Консуль.					

Рис. 9.10.1

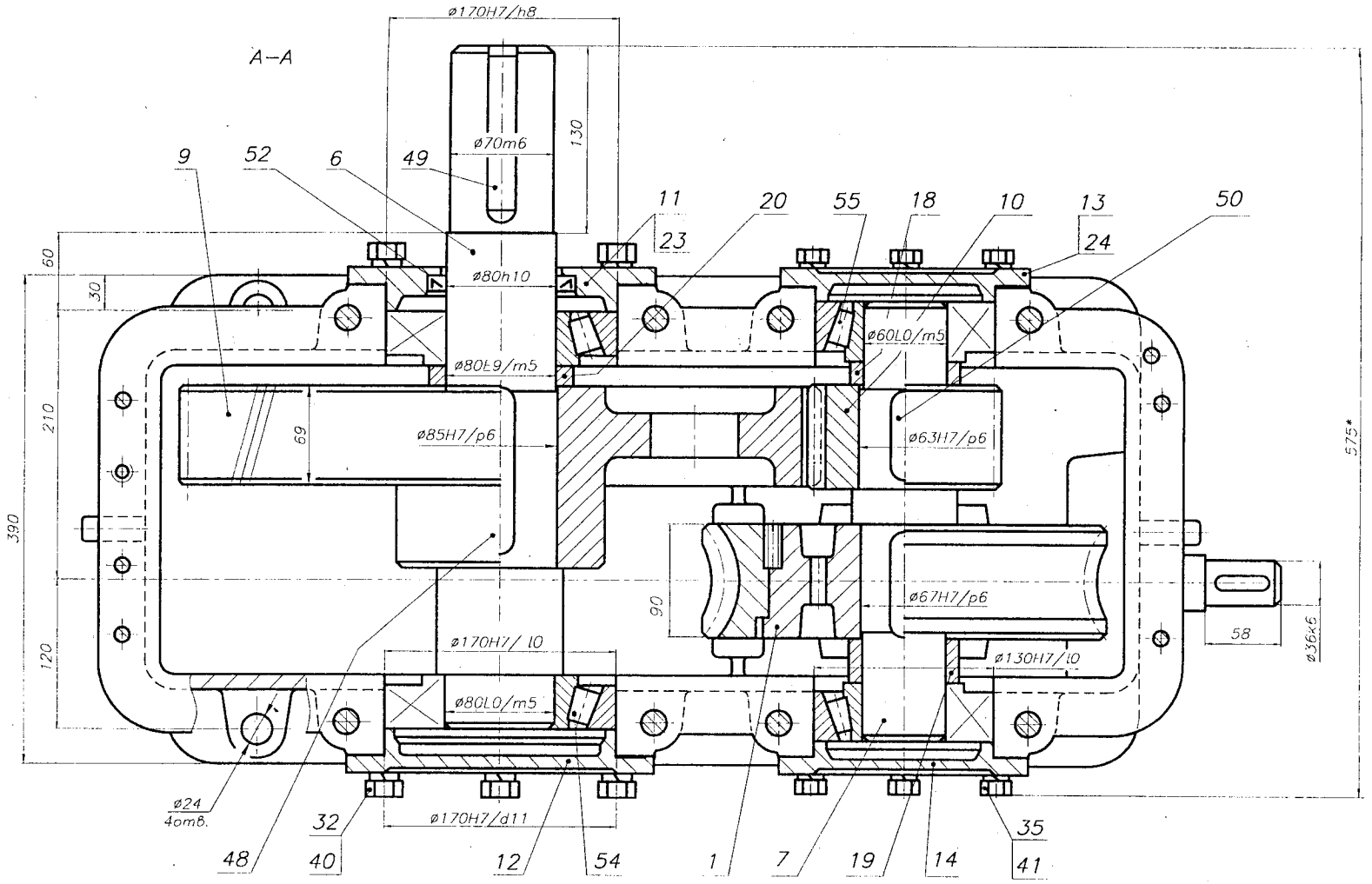
9.11. РЕДУКТОРЫ ЧЕРВЯЧНО-ЦИЛИНДРО-КОНИЧЕСКИЕ



а)

Рис. 9.11.1

б)



Техническая характеристика

P_1 = kBт
$n_{вых}$ = 15,83 мин$^{-1}$
$T_{вых}$ = Н·м
U_o = 106,67

$U_{черв}$ = 28
z_1 = 1
z_2 = 28
m = 10 мм
q = 10

$U_{цил}$ = 3,81
z_1 = 21
z_2 = 80
m_n = 6 мм
β = 15°51'57"

1. Обьем масляной ванны– 2,5 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного– Н; выходного– Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки– половина длины посадочного места.
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. 23, 24, 25.
4. Регулирование зацепления червячной передачи выполнить перестановкой прокладок поз. 24 промежуточного вала
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.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ12б 09.11.01.00 СБ
Разраб.					РЕДУКТОР червячно–цилиндрический
Провер.					Лит. Масса Масштаб: 1:1
Т.контр.					
Н.контр.					Лист N Листов 1
Утверд.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Консуль.					

Рис. 9.11.1

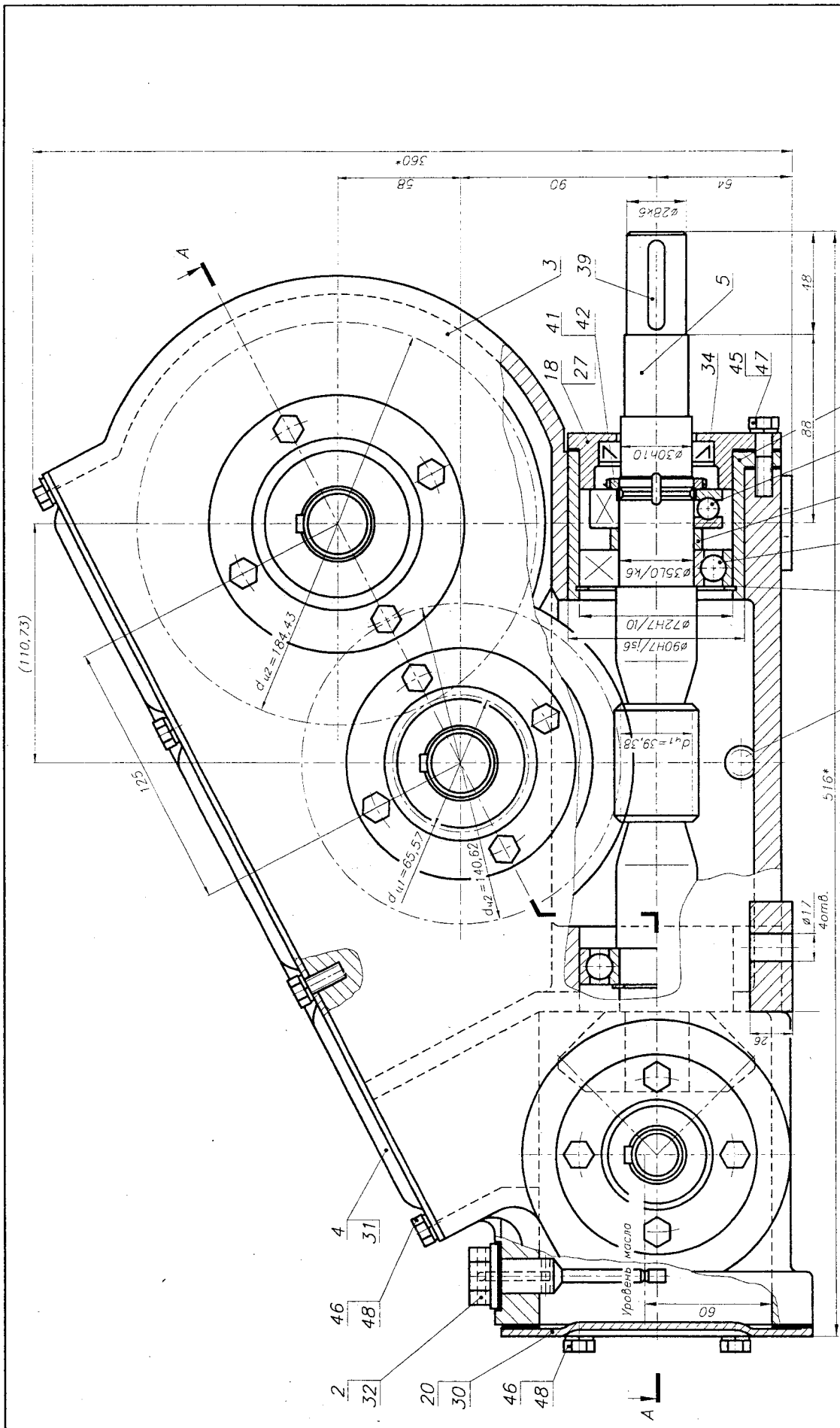
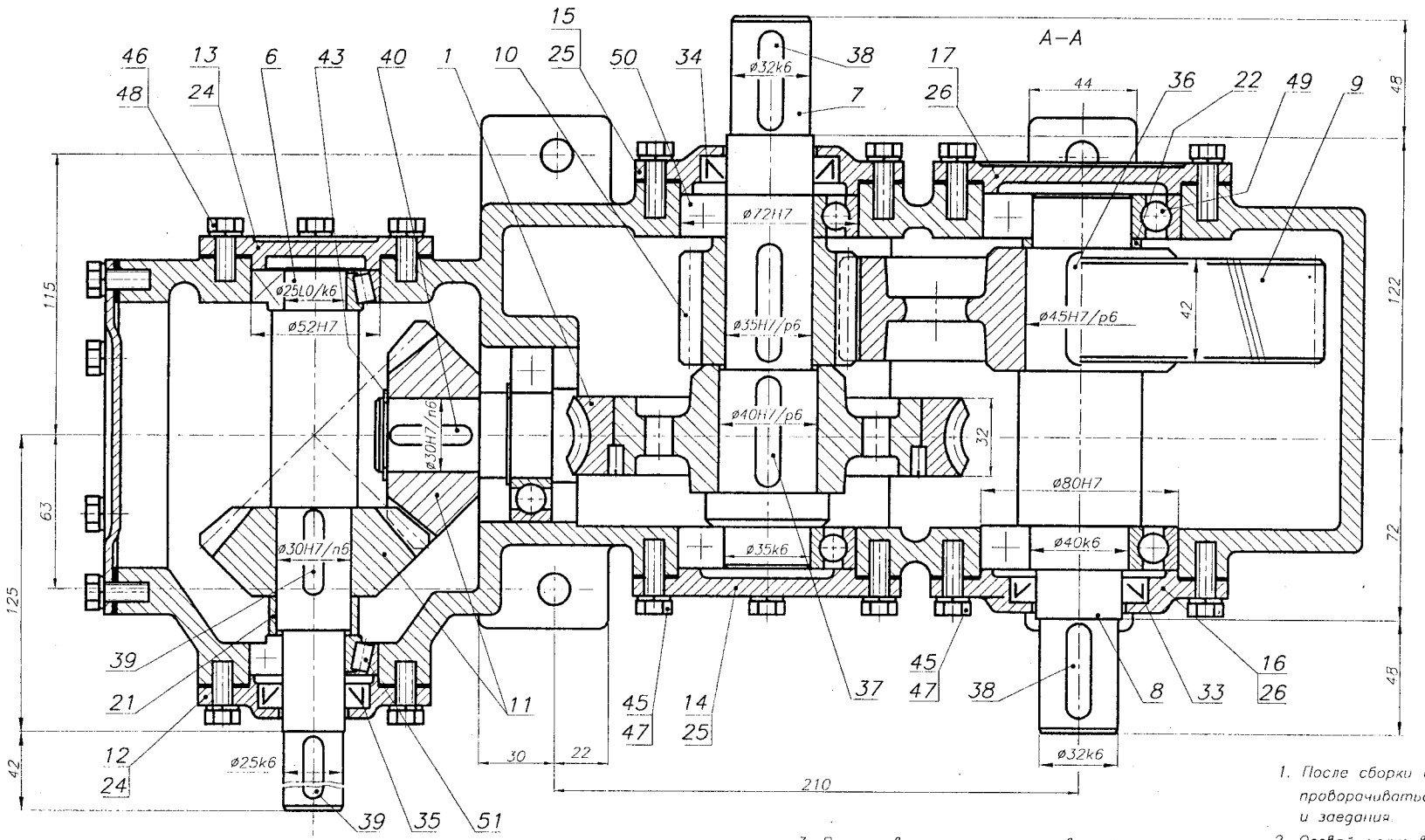

Техническая характеристика
Уровень масла
1. Объем масляной ванны – 2,5 л.
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного – 250 Н; выходного кон. – Н; выходного черв. – Н; выходного цил. – Н.
3. Плечо приложения консольной нагрузки половина длины посадочного места.

Рис. 9.11.2

б)



1. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.
2. Осевой люфт в подшипниках:
   – входного вала – 0,04...0,07 мм,
   – промежуточного вала – 0,05...0,10 мм,
   – выходного вала – 0,05...0,10 мм
   обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 24, 25, 26, 27.
3. Регулировку зацепления червячной передачи выполнить перестановкой прокладок поз. 25 промежуточного вала.
4. Регулировку зацепления конической передачи выполнить перестановкой прокладок поз. 24 входного вала и изменением толщины прокладок поз. 28 выходного после конической передачи вала.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ12б 09.11.02.00 СБ
Разраб.					РЕДУКТОР коническо-червячно-цилиндрич.
Провер.					Лит. Масса Масштаб 1:1
Т.контр.					Лист 1 Листов 1
Н.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Утверд.					
Консульт.					

Рис. 9.11.2

10. МУФТЫ [32]

10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. КЛАССИФИКАЦИЯ. ВЫБОР МУФТ

Муфтами называют устройства, служащие для соединения валов (осей).

Основное назначение муфт - передача крутящего момента от одной из соединяемых деталей к другой (от одного вала к другому). В большинстве случаев муфты служат также для выполнения ряда дополнительных функций: компенсации погрешностей изготовления и монтажа валов (муфты компенсационные); амортизации возникающих колебаний, толчков и ударов, отстройки от резонанса, уменьшения максимальных величин упругих моментов в переходных режимах работы (муфты упругие); быстрого сцепления и расцепления соединяемых валов (муфты сцепные).

Необходимость применения муфт вызвана различными обстоятельствами. В первую очередь это обстоятельства технического характера, вызванные разделением труда. Электродвигатели прозводят на одном предприятии, редукторы - на другом. При конструировании привода эти узлы соединяют воедино посредством муфты.

Муфты применяют также для соединения валов с зубчатыми колесами (см. рис. 9.5.5), шкивами ременных передач (рис. 12.6.3) и др.

По назначению и по принципу действия муфты разделяют на группы: постоянные, не допускающие расцепления (разъединения) валов в процессе эксплуатации; сцепные управляемые, позволяющие сцеплять и расцеплять валы как во время остановки, так и во время работы (на ходу); автоматические (сцепные самоуправляющиеся), сцепляющие и расцепляющие валы автоматически при изменении режима работы машины.

Постоянные муфты в свою очередь разделяют на следующие группы:

- глухие, предназначенные для жесткого и неподвижного соединения соосных валов (10.2);
- компенсирующие, служащие для соединения валов с небольшими взаимными смещениями и перекосами геометрических осей, вызванными неточностью изготовления и монтажа, а также упругими деформациями валов (10.3);
- подвижные, допускающие по сравнению с компенсирующими муфтами повышенные взаимные смещения валов, которые могут быть вызваны условиями работы валов (10.4);
- упругие, предназначенные в основном для смягчения динамических нагрузок, передаваемых через валы (10.5).

Сцепные управляемые муфты разделяют на кулачковые, зубчатые и фрикционные.

В кулачковых и зубчатых муфтах крутящий момент передается от ведущего вала к ведомому взаимным зацеплением полумуфт посредством кулачков (торцевых выступов) или зубьев, а во фрикционных - сцеплением полумуфт при помощи сил трения, создаваемых между рабочими поверхностями их элементов.

Кулачковые и зубчатые муфты проще и дешевле фрикционных, но они обладают тем недостатком, что их включение при работе сопровождается ударами, которые могут вызвать поломку деталей привода. Поэтому их применяют при отсутствии требований плавности включения, при редких включениях и при малой относительной скорости соединяемых валов, а также в условиях стесненных габаритов.

Так как при вращении валов чаще всего требуется плавное их соединение и рассоединение, что обеспечивается фрикционными муфтами, то из сцепных управляемых муфт преимущественное применение имеют фрикционные муфты.

В зависимости от того, при изменении какого параметра привода происходит автоматическое соединение или рассоединение муфты и соединяемых ею валов, различают следующие виды автоматических (сцепных самоуправляемых) муфт:

- предохранительные, служащие для защиты привода от перегрузок;
- обгонные или муфты свободного хода, предназначенные для передачи момента только в одном направлении и допускающие свободное вращение в обратном направлении;
- центробежные, служащие для автоматического соединения или рассоединения валов при достижении ведущим валом заданной скорости вращения.

Ряд муфт нормализованы ГОСТами (17.4, [32]). Некоторые нестандартные муфты изготовляют по нормалям заводов и проектных организаций. Поэтому размеры муфт принимают по ГОСТу или по каталогам заводов и проектных организаций.

Основной характеристикой при подборе муфт является передаваемый муфтой расчетный крутящий момент ($T_р$). Он учитывает величину номинального момента, передаваемого муфтой в установившемся режиме работы (T), и коэффициент внешней динамической нагрузки ($k_А$) (табл. 3.3.3), который зависит от типа приводного двигателя и характера рабочей машины $T_р = T \cdot k_А$.

Так как обычно муфты подбирают по ГОСТу, то в случае необходимости прочностной расчет их элементов осуществляют как проверочный.

10.2. МУФТЫ ГЛУХИЕ [8, 10, 32]

10.2.1. МУФТЫ ВТУЛОЧНЫЕ ГОСТ 24246-96

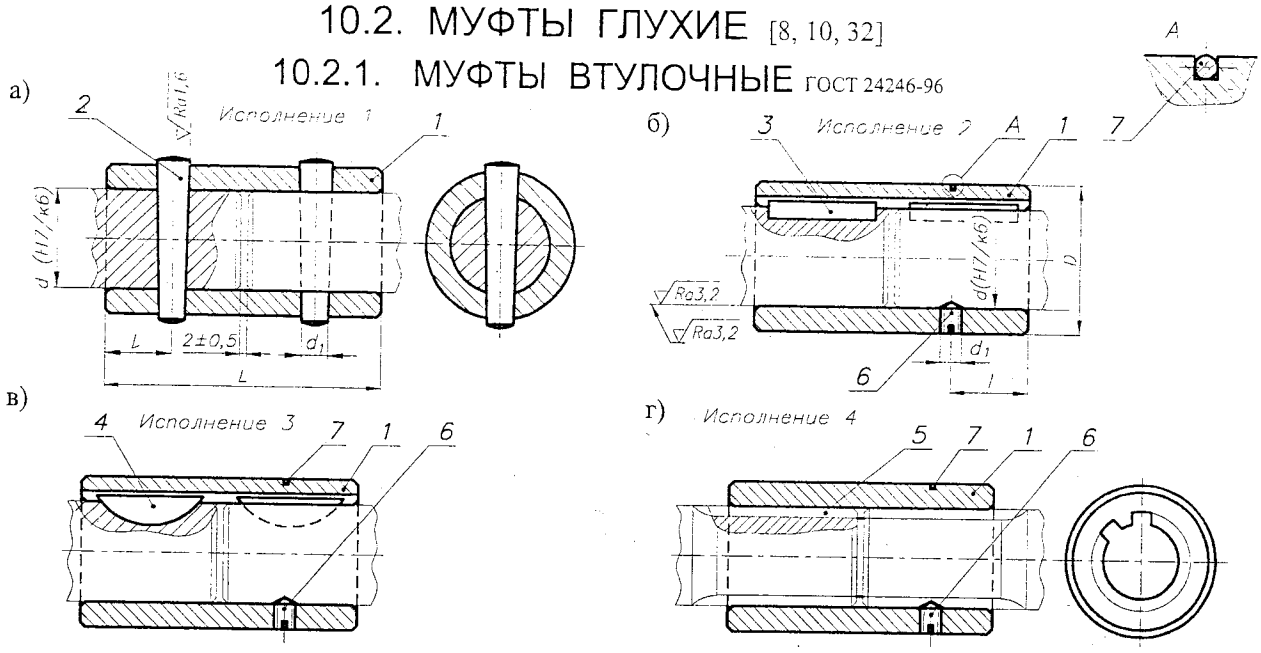


Рис. 10.2.1. Муфты втулочные, в которых для передачи крутящего момента используют:
а) штифты, б) шпонки призматические, в) шпонки сегментные, г) шлицы;
1 - втулка; *2* - штифт; *3* - шпонка призматическая; *4* - шпонка сегментная; *5* - соединение шлицевое; *6* - винт; *7* - кольцо пружинное

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузке. 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.

При определении силы, нагружающей валы от муфты, следует принимать $d_э = d$ (4.3.5).

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 24246–96

Табл. 10.2.1. Параметры муфт и их основные размеры, мм

ГОСТ 24246-96

T, кН·м для исполнений				*d* для исполнений		*D*	*L* для исполнений		Штифт	Шпонка поз. 3	Шпонка поз. 4	Винт поз. 5	Кольцо поз. 6
1	2	3	4	1, 2, 3	4		1, 2, 3	4					
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

Втулки изготовляют из стали 45 по ГОСТ 1050-88.
Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (4.8.2 п. 1). Фаски (4.8.3 п. 2).
Штифты конические по ГОСТ 3129-70 (15.6 п. 12).
Кольцо пружинное - ГОСТ 2833-77.

Шпоночные соединения - ГОСТ 23360-78 (7.1.1). ГОСТ 24071-80 (7.1.2).
Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (7.2.1).
Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80

10.2.2. МУФТЫ ПРОДОЛЬНО-СВЕРТНЫЕ ГОСТ 23106-93

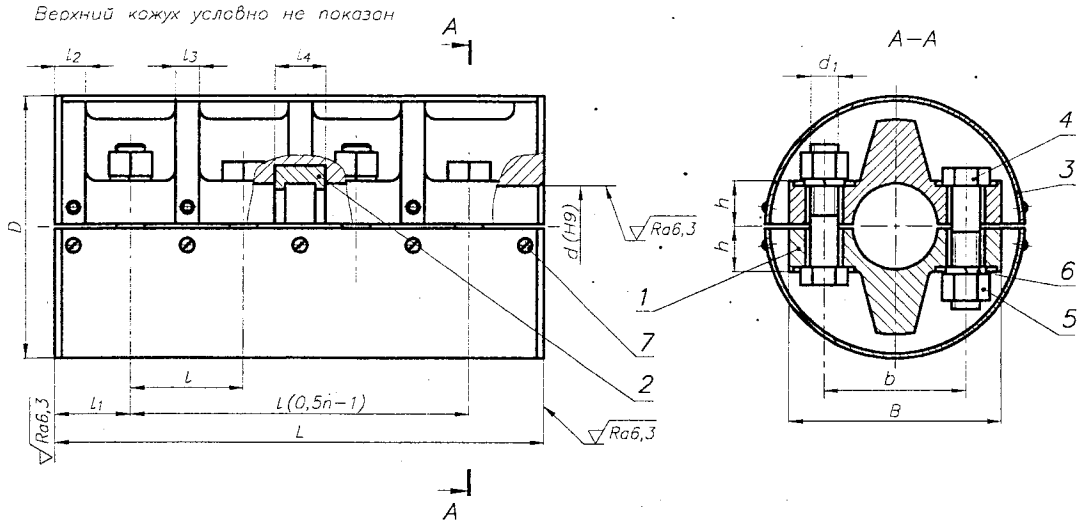


Рис. 10.2.2. Муфта продольно-свертная:
1 - полумуфта; *2* - фиксирующее полукольцо; *3* - полукожух; *4* - болт; *5* - гайка; *6* - шайба; *7* - винт

Полумуфты изготовляют из чугуна СЧ20 по ГОСТ 1412-85, полукольца фиксирующие - из стали 45 по ГОСТ1050-88.

Муфта может быть выполнена без фиксирующих полуколец.

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузке. 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 (4.8.2 п. 1). Фаски (4.8.3 п. 2).
Размеры опорных поверхностей под крепежные детали, диаметры отверстий под болты (8.8.1, 8.8.2).

При определении силы, нагружающей валы от муфты, следует принимать $d_э = d$ (4.3.5).

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

Табл. 10.2.2. 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

10.2.3. МУФТЫ ФЛАНЦЕВЫЕ ГОСТ 20761-80

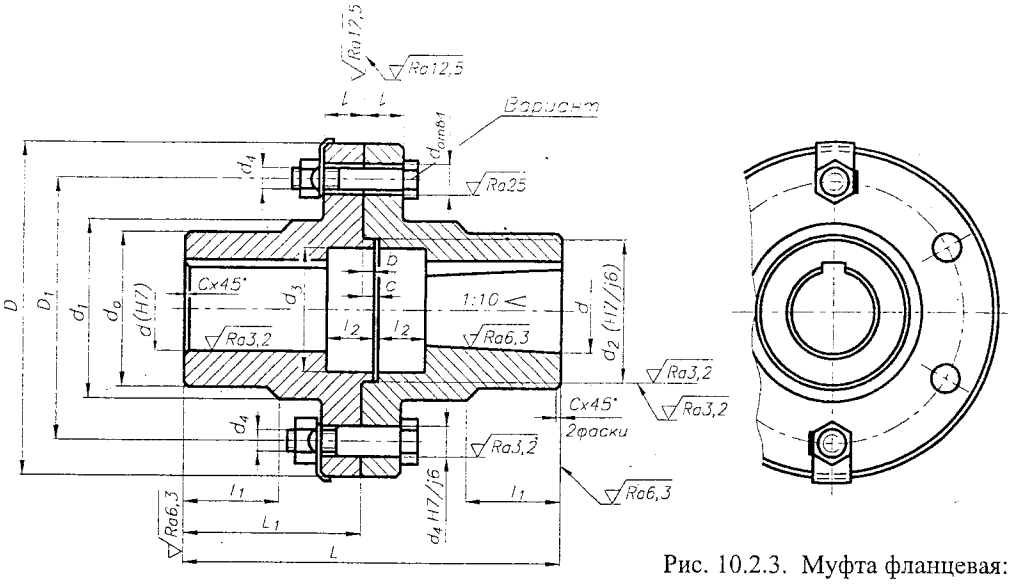
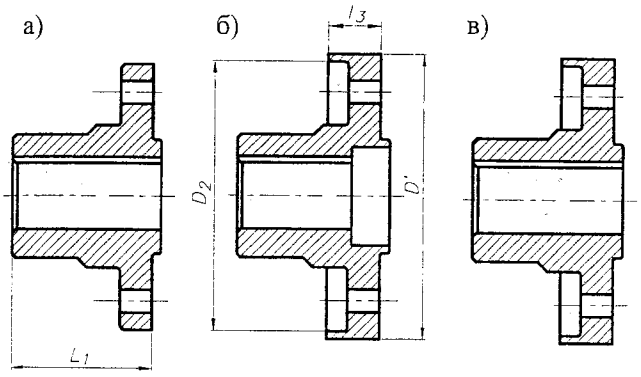


Рис. 10.2.3. Муфта фланцевая:
а)-в) варианты выполнения полумуфт



Полумуфты изготовляют из стали 40 по ГОСТ 1050-74, 35Л по ГОСТ 977-88 или чугуна СЧ20 по ГОСТ 1412-88.

Исполнение 1 - длинные валы, исполнение 2 - короткие валы по ГОСТ 12080-66.

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузке. 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.

При определении силы, нагружающей валы от муфты, следует принимать $d_э = d$ (4.3.5).

Допускаемая окружная скорость чугунных муфт - до 35 м/с, стальных - до 70 м/с.

Радиальная несоосность валов - не более 0,05 мм.

Табл. 10.2.3. Параметры муфт и их присоединительные размеры, мм

ГОСТ 20761-96

T, кН·м		d	D max	L_1 max		L max	
Сталь	Чугун			Исполнение 1	Исполнение 2	Исполнение 1	Исполнение 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. 10.2.4. Размеры фланцевых муфт, мм

ГОСТ 20761-96

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				

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (4.8.2 п. 1), конические - ГОСТ 12081-72 (4.8.2 п. 2). Фаски (4.8.3 п. 2).

Шпоночные соединения - ГОСТ 23360-78 (7.1.1), ГОСТ 10748-79.

Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (7.2.1).

Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (7.2.2).

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 20761–96

То же, из чугуна:

Муфта фланцевая 63–20–12 ГОСТ 20761–96

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 20761–96

10.3. МУФТЫ КОМПЕНСАЦИОННЫЕ

10.3.1. МУФТЫ ЦЕПНЫЕ С ОДНОРЯДНОЙ ЦЕПЬЮ ГОСТ 20742-93

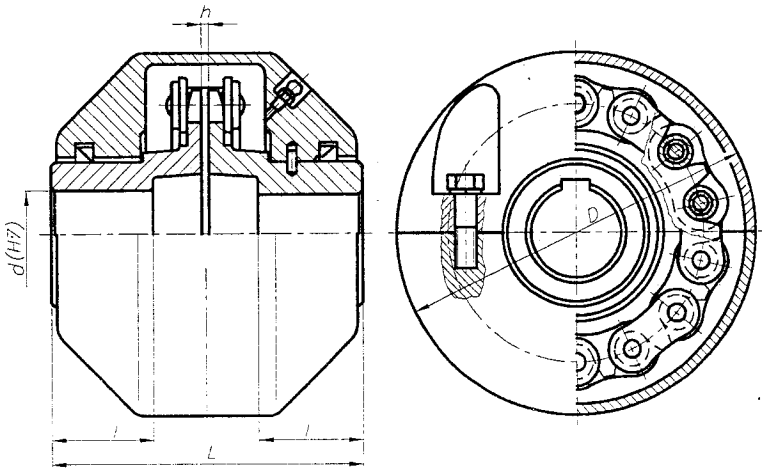


Рис. 10.3.1. Цепная муфта с однорядной цепью (тип 1)

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.

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. 10.3.1).

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;
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.

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э = Pz/\pi$ (4.3.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (4.8.2 п. 1), конические - ГОСТ 12081-72 (4.8.2 п. 2). Фаски (4.8.3 п. 2).

Шпоночные соединения - ГОСТ 23360-78 (7.1.1), ГОСТ 10748-79.

Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (7.2.1).

Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (7.2.2).

Табл. 10.3.1. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 20742-93

T, кН·м	d	D	L для исполнений			l для исполнений			Цепь ГОСТ 13568-75	Шаг цепи P	Число зубьев z	h	Радиальное смещение осей валов, не более
			1	2	3, 4	1	2	3, 4					
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

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 шлицов $d = 48$ 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

10.3.2. МУФТЫ ЦЕПНЫЕ С ДВУХРЯДНОЙ ЦЕПЬЮ ГОСТ 20742-93

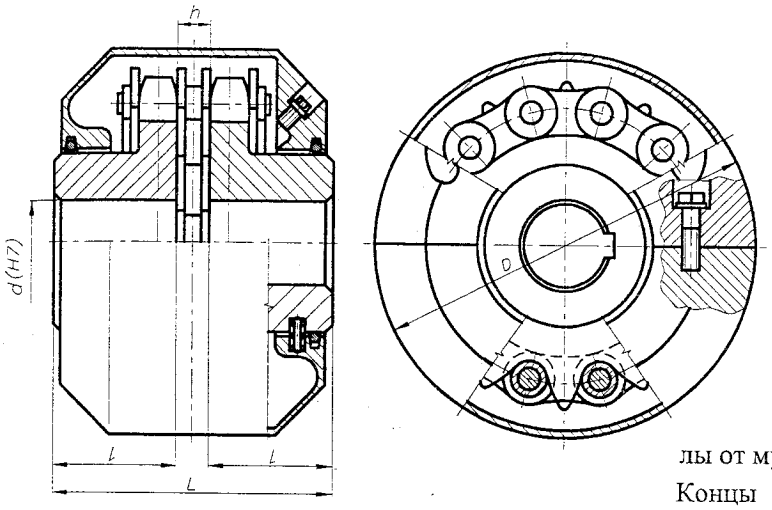


Рис. 10.3.2. Цепная муфта с двухрядной цепью (тип 2)

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутяшего момента должны быть пересчитаны.

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. 10.3.2).

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;
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.

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э = Pz/\pi$ (4.3.5).
Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (4.8.2 п. 1), конические - ГОСТ 12081-72 (4.8.2 п. 2). Фаски (4.8.3 п. 2).
Шпоночные соединения - ГОСТ 23360-78 (7.1.1), ГОСТ 10748-79.
Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (7.2.1).
Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (7.2.2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепной муфты, передающей номинальный крутящий момент $T = 500$ Н·м, ти-

Табл. 10.3.2. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 20742-93

T, кН·м	d	D	L для исполнений			l для исполнений			Цепь ГОСТ 13568-75	Шаг цепи P	Число зубьев z	h	Радиальное смещение осей валов, не более
			1	2	3, 4	1	2	3, 4					
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		

па 1, 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 шлицов 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 шлицов 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

10.3.3. МУФТЫ ЗУБЧАТЫЕ ГОСТ 5006-94

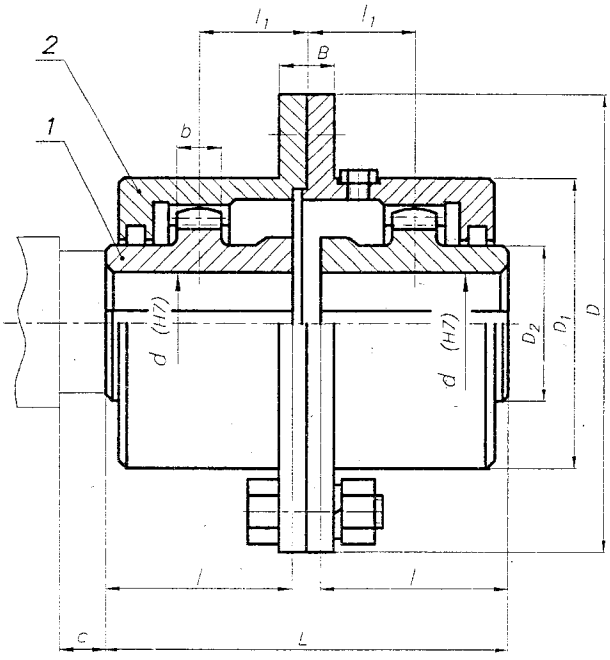


Рис. 10.3.3. Муфта зубчатая типа 1:
1 - втулка; *2* - обойма

Втулки муфт изготовляют в исполнениях:

1 - с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

2 - с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72;

3 - с отверстиями для валов, соответствующими соединениям средней серии с прямобочными шлицами по ГОСТ 1139-80;

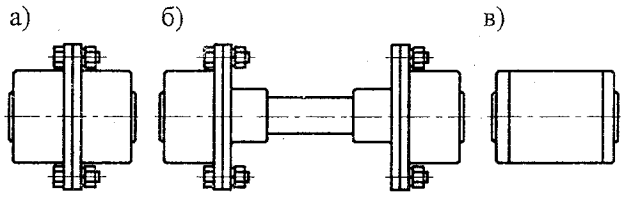


Рис. 10.3.4. Типы зубчатых муфт:
а) - тип 1 (с разъемной обоймой);
б) - тип 2 (с промежуточным валом);
в) - тип 3 (с неразъемой обоймой)

4 - с отверстиями для валов с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033-80.

Втулки, обоймы и фланцевые полумуфты изготовляют:

- коваными 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 $d_э = mz$ (4.3.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (4.8.2 п. 1), конические - ГОСТ 12081-72 (4.8.2 п. 2). Фаски (4.8.3 п. 2).

Шпоночные соединения - ГОСТ 23360-78 (7.1.1), ГОСТ 10748-79.

Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (7.2.1).

Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (7.2.2).

Табл. 10.3.3. 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	185	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

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

10.4. МУФТЫ ПОДВИЖНЫЕ

10.4.1. МУФТЫ ШАРНИРНЫЕ ГОСТ 5147-97

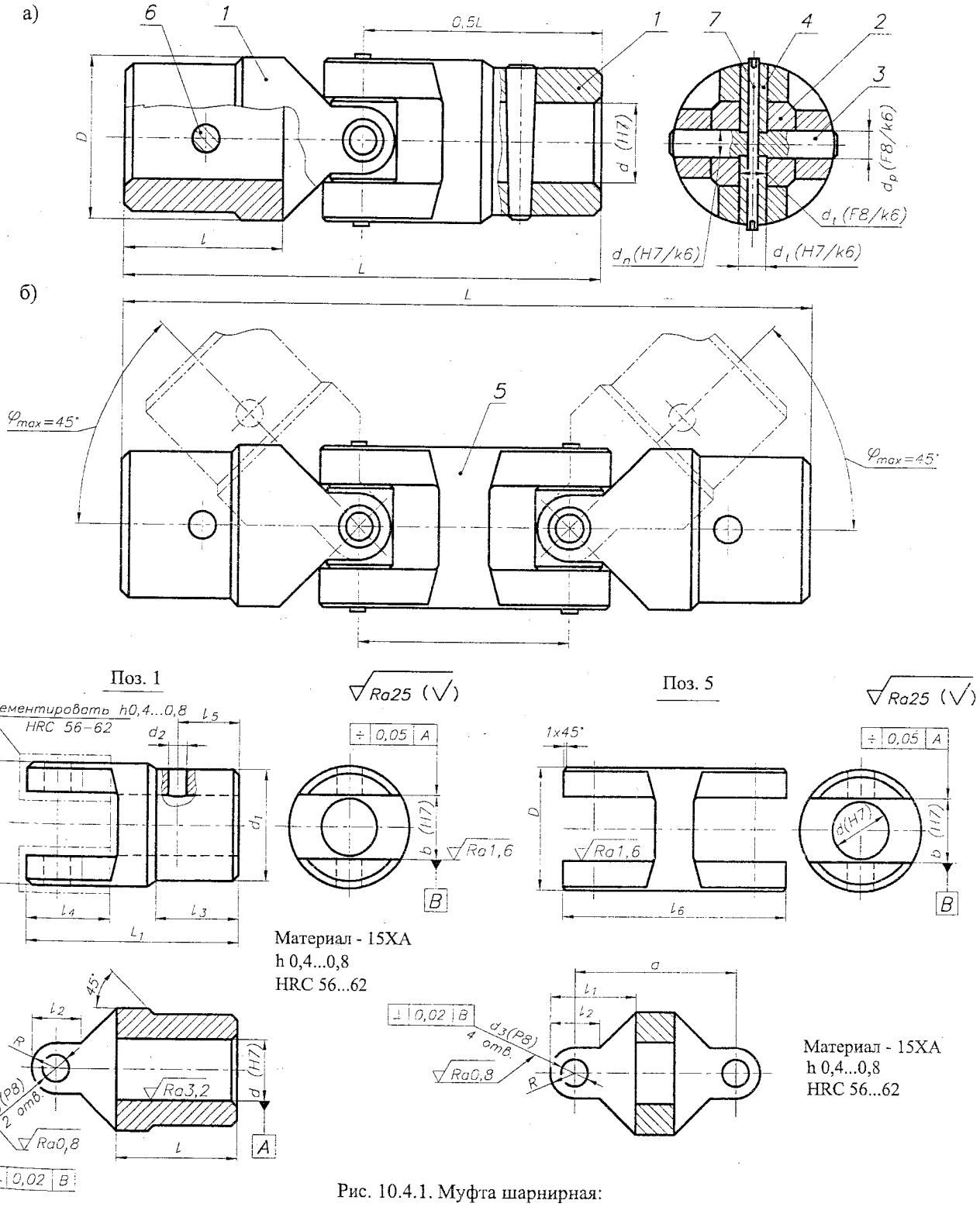


Рис. 10.4.1. Муфта шарнирная:

а) одинарная (исполнение 1); б) двойная (исполнение 2);

1 - полумуфта; *2* - крестовина; *3* - палец; *4* - вилка; *5* - вилка двухсторонняя; *6* - штифт конический; *7* - штифт

Табл. 10.4.1. Параметры и основные размеры шарнирных муф, мм ГОСТ 5147-97

T,* Н·m	d	D	L 1-д	1-к	2-д	2-к	l д**	k**	a	поз. 6	поз. 7	поз. 1, 5 d_1	d_2	d_3	b	R	L_1	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6
11,2	8, 9	16	56	-	76	-	20	-	20	2x20	3x16	15	3	4	10	4	32	12	8	15	14	12	28
	10		62	56	82	76	23	20									35, 32			18, 15		15, 12	
22,4	10, 11	20	66	60	92	86	23	20	26	2,5x25	4x20	18	4	5	12	5	38, 35	15	10	18, 15	18	11, 14	36
	12		80	70	106	96	30	25	26								45, 40			25, 20		21, 16	
45,0	12, 14	25	86	76	118	108	30	25	32	3x30	5x25	21	5	6	14	6	49, 44	19	12	22, 27	22	18, 13	44
71,0	16, 18	32	112	88	150	126	40	28	38	4x36	6x30	28	6	7	18	7	63, 51	23	14	30, 18	26	25, 12	52
140	19, 20, 22	40	140	112	188	160	50	36	48	5x45	8x36	34	8	8	22	8	78, 64	28	16	38, 24	32	32, 18	64
280	24	50	148	120	206	178	50	36	58	6x55	10x45	42	10	10	28	10	84, 70	34	19	34, 20	38	26, 12	78
	25,28		168	132	326	190	60	42									94, 76			44, 26		36, 18	
560	30, 32, 35	60	222	178	292	248	80	58	70	8x65	12x55	53	12	13	34	13	124, 102	44	28	64, 42	50	50, 28	96
1120	38	75	236	192	328	284	110	82	92	10x80	16x65	63	16	16	42	16	134, 112	54	34	60, 38	60	45, 23	124
	40, 42		296	240	388	332											164, 136			90, 62		75, 46	

* Для $\varphi = 0°$. Для $\varphi \neq 0°$ величины T умножить на $\cos\varphi$.

** Концы валов длинные (д); концы валов короткие (к).

Для определения силы, нагружающей валы от муфт (4.3.5), следует принимать $d_э = D - d/2$.

10.5. МУФТЫ УПРУГИЕ

10.5.1. МУФТЫ УПРУГИЕ ВТУЛОЧНО-ПАЛЬЦЕВЫЕ ГОСТ 21424-93

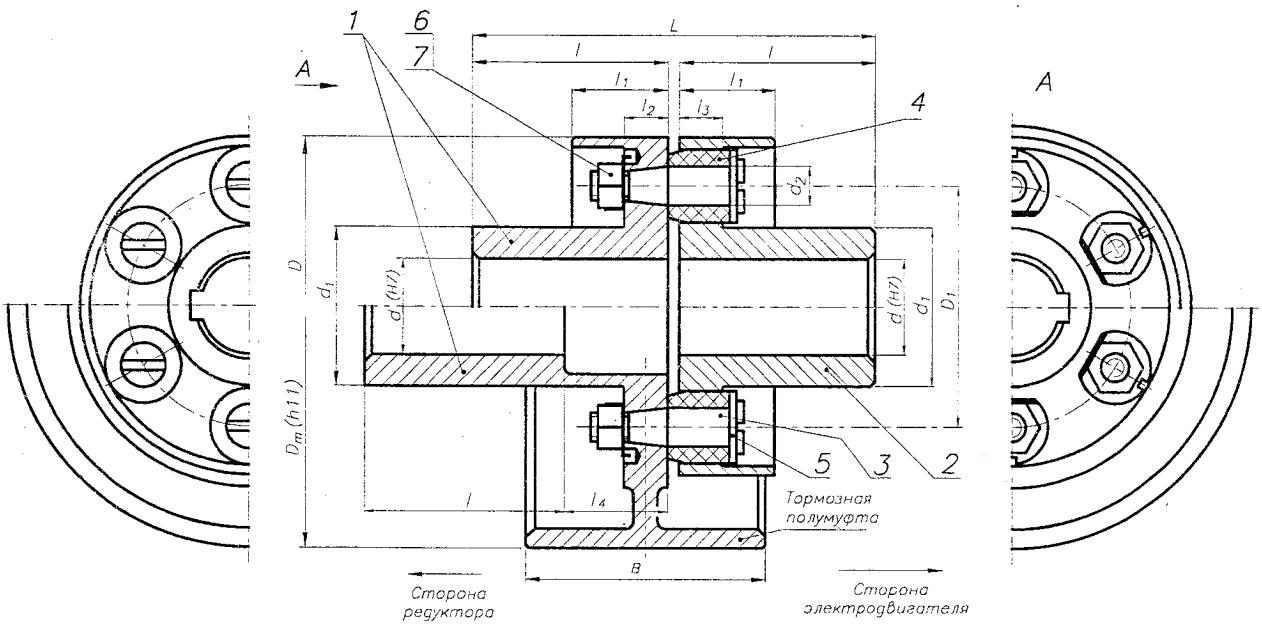
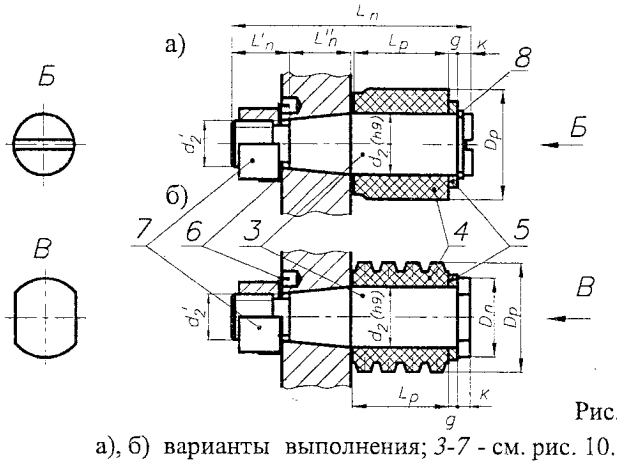


Рис. 10.5.1. Муфта втулочно-пальцевая:

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



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 $d_э = D_1$ (4.3.5).

Рис. 10.5.2. Выполнение пальца:

а), б) варианты выполнения; *3-7* - см. рис. 10.5.1; *8* - кольцо пружинное по ГОСТ 13542-86

Табл. 10.5.1. 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											

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. 10.5.2. Размеры пальцев, мм

d_2	$D_п$	d'_2	$L_п$	$l'_п$	$l''_п$	k	D_p	L_p	g
14	22	M10	56	14	14		26	22	3
16	22	M12	64	16	16		30	25	
18	26		70		18	3	32	28	4
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	8
55	70	M42	216	53	54		100	90	

10.5.2. МУФТЫ УПРУГИЕ СО ЗВЕЗДОЧКОЙ ГОСТ 14084-93

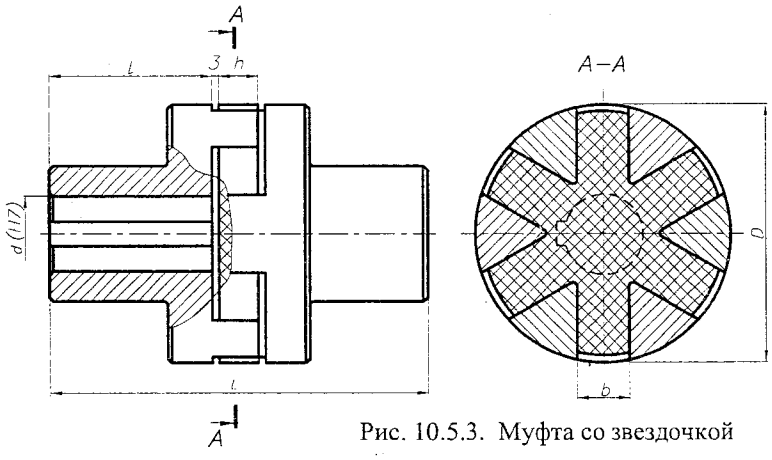


Рис. 10.5.3. Муфта со звездочкой

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 $d_э = 0{,}75\,D$ (4.3.5).

Табл. 10.5.3. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 14084-93

T, Н·м	Отверстие d	l для исполнен. 1	2	D	L для исполнения 1	2	n, мин$^{-1}$ max	Несоосность валов не более радиальная	угловая	b	h
16,0	12; 14	30	25	53	81	71	3800	0,2	1°30'	10,5	15
	16; 18	40	28		101	77					
25,0	14	30	25	63	81	71	3500	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	3000	0,2	1°30'	12,5	15
	20; 22	50	36		121	93					
63	20...24	50	36	85	128	100	2250	0,2	1°30'	14,5	22
	25; 28	60	42		143	112					
125	25; 28	60	42	105	143	112	2000	0,3	1°30'	16,5	22
	30...36	80	58		188	144					
250	32...38	80	58	135	191	147	1500	0,4	1°00'	18,5	25
	40...45	110	82		251	195					
400	38	80	58	166	196	152	1350	0,4	1°00'	20,5	30
	40...48	110	82		256	200					

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (4.8.2 п. 1). Фаски (4.8.3 п. 2).
Шпоночные соединения - ГОСТ 23360-78 (7.1.1),

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*

10.5.3. МУФТЫ УПРУГИЕ С ТОРООБРАЗНОЙ ОБОЛОЧКОЙ ГОСТ 20884-93

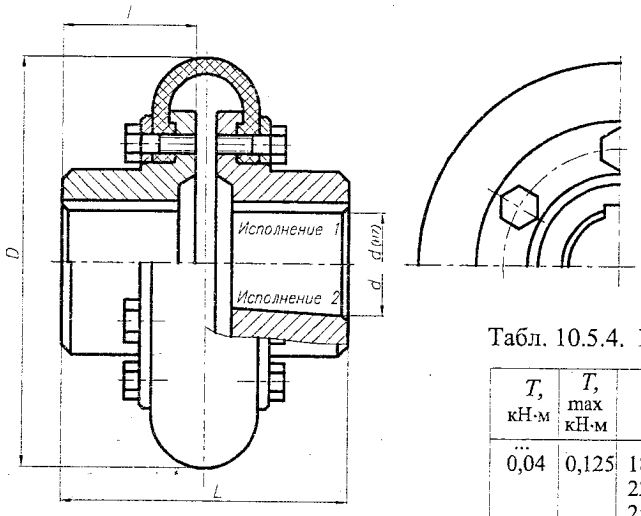


Рис. 10.5.4. Муфта с торообразной оболочкой выпуклого профиля

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...Вч50 по ГОСТ 7293-85;
- сталь 45 по ГОСТ 1050-88.

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать

$$d_э = 0{,}75\,D \quad (4.3.5).$$

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (4.8.2 п. 1).

Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (4.8.2 п. 2).

Фаски (4.8.3 п. 2).

Шпоночные соединения - ГОСТ 23360-78 (7.1.1)

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упругой муфты с торообразной 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

Табл. 10.5.4. 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 22...24 25	125	115 130 140	100 120 130	- 38 44	- 26 28	5°30'	1,0	1,0	1°00'
0,08	0,25	22, 24 25, 28 30	160	140 150 185	130 140 170	38 44 60	26 28 40	5°30'	2,0	1,6	1°00'
0,125	0,4	25, 28 30...36	180	155 190	145 175	44 60	28 40	5°30'	2,0	1,6	1°00'
0,2	0,63	30...38 40	200	200 250	185 235	6 84	40 60	5°30'	2,5	2,0	1°00'
0,25	0,8	32...38 40...45	220	205 255	185 240	60 84	40 60	5°30'	3,0	2,5	1°30'
0,315	1,0	35...38 40...48	250	21 270	195 250	60 84	40 60	5°30'	3,0	2,5	1°30'
0,5 0,8	1,6 2,5	40..56 48...56 60, 63	280 320	270 280 330	250 270 310	84 84 108	60 60 75	5°30' 5°30'	3,6 3,6	3,0 3,0	1°30' 1°30'
1,25	3,15	55, 56 60...75	360	280 330	270 280	84 108	60 75	4°30'	4,0	3,6	1°30'
2,0	5,0	63...75 89...90	400	350 400	270 320	108 132	75 96	4°30'	4,5	4,0	1°30'
3,15	8,0	75 80...95 100	450	355 405 475	285 325 385	108 132 168	75 96 125	4°30'	4,5	4,0	1°30'
5,0	12,5	90, 95 100...125	500	415 490	325 400	132 168	96 126	4°30'	5,0	4,0	1°30'
8,0	20	100...125 130, 140	560	495 570	400 465	168 204	126 158	3°30'	5,6	5,0	1°30'
12,5	25	110...125 130...145 160	630	525 585 665	420 480 540	168 204 244	126 158 185	3°30'	6,0	5,0	1°30'
16	31,5	120, 125 130...150 160...180	710	510 590 670	430 490 550	168 204 244	126 158 188	3°30'	6,7	5,0	1°30'
20	40	140, 150 160...180 180, 190	800	600 680 760	500 560 620	204 244 284	158 188 218	2°30'	7,5	5,0	1°30'
25	50	150 160...180 190, 200	900	10 690 770	510 570 630	204 244 284	158 188 218	2°30'	9,0	5,0	1°30'
31,5	63	160...180 190...220	1000	710 790	580 640	244 284	188 218	2°30'	10	5,0	1°30'
40	80	170, 180 190...210 220, 240	1120	720 800 900	590 650	244 284 334	188 218 -	2°30'	11	5,0	1°30'

10.5.4. МУФТЫ УПРУГИЕ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПРУЖИНАМИ

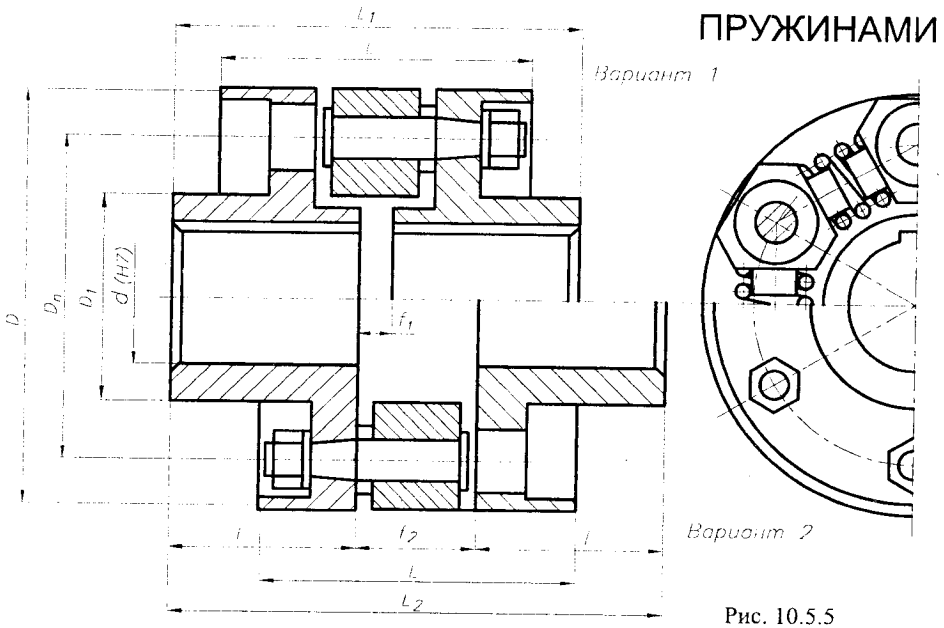


Рис. 10.5.5

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э = D_п$ (4.3.5).

Табл. 10.5.5. Параметры и размеры упругих муфт с цилиндрическими пружинами, мм, [32], [50]

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

10.5.5. МУФТЫ УПРУГИЕ С ПАКЕТАМИ ГИЛЬЗОВЫХ ПРУЖИН

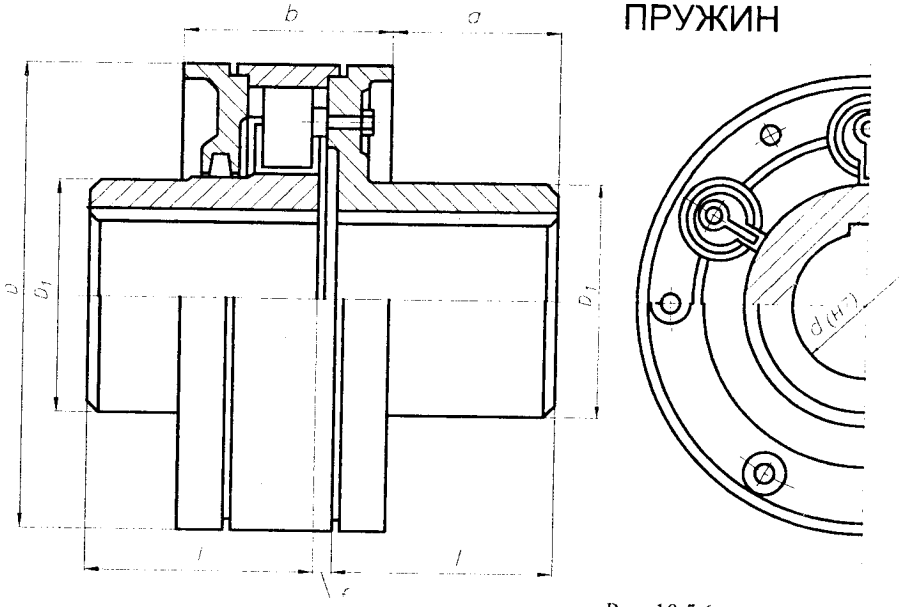


Рис. 10.5.6

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_э = 0{,}5(D + D_1)$. (4.3.5).

Табл. 10.5.6. Параметры и размеры упругих муфт с пакетами гильзовых пружин, мм, [32]

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
0,430	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
2,30	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

11. РАМЫ И ПРИВОДЫ [9, 25, 51]

11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При монтаже приводов, состоящих из электродвигателя и редуктора, должны быть выдержаны определенные требования точности относительно положения узлов. Для этого узлы привода устанавливают на сварных рамах или литых плитах.

В случае единичного производства экономически более выгодно применять сварные рамы из элементов сортового проката - швеллеров, уголков, полос, листов [15.9].

При серийном производстве изделий выгоднее применять плиты. В каждом случае выбор плиты или рамы определяет конструкция машины и требования точности.

11.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ РАМ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Присоединительные размеры электродвигателя.
2. Присоединительные размеры редуктора.
3. Присоединительные размеры муфты.

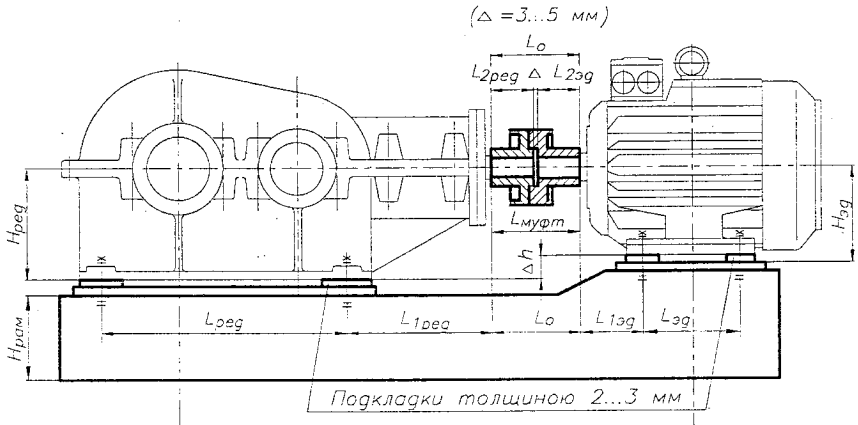


Рис. 11.2.1. Схема привода

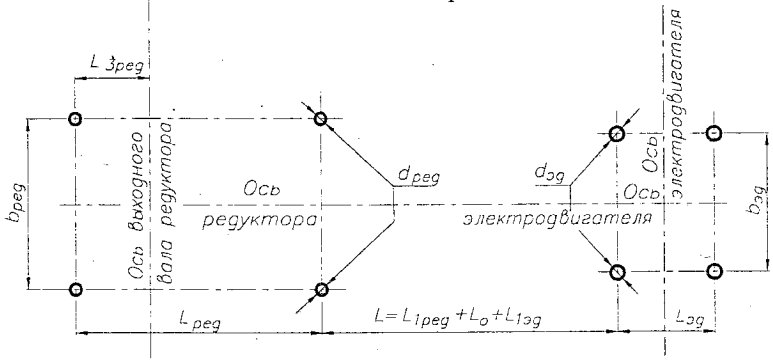


Рис. 11.2.2. Схема расположения болтов крепления электродвигателя и редуктора к раме

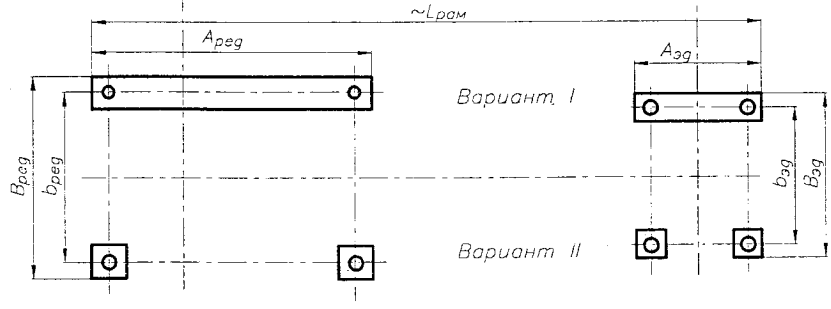


Рис. 11.2.3. Размещение опорных поверхностей электродвигателя и редуктора на раме

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 (рис. 11.2.1). Это определяет схему размещения болтов крепления электродвигателя и редуктора к раме (рис. 11.2.2).

1.2. Оценить расстояние L_o между заплечиками валов электродвигателя и редуктора, мм,

$$L_o = L_{2peg} + \Delta + L_{2эд}$$ (рис. 11.2.1).

1.3. Для выбранного типоразмера муфты определить ее длину $L_{муфт}$, мм (10).

1.4. Наилучшим вариантом является условие

$$L_o = L_{муфт}$$ (рис. 11.2.4, *а*).

1.5. Если $L_o > L_{муфт}$, то между заплечиками валов и муфты следует установить дистанционные кольца (рис. 11.2.4, *б*).

1.6. Если $L_o < L_{муфт}$, то зазор Δ между валами электродвигателя и редуктора следует увеличить, чтобы соблюдалось условие п. 1.4 (рис. 11.2.4, *в*).

Выполнение п. 1 определяет схему расположения болтов на плоскости рамы, где смонтированы электродвигатель и редуктор (рис. 11.2.3).

2. ОПОРНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И РЕДУКТОРА

Используя присоединительные размеры элементов привода, обрисовывают на схеме размещения болтов опорные поверхности электродвигателя и редуктора (рис.11.2.3), что определяет ориентировочно длину рамы $L_{рам}$, мм.

3. РАМА

3.1. Высоту рамы, мм, определяют из двух условий:

а) $H_{рам} = (0,09...0,12)L_{рам}$;

б) учитывая, что для изготовления рам чаще используют сортамент швеллера, его высоту выбирают из расчета установки большего из болтов $d_{эд}$ или d_{peg} (диаметры отверстий в катаных профилях - табл. 11.2.1-11.2.3).

3.2. Поперечный размер установки швеллеров, мм, (рис. 11.1.5)

$$A_{peg} = b_{peg} - 2a;$$
$$A_{эд} = b_{эд} - 2a,$$

где a - расстояние от стенки швеллера до оси отверстия (рис. 11.2.5).

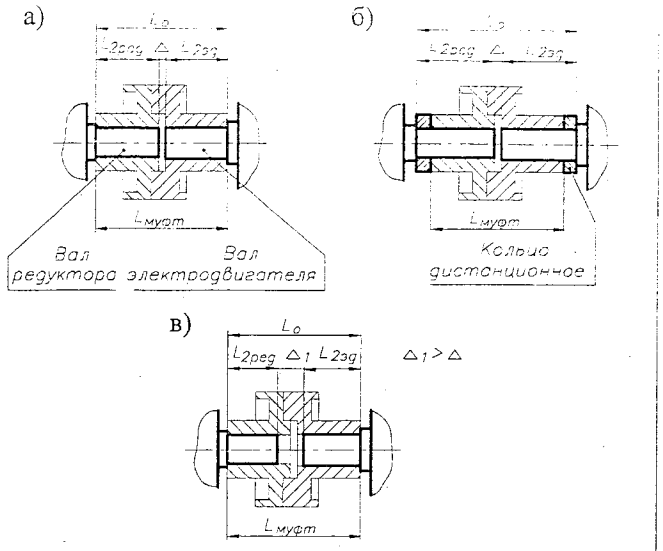


Рис. 11.2.4. Варианты соединения валов электродвигателя и редуктора

Так как обычно $b_{peg} \neq b_{эд}$, то ширина швеллеров в месте установки редуктора и электродвигателя различная. Это требует разрезки полок швеллера (рис. 11.2.5, *а*) и укрепления мест разрезки накладками (рис. 11.2.5, *б*).

Продольные швеллеры перевязывают поперечными связями, выполняемыми также из швеллеров (рис. 11.2.5).

3.3. Разность уровней опорных поверхностей электродвигателя и редуктора, мм,

$$\Delta h = |H_{эд} - H_{peg}|.$$

Швеллеры определяют минимальную высоту рамы (для наибольшего из размеров $H_{эд}$ или H_{peg}). Для меньшего из размеров ($H_{эд}$ или H_{peg}) выполняют надстройку рамы по одному из вариантов (рис. 11.2.6).

3.4. Под опорные места редуктора и электродвигателя на швеллеры рамы и на надстройку приваривают платики толщиной ≈ 6 мм с последующей их обработкой до толщины ≈ 4 мм, что устраняет последствия коробления рамы после сварки и позволяет выдержать разность уровней опорных поверхностей Δh (рис. 11.2.6).

Размеры платиков можно принимать равными размерам опорных поверхностей частей привода.

3.5. Платики приваривают также на нижней опорной поверхности рамы в местах ее крепления к фундаменту с использованием фундаментных болтов.

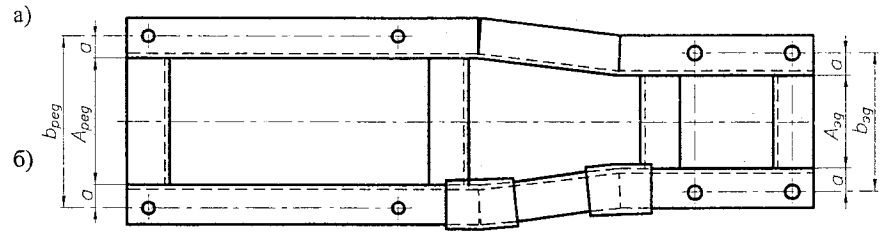


Рис. 11.2.5. Установка швеллеров рамы

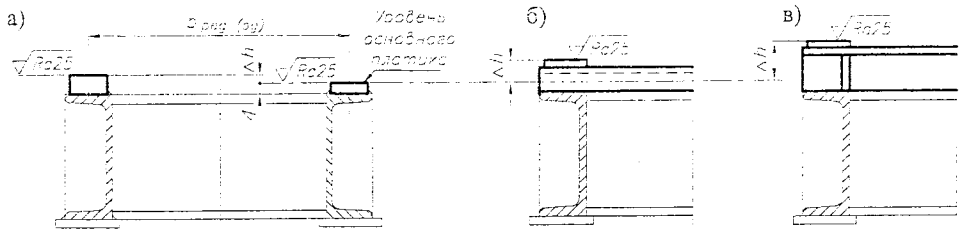


Рис. 11.2.6. Варианты выполнения надстройки рамы

Варианты крепления рамы к фундаменту с использованием фундаментных болтов (15.6.15) представлены на рис. 11.2.7.

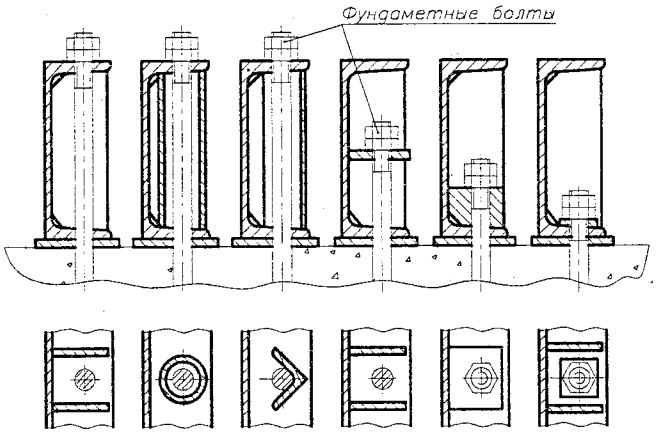


Рис. 11.2.7. Варианты установки в раме фундаментных болтов

3.6. В связи с допуском на высоту центров электродвигателя и редуктора, следует предусмотреть установку под болты их крепления к раме комплекта регулировочных прокладок толщиной 2...3 мм.

3.7. Основные размеры рамы представлены на рис. 11.2.8.

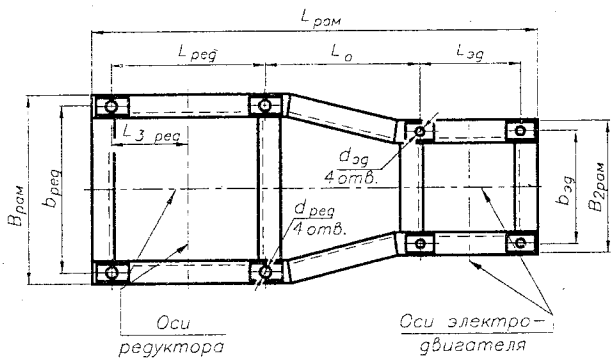


Рис. 11.2.8. Основные размеры рамы

Табл. 11.2.1. Размеры отверстий в швеллерах

№ швеллера	h	b	d	D	a	A max	a_1
	мм						
5	50	32	9	-	20	-	-
6,5	65	36	9	-	20	-	-
8	80	40	11	-	25	-	-
10	100	46	13	9	30	34	33
12	120	52	15	13	30	44	38
14	140	58	17	15	35	56	42
16	160	64	20	17	35	60	50
16а	160	68	20	17	40	60	50
18	180	70	22	20	40	70	55
18а	180	74	22	23,5	45	70	55
20	200	76	24	23,5	45	80	60
22	220	82	26	26	50	90	65
24	240	90	26	26	50	110	65
27	270	95	26	26	60	130	70
30	300	100	26	26	60	160	70
33	330	105	26	26	60	190	70
36	360	110	26	26	70	210	75
40	400	115	30	26	70	250	75

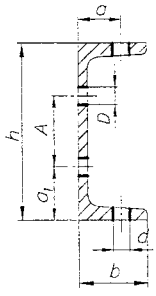


Рис. 11.2.9

Табл. 11.2.2. Размеры отверстий в двутаврах

№ двутавра	h	b	d	D	a	A max	a_1
	мм						
10	100	55	9,0	9,0	32	40	30
12	120	64	9,0	13,0	36	48	36
14	140	73	11,0	13,0	45	60	40
16	160	81	13,0	13,0	45	80	40
18	180	90	15,0	17,0	50	80	50
20	200	100	17,0	17,0	55	100	50
22	220	110	20,0	21,5	60	100	60
24	240	115	22,0	21,5	60	120	60
27	270	125	22,0	21,5	70	150	60
30	300	135	24,0	23,5	75	170	65
33	330	140	24,0	23,5	80	200	65
36	360	145	24,0	23,5	80	220	70
40	400	155	26,0	23,5	80	260	70
45	450	160	26,0	23,5	90	310	70
50	500	170	26,0	26,0	100	340	80
55	550	180	26,0	26,0	100	390	80
60	600	190	30,0	30,0	110	420	90

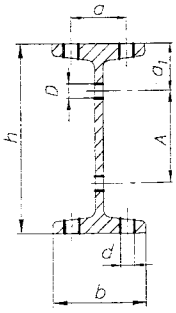


Рис. 11.2.10

Табл. 11.2.3. Размеры отверстий в уголках

№ уголка	b	b_1	d	№ уголка	b	b_1	d	№ уголка	b	b_1	d
	мм			мм				мм			
20	20	13	4,5	45	45	25	11,0	75	75	45	21,5
25	25	15	5,5	50	50	30	13,0	80	80		
28	28		6,5	56	56			90	90	50	23,5
30	30	18		60	60	35	17,0	100	100	55	
32	32			63	63			110	110	60	26,5
36	36	20	9,0	65	65	40	20,0	125	125	70	
40	40	22	11,0	70	70						

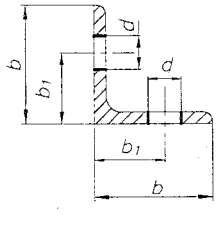


Рис. 11.2.11

11.3. ПРИМЕР ЧЕРТЕЖА РАМЫ

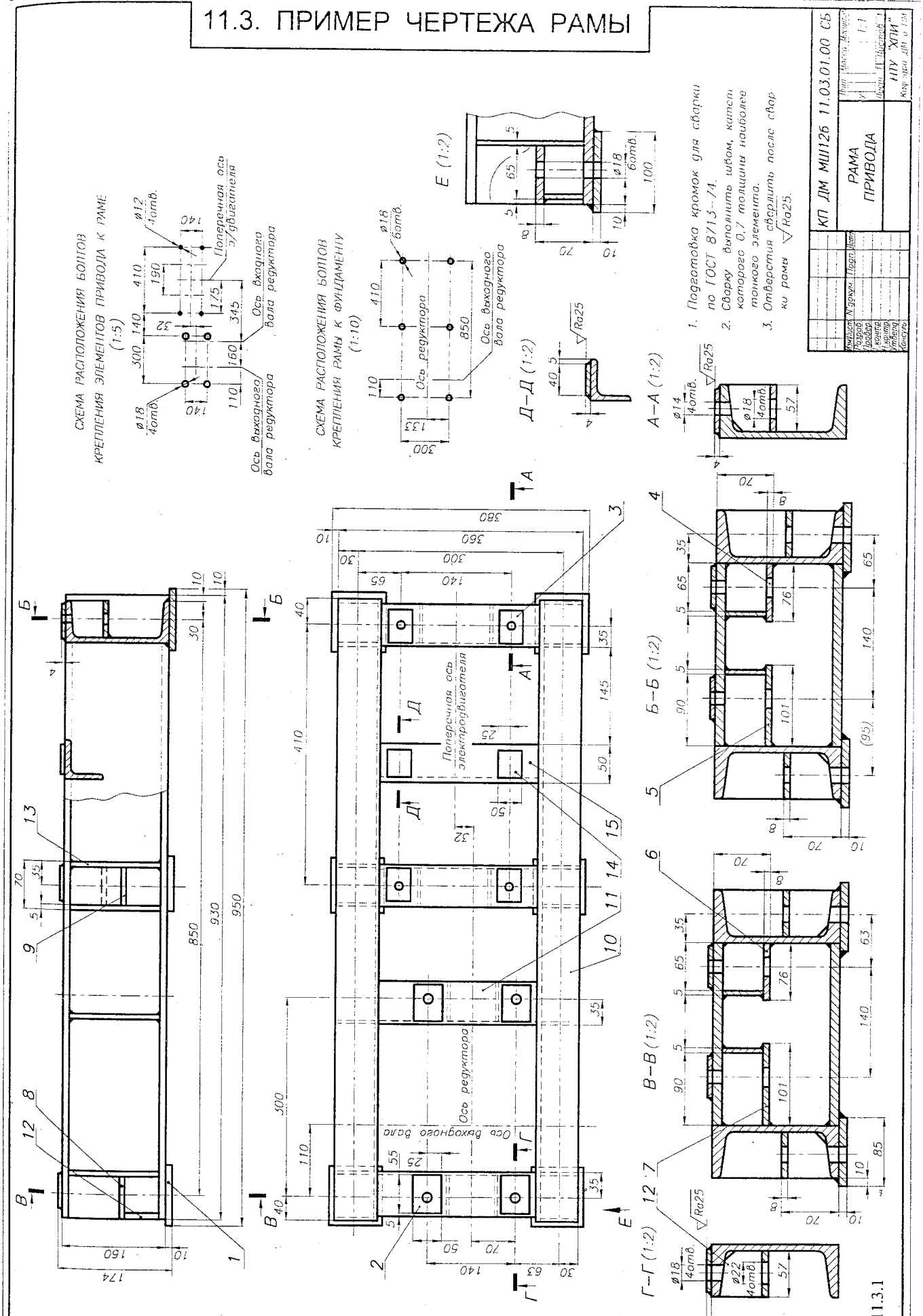


Рис. 11.3.1

11.4. ПРИМЕРЫ ЧЕРТЕЖЕЙ ПРИВОДОВ

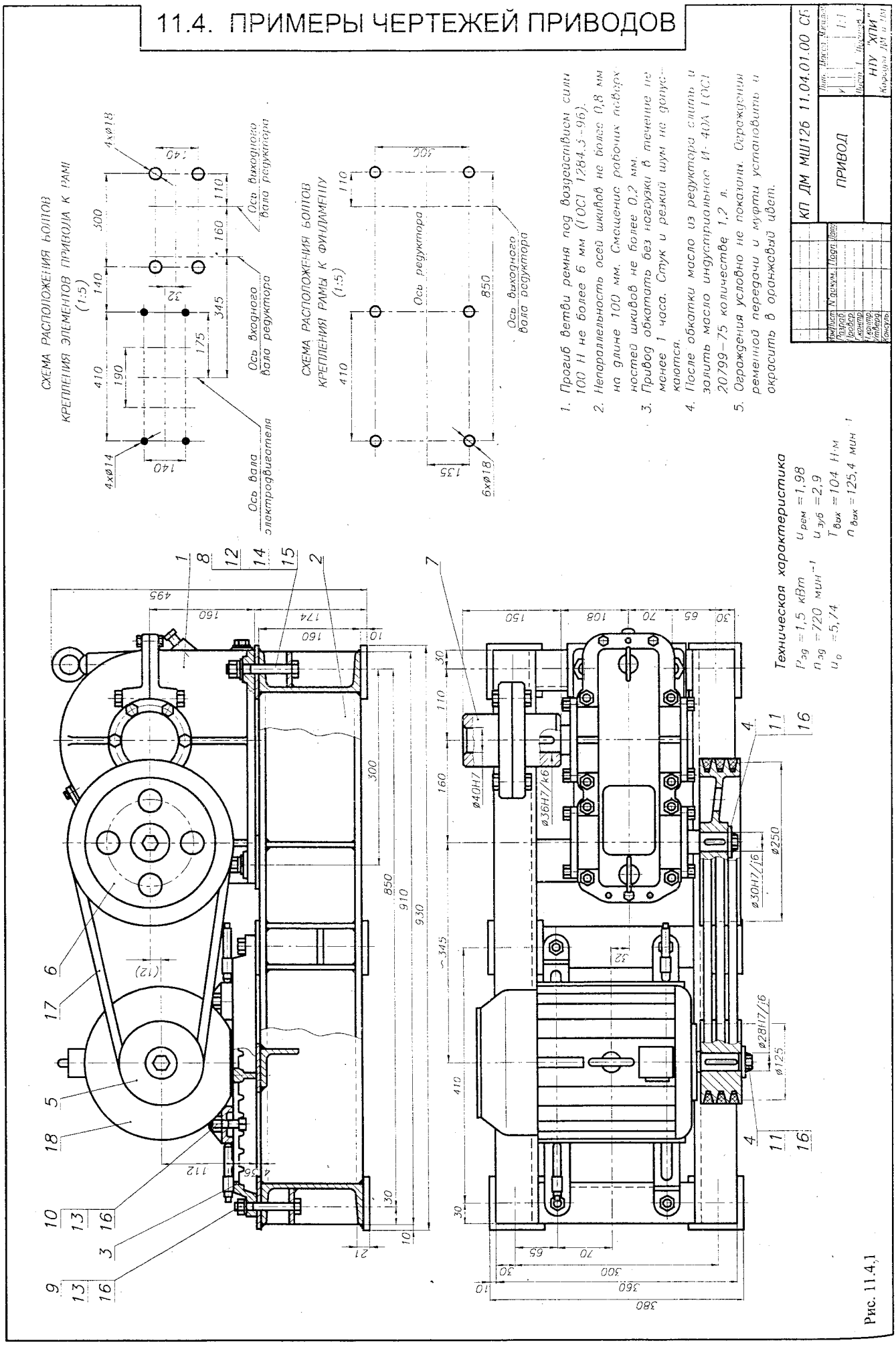
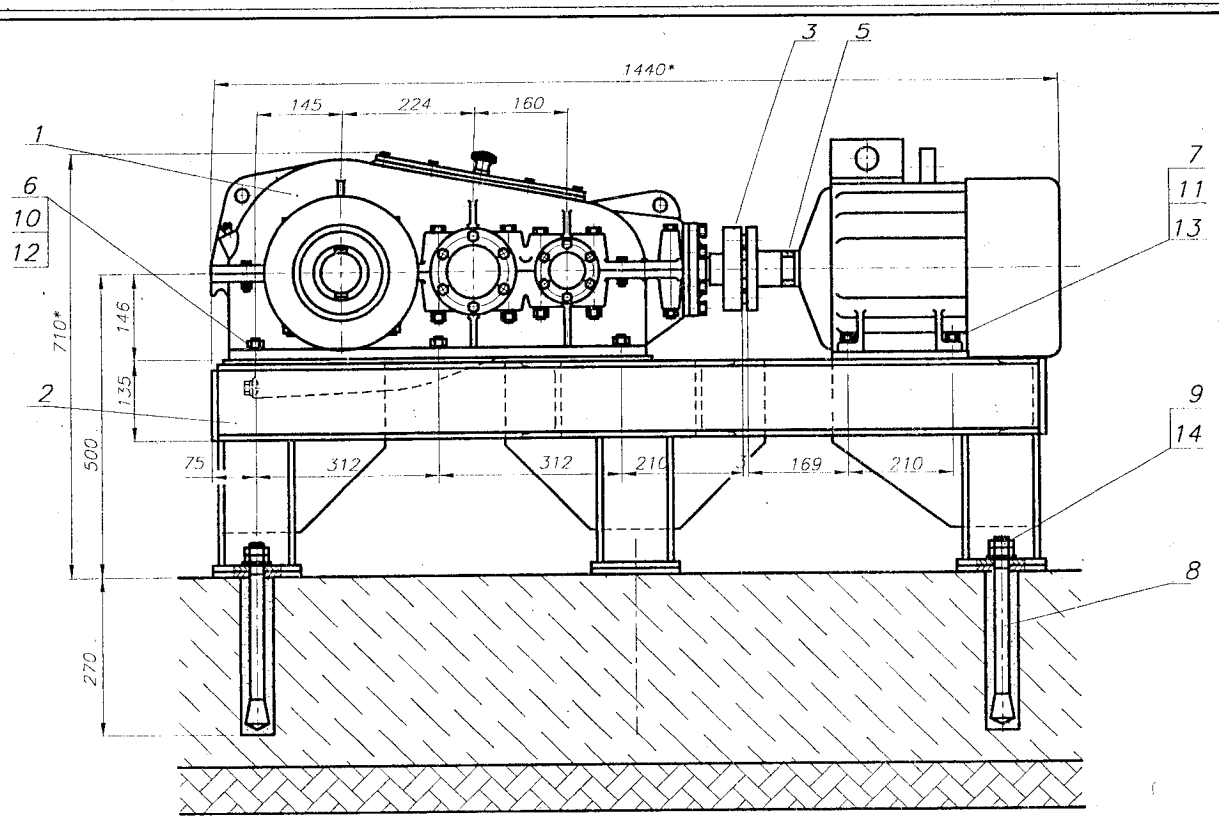


Рис. 11.4.1



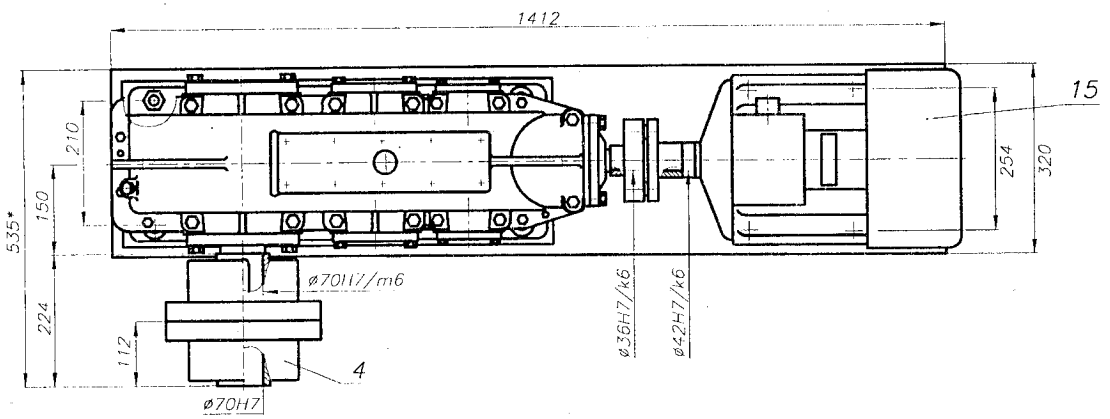


Рис. 11.4.2

СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА К РАМЕ (1:10)

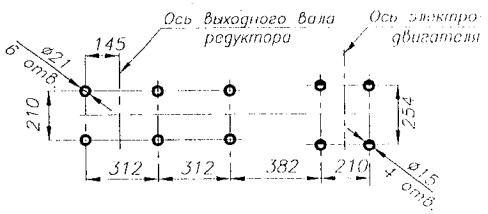
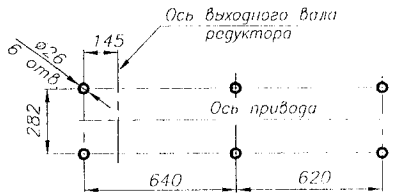


СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ РАМЫ К ФУНДАМЕНТУ (1:10)



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 ч.

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.

				КП ДМ МШ12б 11.04.02.00 СБ	
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	
Разраб.				ПРИВОД	Лит. / Масса / Масштаб: 1:1
Пробер.					
Т.контр.					Лист 1 Листов 1
Н.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Утвердил.					
Консульт.					

а)

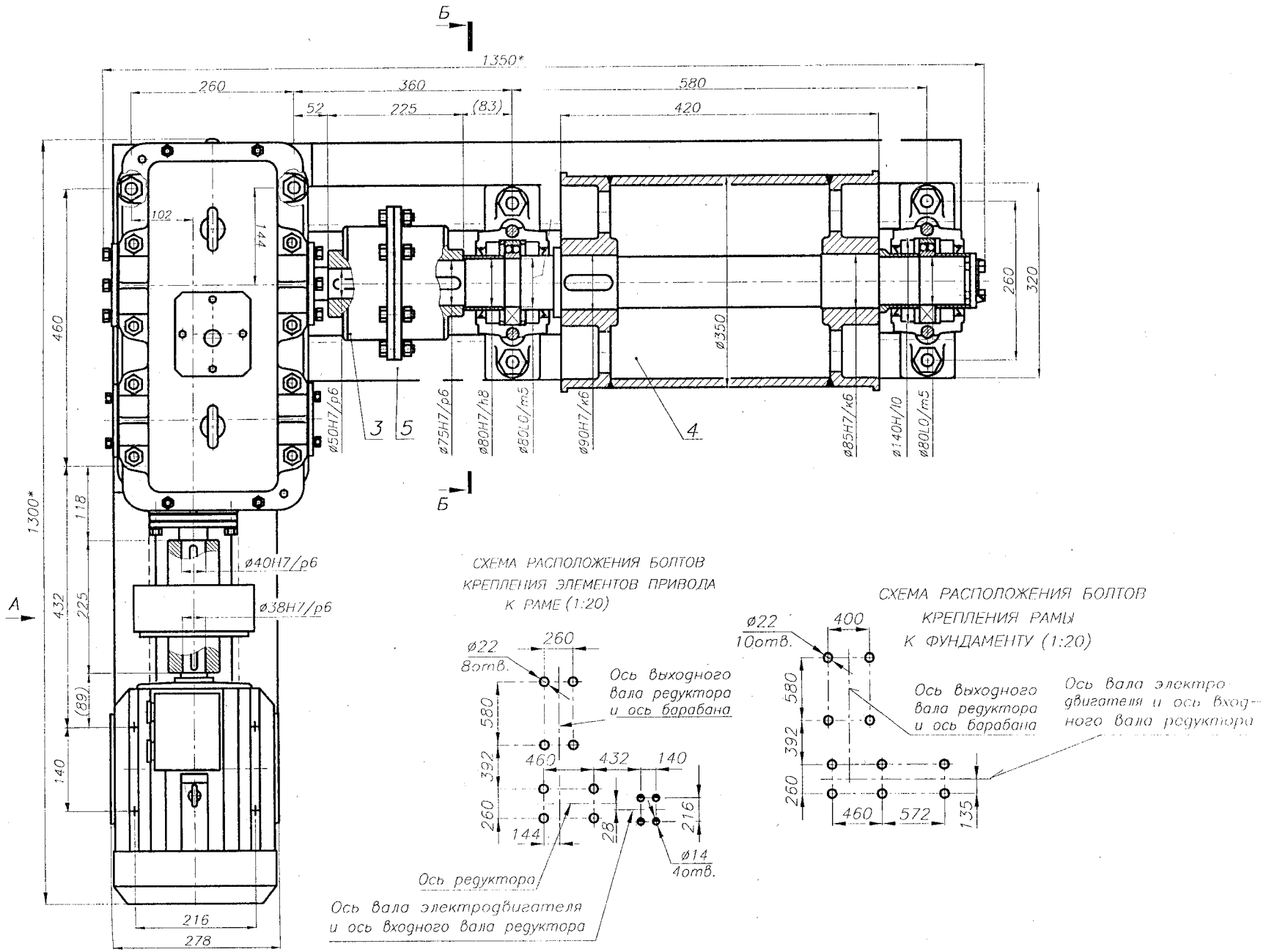
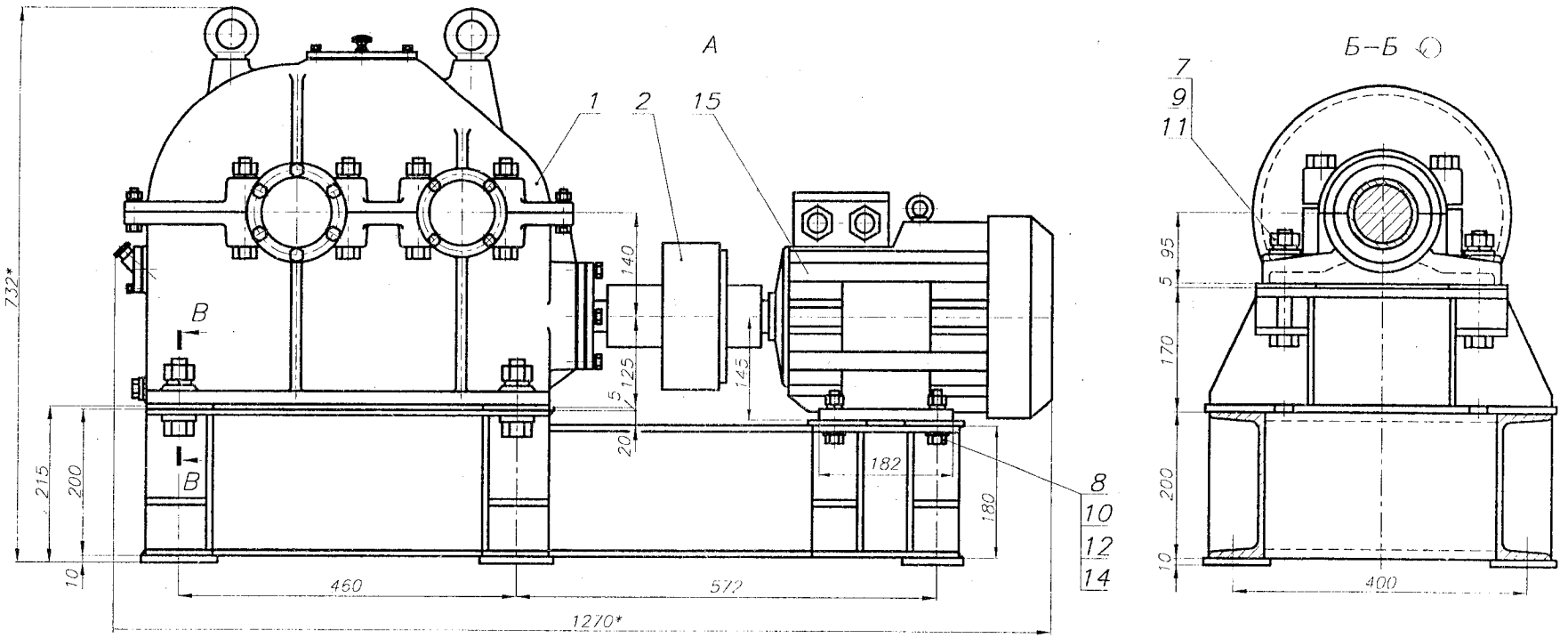
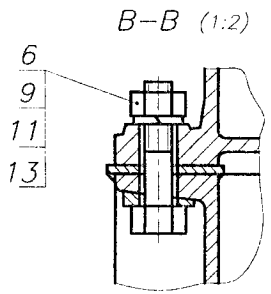

Б
1350*
260
360
580
52
225
(83)
420
102
144
460
1300*
118
432
225
(89)
140
216
278
А
ø40H7/p6
ø38H7/p6
ø50H7/p6
3
5
ø75H7/p6
ø80H7/h8
ø80L0/m5
ø90H7/k6
4
ø350
ø85H7/k6
ø140H/10
ø80L0/m5
260
320
СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА К РАМЕ (1:20)
ø22 8отв.
260
Ось выходного вала редуктора и ось барабана
580
392
260
460
432
140
144
28
216
ø14 4отв.
Ось редуктора
Ось вала электродвигателя и ось входного вала редуктора
СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ РАМЫ К ФУНДАМЕНТУ (1:20)
ø22 10отв.
400
580
392
260
460
572
135
Ось выходного вала редуктора и ось барабана
Ось вала электродвигателя и ось входного вала редуктора

Рис. 11.4.3

б)





4. После обкатки масло из редуктора слить и залить масло индустриальное И–40А ГОСТ 20799–75 в количестве 2,0 л.
5. Ограждения условно не показаны. Ограждения муфт установить и окрасить в оранжевый цвет.

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.

Техническая характеристика

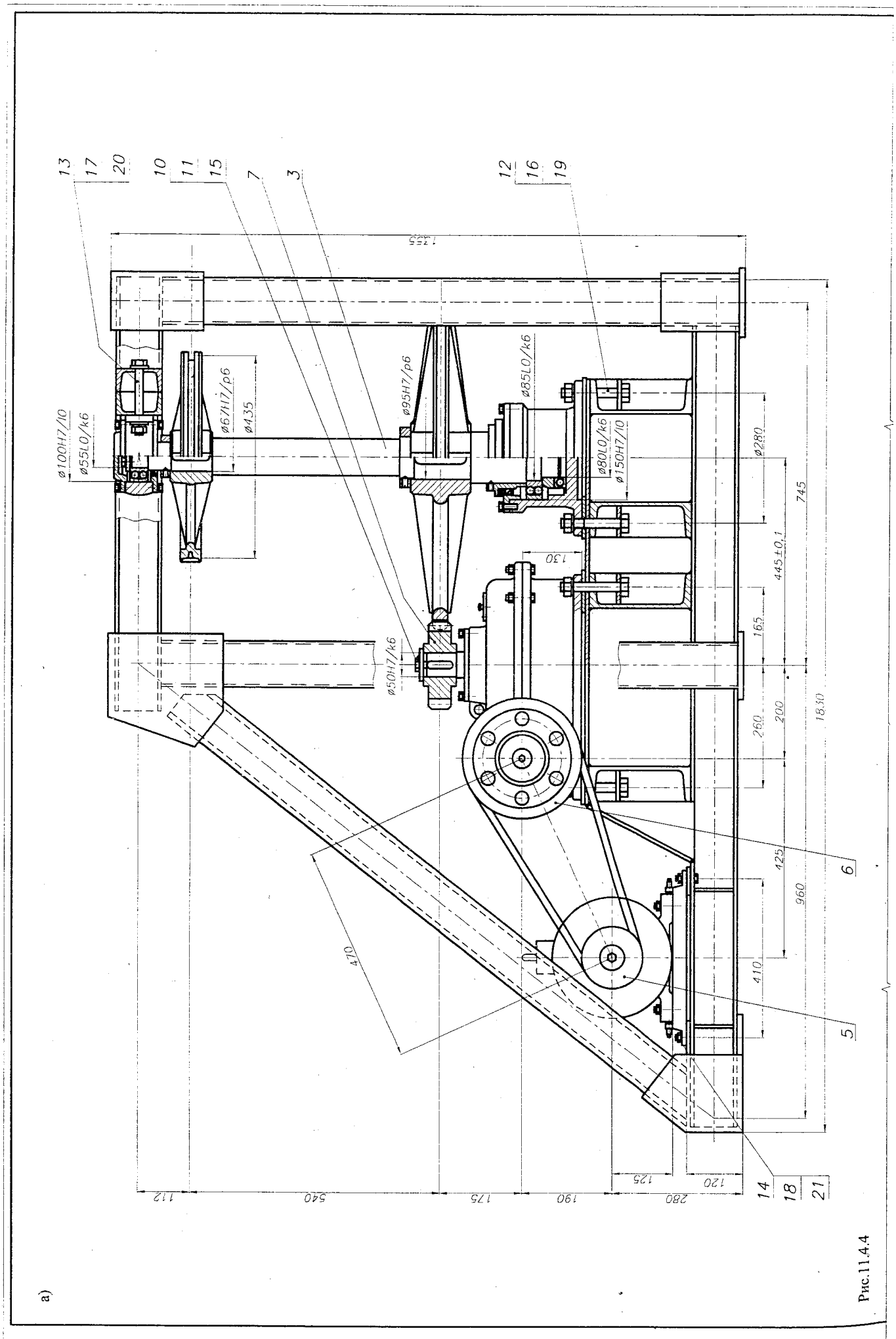
$P_{эд} = 3$ кВт $\quad u_o = 115{,}9 \quad T_{вых} = 1800$ Н·м

$n_{эд} = 950$ мин$^{-1}$ $\quad u_{чп} = 36 \quad n_{вых} = 8{,}2$ мин$^{-1}$

$u_{цп} = 3{,}22$

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ12б 11.04.03.00 СБ
Разраб.					ПРИВОД
Провер.					Лит. / Масса / Масштаб: 1:1
Т.контр.					Лист 1 / Листов 1
Н.контр.					НТУ "ХПИ"
Утверд.					Кафедра ДМ и ПМ
Консуль.					

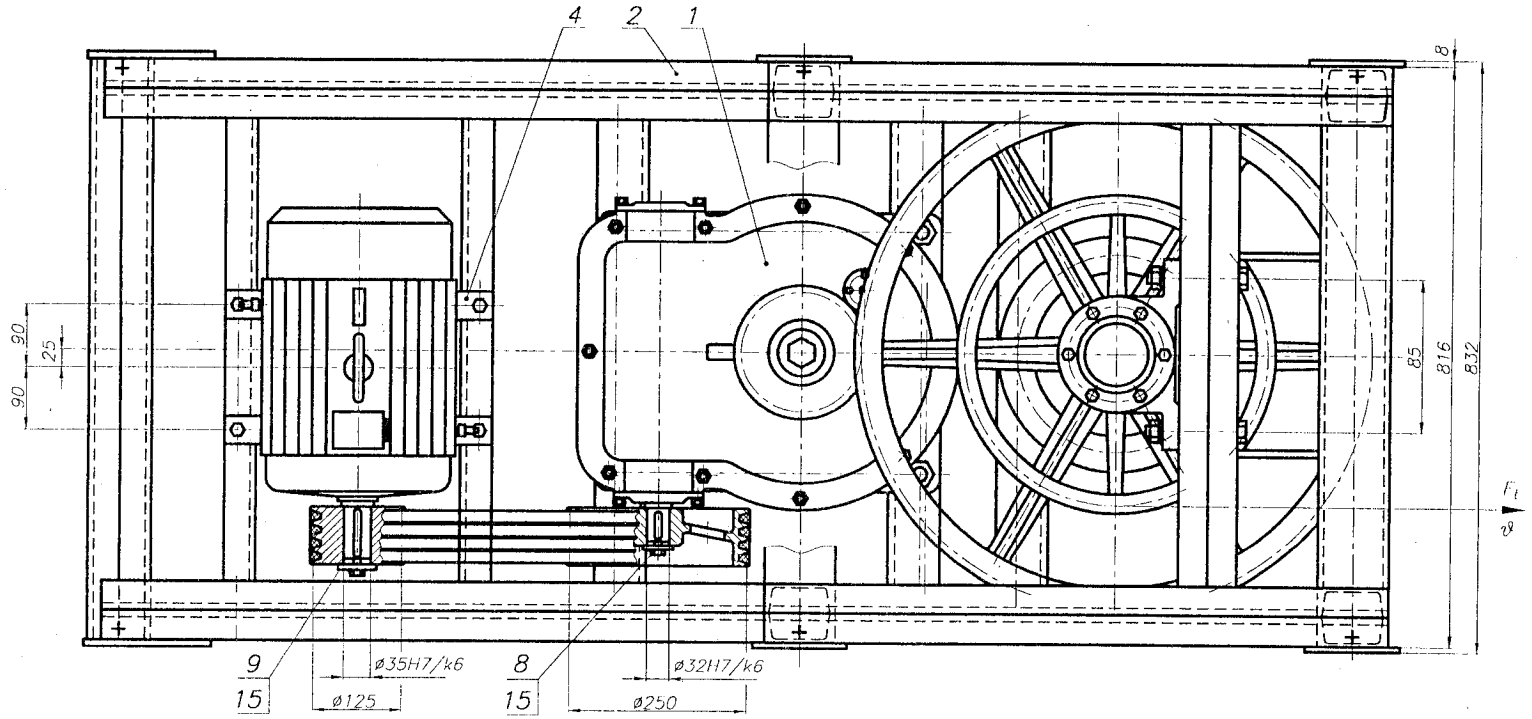
Рис. 11.4.3


13
17
20
10
11
15
7
3
12
16
19
1355
ø100H7/l0
ø55L0/k6
ø67H7/p6
ø435
ø95H7/p6
ø85L0/k6
ø80L0/k6
ø150H7/l0
ø280
745
445±0,1
130
165
ø50H7/k6
260
200
1830
425
960
6
470
410
5
125
120
14
18
21
112
540
175
190
280

а)

Рис.11.4.4

б)



Техническая характеристика

$P_{эд}$ = кВт
$n_{эд}$ = 950 мин$^{-1}$
$n_{вых}$ = 8,5 мин$^{-1}$
$T_{вых}$ = Н·м
u_o = 170,8
$u_{рем}$ = 2,02
$u_{черв}$ = 20,0
$u_{цил}$ = 4,24
m = 10,0 мм
z_1 = 17
z_2 = 72
F_t = кН
ϑ = м/с

СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ РАМЫ К ФУНДАМЕНТУ (1:20)

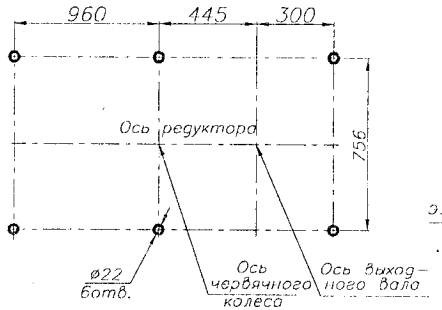
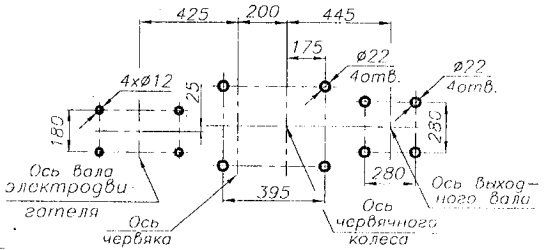


СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА К РАМЕ (1:20)



5. *Ограждения условно не показаны. Ограждения ременной и открытой цилиндрической передачи установить и окрасить в оранжевый цвет.*

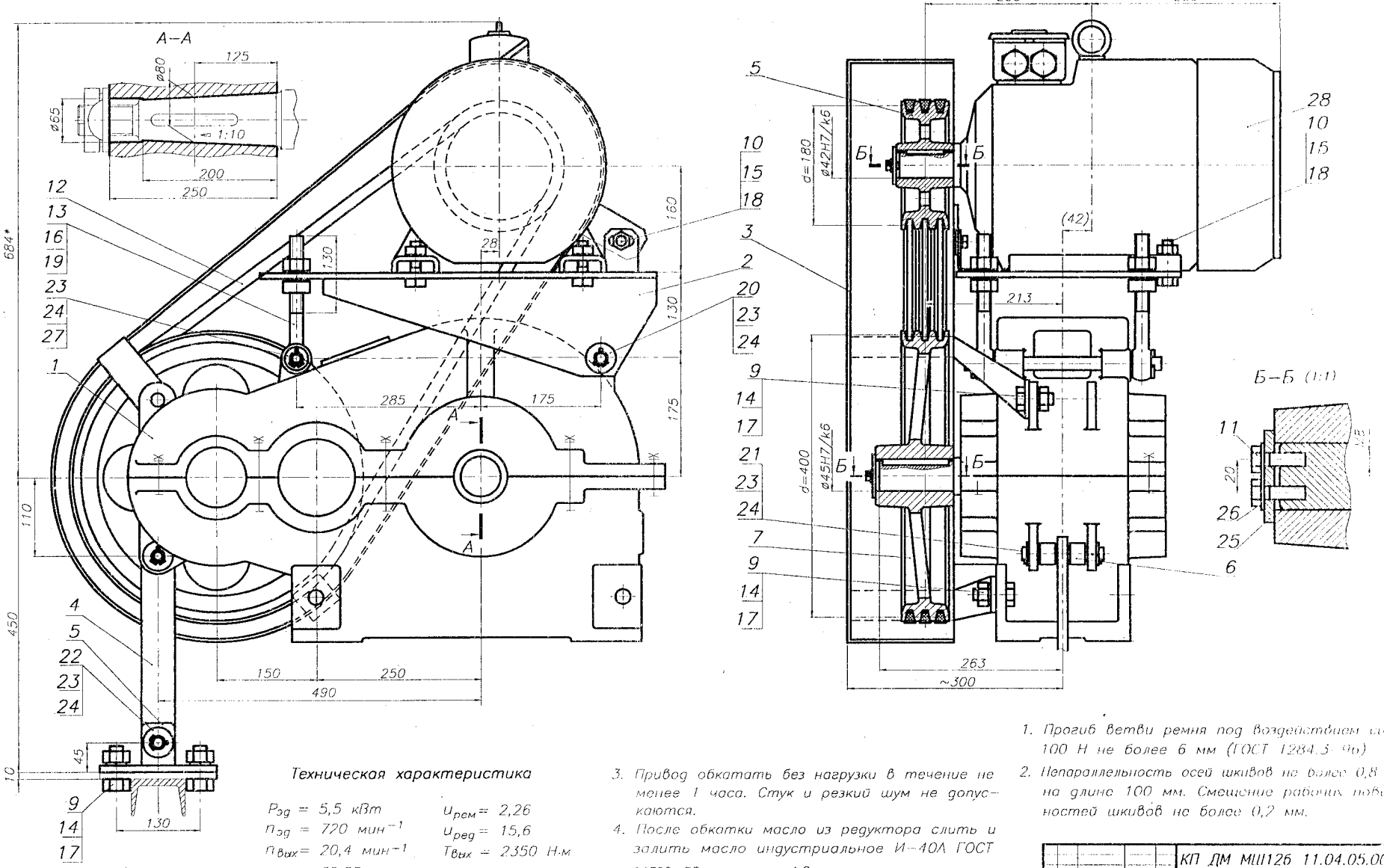
1. *Прогиб ветви ремня под воздействием силы 100 Н не более 6 мм (ГОСТ 1284.3–96).*
2. *Непараллельность осей шкивов не более 0,8 мм на длине 100 мм. Смещение рабочих поверхностей шкивов не более 0,2 мм.*
3. *Привод обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются.*
4. *После притирки масло из редуктора слить и залить масло индустриальное И–40А ГОСТ 20799–75 количеством 1,5 л.*

Рис. 11.4.4

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МШ126 11.04.04.00 СБ
Разраб.					ПРИВОД
Провер.					
Т.контр.					
Н.контр.					
Утверд.					
Консульт.					

Лит.	Масса	Масштаб
У		1:1
Лист 1	Листов 1	

НТУ "ХПИ"
Кафедра ДМ и ПМ



Техническая характеристика

$P_{эд}$ = 5,5 кВт	$U_{рем}$ = 2,26
$n_{эд}$ = 720 мин$^{-1}$	$U_{ред}$ = 15,6
$n_{вых}$ = 20,4 мин$^{-1}$	$T_{вых}$ = 2350 Н·м
U_o = 35,25	

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 в количестве 1,2 л.

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.

				КП ДМ МШ126 11.04.05.00 СБ		
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата		
Разраб.				ПРИВОД навесной	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.							1:1
Н.контр.					Лист 1	Листов 1
Утверд.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ТММ
Консульт.					

Рис. 11.4.5

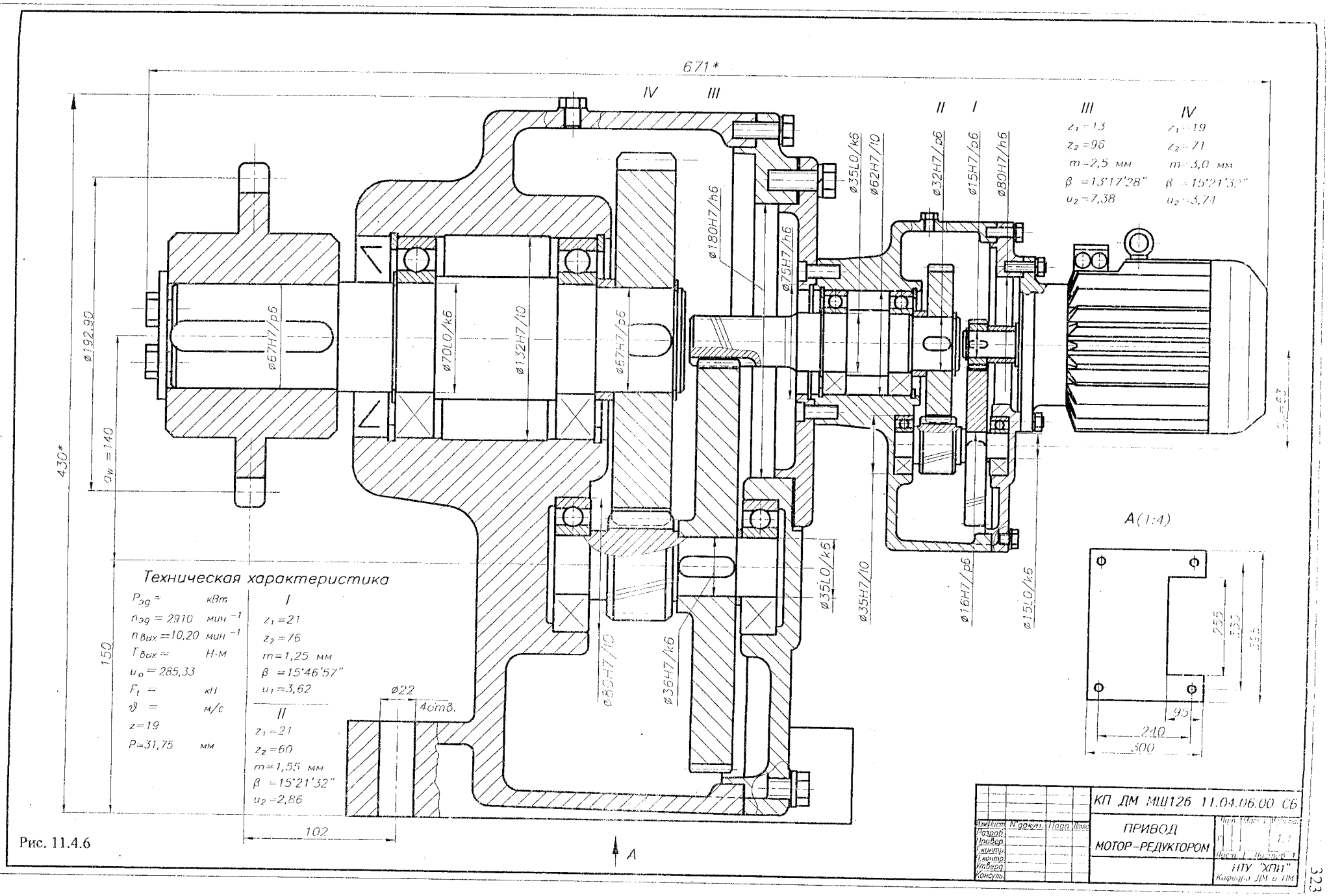

671*
IV
III
II
I
III
$z_1=13$
$z_2=96$
$m=2,5$ мм
$\beta=13°17'28''$
$u_2=7,38$
IV
$z_1=19$
$z_2=71$
$m=3,0$ мм
$\beta=15°21'32''$
$u_2=3,74$
ø35L0/k6
ø62H7/l0
ø32H7/p6
ø15H7/p6
ø80H7/h6
ø180H7/h6
ø75H7/h6
ø67H7/p6
ø70L0/k6
ø132H7/l0
ø67H7/p6
ø192,90
430*
$a_w=140$
150
ø35L0/k6
ø35H7/l0
ø16H7/p6
ø15L0/k6
ø80H7/l0
ø36H7/k6
ø22
4отв.
102
A
A(1:4)
255
330
395
95
240
300
Техническая характеристика
$P_{эд}=$ кВт
$n_{эд}=2910$ мин$^{-1}$
$n_{вых}=10,20$ мин$^{-1}$
$T_{вых}=$ Н·м
$u_o=285,33$
$F_t=$ кН
$\vartheta=$ м/с
$z=19$
$P=31,75$ мм
I
$z_1=21$
$z_2=76$
$m=1,25$ мм
$\beta=15°46'57''$
$u_1=3,62$
II
$z_1=21$
$z_2=60$
$m=1,55$ мм
$\beta=15°21'32''$
$u_2=2,86$
КП ДМ МШ126 11.04.06.00 СБ
ПРИВОД
МОТОР-РЕДУКТОРОМ
НТУ "ХПИ"
Кафедра ДМ и ПМ

Рис. 11.4.6

11.5. КРЕПЛЕНИЕ РЕДУКТОРА К РАМЕ. РАСЧЕТ БОЛТОВ [25, 50]

Расчет болтов соединения редуктора с рамой производят 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 (три направления и три 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 четыре расчетные схемы их нагружения (рис. 11.5.2).

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 $F_{вых\ (вх)}$ 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. 11.5.1).

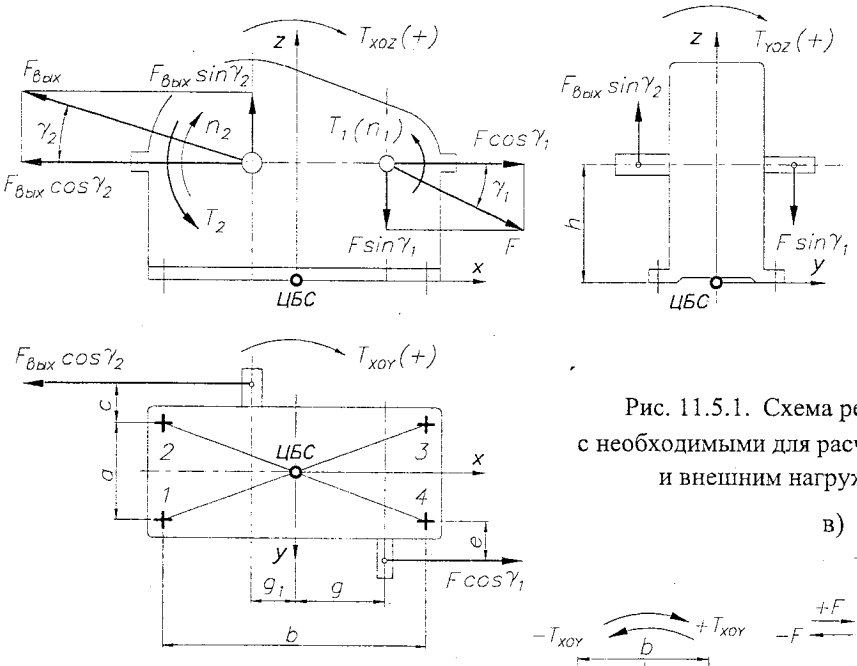


Рис. 11.5.1. Схема редуктора с необходимыми для расчета размерами и внешним нагружением

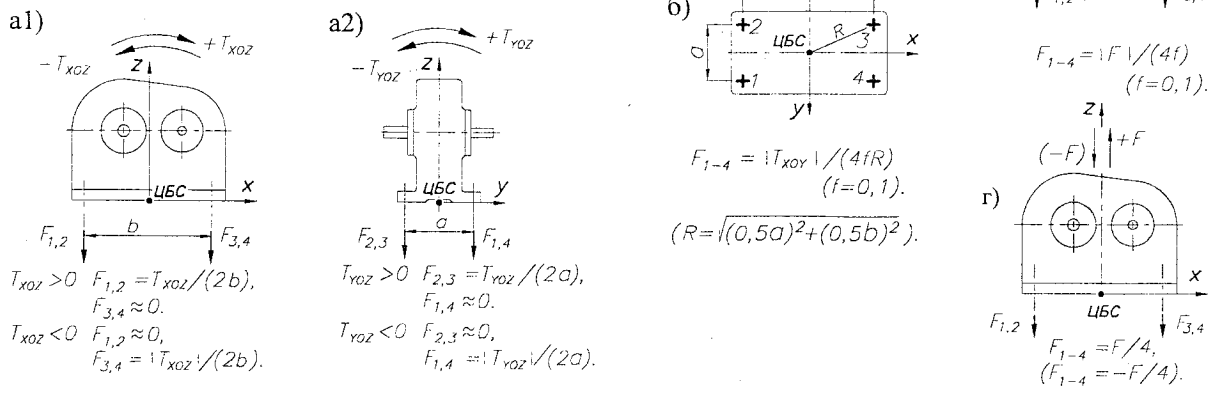


Рис. 11.5.2. Расчетные схемы типовых нагружений болтового соединения и определение усилий в болтах

1. Приведение внешних сил и моментов к центру болтового соединения (ЦБС).

1.1. Моменты T_1 и T_2 действуют в одной плоскости и имеют знак минус в принятой системе координат.

1.2. Сила $F\cos\gamma_1$ вызывает появление следующих сил и моментов в плоскоскостях:

1.2.1. $T_{xoz} = +F\cos\gamma_1\ h.$

1.2.2. $T_{xoy} = -F\cos\gamma_1\ (e+0{,}5a).$

1.2.3. $F_x = +F\cos\gamma_1.$

1.3. Сила $F\sin\gamma_1$ вызывает появление следующих сил и моментов в плоскоскостях:

1.3.1. $T_{xoz} = +F\sin\gamma_1\ g.$

1.3.2. $T_{yoz} = +F\sin\gamma_1\ (e+0{,}5a).$

1.3.3. $F_z = -F\sin\gamma_1.$

1.4. Сила $F_{вых}\cos\gamma_2$ вызывает появление следующих сил и моментов в плоскоскостях:

1.4.1. $T_{xoz} = -F_{вых}\cos\gamma_2\ h.$

1.4.2. $T_{xoy} = -F_{вых}\cos\gamma_2\ (c+0{,}5a).$

1.4.3. $F_x = -F_{вых}\cos\gamma_2.$

1.5. Сила $F_{вых}\cdot\sin\gamma_2$ вызывает появление следующих сил и моментов в плоскоскостях:

1.5.1. $T_{xoz} = +F_{вых}\sin\gamma_2\ g_1.$

1.5.2. $T_{yoz} = +F_{вых}\sin\gamma_2\ (c+0{,}5a).$

1.5.3. $F_z = +F_{вых}\sin\gamma_2.$

2. Определение суммарных внешних сил и моментов, возникающих в болтовом соединении в различных плоскостях и 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*

$\Sigma T_{xoz} > 0$ $\quad F_{1,2} = \Sigma T_{xoz}/(2b);$ $\quad F_{3,4} \approx 0.$

$\Sigma T_{xoz} < 0$ $\quad F_{1,2} \approx 0;$ $\quad F_{3,4} = |\Sigma T_{xoz}|/(2b).$

3.2. Плоскость *yoz*

$\Sigma T_{yoz} > 0$ $\quad F_{1,2} = \Sigma T_{yoz}/(2a);$ $\quad F_{3,4} \approx 0.$

$\Sigma T_{yoz} < 0$ $\quad F_{1,2} \approx 0;$ $\quad F_{3,4} = |\Sigma T_{yoz}|/(2a).$

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* $\quad F_{1-4} = \pm\Sigma F_z/4$

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 силой F_{max}.

5. Определение диаметра наиболее нагруженного болта

5.1. Коэффициент осевой нагрузки, воспринимаемой болтом в затянутом соединении, [14, 16, 24]

$$\chi = \lambda_д/(\lambda_д+\lambda_б) = 0{,}3.$$

Здесь $\lambda_д$ и $\lambda_б$ - податливости деталей стыка и болта (удлинения под действием силы 1 Н). Их определение - см. [24].

5.2. Сила затяжки болта, Н

$$Fo = \nu(1-\chi)F_{max}.$$

Здесь ν - коэффициент запаса по плотности стыка;

$\nu = 1{,}5\ldots2{,}0$ - для постоянных нагрузок;

$\nu = 2{,}5\ldots4{,}0$ - для переменных нагрузок.

5.3. Полная сила, действующая на болт, Н

$$F = Fo + \chi F_{max}.$$

5.4. Внутренний диаметр резьбы наиболее нагруженного болта, мм

$$d_3' = \sqrt{\frac{1{,}3\cdot4\cdot F_{max}}{\pi\cdot[\sigma_p]}},$$

$[\sigma_p] = \sigma_T/(2\ldots3);$ $\quad \sigma_T$ - для различных классов прочности болтов (табл. 15.2.3).

По расчетному внутреннему диаметру резьбы d_3' выбирают диаметр болта с резьбой, для которой $d_3 \geq d_3'$ (табл. 15.6.22).

6. Для рассчитанного таким образом диаметра болта выбирают диаметр отверстия в опорном фланце корпуса редуктора (табл. 8.4.1).

Если диаметр болта задан, сравнивают его величину с расчетной (п. 5) и делают выводы о его прочности.

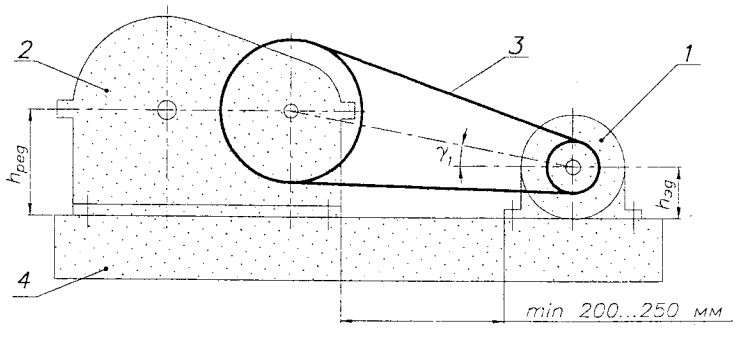


Рис. 11.5.3. Схема для определения угла γ_1:
1 - электродвигатель; *2* - редуктор; *3* - ременная (цепная) передача; *4* - рама привода

12. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ременная передача - передача с промежуточным гибким звеном (ремнем), которая передает крутящий момент за счет сил трения.

Ременная передача в простейшем виде состоит из ведущего *1*, ведомого *2* шкивов и ремня *3*, расположенного на шкивах с некоторым предварительным натяжением. Для создания предварительного натяжения ремня передача имеет натяжное устройство *4*.

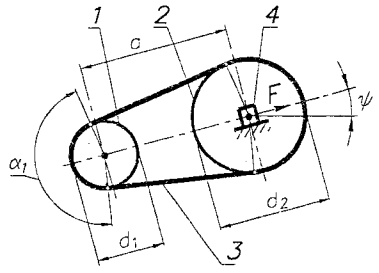


Рис. 12.1.1. Схема и основные параметры ременной передачи: *1* - шкив ведущий; *2* - шкив ведомый; *3* - ремень; *4* - натяжное устройство

Преимущества передачи:

- возможность передавать мощность на большие расстояния (до 10 м и более);
- плавность и бесшумность работы, обусловленная эластичностью ремня;
- предохранение привода от перегрузок вследствие проскальзывания и пробуксовки ремня;
- простота конструкции, легкость и низкая стоимость обслуживания.

Недостатки передачи:

- значительные габариты;
- непостоянство передаточного числа;
- сравнительно низкий КПД;
- небольшой срок службы ремня (1000...3000 ч.).

Ременные передачи используют в приводах для передачи мощности до 50 кВт, при скоростях до 30 м/с с передаточным числом до 6 (max 10).

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают передачи плоскоременные, клиноременные, поликлиноременные, а также передачи с круглым и зубчатым ремнем (рис. 12.1.2).

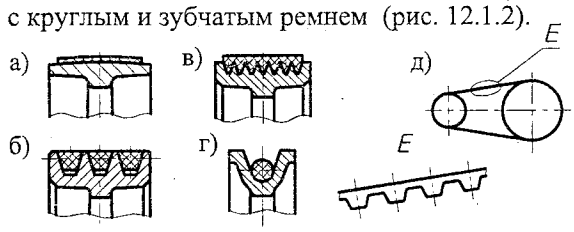


Рис. 12.1.2. Поперечные сечения ремней передач: а) плоскоременной; б) клиноременной; в) поликлиноременной; г) с круглым сечением ремня; д) с зубчатым ремнем

12.2. ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

12.2.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ПЛОСКИХ РЕМНЕЙ [40]

1. РЕМНИ РЕЗИНО-ТКАНЕВЫЕ

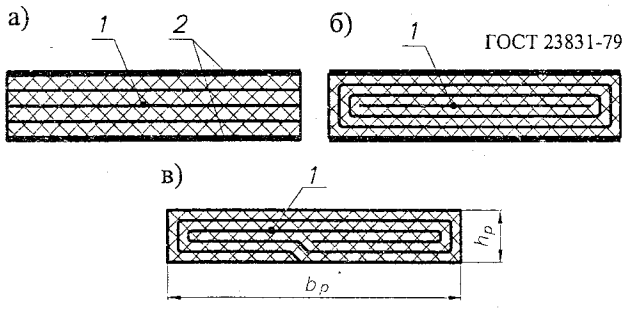


Рис. 12.2.1. Конструкции резино-тканевых ремней: а) нарезная (тип А) с обкладками; б) послойно завернутая (тип Б) с обкладками (без обкладок); в) спирально завернутая (тип В) без обкладок; *1* - слои корд-ткан (прокладки); *2* - обкладки

Табл. 12.2.1. Ширина $b_р$ и число прокладок $z_п$ резино-тканевых ремней

$b_р$, мм	25, 30, 40, 50, 63, 71	80, 90, 100, 112
$z_п$, шт.	2-5	3-6
$b_р$, мм	125, 140, 160, 180, 200, ...	
$z_п$, шт.	4-6	

Табл. 12.2.2. Толщина ремня $h_р$, число прокладок $z_п$ и рекомендуемые диаметры ведущих шкивов $D_{1\min}$

Число слоев	Бельтинг Б-800 и Б-820				БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2			
	с обкладками		без обкладок		с обкладками		без обкладок	
$z_п$, шт.	$h_р$, 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. РЕМНИ КОРДШНУРОВЫЕ ПРОРЕЗИНЕННЫЕ

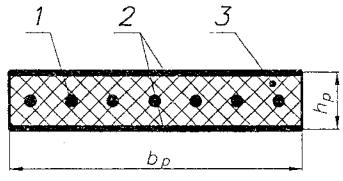


Рис. 12.2.2. Конструкция кордшнуровых ремней: *1* - кордшнуры; *2* - обкладки; *3* - резиновый наполнитель

Табл.12.2.3. 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, 750
40	2,2	800, 850, 900, 1000, 1050,
50	2,2	1100, 1150, 1200, 1250, 1700,
60	2,8	1800, 2000, 2500, 3000

3. РЕМНИ КАПРОНОВЫЕ С ПОЛИАМИДНЫМ ПОКРЫТИЕМ

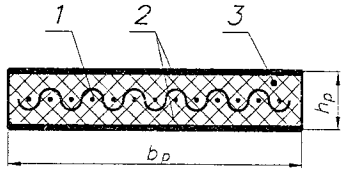


Рис. 12.2.3. Конструкция капроновых ремней с полиамидным покрытием:
1 - капроновая ткань с полиамидной пропиткой; *2* - пленка на основе полиамида с нитрильным каучуком; *3* - наполнитель (резина)

Табл. 12.2.4. 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, 360, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 100, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350 (ряд R_a40)
15	0,5	
20	0,5	
25	0,5	
30	0,7	
40	0,7	
50	0,7	
60	0,7	
80	0,7	
100	0,7	

4. РЕМНИ КОРДЛЕНТОЧНЫЕ ПОЛИАМИДНЫЕ

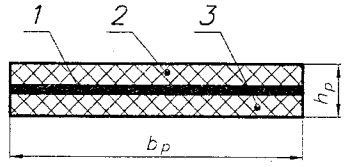


Рис. 12.2.4. Конструкция кордленточных полиамидных плоских ремней:
1 - кордлента; *2* - адгезионный слой; *3* - полиамидное защитное покрытие

12.2.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

[26, 40, 50]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2, кВт; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u; T_1, T_2, Н·м.
Конструкция и материал ремня (12.2.1).
Условия работы и расположение передачи.
Межосевое расстояние a', мм
(параметр необязательный - выбирают из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТ (рис. 12.2.5):

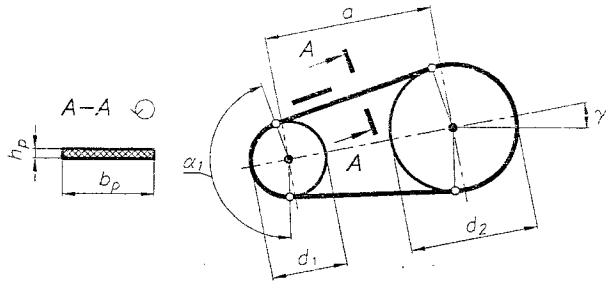


Рис. 12.2.5. Схема и основные размеры плоскоременной передачи

1. Тип ремня передачи:
   - резино-тканевый;
   - капроновый с полиамидным покрытием.
2. Расчетный диаметр ведущего шкива, мм:
2.1. для резино-тканевых и капроновых с полиамидным покрытием ремней

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

2.2. для полиамидных кордленточных ремней

$$d_{1\min} = k_d\sqrt[3]{T_1},$$

$k_d = 28{,}8$ при $n_1 \leq 2000$ мин$^{-1}$;
$k_d = 31{,}0$ при $n_1 > 2000$ мин$^{-1}$.

2.3. Диаметр ведущего шкива $d_1 \geq d_{1\min}$, мм (первое большее значение, табл. 12.2.6).
3. Расчетный диаметр ведомого шкива, мм,

$$d_2' = d_1 u.$$

Диаметр ведущего шкива $d_2 \approx d_2'$, мм (ближайшее значение, табл. 12.2.6).
4. Действительное передаточное отношение передачи

$$u_д = d_2/(d_1(1-\varepsilon)),$$

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

Отклонение действительного передаточного отношения $u_д$ от заданного u

$$\Delta u = (|u_д - u|/u)100 \leq 4\ \%*.$$

5. Расчетное межосевое расстояние передачи, мм:
   - для резино-тканевых ремней

$$a_р = (2...3)(d_1 + d_2);$$

   - для капроновых с полиамидным покрытием ремней $a_р \geq k_a d_1$,
   где $k_a = f(u)$ (табл. 12.2.7). $(a_р > a')$.
6. Расчетную длину ремня, мм,

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

* Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 4) необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 2.6.4).

действительную длину ремня, мм:

- для ремней, поставляемых в виде рулонов, должна быть учтена величина $\triangle L_p$, необходимая для соединения ремня $L_p = L'_p + \triangle L_p$

$(\triangle L_p \simeq 2 b_p;\ b_p$ – п. 13).

В этом случае действительное межосевое расстояние передачи, мм, $a = a_p$.

- для ремней, поставляемых мерной длиной, $L_p \geq L'_p$, где L_p (табл.12.2.2, ..., 12.2.4).

В этом случае действительное межосевое расстояние передачи, мм, $a = a_p + 0{,}5\,(L_p - L'_p)$.

7. Угол обхвата ремнем ведущего шкива, град,

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

Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата ведущего шкива на тяговую способность передачи $c_\alpha = f(\alpha_1^\circ)$ (табл. 12.2.9).

8. Скорость ремня, м/с,

$$\vartheta = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) \leq \vartheta_{max},$$

где ϑ_{max} - допустимая скорость ремня (табл. 12.2.12).

Для резино-тканевых ремней в зависимости от скорости ϑ определяют тип ремня (А, Б или В) (рис. 12.2.1, табл. 12.2.12).

Значение коэффициента, учитывающего влияние центробежных сил на тяговую способность передачи, $c_\vartheta = f(\vartheta)$ (табл. 12.2.10).

9. Число пробегов ремня, $с^{-1}$,

$$\nu = \vartheta / L_p \leq [\nu].$$

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

$[\nu] \leq 30{,}0$ $с^{-1}$ – для ремней мерной длины.

10. Окружное усилие, Н,

$$F_t = 2 T_1 \cdot 10^3 / d_1.$$

11. Номинальное удельное окружное усилие q_o, Н/мм ($q_o = F_t / B_p$), передаваемое ремнями (при $\alpha_1 = 180^\circ$, $\vartheta = 10$ м/с, односменном легком режиме работы, горизонтальном расположении передачи) (табл. 12.2.5).

В связи с тем, что для резино-тканевых ремней $q_o = f(d_1, z_п, f_o)$, необходимо предварительно задать число прокладок $z_п$ ремня и величину единичной силы предварительного натяжения f_o одной прокладки ремня.

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

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

где c_o - коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона межосевой линии передачи к горизонту (табл. 12.2.11);

c_p - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (12.2.8).

13. Расчетная ширина ремня, мм,

$$b'_p = F_t / [q].$$

Величину b'_p округляют до ближайшего большего стандартного значения b_p (табл. 12.2.1-12.2.4) с проверкой для резино-тканевых ремней соответствия ширины b_p и числа прокладок $z_п$ ремня (табл. 12.2.2).

Условие соответствия параметров передачи

$$b_p < 1{,}2\, d_1.$$

14. Толщина ремня, мм, $h_p = f(z_п)$ (табл.12.2.2).

15. Силу, нагружающую валы передачи, Н,

$$F_{вал} = 2 F_o \sin(\alpha_1^\circ / 2),$$

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

φ - коэффициент тяги.

$\varphi = 0{,}50...0{,}60$ - для резино-тканевых ремней;

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

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

Табл. 12.2.5. Номинальное удельное окружное усилие q_o, передаваемое резино-тканевыми ремнями

Число прокладок $z_п$, шт.	d_1, мм	Для единичной силы предварительного натяжения прокладки ремня f_o, Н/мм*			
		2,00	2,25	2,50	3,00
Резино-тканевые ремни БКНЛ-65, Б-820					
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	4...5			
Ремни кордленточные полиамидные					
	Лента				
	Капроновая		Стальная		
-	100	2,0...6,5	q_o = 300...500 Н/мм ($h_p / d_1 \approx 1000$; h_p = 0,6...1,0 мм)		
-	180	2,5...7,0			
-	220	3,0...9,0			

* $f_o = F_o / (b_p z_п)$. Рекомендовано:

$f_o = 2{,}0$ Н/мм - для передач с предварительным натяжением ремня за счет его упругости при относительно малом межосевом расстоянии и угле наклона оси центров шкивов передачи $\gamma > 60^\circ$;

$f_o = 2{,}25$ Н/мм - то же при большем межосевом расстоянии и угле оси центров шкивов $\gamma \leq 60^\circ$;

$f_o = 2{,}5$ Н/мм - при автоматическом регулировании постоянного предварительного натяжения ветвей передачи;

$f_o = 3{,}0$ Н/мм - то же при переменном предварительном натяжении ветвей передачи.

Табл. 12.2.6. Диаметры шкивов d ременных передач, мм

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, 1100, 1250, 1400, 1600, 1800 (ряд R_a40)

Табл. 12.2.7. Рекомендованные значения коэффициента k_a межосевого расстояния [40]

u	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
k_a	1,5...2,0	2,4	3,0	3,8	4,5	5,0

Табл. 12.2.8. Значения коэффициента c_p, учитывающего динамичность нагружения передачи и режим ее работы

ГОСТ 1284.3-80

Режим работы	Число 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. 12.2.8:

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

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

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

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

- 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 ($T_{max} \approx 1{,}5\ T_{ном}$):

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

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

- 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 ($T_{max} \approx 3{,}0\ T_{ном}$):

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

Табл. 12.2.9. Значения коэффициента c_α, учитывающего влияние угла обхвата

Типы ремней	α_1, град.							
	110	120	130	140	150	160	170	180
Плоские	-	-	-	-	0,91	0,94	0,97	1,0
Клиновые (поликлиновые)	0,79	0,83	0,87	0,90	0,93	0,96	0,98	1,0

Табл. 12.2.10. Значения коэффициента c_ϑ, учитывающего влияние центробежных сил

Типы ремней	Скорость ремня ϑ, м/с						
	1,0	5,0	10	15	20	25	30
Плоские:							
- резино-тканевые	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
- синтетические	1,03	1,01	1,0	0,99	0,97	0,95	0,92
Клиновые (поликлиновые)	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

Табл. 12.2.11. Значения коэффициента c_o, учитывающего вид передачи и угол наклона линии центров шкивов к горизонту

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

Табл. 12.2.12. Максимальные скорости плоских ремней

Тип ремня		ϑ_{max}, м/с
Резино-тканевый	тип А	30
	тип Б	20
	тип В	15
Кордшнуровой прорезиненный		35
Синтетический		40...75

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ ремня морозостойкого шириной 200 мм с тремя несущими слоями из ткани БКНЛ-65 с наружными резиновыми обкладками толщиной 3,0 и 1,0 мм из резины класса В:

Ремень М-200-3-БКНЛ-65-3,0-1,0-В

ГОСТ 23831-79

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать плоскоременную передачу при следующих исходных данных:*

$P_1 = 4{,}0$ кВт; $n_1 = 1435$ мин$^{-1}$; $T_1 = 26{,}62$ Н·м;

$P_2 = 3{,}84$ кВт; $n_2 = 717{,}5$ мин$^{-1}$; $T_2 = 51{,}11$ Н·м; $u = 2{,}0$.

Конструкция и материал ремня - ремень резино-тканевый.

Условия работы и размещение передачи:

- передача работает от асинхронного электродвигателя в три смены;
- режим работы - средний;
- передача горизонтальная ($\gamma = 0°$).

РЕШЕНИЕ:

1. Тип ремня - резино-тканевый.

2. Расчетный минимальный диаметр ведущего шкива

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

$$= (1100...1300)\sqrt[3]{4{,}0/1435} = 155...183 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр ведущего шкива $d_1 = 180$ мм (табл. 12.2.6).

3. Расчетный диаметр ведомого шкива

$$d_2' = d_1 u = 180 \cdot 2 = 360 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр ведомого шкива $d_2 = 355$ мм (табл. 12.2.6).

4. Действительное передаточное отношение передачи

$$u_д = d_2/(d_1(1-\varepsilon)) = 360/(180(1-0{,}01)) = 2{,}02,$$

где $\varepsilon = 0{,}01$ - коэффициент упругого скольжения.

Отклонение

$$\Delta u = [u_д - u/u]100 = [2{,}02-2{,}0/2{,}0]100 = 1\,\% \leq 4\,\%.$$

5. Расчетное межосевое расстояние

$$a_р = (2...3)(d_1+d_2) = (2...3)(180+355) = (1070...1605)\ мм.$$

Принимаем межосевое расстояние передачи $a = 1200$ мм.

6. Расчетная длина ремня

$$L'_р = 2a + 0{,}5\pi(d_1+d_2) + 0{,}25(d_2-d_1)^2/a_р = 2\cdot1200 +$$
$$+ 0{,}5\pi(180+355) + 0{,}25(355-180)^2/1200 = 3246\ мм.$$

Припуск на соединение концов ремня

$$\Delta L_р \approx 2b_р = 2\cdot63 = 126\ мм. \quad (b_р - п.\ 13).$$

Общая длина ремня

$$L_р = L'_р + \Delta L_р = 3246+126 = 3372\ мм.$$

7. Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57^\circ(d_2-d_1)/a = 180^\circ - 57^\circ(355-180)/1200 = 171^\circ.$$

Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата ведущего шкива на тяговую способность передачи,

$$c_\alpha = f(\alpha_1^\circ) = 0{,}97 \quad (табл.\ 12.2.9).$$

8. Скорость ремня

$$\vartheta = \pi d_1 n_1/(60\cdot10^3) = \pi180\cdot1435/(60\cdot10^3) = 13{,}5\ м/с \leq \vartheta_{max}.$$

Выбираем резино-тканевый ремень со спирально завернутыми слоями (тип В), для которого $\vartheta_{max} = 15$ м/с (табл. 12.1.12).

Значение коэффициента, учитывающего влияние центробежных сил на тяговую способность передачи,

$$c_\vartheta = f(\vartheta) = 0{,}97 \quad (табл.\ 12.2.10).$$

9. Число пробегов ремня

$$\nu = \vartheta/L_р = 13{,}5/3{,}246 = 4{,}16 \leq [\nu];$$

$[\nu] \leq 5{,}0\ с^{-1}$ – для соединяемых ремней.

10. Окружное усилие

$$F_t = 2T_1\cdot10^3/d_1 = 2\cdot26{,}62\cdot10^3/180 = 296\ Н.$$

11. Номинальное удельное окружное усилие q_o ($q_o = F_t/b_р$), Н, передаваемое ремнем (при $\alpha_1 = 180^\circ$, $\vartheta = 10$ м/с, односменном легком режиме работы, горизонтальном расположении передачи) по табл. 12.2.5 принимаем $q_o = 8{,}6$ Н/мм ($z_п = 3$; $f_o = 2{,}25$ Н/мм; $d_1 = 180$ мм).

12. Допускаемое удельное окружное усилие $[q]$ в реальных условиях эксплуатации передачи

$$[q] = (q_o c_o c_\vartheta c_\alpha)/c_р = (8{,}6\cdot1{,}0\cdot0{,}97\cdot0{,}97)/1{,}5 = 5{,}39\ Н/мм,$$

где $c_o = 1{,}0$ - коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона межосевой линии передачи к горизонту ($\gamma = 0^\circ$, натяжение ремня за счет его упругости) (табл. 12.2.11);

$c_р = 1{,}5$ - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (трехсменная работа, электродвигатель - I, режим работы средний (табл. 12.2.8).

13. Расчетная ширина ремня

$$b'_р = F_t/[q] = 296/5{,}39 = 54{,}9\ мм, \quad (b'_р \leq 1{,}2d_1).$$

Величину $b'_р$ округляем до ближайшего большего стандартного значения $b_р = 63$ мм (табл. 12.2.1).

Принятой ширине сответствует число прокладок

$$z_п = 3{,}0 \quad (табл.\ 12.2.1).$$

Условие соответствия параметров передачи $b_р < 1{,}2d_1$.

($b_р = 63 \leq 1{,}2d_1 = 1{,}2\cdot180 = 216$ мм).

14. Толщина ремня Б-820 (без обкладок)

$$h_р = f(z_п) = 3{,}75\ мм \quad (табл.\ 12.2.2).$$

15. Сила, нагружающая валы передачи,

$$F_{вал} = 2F_o \sin(\alpha_1^\circ/2) = 2\cdot269\sin(171^\circ/2) = 536\ Н.$$

где $F_o = 0{,}5F_t/\varphi = 0{,}5\cdot296/0{,}55 = 269$ Н - предварительное натяжение ремня;

$\varphi = 0{,}50...0{,}60$ - коэффициент тяги для резино-тканевых ремней.

Для передач с периодическим контролем натяжения ремня

$$F_{вал\,max} \simeq 1{,}3F_{вал} = 1{,}3\cdot536 = 697\ Н.$$

12.2.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ [26, 50, 51]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

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

ВЫБИРАЮТ:

1. МАТЕРИАЛЫ ШКИВОВ

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

При $\vartheta \leq 40$ м/с шкивы изготовляют литыми из стали 25Л (ГОСТ 977-88).

При $d \leq 200$ мм шкивы изготовляют из проката Ст3 (ГОСТ 380-94).

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

В зависимости от объемов выпуска шкивы изготовляют литыми, коваными, штампованными, цельными или сборными.

2. СТУПИЦЫ ШКИВОВ (ЗВЕЗДОЧЕК)

(3.3.5.2.5, рис. 3.3.14).

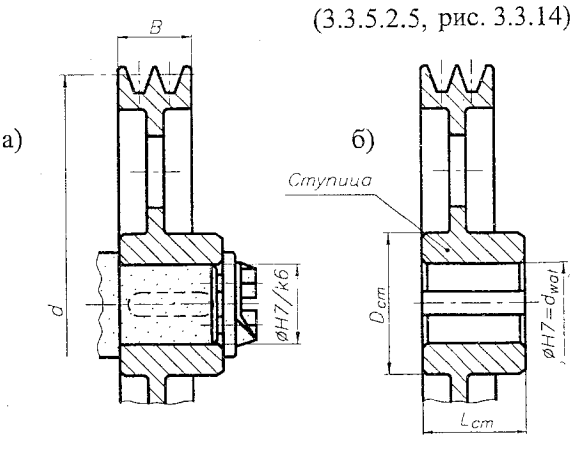


Рис. 12.2.6. Установка шкива на валу

3. КОНСТРУКЦИЮ И РАЗМЕРЫ ШКИВОВ

3.1. Конструкция шкива $= f(d)$ (табл. 12.2.13 и рис. 12.2.7).

3.2. Ширина обода, мм, $B = f(b_p)$ (табл. 12.2.14).

3.3. Толщина обода, мм:

$e = 0{,}005d+3$ мм - для шкивов литых,

$e = 0{,}004(B+0{,}5d)+4$ мм - для шкивов сварных.

3.4. Выполнение рабочей поверхности обода:

- поверхность цилиндрическая (рис. 12.2.7, *а*),
- поверхность выпуклая (рис. 12.2.7, *б*, табл. 12.2.16),
- поверхность цилиндрическая с двойной конусностью (рис. 12.2.7, *в*).

Выпуклость обычно предусматривают на большом шкиве.

При $u = 1$ выпуклым выполняют ведомый шкив.

При $\vartheta > 25$ м/с выпуклыми выполняют оба шкива.

3.5. Высота ребра $s \approx e$, мм.

Табл. 12.2.13. Рекомендации для выбора конструкции шкива

Конструкция шкива при d, мм		
до 90	80...200	Свыше 180
Монолитная	С диском	Со спицами

Табл. 12.2.14. Стандартные ширины обода шкивов B, мм

Ширина ремня b_d	Ширина обода $B \pm \Delta B$	Ширина ремня b_d	Ширина обода $B \pm \Delta B$	Ширина ремня b_d	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

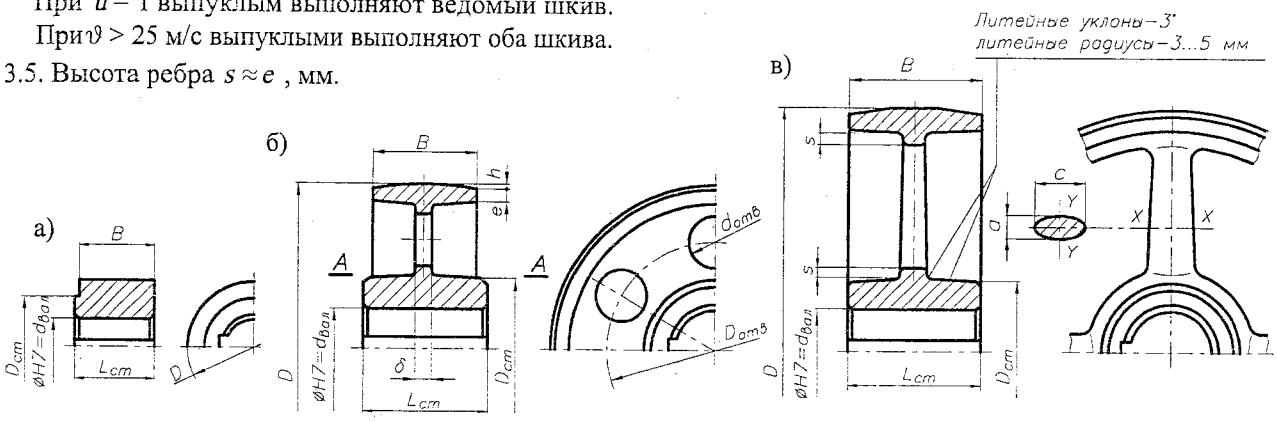


Рис. 12.2.7. Конструкции шкивов для плоскоременных передач:
а) монолитная; б) дисковая; в) со спицами
при различных формах обода: а) цилиндрическая; б) выпуклая; в) цилиндрическая с двойной конусностью

3а. К определению размеров шкивов дисковой конструкции (рис. 12.2.7,б)

Размеры элементов соединения ступицы с венцом:

$\delta = (0{,}60...0{,}65)(D_{ст} - d_{вал})$, $\delta \geq 6$ 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).

Число отверстий $d_{отв}$ 4...6 (конструктивно).

Напряжения среза в сечении A-A диска

$\tau = 2T/(D_{ст}^2 \pi \delta) \leq [\tau]$, $[\tau]$ - табл. 14.2.3.

3б. К определению размеров шкивов со спицами (рис. 12.2.7,в, 12.2.8)

1. Число спиц $n_{сп} = (1/6...1/7)\sqrt{D}$ ($n_{сп} \geq 3$), $n_{сп}$ – целое число.

2. Размеры спиц эллиптического сечения (при расчетном числе спиц $n'_{сп} = n_{сп}/3$; $a/c = 0{,}4$; $W_{y-y} = 0{,}1a \cdot c^2$; $[\sigma]_u = 30$ МПа; $F = 2T/(D n'_{сп})$; $L = 0{,}5D$; $M_u = FL$)

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

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).

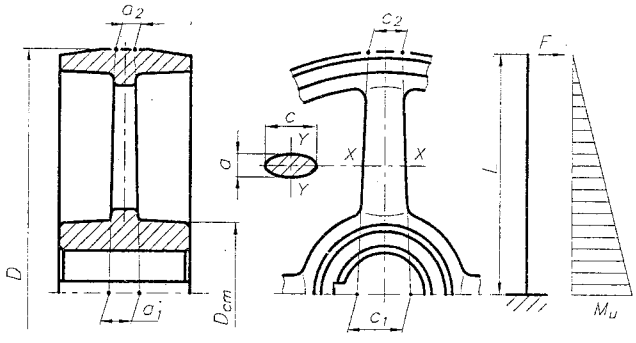


Рис. 12.2.8. Схема к расчету спиц

4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (табл. 12.2.13, 12.2.14).

4.1. Посадочное отверстие ступицы (3.3.5.2.5, рис. 3.3.14).

Табл. 12.2.15. Диаметры шкивов D, их отклонения, мм

Диаметр D	40	45, 50	56, 63	71, 80	90, 100, 112
Отклонение D	± 0,5	± 0,6	± 0,8	± 1,0	± 1,2

Диаметр D	125	140	160, 180, 200	224, 250	280
Отклонение D	± 1,6		± 2,0	± 2,5	± 3,2

Диаметр D	315, 355	400, 450, 500	560, 630, 710
Отклонение D	± 3,2	± 4,0	± 5,0

Диаметр D	800, 900, 1000
Отклонение D	± 6,3

Табл. 12.2.16. Диаметры шкивов D и стрела выпуклости h, мм

Диаметр D	40	45, 50	56, 63	71, 80	90, 100, 112	125
Стрела выпуклости h	0,3					0,4

Диаметр D	140	160, 180, 200	224, 250	280, 315, 355
Стрела выпуклости h	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Диаметр D	400, 450	500	560, 630, 710	800	900, 1000,...
Стрела выпуклости h при $B \leq 125$ мм	1,0				
$140 \leq B \leq 160$ мм	1,2		1,5		
$180 \leq B \leq 200$ мм	1,2	1,5	2,0	2,0	
$224 \leq B$ мм	1,2	1,5	2,0	2,5	

5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 12.2.9).

5.1. Рабочая поверхность шкива *Ra0,8...1,6.*

5.2. Торцевая поверхность шкива *Ra6,3.*

5.3. Поверхности ступицы (3.3.5.2.5, рис. 3.3.14).

5.4. Другие обрабатываемые поверхности *Ra6,3...12,5.*

5.5. Другие необрабатываемые поверхности $\sqrt{}$.

6. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ (рис. 12.2.10).

6.1. Допуск осевого биения ⌰ поверхности обода относительно оси посадочного отверстия не должен превышать 8-й степени точности ГОСТ 24643-81 (табл. 12.2.17).

6.2. Допуск радиального биения ⌰ поверхности обода относительно оси посадочного отверстия не должен превышать 9-й степени точности ГОСТ 24643-81 (табл. 12.2.17).

6.3. Отклонения размеров поверхностей ступицы (3.3.5.2.5, рис. 3.3.14).

6.4. Неуказанные предельные отклонения размеров обрабатываемых поверхностей:

охватывающих - *H14;*

охватываемых - *h14.*

Прочих поверхностей - *±0,5 IT14.*

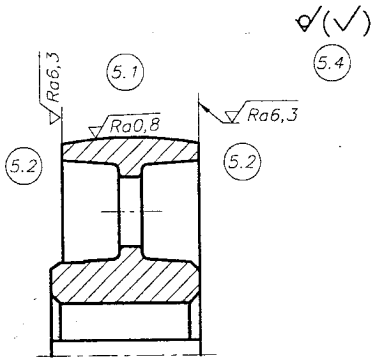


Рис. 12.2.9. Шероховатость поверхностей шкивов

(см. след. стр.)

12.2.4. ПРИМЕР ЧЕРТЕЖА ШКИВА

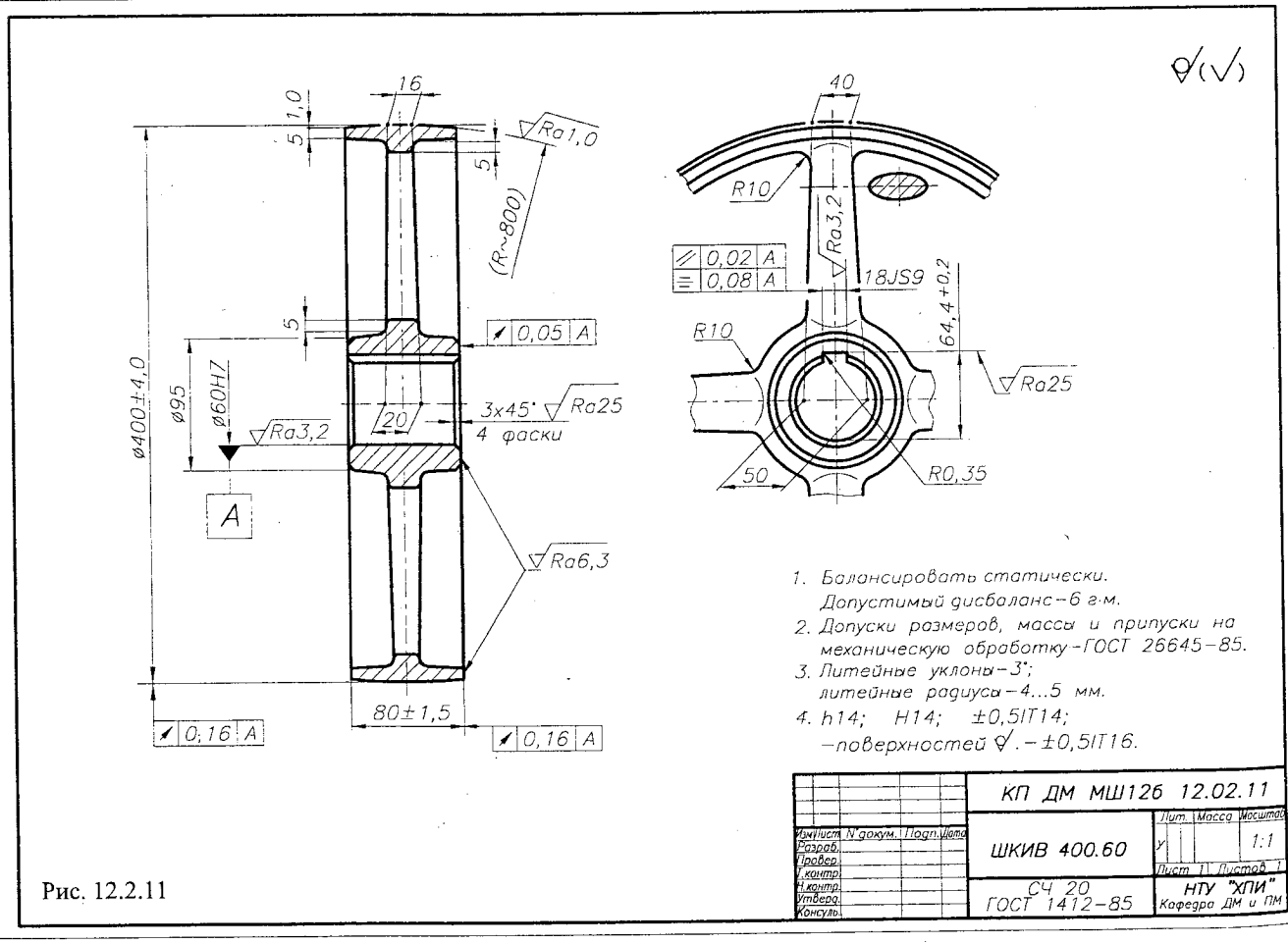


Рис. 12.2.11

Табл. 12.2.17. 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		

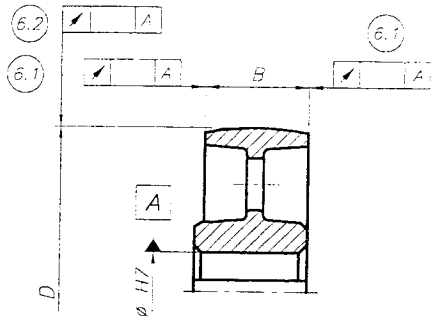


Рис. 12.2.10. Отклонения формы и расположения поверхностей шкивов

7. БАЛАНСИРОВКУ ШКИВОВ (табл. 12.2.18)

Табл. 12.2.18. Допустимый дисбаланс шкивов

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

12.3. КЛИНОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

12.3.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ

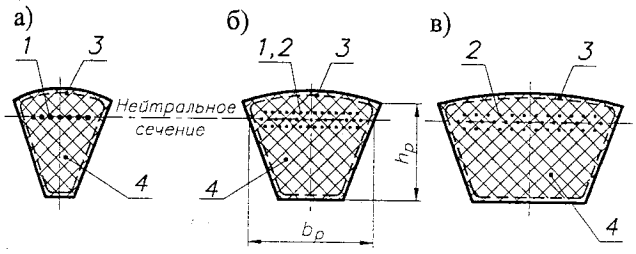


Рис. 12.3.1. Конструкции клиновых ремней:
а) ремни узкого сечения; б) ремни нормального сечения; в) ремни широкого сечения; *1* - кордшнур; *2* - прорезиненные прокладки; *3* - обверточный прорезиненный материал; *4* - наполнитель (резина)

Клиновые ремни нормального и узкого сечений используют в общем машиностроении. Ремни широкого сечения используют в вариаторах и сельскохозяйственном машиностроении.

Ремни узкого сечения	$b_p/h_p = 0{,}6...1{,}0$;
Ремни нормального сечения	$b_p/h_p = 1{,}4$;
Ремни широкого сечения	$b_p/h_p = 2{,}0...4{,}5$.

12.3.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

[26, 40, 50]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2, кВт; n_1, n_2, мин$^{-1}$; u; T_1, T_2, Н·м.
Тип сечения ремня (12.3.1).
Условия работы и расположение передачи.
Межосевое расстояние a, мм
(параметр необязательный - выбирается из компоновки привода).

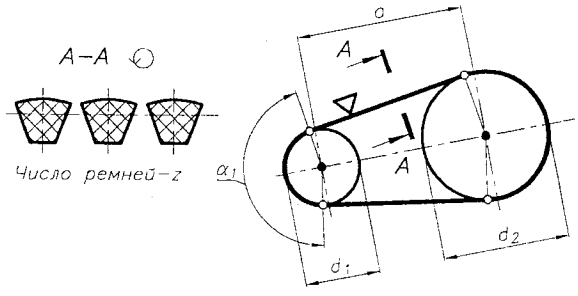


Рис. 12.3.2. Схема и основные размеры клиноременной передачи

ОПРЕДЕЛЯЮТ (рис. 12.3.2):

1. Тип сечения ремня:
   - ремень нормального сечения;
   - ремень узкого сечения.
2. Сечение ремня $= f(T_{1p})$ (табл. 12.3.1),
   где $T_{1p} = T_1 c_p$ - расчетный передаваемый момент, Н·м;
   c_p - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 12.2.8).
   Размеры сечения (табл. 12.3.1, рис. 12.3.3).

(Рекомендуется выполнять расчет передачи для двух ближайших рекомендуемых сечений ремня).

3. Минимальный расчетный диаметр ведущего шкива, мм, $d_{1\min} = f(T_{1p})$ (табл. 12.3.1).
   Расчетный диаметр ведущего шкива, мм, $d_1 > d_{1\min}$ (первый больший, табл. 12.2.6).

4. Диаметр ведомого шкива, мм, $d_2' = d_1 u$.

Расчетный диаметр ведомого шкива, м,

$d_2 \le d_2'$ (первый ближайший, табл. 12.2.6).

5. Действительное передаточное отношение передачи

$$u_д = d_2 / (d_1(1-\varepsilon)),$$

где ε = (0,015...0,020) - коэффициент упругого скольжения.

Отклонение действительного передаточного отношения $u_д$ от заданного u

$$\Delta u = (|u_д - u|/u)100 \le 4\ \%^*.$$

6. Минимальное межосевое расстояние, мм,

$a_{min} = 0{,}55(d_1 + d_2) + h_p$, $a'_{min} < a'$.

Рекомендуемое межосевое расстояние, мм,

$a_p \ge k_a d_1$, где $k_a = f(u)$ (табл. 12.3.6).

Принимают $a' = \max(a_{min}, a_p)$.

7. Расчетную длину ремня, мм,

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

Действительную длину ремня, мм,

$L_p \ge L'_p$ (табл. 12.3.5).

8. Межцентровое расстояние, мм,

$$a = a' + 0{,}5(L_p - L'_p).$$

9. Коэффициент, учитывающий длину ремня,

$c_L = f(L_p$, сечение ремня) (табл. 12.3.5).

10. Угол обхвата ремнем меньшего шкива, град,

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

Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата ведущего шкива на тяговую способность передачи, $c_\alpha = f(\alpha_1^\circ)$ (табл. 12.2.9).

11. Скорость ремня, м/с

$$\vartheta = \pi d_1 n_1/(60 \cdot 10^3) \le \vartheta_{max},$$

где ϑ_{max} - допустимая скорость ремня (табл. 12.3.2).

12. Число пробегов ремня, $с^{-1}$,

$\nu = \vartheta / L_p \le [\nu]$,

$[\nu] \le 35{,}0$ $с^{-1}$ – для ремней мерной длины.

13. Окружное усилие, Н,

$$F_t = 2T_1 \cdot 10^3/d_1.$$

14. Расчетное число ремней передачи, шт.,

$$z_p = P_1 c_p/(P_o c_L c_\alpha),$$

где P_o – мощность, передаваемая одним ремнем, кВт.

$P_o = f($ сечение ремня, $d_1, \vartheta)$ (табл. 12.3.3, табл. 12.3.4).

15. Число ремней передачи, шт., $z = z_p/c_z$,

где c_z - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями передачи (табл. 12.3.7).

z - целое число. При z больше или меньше рекомендуемого (табл. 12.3.1) следует выбрать другое сечение ремня.

16. Силу, нагружающую валы передачи, Н,

$$F_{вал} = 2F_o \sin(\alpha_1^\circ/2),$$

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

$\varphi = 0{,}45...0{,}55$ - коэффициент тяги.

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

* Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 5) необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 2.6.4).

Табл. 12.3.1. Основные размеры и параметры ремней клиноременных передач ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 1284.2-89

Ремни	Обозначение сечений ГОСТ	ISO	DIN	T_{1p}, Н·м	d_{1min}, мм	Число ремней z, шт.	Размеры сечения ремня, мм b_p	B	h_p	H	α, град	A, мм²	Длина ремня, мм L_p	L_6
Нормальных сечений			6		50	2...4	5,3	6	4	1,6	40			
	О	Z	10	< 30	63	2...4	$8{,}5^{+0{,}4}_{-0{,}3}$	10	6±0,3	2,5	40	47	400...3150	1320
	А	А	13	15...50	90	2...4	$11^{+0{,}6}_{-0{,}4}$	13	8±0,4	3,3	40	81	530...4500	1700
	Б	В	17	40...150	125	2...5	$14^{+0{,}7}_{-0{,}5}$	17	11±0,5	4,2	40	138	630...6300	2240
	В	С	22	120...600	200	2...5	$19^{+0{,}8}_{-0{,}5}$	22	14±0,5	5,7	40	230	1820...10000	3750
	Г	D	32	450...2400	355	2...6	$27^{+0{,}9}_{-0{,}6}$	32	19±0,5	8,1	40	476	2240...14000	6000
	Д	Е		1600...6000	500	2...6	$32^{+1{,}0}_{-0{,}7}$	38	23,5±0,7	9,6	40	692	4000...18000	7100
	Е	ЕО		> 2500	800	2...6	$42^{+1{,}0}_{-0{,}8}$	50	30±0,8	12,5	40	117	6300...18000	8500
														ТУ 38-40534, ТУ 38-105161
Узких сечений	УО	3V		< 100	63	2...6	8,5	10	8	2	40	56	630...3550	1600
	УА			50...400	90	2...7	11	13	10	2,8	40	93	800...4500	2500
	УБ	5V		300...2000	140	2...7	14	17	13	3,5	40	159	1250...8000	3550
	УВ	8V		> 1500	224	2...8	19	22	18	4,8	40	278	2000...8000	5600

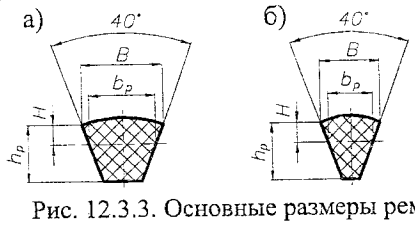


Рис. 12.3.3. Основные размеры ремней:
а) нормальных сечений; б) узких сечений

Табл. 12.3.2. Максимальные скорости ремней ϑ_{max}, м/с

Типы ремней		ϑ_{max}
Клиновые	Нормальных сечений:	
	- сечения О, А, Б, В	25
	- сечения Г, Д, Е	30
	Узких сечений	40
Поликлиновые		35...40

Табл. 12.3.3. Допустимая мощность P_o, кВт, которую передает один клиновой ремень нормального сечения

ГОСТ 1284.3-96

Сечение ремня	d_1, мм	P_o при скорости ремня ϑ, м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
О (Z)	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
	71	0,37	9,56	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	1,85
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2.10	2,04
	112	0,48	0,78	1,32	1,80	2,12	2,30	2,28
А (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	2,50
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
	160	0,85	1,32	2,35	3,20	3,80	4,12	4,16
	180	0,88	1,38	2,47	3,39	4,05	4,47	4,56
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	4,47
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05	7,15
	250	1,54	2,39	4,29	5,85	7,00	7,70	7,90
	280	1,57	2,50	4,50	6,15	7,40	8,20	8,50
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	7,06
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	9,05
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,9
	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5	12,5
	355	2,76	4,32	7,70	10 5	12,6	13,8	14,1
	400	2,89	4,54	8,10	11,1	13,3	15,0	15,4
	450	3,00	4,70	8,50	11,7	14,2	15,9	16,6
Г (D)	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
	560	5,90	9,24	16,6	22,5	27,0	29,8	31,0
	630	6,30	9,75	17,9	24,1	29,2	32,5	33,9
	710	6,56	10,3	18,6	25,5	31,0	34,9	36,6
	800	6,82	10,7	19,4	26,8	32,6	37,0	39,0
Д (Е)	500	6,84	10,4	17,2	23,5	27,1	28,2	-
	560	7,45	11,4	19,9	26,5	31,1	33,3	32,6
	630	8,02	12,4	21,8	29,4	34,9	38,0	38,3
	710	8,53	13,2	23,5	31,9	38,3	43,2	43,4
	800	9,00	14,0	25,0	34,2	41,3	46,1	47,5
	900	9,30	14,6	26,0	36,2	43,8	48,4	51,8

Табл. 12.3.4. Допустимая мощность P_o , кВт, которую передает один клиновой ремень узкого сечения

ГОСТ 1284.3-96

Сечение ремня	d_1, мм	P_o при скорости ремня ϑ, м/с											
		5	6	7	8	10	12	15	20	25	30	35	40
УО	63	0,81	0,96	1,12	1,28	1,58	1,87	2,28	2,88	3,32	3,60	3,68	3,48
	80	0,87	1,04	1,21	1,38	1,70	2,02	2,45	3,08	3,57	3,87	3,94	3,74
	100	0,98	1,17	1,36	1,59	1,92	2,28	2,76	3,50	4,03	4,38	4,44	4,23
	125	1,01	1,21	1,41	1,60	1,98	2,35	2,86	3,60	4,16	4,52	4,59	4,40
	≥ 140	1,07	1,27	1,49	1,70	2,10	2,49	3,02	3,82	4,40	4,79	4,85	4,62
УА	71	1,20	1,43	1,67	1,90	2,35	2,78	3,39	4,28	4,94	5,36	5,45	5,17
	90	1,30	1,56	1,81	2,06	2,55	3,02	3,67	4,64	5,35	5,81	5,90	6,61
	112	1,40	1,67	1,94	2,22	2,74	3,24	3,94	4,98	5,75	6,24	6,34	6,07
	140	1,50	1,79	2,09	2,38	2,94	3,48	4,24	5,35	6,16	6,70	6,80	6,52
	≥ 180	1,61	1,92	2,24	2,54	3,14	3,72	4,52	5,70	6,62	7,15	7,26	6,69
УБ	112	1,99	2,38	2,77	3,16	3,90	4,62	5,62	7,10	8,20	8,90	9,04	8,60
	140	2,24	2,68	3,12	3,56	4,40	5,21	6,34	8,00	9,24	10,0	10,2	9,76
	180	2,60	3,11	3,62	4,14	5,10	6,04	7,34	9,27	10,7	11,6	11,8	11,2
	≥ 224	2,76	3,30	3,82	4,36	5,40	6,40	7,66	9,80	11,3	12,3	12,5	12,0

Табл. 12.3.5. Стандартные длины ремней L_p и значения коэффициента c_L, учитывающего длину ремня

ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 1284.3-96

L_p, мм	400	425	450	475	500	530	560	600	630	670	710	750	800	850	900	950	1000	1060	1120	1180	1250	1320	1400	1500
Сечения	$c_L = f$(сечение ремня, L_p)																							
О, УО	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,98	1,00
А, УА								0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,96	0,98
Б, УБ																	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,92

L_p, мм	1600	1700	1800	1900	2000	2120	2240	2360	2500	2650	2800	3000	3150	3350	3550	3750	4000	4250	4500	4750	5000
Сечения	$c_L = f$(сечение ремня, L_p)																				
А, УА	0,99	1,00	1,01	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,09												
Б, УБ	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,99	1,00	1,01	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	1,11	1,12	1,14	1,15	1,17	1,18
В, УВ			0,85	0,87	0,88	0,89	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
Г													0,86	0,87	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,95	0,96
Д																					0,92

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ ремня нормального сечения

В (С) расчетной длиной $L_p = 2500$ мм, IV класса:

Ремень В(С)–2500 IV ГОСТ 1284.1–89

- ремня узкого сечения УА расчетной длиной $L_p = 2500$ мм, IV класса: *Ремень УА–2500 IV ГОСТ 1284.1–89*

Табл. 12.3.6. Рекомендованные значения коэффициента k_a межосевого расстояния клиновых и поликлиновых передач [40]

u	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	$\geq 6,0$
k_a	1,5	2,4	3,0	3,8	4,5	5,1

Табл. 12.3.7. Рекомендованные значения коэффициента c_z, учитывающего неравномерность распределения нагрузки между ремнями клиноременной передачи

z	2	3	4	5	≥ 6
k_z	0,80...0,85	0,77...0,82	0,76...0,80	0,75...0,79	0,75

Табл. 12.3.8. Классы ремней ГОСТ 12842-89

Класс ремня	Наработка, млн. циклов	Удлинение ремня при указанной наработке, % (не более)
I	1,5	2,5
II	2,0	2,0
III	2,5	1,5
IV	3,0	1,5

ПРИМЕР 1

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать клиноременную передачу с ремнем нормального сечения при следующих исходных данных:*

$P_1 = 4,0$ кВт; $n_1 = 1435$ мин$^{-1}$; $T_1 = 26,62$ Н·м;
$P_2 = 3,84$ кВт; $n_2 = 717,5$ мин$^{-1}$; $T_2 = 51,11$ Н·м; $u = 2,0$.

Ремень нормального сечения.

Условия работы и размещение передачи:
- передача работает от асинхронного электродвигателя в три смены,
- режим работы - средний.

РЕШЕНИЕ:

1. Тип сечения ремня - ремень нормального сечения.
2. По величине расчетного крутящего момента
$T_{1р} = T_1 k_р = 26,62 \cdot 1,5 = 39,93$ Н·м
принимаем ремень нормального сечения А (Б) (табл. 12.3.1),
где $c_р = 1,5$ - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (трехсменная работа, электродвигатель - I, режим работы средний (табл. 12.2.8).
Размеры и параметры сечения А (Б) (табл. 12.3.1, рис. 12.3.3а).
3. Минимальный диаметр ведущего шкива
d_{1min} = f (сечение) = 90(125) мм (табл. 12.3.1).
Расчетный диаметр ведущего шкива
$d_1 \geq d_{1min}$. Принимаем $d_1 = 100(140)$ мм (табл. 12.2.6).
4. Диаметр ведомого шкива
$$d_2' = d_1 u = 100(140) \cdot 2 = 200(280) \text{ мм.}$$
Расчетный диаметр ведомого шкива
$d_2 \leq d_2' = 200(280)$ мм (табл. 12.2.6).
5. Действительное передаточное отношение передачи
$u_д = d_2 / [d_1(1-\varepsilon)] = 200(280) / [100(140)\cdot(1-0,01)] = 2,02$,
где $\varepsilon = (0,015...0,020)$ - коэффициент упругого скольжения.
Отклонение
$\Delta u = (|u_д - u|/u)\,100 = (|2,02-2,0|/2,0)\,100 = 1\,\% \leq 4\,\%$.
6. Минимальное межосевое расстояние
$a_{min} = 0,55(d_1+d_2)+h_р =$
$= 0,55[100(140)+200(280)]+8(11) = 173(242)$ мм.
Рекомендуемое межосевое расстояние
$a_р \geq k_a d_1 = 2,4 \cdot 100(140) = 240(336)$ мм,
где $k_a = f(u) = 2,4$ (табл. 12.3.6).
Отсутствие ограничений на габаритные размеры передачи позволяет принять $a' = \max(a_{min}, a_р) = 240(336)$ мм.
7. Расчетная длина ремня
$L_р' = 2a' + 0,5\pi(d_1+d_2) + 0,25(d_2-d_1)^2/a' =$
(А) $= 2\cdot240 + 0,5\pi(100+200) + 0,25(200-100)^2/240 = 961$ мм;
(Б) $= 2\cdot336 + 0,5\pi(140+280) + 0,25(280-140)^2/336 = 1346$ мм.
Действительная длина ремня
$L_р = 950(1320)$ мм (табл. 12.3.5).
8. Межцентровое расстояние
$a = a' + 0,5(L_р - L_р') =$
$= 240(336)+0,5[950(1320)-961(1346)] = 235(313)$ мм.
9. Коэффициент, учитывающий длину ремня,
$c_L = f(L_р$, сечение ремня) = 0,88 (0,89) (табл. 12.3.5).
10. Угол обхвата ремнем меньшего шкива
$\alpha_1 = 180 - 57(d_2-d_1)/a =$
$= 180 - 57[200(280)-100(140)]/235(313) = 156°(155°)$.
Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата ведущего шкива на тяговую способность передачи,
$c_\alpha = f(\alpha_1^\circ) = 0,95$ (табл. 12.2.9).
11. Скорость ремня
$\vartheta = \pi d_1 n_1/(60\cdot10^3) =$
$= \pi 100(140)\cdot1435/(60\cdot10^3) = 7,5(10,5)$ м/с $< \vartheta_{max}$,
где $\vartheta_{max} = 25$ м/с - допустимая скорость ремня (табл. 12.3.2).
12. Число пробегов ремня
$\nu = \vartheta / L_р = 7,5(10,5)/0,961(1,346) = 7,8(7,8)$ с$^{-1} \leq [\nu]$,
$[\nu] \leq 35,0$ с$^{-1}$ – для ремней мерной длины.
13. Окружное усилие
$F_t = 2\,T_1\cdot10^3/d_1 = 2\cdot26,62\cdot10^3/90(125) = 592(426)$ Н.
14. Расчетное число ремней передачи
$z_р = P_1 c_р/(P_o c_L c_\alpha) =$
$= 4,0\cdot1,5/[1,78(2,7)\cdot0,88(0,89)\cdot0,95] = 4,03(2,63)$ шт.,
где $P_o = f$ (сечение ремня, d_1, ϑ) = 1,78(2,7) кВт (табл. 12.3.3) - мощность, передаваемая одним ремнем, кВт.
15. Число ремней передачи
$z = z_р/c_z = 4,0(2,63)3/0,77(0,8) = 5,23(3,29)$ шт.,
где $c_z = 0,77(0,8)$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями (табл. 12.3.7).
Принимаем $z = 5$ (4) шт. Перегрузка ремня сечением А
$\Delta z = |5,23-5,0|/5,0\cdot100 = 4,6\,\% \leq 5\,\%$.
Из рассмотренных вариантов предпочтительным и удовлетворяющим требованиям табл. 12.3.1 является вариант выбора ремня нормального сечения Б (число ремней $z = 4$).
16. Силу, нагружающую валы передачи,
$F_{вал} = 2F_o \sin(\alpha_1/2) = 2\,426 \sin(155°/2) = 832$ Н,
где $F_o = 0,5F_t/\varphi = 0,5\cdot426/0,5 = 426$ Н – предварительное натяжение ремня;
$\varphi = 0,45...0,55$ - коэффициент тяги.
Для передач с периодическим контролем натяжения ремня
$F_{вал\,max} \simeq 1,3\,F_{вал} = 1,3\cdot832 = 1081$ Н.

ПРИМЕР 2

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать клиноременную передачу с ремнем узкого сечения при следующих исходных данных:*

$P_1 = 4{,}0$ кВт; $n_1 = 1435$ мин$^{-1}$; $T_1 = 26{,}62$ Н·м;

$P_2 = 3{,}84$ кВт; $n_2 = 717{,}5$ мин$^{-1}$; $T_2 = 51{,}11$ Н·м; $u = 2{,}0$.

Ремень узкого сечения.

Условия работы и размещение передачи:

- передача работает от асинхронного электродвигателя в три смены,
- режим работы - средний.

РЕШЕНИЕ:

1. Тип сечения ремня - узкое.
2. По величине расчетного крутящего момента

$T_{1р} = T_1 k_р = 26{,}62 \cdot 1{,}5 = 39{,}93$ Н·м

принимаем ремень узкого сечения УО(УА) (табл. 3.2.1),

где $c_р = 1{,}5$ - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (трехсменная работа, электродвигатель - I, режим работы средний (табл. 12.2.8)).

Размеры и параметры сечения ремней (табл. 12.3.1, рис. 12.3.3б).

(Расчет выполняем для двух сечений ремня У0 и УА).

3. Минимальный диаметр ведущего шкива

$d_{1min} = f$(сечение) = 63(90) мм (табл. 12.3.1).

Расчетный диаметр ведущего шкива

$d_1 \geq d_{1min}$. Принимаем $d_1 = 71(100)$ мм (табл. 12.2.6).

4. Диаметр ведомого шкива

$d_2' = d_1 u = 71(100) \cdot 2 = 144(200)$ мм.

Расчетный диаметр ведомого шкива

$d_2 \leq d_2' = 140(200)$ мм (табл. 12.2.6).

5. Действительное передаточное отношение передачи

$u_д = d_2 / (d_1(1-\varepsilon)) = 140(200) / (71(100) \cdot (1-0{,}01)) = 1{,}99$,

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

Отклонение

$\Delta u = (|u_д - u|/u)100 = (|1{,}99-2{,}0|/2{,}0)100 = 0{,}5\ \% \leq 4\ \%$.

6. Минимальное межосевое расстояние

$a_{min} = 0{,}55(d_1+d_2)+h_р =$

$= 0{,}55[71(100)+140(200)]+8(10) = 124(175)$ мм.

Рекомендуемое межосевое расстояние

$a_р \geq k_a d_1 = 2{,}4 \cdot 71(100) = 170(240)$ мм,

где $k_a = f(u) = 2{,}4$ (табл. 12.3.6).

Отсутствие ограничений на габаритные размеры передачи позволяет принять $a' = \max(a_{min}, a_р) = 170(240)$ мм.

7. Расчетная длина ремня

$L_р' = 2a' + 0{,}5\pi(d_1+d_2) + 0{,}25(d_2-d_1)^2/a' = 2 \cdot 170(240) +$

$+ 0{,}5\pi[71(100)+140(200)] + 0{,}25[140(200)-71(100)]^2/170(240) = 678(962)$ мм.

Действительная длина ремня $L_р = 710(1000)$ мм (табл. 12.3.5).

8. Межцентровое расстояние передачи

$a = a' + 0{,}5(L_р - L_р') = 170(240) + 0{,}5[710(1000) - 678(962)] = 186(259)$ мм.

9. Коэффициент, учитывающий длину ремня,

$c_L = f(L_р$, сечение ремня) = 0,84(0,89) (табл. 12.3.5).

10. Угол обхвата ремнем меньшего шкива

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

$= 180^\circ - 57[140(200) - 71(100))]/186(259) = 159^\circ(158^\circ)$.

Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата ведущего шкива на тяговую способность передачи,

$c_\alpha = f(\alpha_1^\circ) = 0{,}93(0{,}93)$ (табл. 12.2.9).

11. Скорость ремня

$\vartheta = \pi d_1 n_1/(60 \cdot 10^3) = \pi 71(100) \cdot 1435/(60 \cdot 10^3) = 5{,}3(7{,}5)$ м/с $< \vartheta_{max}$,

где $\vartheta_{max} = 40$ м/с - допустимая скорость ремня (табл. 12.3.2).

12. Число пробегов ремня

$\nu = \vartheta / L_р = 5{,}3(7{,}5)/[710(1000) \cdot 10^{-3}] = 7{,}5(7{,}5)\ c^{-1} \leq [\nu]$,

$[\nu] \leq 40{,}0\ c^{-1}$ – для ремней узкого сечения.

13. Окружное усилие

$F_t = 2T_1 \cdot 10^3/d_1 = 2 \cdot 26{,}62 \cdot 10^3/71(100) = 750(532)$ Н.

14. Расчетное число ремней передачи

$z_р = P_1 c_р/(P_o c_L c_\alpha) =$

$= 4{,}0 \cdot 1{,}5/[0{,}89(1{,}47) \cdot 0{,}84(0{,}89) \cdot 0{,}93(0{,}93)] = 8{,}6(4{,}9)$ шт.,

где $P_o = f$(сечение ремня, d_1, ϑ) = 0,89(1,47) кВт (табл. 12.3.4) - мощность, передаваемая одним ремнем, кВт.

15. Число ремней передачи

$z = z_р/c_z = 8{,}6(4{,}9)/0{,}75(0{,}77) = 11{,}5(6{,}4)$ шт.,

где $c_z = 0{,}75(0{,}77)$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями (табл. 12.3.7).

Окончательно принимаем ремень сечением УА ($z = 7$).

16. Сила, нагружающая валы передачи,

$F_{вал} = 2F_o \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 532 \sin(158/2) = 1045$ Н,

где $F_o = 0{,}5F_t/\varphi = 0{,}5 \cdot 532/0{,}5 = 532$ Н – предварительное натяжение ремня;

$\varphi = 0{,}45...0{,}55$ - коэффициент тяги.

Для передач с периодическим контролем натяжения ремня

$F_{вал\,max} \simeq 1{,}3F_{вал} = 1{,}3 \cdot 1045 = 1360$ Н.

12.3.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ [26, 50, 51]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Диаметр шкива d, мм.

Число ремней z, шт.

Сечение ремня.

Диаметр вала $d_{вал}$, мм.

Скорость ремня ϑ, м/с.

ВЫБИРАЮТ:

1. МАТЕРИАЛЫ ШКИВОВ (12.2.3 п. 1).
2. СТУПИЦЫ ШКИВОВ (ЗВЕЗДОЧЕК) (3.3.5.2.5, рис. 3.3.14).

3. КОНСТРУКЦИЮ И РАЗМЕРЫ ШКИВОВ

3.1. Конструкция шкива $= f$(сечение ремня, d) (табл. 12.3.9, рис. 12.3.5...12.3.8).

3.2. Размеры профиля канавок $= f$(сечение ремня) (табл. 12.3.9, рис. 12.3.4).

3.3. Наружный диаметр шкива $d_e = d + 2b$, мм.

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

3.5. Расчет размеров диска и спиц, соединяющих ступицу с венцом (12.2.3, п. 3а, 3б).

Табл. 12.3.9. Конструкция и размеры профиля канавок для шкивов клиноременных передач

ГОСТ 1284.2-89, ГОСТ 20889-88

Сечение нормального ремня	Конструкция шкива при d, мм			Размеры профиля канавок, мм, для ремней сечения							Сечение узкого ремня
				нормального		узкого		общие размеры			
	монолитная	с диском	со спицами	b_{min}	h_{min}	b_{min}	h_{min}	B_p	t	f	
О (Z)	63...90	80...160	≥ 180	2,5	7,0	2,5	10.0	8,5	12,0±0,3	8,0±1,0	УО
А (A)	90...100	112...200	≥ 224	3,3	8,7	3,0	13.0	11	15.0±0,3	10,0	УА
Б (B)	–	125...250	≥ 280	4,2	10,8	4,0	17,0	14	19,0±0,4	12,5 $^{+2,0}_{-1,0}$	УБ
В (C)	–	200...355	≥ 400	5,7	14,3	5,3	19,0	19	25,5±0,5	17,0	УВ
Г (D)	–	315...400	≥ 450	8,1	19,9			27	37,0±0,6	24,0 $^{+3,0}_{-1,0}$	

Сечение нормального ремня	Значения d для угла канавки α, град				Другие размеры, мм			Сечение узкого ремня
	34	36	38	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	

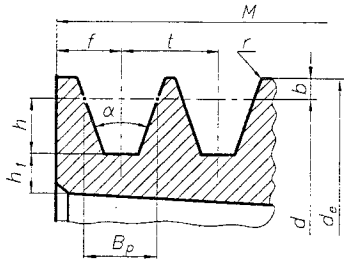


Рис. 12.3.4. Размеры профиля канавок шкивов клиноременных передач

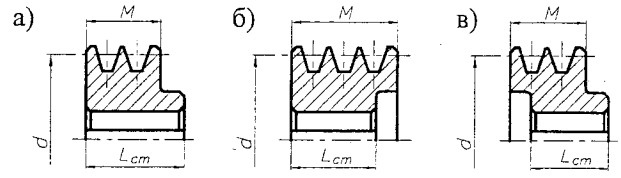


Рис. 12.3.6. Конструкции монолитных шкивов:
а) тип 1 - с односторонней выступающей ступицей;
б) тип 2 - с односторонней выточкой;
в) тип 3 - с односторонней выточкой и выступающей ступицей (ГОСТ 20889-88)

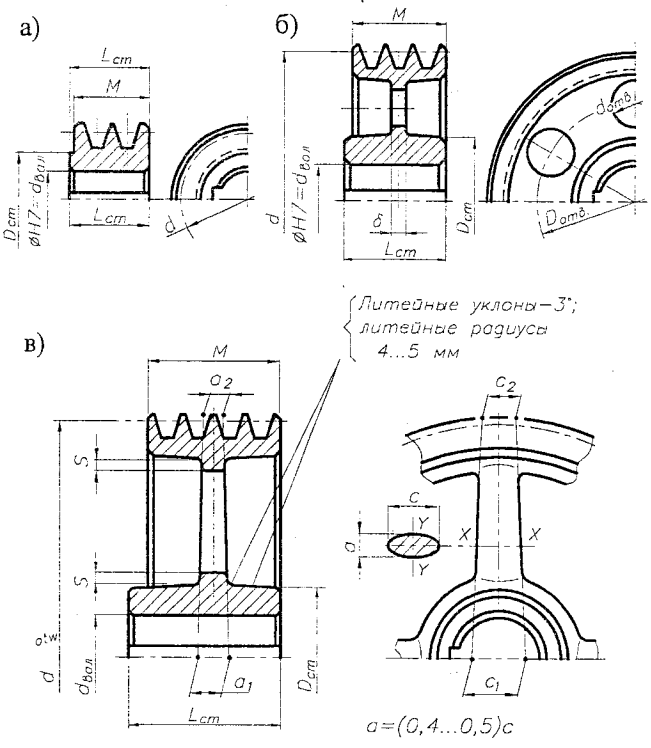


Рис. 12.3.5. Конструкции шкивов для клиноременных (поликлиноременных, зубчатых) передач:
а) монолитная; б) дисковая; в) со спицами

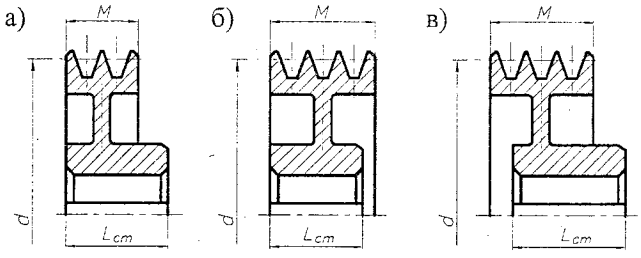


Рис. 12.3.7. Конструкции шкивов с диском и ступицей:
а) тип 4 - выступающей с одного торца обода;
б) тип 5 - укороченной с одного торца обода;
в) тип 6 - выступающей с одного и укороченной с другого торца обода (ГОСТ 20889-88)

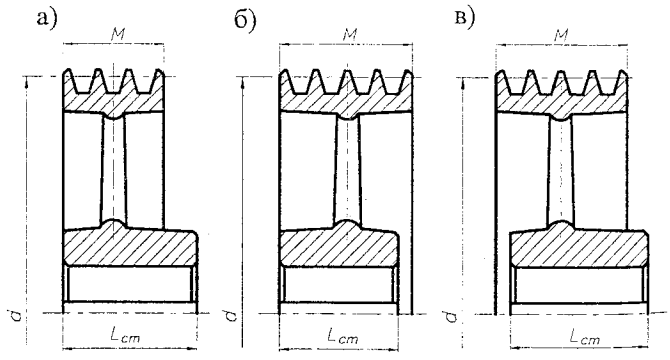


Рис. 12.3.8. Конструкции шкивов со спицами и ступицей:
а) тип 7 - выступающей с одного торца обода;
б) тип 8 - укороченной с одного торца обода;
в) тип 9 - выступающей с одного и укороченной с другого торца обода (ГОСТ 20889-88)

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шкива типа 2 для приводных клиновых ременей сечением A, с тремя канавками, расчетным диаметром d = 224 мм, цилиндрическим посадочным ным отверстием $d_{вал}$ = 28 мм, из чугуна СЧ 20:

Шкив 2А 3.224.28 СЧ 20 ГОСТ 20889–88

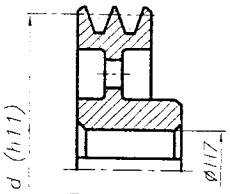
То же, с коническим посадочным отверстием:

Шкив 2А 3.224.28К СЧ 20 ГОСТ 20889–88

4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

4.1. Посадочное отверстие ступицы (3.3.5.2.5, рис. 3.3.14).

4.2. Отклонения расчетного диаметра шкива (рис. 12.3.9).



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

Рис. 12.3.9. Допуски и посадки шкивов

5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 12.3.10).

5.1. Рабочая поверхность канавок *Ra0,8...1,6.*

5.2. Торцевая поверхность шкива, наружная поверхность шкива *Ra6,3.*

5.3. Радиус закругления канавки *R Ra0,8...1,6.*

5.4. Поверхности ступицы (3.3.5.2.5, рис. 3.3.14).

5.5. Фаски *Ra12,5...25.*

5.6. Другие обрабатываемые поверхности *Ra6,3...12,5.*

5.7. Другие необрабатываемые поверхности ∇.

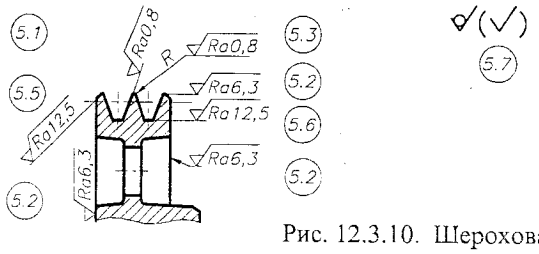


Рис. 12.3.10. Шероховатость поверхностей шкивов

6. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ (рис. 12.3.11).

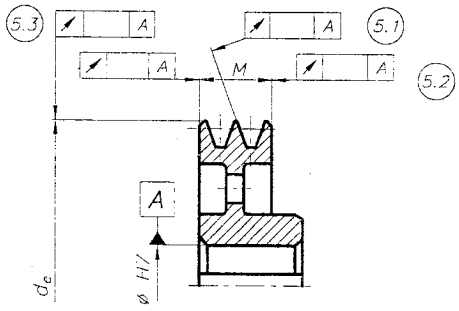


Рис. 12.3.11. Отклонения формы и расположения поверхностей шкивов

6.1. 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 800 мин$^{-1}$;
0,15 мм-при частоте вращения шкива до 1500 мин$^{-1}$;
0,10 мм-при частоте вращения шкива св. 1500 мин$^{-1}$.

6.2. Допуск осевого биения ↗ поверхности обода относительно оси посадочного отверстия (табл. 12.3.10).

6.3. Допуск радиального биения ↗ поверхности обода относительно оси посадочного отверстия (табл. 12.3.10).

6.4. Отклонения размеров поверхностей ступицы (3.3.5.2., рис. 3.3.14).

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

Табл. 12.3.10. Допуски радиального и осевого биения поверхностей обода клиноременных передач

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		

7. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНОГО ДИАМЕТРА ШКИВА *d*

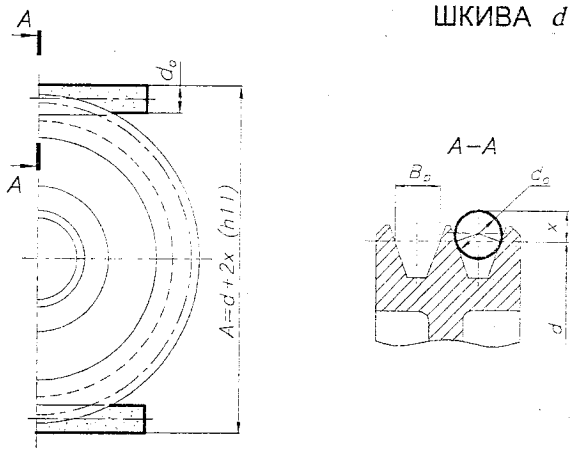


Рис. 12.3.12. Схема для определения расчетного диаметра шкива *d*

Табл. 12.3.11. Данные для проверки расчетного диаметра шкива *d*

ГОСТ 20889-88

Сечение ремня	d_o	*x*	*A*	Сечение ремня	d_o	*x*	*A*
	мм				мм		
О (Z)	$9{,}0_{-0{,}009}$	6,0	*A (h11)*	*В (С)*	$20{,}0_{-0{,}013}$	13,1	*A(h11)*
А (А)	$11{,}6_{-0{,}011}$	7,6	*A (h11)*	*Г (D)*	$28{,}5_{-0{,}013}$	18,8	*A(h11)*
Б (В)	$14{,}7_{-0{,}011}$	9,6	*A (h11)*				

8. БАЛАНСИРОВКА ШКИВОВ (12.2.3 п. 7).

12.3.4. ПРИМЕР ЧЕРТЕЖА ШКИВА

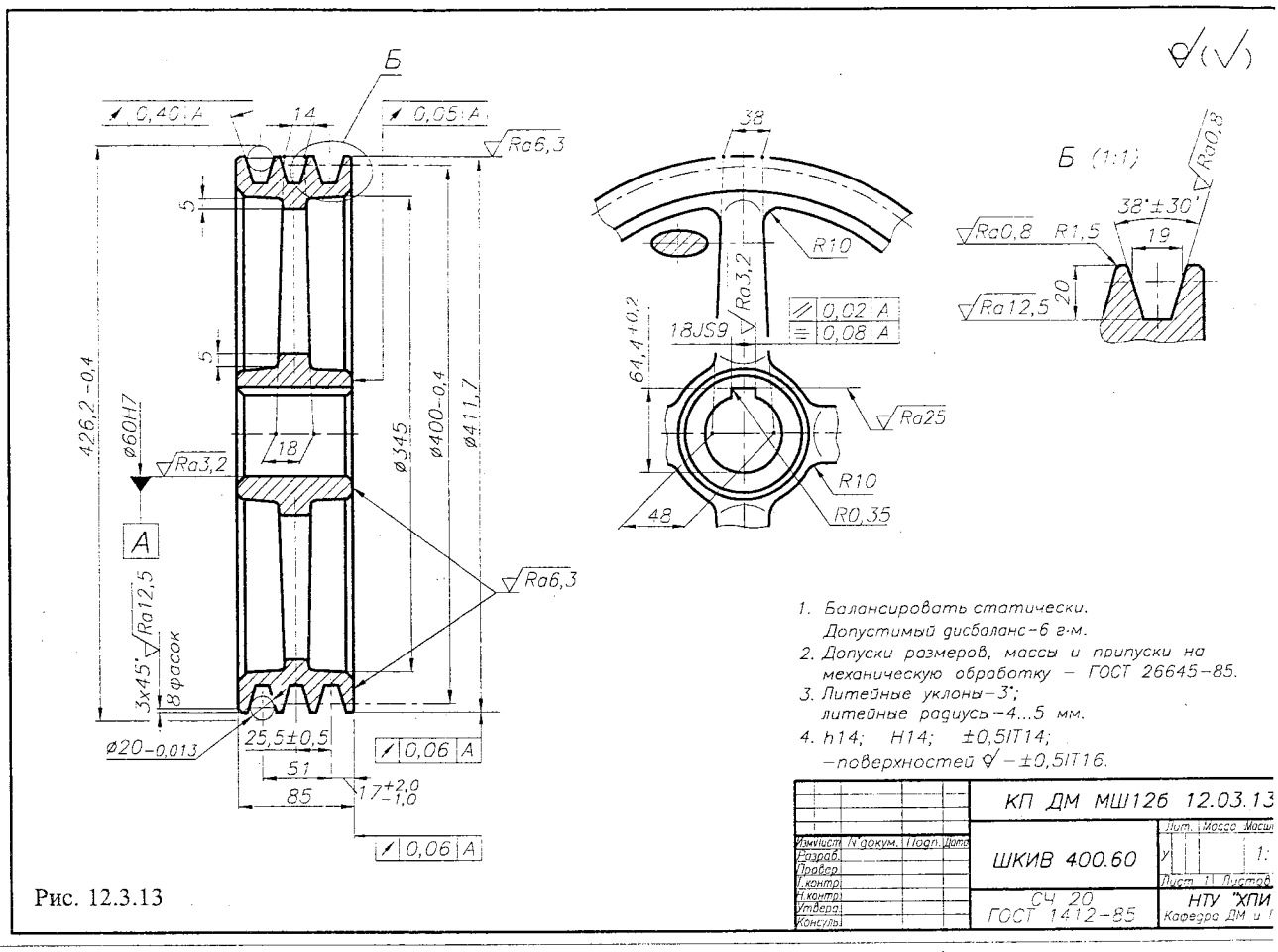


Рис. 12.3.13

12.4. ПОЛИКЛИНОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

12.4.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ПОЛИКЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ

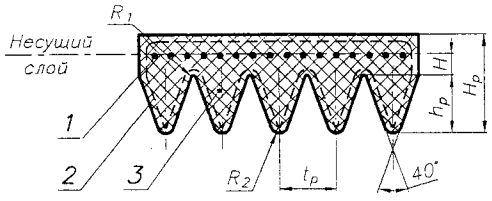


Рис. 12.4.1. Конструкция и основные размеры сечения поликлинового ремня:
1 - кордшнур; *2* - оберточный прорезиненный материал; *3* - наполнитель (резина)

12.4.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОЛИКЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

[26, 40, 51]

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
(параметр необязательный - выбирается из компоновки привода).

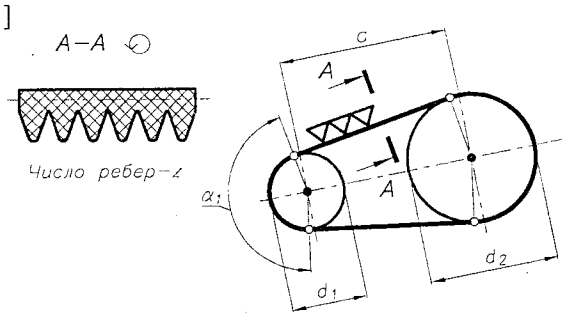


Рис. 12.4.2. Схема и основные размеры поликлиноременной передачи

ОПРЕДЕЛЯЮТ (рис. 12.4.2):

1. Сечение ремня = $f(T_{1р})$ (табл. 12.4.1),
где $T_{1р}=T_1 c_р$ - расчетный передаваемый момент, Н·м;
$c_р$ - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 12.2.8).
Размеры сечения (табл. 12.4.1, рис. 12.4.1).

2. Минимальный расчетный диаметр ведущего шкива, мм, $d_{1\min} = f(T_{1р})$ (табл. 12.4.1).
Расчетный диаметр ведущего шкива, мм,
$d_1 > d_{1\min}$ (первый больший, табл. 12.2.6).

3. Диаметр ведомого шкива, мм, $d_2' = d_1 u$.

Расчетный диаметр ведомого шкива, мм,

$d_2 \le d_2'$ (первый ближайший, табл. 12.2.6).

4. Действительное передаточное отношение передачи

$$u_д = d_2 / (d_1(1-\varepsilon)),$$

где ε = 0,015...0,020 - коэффициент упругого скольжения.

Отклонение действительного передаточного отношения $u_д$ от заданного u

$$\Delta u = (u_д - u)/u \cdot 100 \le 4\ \%^*.$$

5. Минимальное межосевое расстояние, мм,

$a_{min} = 0{,}55\,(d_1 + d_2) + h_p$, $a'_{min} < a'$.

Рекомендуемое межосевое расстояние, мм,

$a_p \ge k_a d_1$, где $k_a = f(u)$ (табл. 12.3.6).

Принимают $a' = \max(a_{min}, a_p)$.

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

$L_p \ge L'_p$ (табл. 12.3.5, 12.4.1).

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. 12.4.3),

где $L_б$ - базовая длина ремня.

Для сечений К, Л, М

$L_б$ = 710, 1600 и 2240 мм соответственно.

Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 4), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 2.6.4).

9. Угол обхвата ремнем меньшего шкива, град

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

Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата ведущего шкива на тяговую способность передачи $c_\alpha = f(\alpha_1^\circ)$ (табл. 12.2.9).

10. Скорость ремня, м/с,

$$\vartheta = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) \le \vartheta_{max},$$

где ϑ_{max} - допустимая скорость ремня (табл. 12.3.2).

11. Число пробегов ремня, $с^{-1}$,

$$\nu = \vartheta / L_p \le [\nu],$$

$[\nu] \le 35{,}0$ $с^{-1}$ – для ремней мерной длины.

12. Окружное усилие, Н,

$$F_t = 2T_1 \cdot 10^3 / d_1.$$

13. Допускаемая мощность для 10 ребер, кВт,

$$[P_{10}] = [P_{10}]_o c_\alpha c_L c_p,$$

где $[P_{10}]_o = f$(сечение ремня, d_1, ϑ) - номинальная мощность, передаваемая 10-ю ребрами ремня, кВт (табл. 12.4.2).

14. Число ребер ремня, шт.,

$$z = 10 P_1 / [P_{10}],$$

z - число целое (табл. 12.4.1).

15. Силу, нагружающую валы передачи, Н,

$$F_{вал} = 2 F_o \sin(\alpha_1^\circ / 2),$$

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

φ = 0,45...0,55 - коэффициент тяги.

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

Табл. 12.4.1. Размеры и параметры поперечных сечений поликлиновых ремней

ТУ 38-205763-84

Сечение ремня		T_{1p}, Н·м	d_{1min}, мм	Число ребер, z, шт.	Размеры сечения, мм							Длина ремней, мм	
					t_p	H_p	H	h_e	h_o	R_1	R_2	L_p	базовая $L_б$
К	ГОСТ	< 40	40	2...36	2,40±0,02	4,0±0,5	2,35±0,10	1,00	3,50	0,30	0,20	400...2500	710
Л		18...400	80	4...40	4,80±0,03	9,0±0,7	4,85±0,15	2,40	5,50	0,50	0,40	1250...4000	1600
М		>130	180	4...40	9,50±0,04	16,7±1,0	10,35±0,20	3,50	13,05	0,80	0.60	2000...4000	2240
H	DIN, ISO		30		1,60	3,0	1,33	0,80	2,19	0,15	0,30		
J		< 30	40		2,34	4,0	2,06	1,25	3,21	0,20	0,40		
K		12...200	63		3,56	6,0	3,47	1,60	4,89	0,25	0,50		
L		20...450	80		4,70	10,0	4,53	3,50	6,46	0,40	0,60		
M		>140	180		9,40	17,0	10,03	5,00	12,91	0,75	0,75		

Табл. 12.4.2. Допустимая мощность P_{10}, кВт, которую передает один ремень с 10-ю ребрами

Сечение ремня	d_1, мм	P_{10} при скорости ремня ϑ, м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
К (J)	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	-
Л (L)	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	17,2
	160	2,9	6,7	11,5	16,2	19,4	21,2	19,0	20,0
	180	3,1	7,0	12,6	17,0	20,6	22,8	23,4	23,6

Продолж. табл. 12.4.2.

Сечение ремня	d_1, мм	P_{10} при скорости ремня ϑ, м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
Л (L)	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	-
М (M)	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

Сечение ремня	d_1, мм	P_{10} при скорости ремня ϑ, м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
М (M)	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

Табл. 12.4.3. 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

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать поликлиноременную передачу при следующих исходных данных:*

$P_1 = 4{,}0$ кВт; $n_1 = 1435$ мин$^{-1}$; $T_1 = 26{,}62$ Н·м;

$P_2 = 3{,}84$ кВт; $n_2 = 717{,}5$ мин$^{-1}$; $T_2 = 51{,}11$ Н·м; $u = 2{,}0$.

Условия работы и размещение передачи:

- передача работает от асинхронного электродвигателя в три смены;
- режим работы - средний.

РЕШЕНИЕ:

1. По величине расчетного крутящего момента

$$T_{1р} = T_1 k_р = 26{,}62 \cdot 1{,}5 = 39{,}93 \text{ Н·м}$$

принимаем ремень нормального сечения Л (табл. 12.4.1),

где $c_р = 1{,}5$ - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (трехсменная работа, электродвигатель - I, режим работы средний (табл. 12.2.8)).

Размеры и параметры сечения Л (табл. 12.4.1, рис. 12.4.1).

2. Минимальный диаметр ведущего шкива

$d_{1min} = f$(сечение) = 80 мм (табл. 12.4.1).

Расчетный диаметр ведущего шкива

$d_1 \geq d_{1min}$. Принимаем $d_1 = 90$ мм (табл. 12.2.6).

3. Диаметр ведомого шкива

$$d_2' = d_1 u = 90 \cdot 2 = 180 \text{ мм}.$$

Расчетный диаметр ведомого шкива

$d_2 \leq d_2' = 180$ мм (табл. 12.2.6).

4. Действительное передаточное отношение передачи

$$u_д = d_2 / (d_1(1-\varepsilon)) = 180 / (90\,(1-0{,}01)) = 2{,}02,$$

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

Отклонение

$$\Delta u\,(|u_д - u|/u)100 = (|2{,}02-2{,}0|/2{,}0)100 = 1\,\% \leq 4\,\%.$$

5. Минимальное межосевое расстояние

$$a_{min} = 0{,}55(d_1+d_2)+h_р = 0{,}55(90+180)+9 = 158 \text{ мм}.$$

Рекомендуемое межосевое расстояние

$$a_р \geq k_a d_1 = 2{,}4 \cdot 90 = 216 \text{ мм},$$

где $k_a = f(u) = 2{,}4$ (табл. 12.3.6).

Отсутствие ограничений на габаритные размеры передачи позволяет принять $a' = \max(a_{min}, a_р) = 216$ мм.

6. Расчетная длина ремня

$$L_р' = 2a' + 0{,}5\pi(d_1+d_2) + 0{,}25(d_2-d_1)^2/a' =$$
$$= 2 \cdot 216 + 0{,}5\pi(90+180) + 0{,}25(180-90)^2/216 = 865 \text{ мм}.$$

Действительная длина ремня $L_р = 850$ мм (табл. 12.3.5).

7. Межцентровое расстояние

$$a = a' + 0{,}5(L_р - L_р') = 216 + 0{,}5(850-865) = 209 \text{ мм}.$$

8. Коэффициент, учитывающий длину ремня,

$c_L = f(L_р/L_б) = 0{,}90$ (табл. 12.4.3),

где $L_б$ - базовая длина ремня.

Для сечения Л $L_б = 1600$ мм.

$$L_р/L_б = 865/1600 = 0{,}54.$$

9. Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1^\circ = 180 - 57(d_2-d_1)/a =$$
$$= 180 - 57[180-90]/209 = 156^\circ.$$

Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата ведущего шкива на тяговую способность передачи,

$c_\alpha = f(\alpha_1^\circ) = 0{,}95$ (табл. 12.2.9).

10. Скорость ремня

$$\vartheta = \pi d_1 n_1/(60 \cdot 10^3) =$$
$$= \pi 90 \cdot 1435/(60 \cdot 10^3) = 6{,}8 \text{ м/с} < \vartheta_{max},$$

где $\vartheta_{max} = 35$ м/с - допустимая скорость ремня (табл. 12.3.2).

11. Число пробегов ремня

$$\nu = \vartheta / L_р = 6{,}8/0{,}85 = 8{,}0 \text{ с}^{-1} \leq [\nu],$$

$[\nu] \leq 35{,}0$ с$^{-1}$ - для ремней мерной длины.

12. Окружное усилие

$$F_t = 2\,T_1 \cdot 10^3/d_1 = 2 \cdot 26{,}62 \cdot 10^3/90 = 592 \text{ Н}.$$

13. Допускаемая мощность для 10 ребер

$$[P_{10}] = [P_{10}]_o\, c_\alpha\, c_L/c_р = 5{,}6 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}90/1{,}5 = 3{,}19 \text{ кВт},$$

где $[P_{10}]_o = f$(сечение ремня, d_1, ϑ) = 5,6 кВт - номинальная мощность, передаваемая 10-ю ребрами ремня (табл. 12.4.2).

14. Число ребер ремня

$$z = 10\,P_1/[P_{10}] = 10 \cdot 4{,}0/3{,}19 = 12{,}5 \text{ шт}.$$

Принимаем $z = 13$ ребер, что соответствует рекомендациям табл. 12.4.1.

15. Сила, нагружающая валы передачи,

$$F_{вал} = 2\,F_o \sin(\alpha_1^\circ/2) = 2 \cdot 592 \sin(156^\circ/2) = 1158 \text{ Н}.$$

где $F_0 = 0{,}5\, F_t / \varphi = 0{,}5 \cdot 592/0{,}5 = 592$ Н – предварительное натяжение ремня;

$\varphi = 0{,}45...0{,}55$ - коэффициент тяги.

Для передач с периодическим контролем натяжения ремня $F_{вал\,max} \approx 1{,}3\, F_{вал} = 1{,}3 \cdot 1158 = 1505$ Н.

12.4.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ [26, 51]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Диаметр шкива d, мм.
Число ребер z, шт.
Сечение ремня.
Диаметр вала $d_{вал}$, мм.
Скорость ремня ϑ, м/с.

ВЫБИРАЮТ:

1. МАТЕРИАЛЫ ШКИВОВ (12.2.3 п. 1).
2. СТУПИЦЫ ШКИВОВ (ЗВЕЗДОЧЕК) (3.3.5.2.5, рис. 3.3.14).
3. КОНСТРУКЦИЮ И РАЗМЕРЫ ШКИВОВ
   3.1. Конструкция шкива = f(сечение ремня, d) (табл. 12.4.3).
   3.2. Размеры профиля канавок = f(сечение ремня) (табл. 12.4.3, рис. 12.4.3).
   3.3. Наружный диаметр шкива $d_e = d + 2\delta$, мм.
   3.4. Ширина венца шкива $M = (z-1)t + 2f$, мм.
   3.5. Расчет размеров диска и спиц, соединяющих ступицу с венцом (12.2.3, п. 3а, 3б).
4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ
   4.1. Посадочное отверстие ступицы (3.3.5.2.5, рис. 3.3.14).
   4.2. Отклонения расчетного диаметра шкива (рис. 12.4.4).
5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (12.3.3 п. 5).
6. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ (12.3.3 п. 6).
7. БАЛАНСИРОВКУ ШКИВОВ (12.2.3 п. 7).

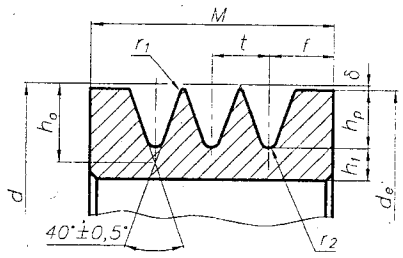


Рис. 12.4.3. Размеры профиля канавок шкивов

(см. след. стр.)

12.4.4. ПРИМЕР ЧЕРТЕЖА ШКИВА

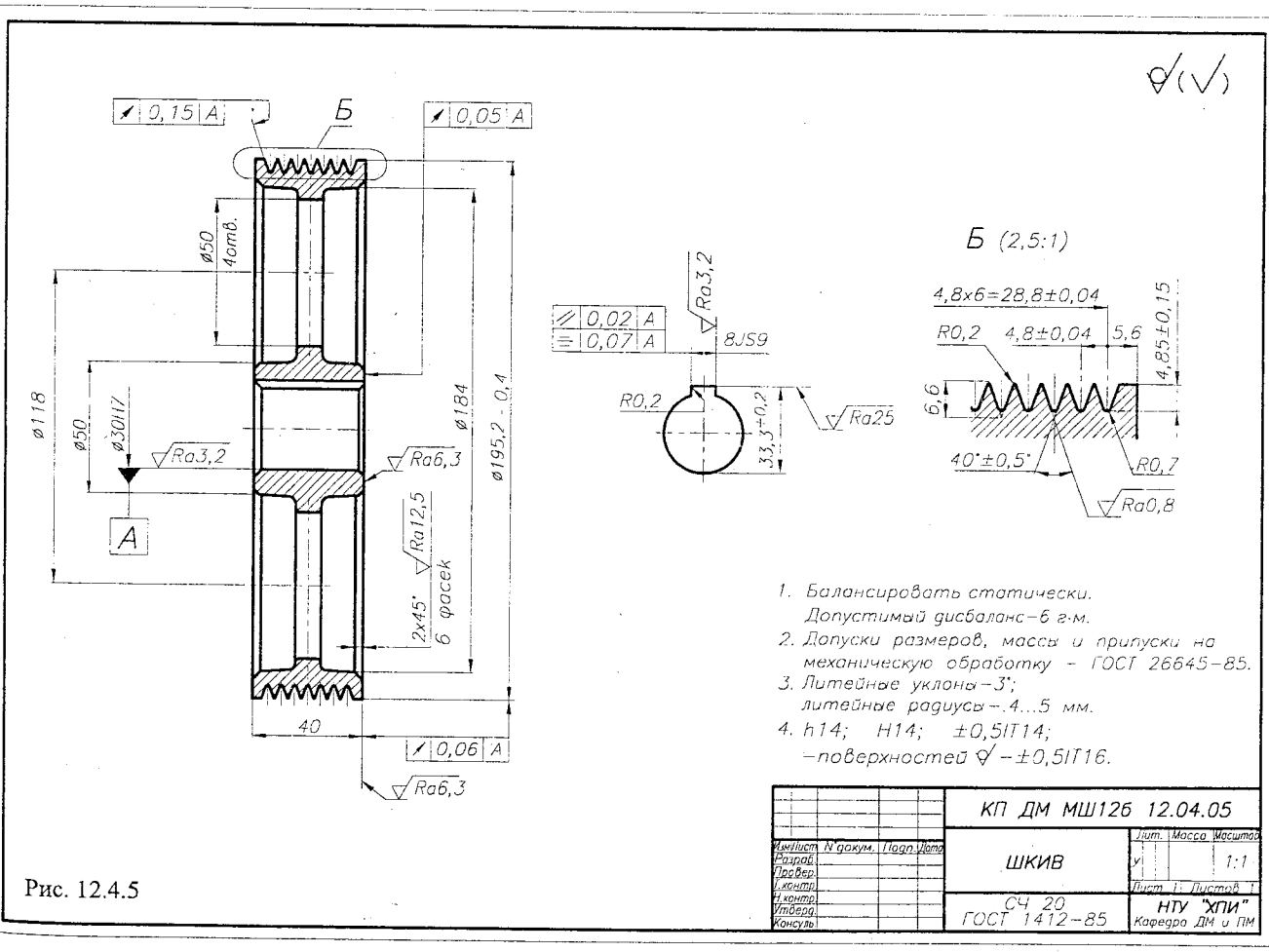


Рис. 12.4.5

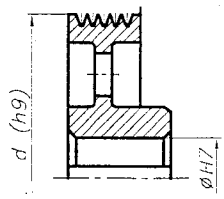
Табл. 12.4.3. Конструкция шкива и размеры профиля канавок для шкивов поликлиновых передач (рис. 12.4.3)

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 двух соседних канавок.

** Суммарное допускаемое отклонение для девяти канавок $t(z\text{-}1)$ $(z = 10)$.

Для ремней с числом ребер $z < 10$ суммарное допускаемое отклонение пропорционально уменьшается.



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

Рис. 12.4.4. Допуски и посадки шкивов поликлиновых передач

12.5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ

12.5.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ

Ременные передачи с зубчатым ремнем представляют отдельный вид ременных передач, в которых ремни связаны со шкивом не силой трения, а зубьями. Это требует меньшей величины предварительного натяжения ремня, обеспечивает постоянство передаточного числа, достигающего величины $u = 30$.

Обычно ремни выполняют с трапецеидальной формой зуба, хотя известны и другие формы зубьев (например, круглая).

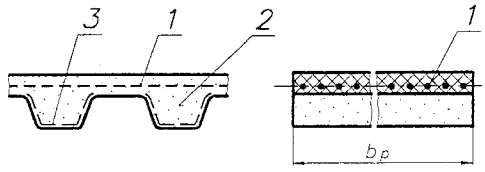


Рис. 12.5.1. Конструкция зубчатых ремней с трапецеидальной формой зуба:
1 - кордшнуры (стекловолокно, сталь, полиамид);
2 - зуб ремня, заполненный резиной или наполнителем;
3 - оберточный прорезиненный материал

12.5.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

[26, 40, 51]

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

(параметр необязательный - выбирается из компоновки привода).

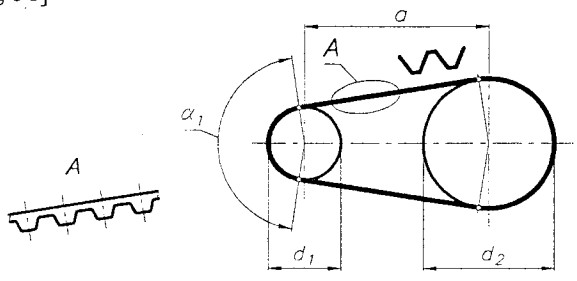


Рис. 12.5.2. Схема и основные размеры ременной передачи с зубчатым ремнем

ОПРЕДЕЛЯЮТ (рис. 12.5.2):

1. Модуль ремня с трапецеидальными зубьями, мм
   $m = f(P_{1p}, n_1)$, (рис. 12.5.4),
   где $P_{1p} = P_1 c_p$ - расчетная передаваемая мощность, кВт;
   c_p - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 12.2.8).
2. Для ремней, в которых определяющим параметром является шаг, мм, последний определяют по зависимости $t_p = \pi m$
   и округляют до номальных значений (табл. 12.5.1).
3. Размеры ремня (рис. 12.5.3, табл. 12.5.1).

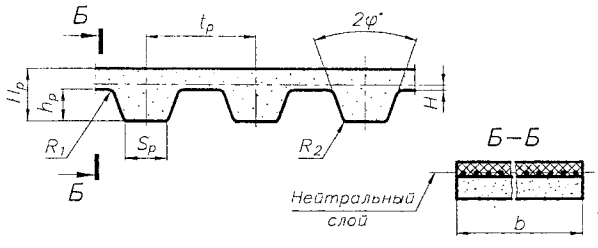


Рис. 12.5.3. Параметры зубчатого ремня с трапецеидальными зубьями

4. Минимальное число зубьев ведущего шкива, шт.,
$z_1 = t(n_1, m)$ (табл. 12.5.2).
5. Число зубьев ведомого шкива, шт.,
$z_2 = z_1 u$, 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. 12.5.1).
9. Число зубьев ремня z_p, шт.,
- для $z = z_1 = z_2$ $z_p = 2a'/t_p + z$;
- для $z_2 > z_1$ $z_p = a'/t_p + 0{,}5(z_1 + z_2) + f_1 t_p / a'$,
где $f_1 = (z_2 - z_1)^2 / (4\pi^2)$,
z_p - целое число (табл. 12.5.3).
10. Межосевое расстояние передачи при выбранном z_p, мм:
- для $z = z_1 = z_2$ $a = 0{,}5 (z_p - z) t_p$;
- для $z_2 > z_1$ $a = [2 z_p - (z_2 + z_1)] f_2 t_p$,
где f_2 - коэффициент (табл. 12.5.4).
11. Скорость ремня, м/с, $\vartheta = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3)$.
12. Угол обхвата ремнем ведущего шкива, град,
$\alpha_1^0 = 180^0 - 57^0 (d_2 - d_1)/a$.
13. Число зубьев на дуге обхвата, шт.,
$z_{01} = z_1 \alpha_1^0 / 360^0$ ($z_0 = 3...15$).
14. Ширину 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. 12.2.8);
P_t - мощность, передаваемая одним зубом ремня шириной 1 мм в стандартном режиме, кВт/мм (рис. 12.5.5).
Учет числа зубьев на дуге обхвата при $z_{01} \leqslant 6$ производят следующим образом: если z_{01} принимает значения 6, 5, 4, 3, 2, то величину b_p умножают на 1,0; 1,25; 1,66; 2,5 и 5,0 соответственно. Полученную величину b_p округляют до ближайшего большего значения (табл. 12.5.3).
15. Силу, нагружающую валы передачи, Н
$F = (1{,}10...1{,}15) F_t$,
где $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$ - окружное усилие, Н.

Табл. 12.5.1. 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	$2\varphi^\circ$
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°

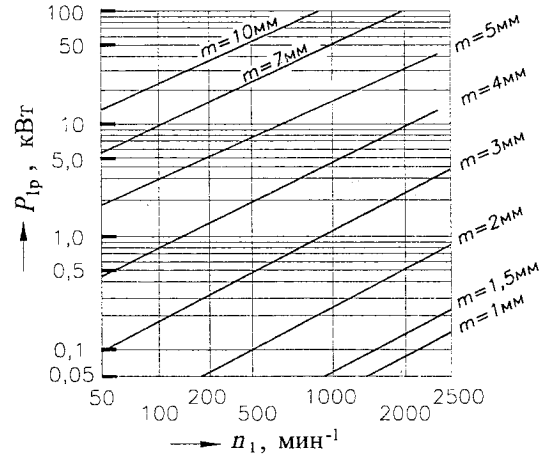


Рис. 12.5.4. Диаграмма для выбора модуля зубьев зубчатого ремня

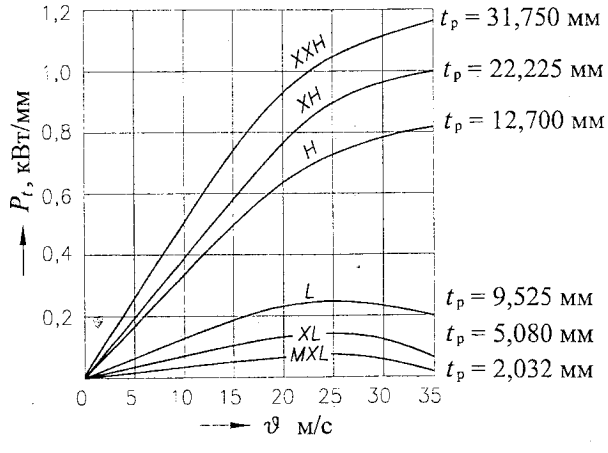


Рис. 12.5.5. Мощность, передаваемая одним зубом ремня шириной 1 мм в стандартном режиме

Табл. 12.5.2. 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. 12.5.3. Стандартные ширины b_p и длины зубчатых ремней, выраженные в числе зубьев z_p

Типоразмер ремня	Ширина ремня b_p, мм	Длины ремней, выраженные в числе зубьев z_p
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

Табл. 12.5.4. 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

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать зубчатую ременную передачу при следующих исходных данных:*

$P_1 = 4{,}0$ кВт; $n_1 = 1435$ мин$^{-1}$; $T_1 = 26{,}62$ Н·м;

$P_2 = 3{,}84$ кВт; $n_2 = 717{,}5$ мин$^{-1}$; $T_2 = 51{,}11$ Н·м; $u = 2{,}0$.

Условия работы и размещение передачи:

- передача работает от асинхронного электродвигателя в три смены,
- режим работы - средний.

РЕШЕНИЕ:

1. По величине расчетной мощности

$P_{1р} = P_1 c_р = 4{,}0 \cdot 1{,}5 = 6{,}0$ кВт при $n_1 = 1435$ мин$^{-1}$

принимаем ремень с модулем $m = 4$ (3) мм (рис. 12.5.4),

где $c_р = 1{,}5$ - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (трехсменная работа, электродвигатель - I, режим работы средний (табл. 12.2.8)).

2. Шаг принятого ремня $t_р = \pi m = \pi 4$ (3) = 12,56 (9,42) мм, чему соотвествует ремень H (L) ($t_р$=12,700 (9,525) мм).

3. Размеры и параметры ремня (табл. 12.5.1, рис. 12.5.3).

4. Минимальное число зубьев ведущего шкива

$z_1 = f(n_1, m) = 16$ (14) шт. (табл. 12.5.2).

5. Число зубьев ведомого шкива

$z_2 = z_1 u = 16$ (14)$\cdot 2 = 32$ (28) шт.

6. Действительное передаточное отношение

$u_д = z_2 / z_1 = 32(28)/16(14) = 2{,}00$.

7. Диаметры шкивов:

$d_1 = z_1 m = 16(14) \cdot 4(3) = 64$ (42) мм;

$d_2 = z_2 m = 32(28) \cdot 4(3) = 128$ (84) мм.

8. Минимальное межосевое расстояние

$a'_{min} = 0{,}55 (d_1 + d_2) + H_р =$

$= 0{,}55[64(42)+128(84)]+5(4) = 111(74)$ мм,

$H_р = 5(4)$ мм.

9. Число зубьев ремня

$z_р = a'/t_р - 0{,}5(z_1+z_2) + f_1 t_р/a'$,

$= 111/12{,}57 + 0{,}5(16+32) + 6{,}48 \cdot 12{,}56/111 = 33{,}6$ шт.;

$(= 74/9{,}42 + 0{,}5(14+28) + 4{,}97 \cdot 9{,}42/74 = 29{,}5$ шт.),

где $f_1 = (z_2 - z_1)^2/(4\pi^2) =$

$= [32(28)-16(14)]^2/(4\pi^2) = 6{,}48(4{,}97)$.

$z_р = 48(36)$ шт. - целое число (табл. 12.5.3).

10. Межосевое расстояние передачи при выбранном $z_р$

$a = [2 z_р - (z_2+z_1)] f_2 t_р =$

$= \{2 \cdot 48(36) - [32(28)+16(14)]\} 0{,}24421(0{,}23830) 12{,}57(9{,}42) =$

$= 147{,}3(130{,}2)$ мм,

где f_2 - коэффициент (табл. 12.5.4);

$(z_р - z_1)/(z_2 - z_1) =$

$= \{[48(36)-16(14)]/[32(28)-16(14)]\} = 2{,}00(1{,}57)$.

Для $(z_р - z_1)/(z_2 - z_1) = 2{,}00$ $f_2 = 0{,}24421$.

Для $(z_р - z_1)/(z_2 - z_1) = 1{,}57$ $f_2 = 0{,}23830$.

11. Скорость ремня

$\vartheta = \pi d_1 n_1/(60 \cdot 10^3) = \pi 64(42) 1435/(60 \cdot 10^3) = 4{,}8(3{,}2)$ м/с.

12. Угол обхвата ремнем ведущего шкива

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

$= 180 - 57 [128(84) - 64(42)]/147{,}3(130{,}2) = 155°(161{,}6°)$.

13. Число зубьев на дуге обхвата

$z_{01} = z_1 \alpha_1^\circ/360 = 16(14) 155(161)/360° = 6{,}9(6{,}3)$ шт.

$z_0 = 3...15$ шт.

14. Ширина ремня $b_р = P_1 c_р / (P_t z_{01}) =$

$= 4{,}0\ 1{,}5/[0{,}15(0{,}07) 6{,}9(6{,}3)] = 5{,}8(13{,}6)$ мм.

Принимаем $b_р = 20$ (16) мм.

Из двух рассчитанных вариатов принимаем передачу с модулем ремня $m = 3$ мм.

15. Сила, нагружающая валы передачи,

$F = (1{,}10...1{,}15) 2 \cdot 10^3 T_1/d_1 =$

$= (1{,}10...1{,}15) 2 \cdot 10^3 26{,}62/64(42) = 900$ (1400) Н.

12.5.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ [26, 51]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Диаметр шкива d, мм.

Число зубьев z, шт.

Модуль ремня m, мм.

Ширина ремня b, мм.

Диаметр вала $d_{вал}$, мм.

Скорость ремня ϑ, м/с.

ВЫБИРАЮТ:

1. МАТЕРИАЛЫ ШКИВОВ (12.2.3 п. 1).
2. СТУПИЦЫ ШКИВОВ (ЗВЕЗДОЧЕК) (3.3.5.2.5, рис. 3.3.14).
3. КОНСТРУКЦИЮ И РАЗМЕРЫ ШКИВОВ

3.1. Конструкция шкива $= f(d)$ (табл. 12.4.3).

3.2. Размеры профиля межзубой впадины (табл. 12.5.6, рис. 12.5.6).

3.4. Делительный диаметр зубьев (по оси кордшнура), мм, $d = mz$.

3.5. Диаметр вершин зубьев шкива, мм, $d_a = d - 2H + k$,

где k - поправка на диаметр вершин зубьев для более равномерного нагружения зубьев (табл. 12.5.5).

3.6. Диаметр впадин зубьев шкива, мм, $d_f = d_a - 2h_ш$.

3.7. Шаг по диаметру вершин зубьев, мм, $t_ш = \pi d_a / z$.

3.8. Ширина обода шкива, мм, $B_ш = b_р + m$.

3.9. Толщина обода шкива, мм, $\delta_ш = (1{,}5m+2) \geq 6$мм.

3.10. Для предотвращения соскальзывания ремня один из шкивов (обычно меньший) выполняется с ребордами. Высота реборд a, мм

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

3.11. Другие размеры и параметры шкивов (12.2.3 п. 2, п. 3а, п 3б).

4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

4.1. Посадочное отверстие ступицы (3.3.5.2.5, рис. 3.3.14).

5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

5.1. Межзубой впадины (рис. 12.5.7).

5.2. Других поверхностей шкива (12.2.3 п. 5).

6. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ (12.3.3 п. 6).
7. БАЛАНСИРОВКУ ШКИВОВ (12.2.3 п. 7).

Табл. 12.5.5. 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

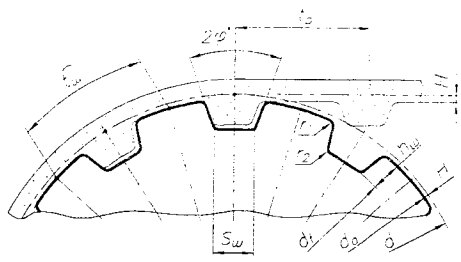


Рис. 12.5.6. Размеры профиля межзубой впадины

Табл. 12.5.6. Размеры профиля межзубой впадины шкивов зубчато-ременных передач ТУ 38-05114-76

m, мм	t, мм	Размеры профиля межзубой впадины, мм					
		S	h	H	r_1	r_2	2φ, град
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°

Табл. 12.5.7. Допуски формы и расположения межзубой впадины, мкм

Параметр	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

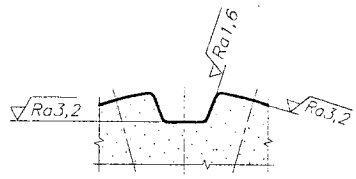
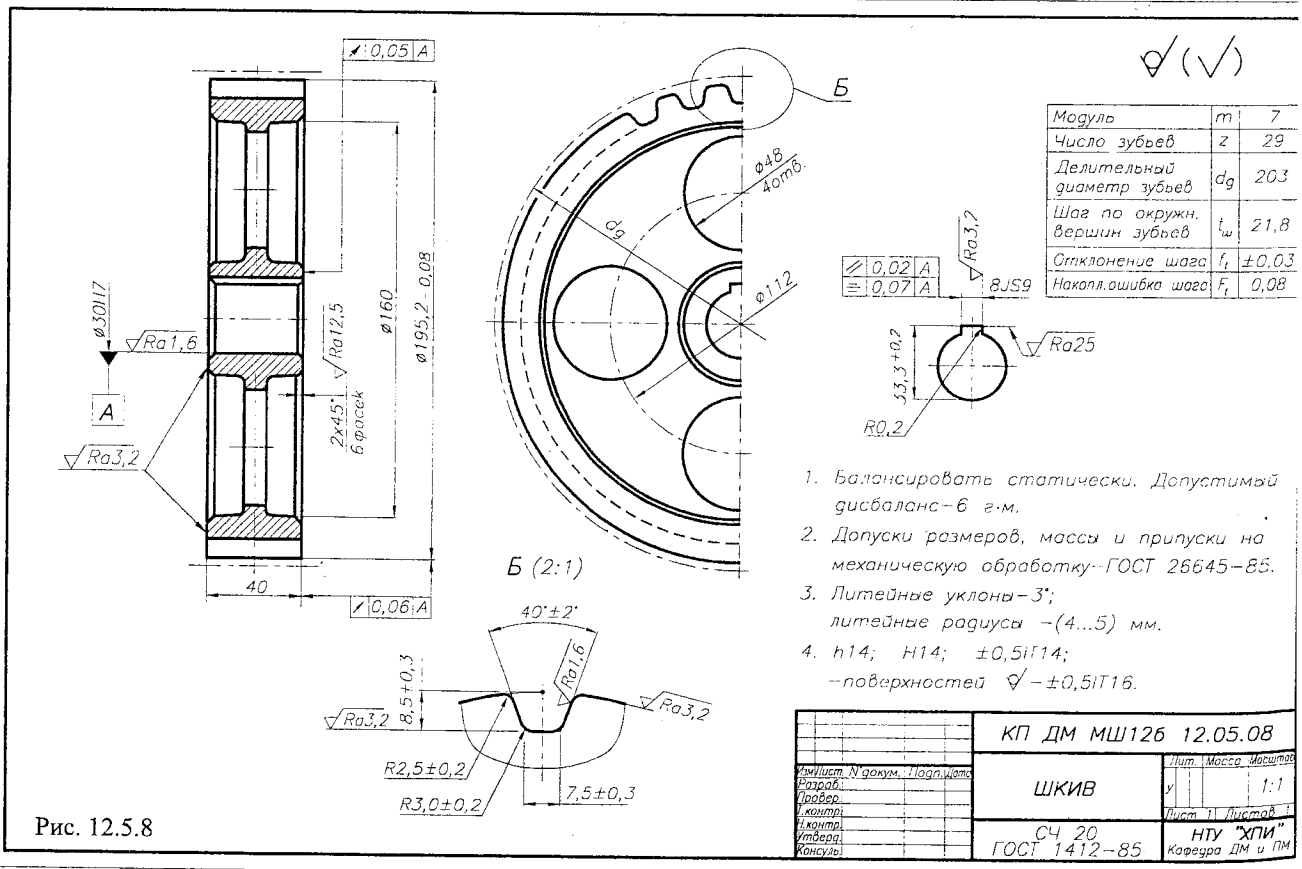


Рис. 12.5.7. Шероховатость поверхностей межзубой впадины

12.5.4. ПРИМЕР ЧЕРТЕЖА ШКИВА



Модуль	m	7
Число зубьев	z	29
Делительный диаметр зубьев	d_g	203
Шаг по окружн. вершин зубьев	t_w	21,8
Отклонение шага	f_t	±0,03
Накопл.ошибка шага	F_t	0,08

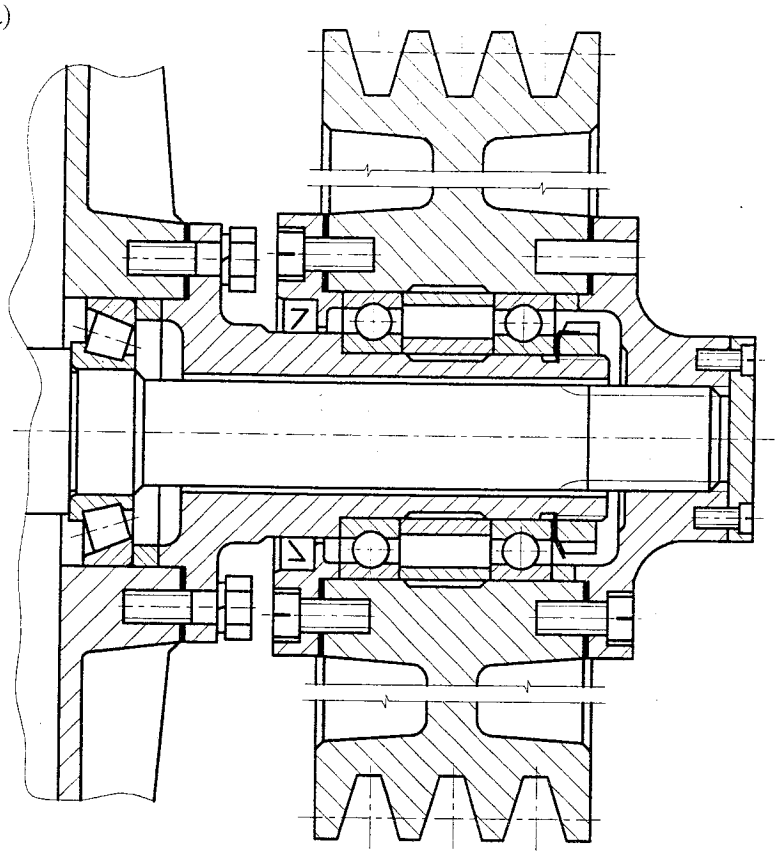
1. Балансировать статически. Допустимый дисбаланс – 6 г·м.
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку – ГОСТ 26645–85.
3. Литейные уклоны – 3°; литейные радиусы – (4...5) мм.
4. h14; H14; ±0,5IT14; – поверхностей ∨ – ±0,5IT16.

	КП ДМ МШ126 12.05.08		
Разраб.	ШКИВ	Лит.	Масса	Масштаб
Пров.		у		1:1
Т.контр.		Лист 1	Листов 1
Н.контр.			
Утверд.	СЧ 20 ГОСТ 1412–85	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	
Консульт.			

Рис. 12.5.8

12.6. СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ШКИВОВ

а)



б)

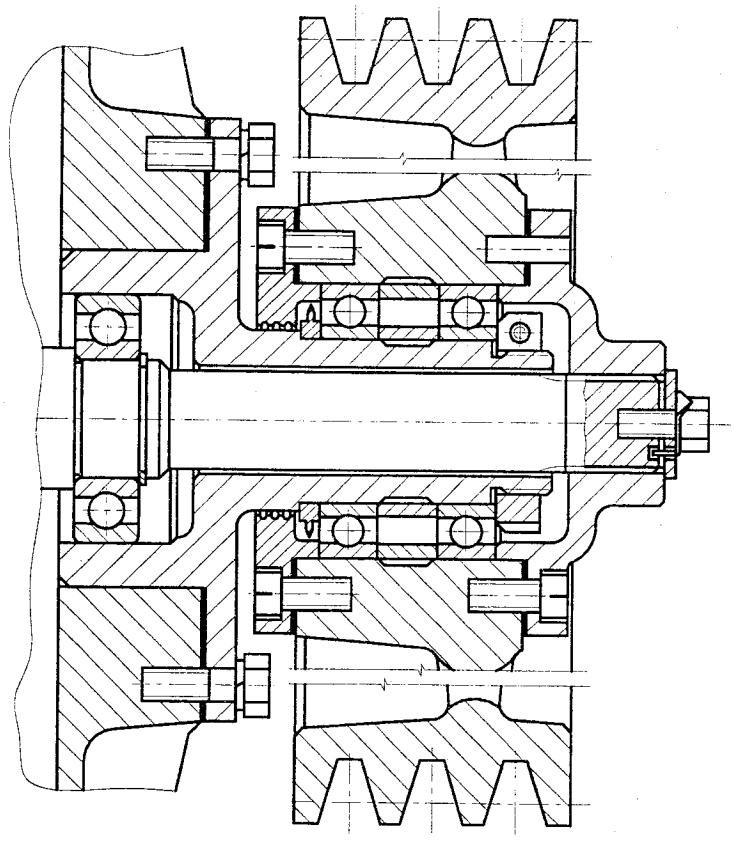


Рис. 12.6.1. Конструкция шкива, разгружающая вал от напряжений изгиба

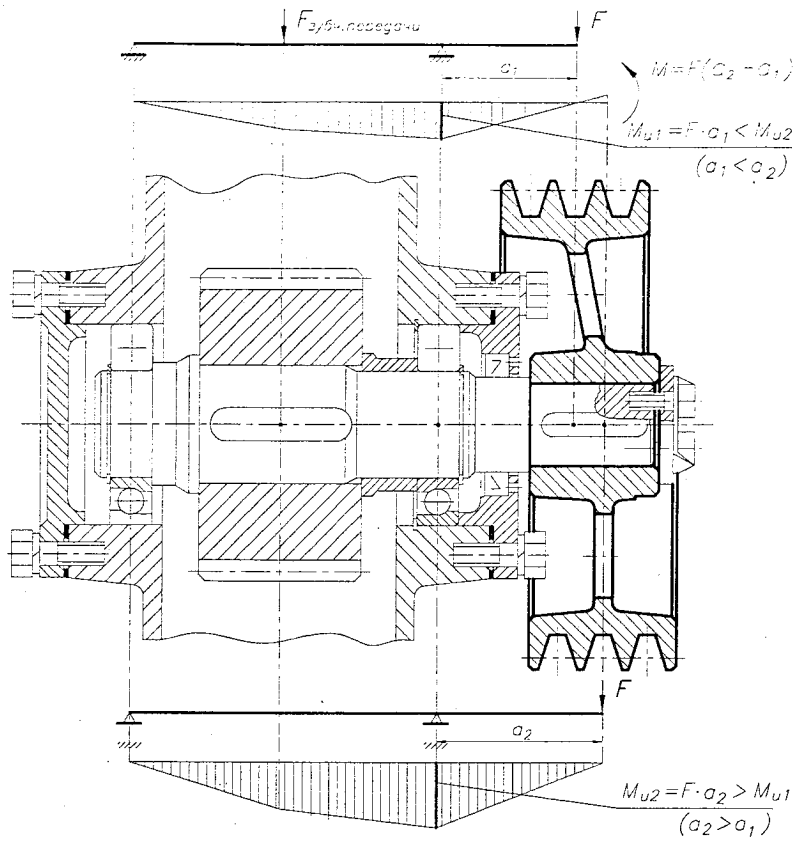


Рис. 12.6.2. Конструкция шкива, уменьшающая изгибающий момент в сечении вала на опоре

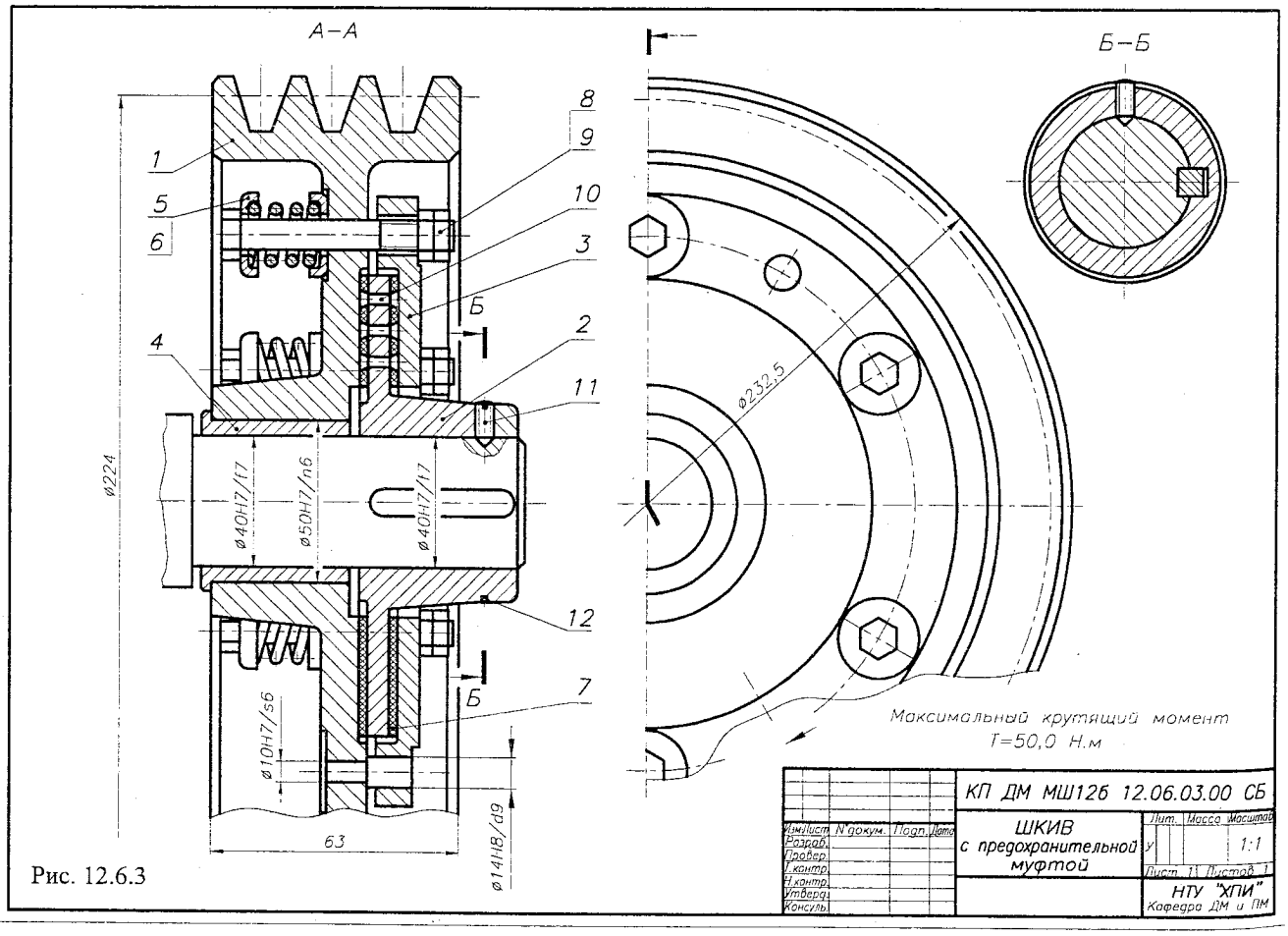
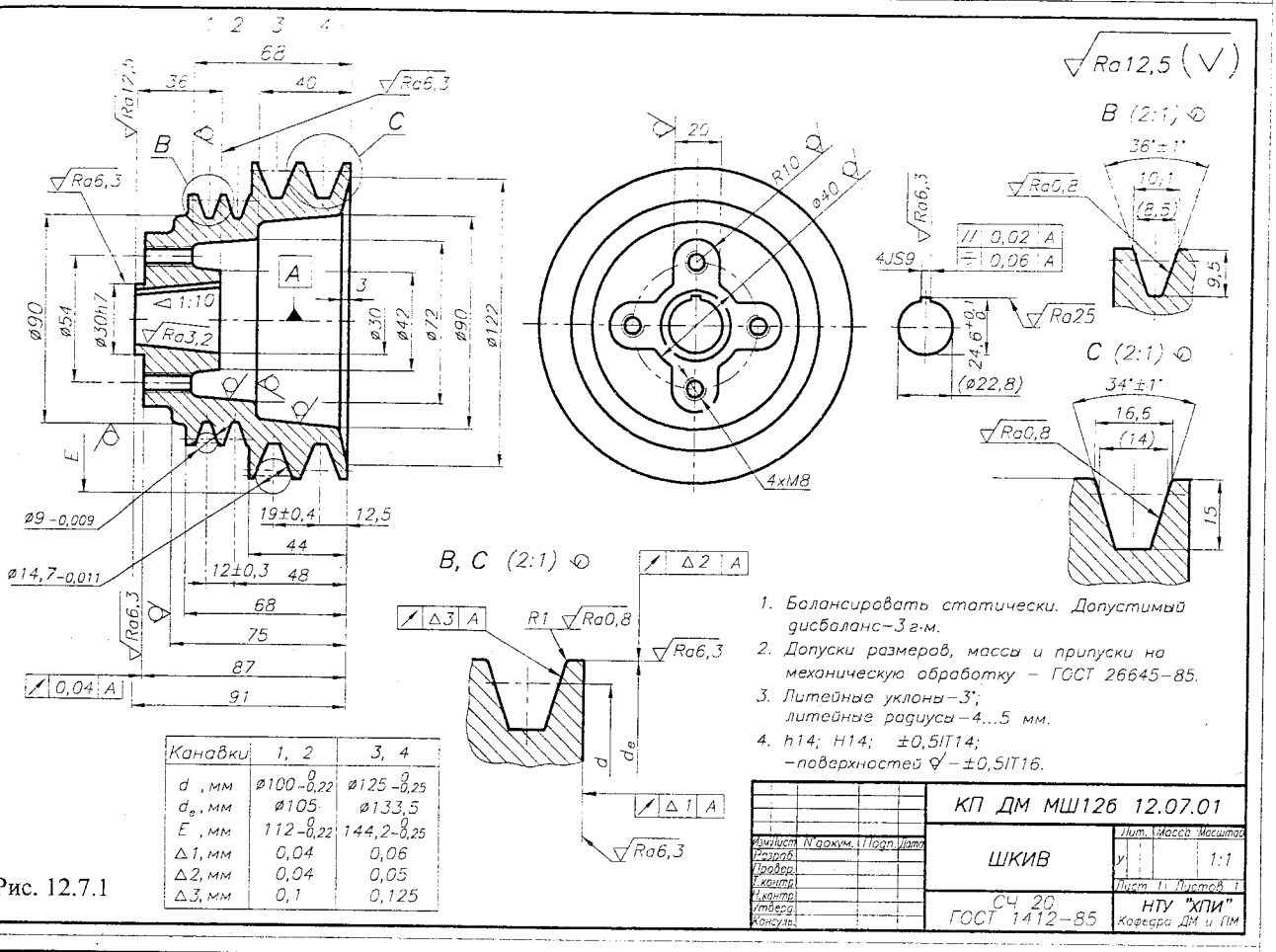


Рис. 12.6.3

12.7. ПРИМЕРЫ ЧЕРТЕЖЕЙ ШКИВОВ

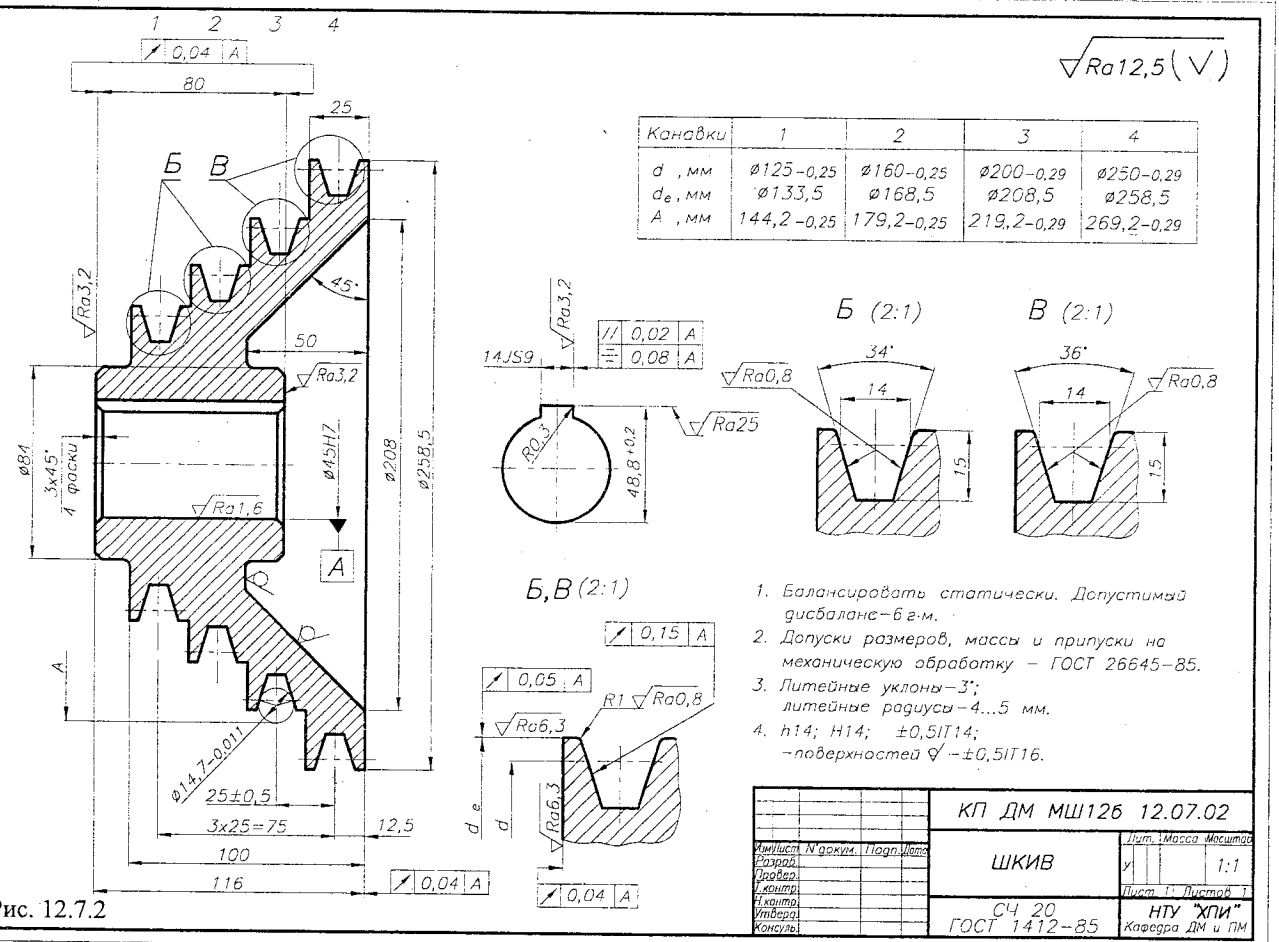


Канавки	1, 2	3, 4
d , мм	ø100 -0,22	ø125 -0,25
d_e, мм	ø105	ø133,5
E , мм	112 -0,22	144,2 -0,25
△1, мм	0,04	0,06
△2, мм	0,04	0,05
△3, мм	0,1	0,125

1. Балансировать статически. Допустимый дисбаланс – 3 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.

	КП ДМ МШ12б 12.07.01		
Изм Лист N докум. Подп. Дата	ШКИВ	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		У		1:1
Провер.		Лист 1	Листов 1	
Т.контр.				
Н.контр.	СЧ 20 ГОСТ 1412–85	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.				
Консульт.				

Рис. 12.7.1

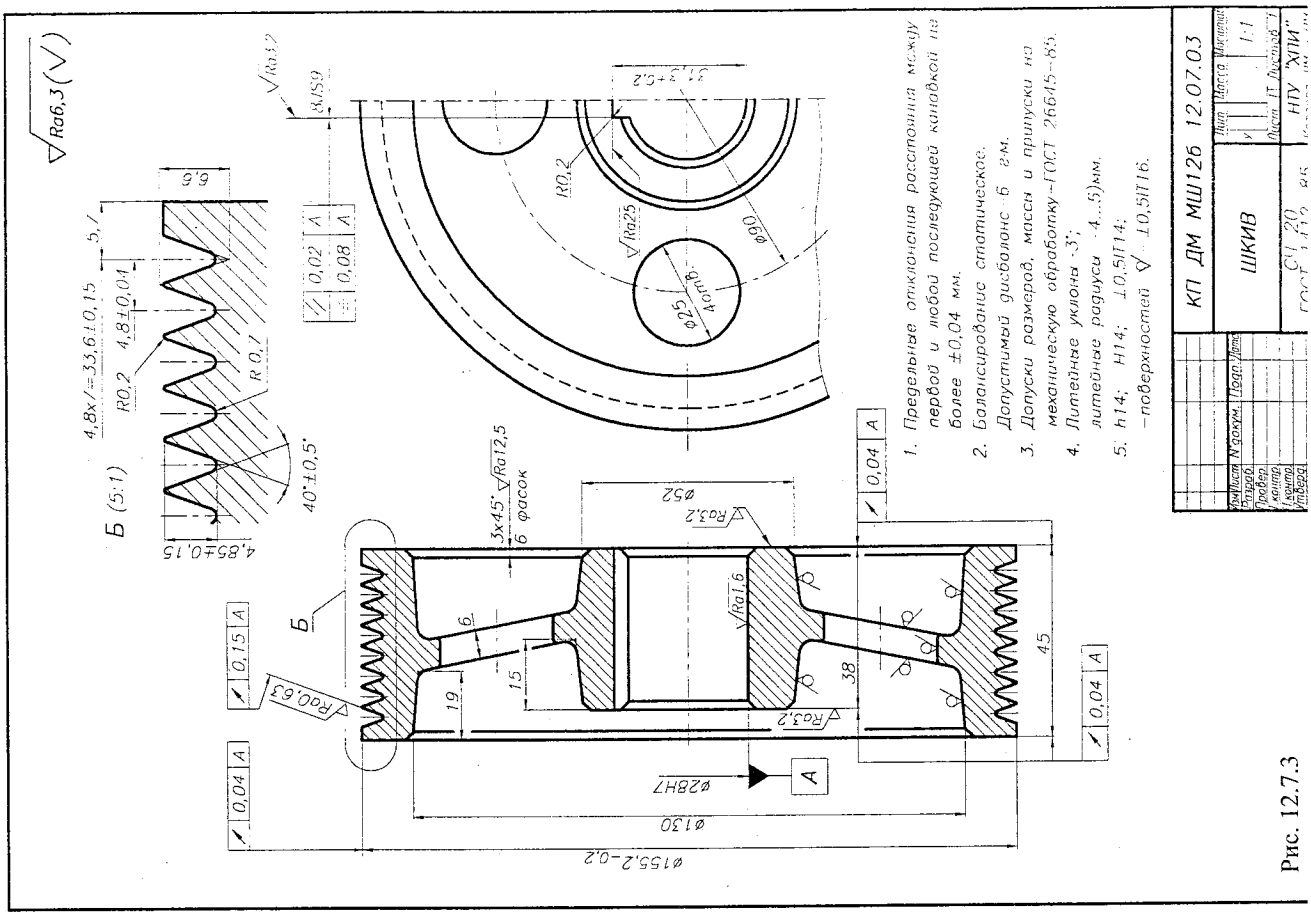


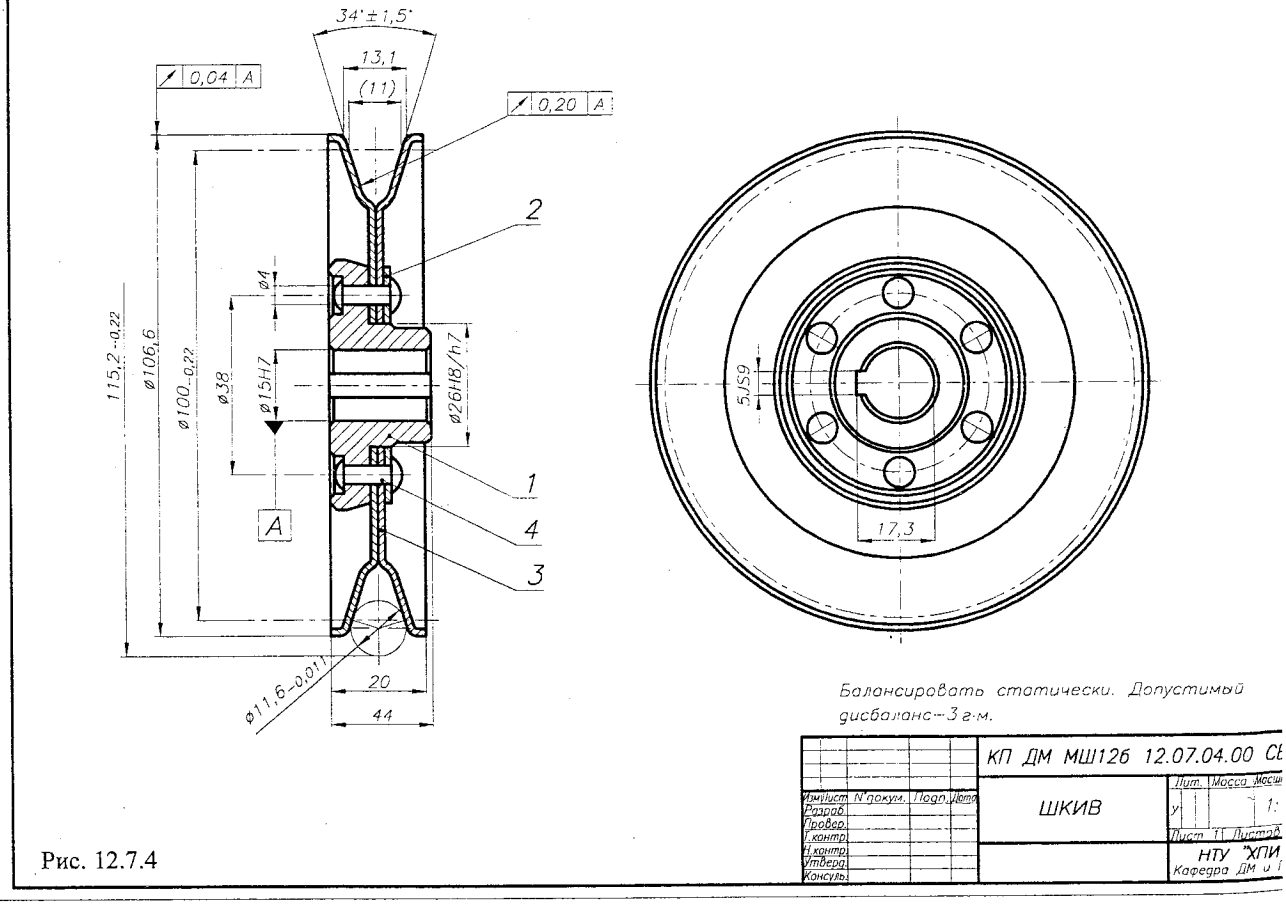
Канавки	1	2	3	4
d , мм	ø125 -0,25	ø160 -0,25	ø200 -0,29	ø250 -0,29
d_e, мм	ø133,5	ø168,5	ø208,5	ø258,5
A , мм	144,2 -0,25	179,2 -0,25	219,2 -0,29	269,2 -0,29

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.

	КП ДМ МШ12б 12.07.02		
Изм Лист N докум. Подп. Дата	ШКИВ	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		У		1:1
Провер.		Лист 1	Листов 1	
Т.контр.				
Н.контр.	СЧ 20 ГОСТ 1412–85	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.				
Консульт.				

Рис. 12.7.2


Ra6,3
Ra3,2
Ra0,8
Ra25
Ra12,5
Ra1,6
Ra0,63
R0,2
R0,1
4,8±0,04
4,8х/=33,6±0,15
4,85±0,15
40°±0,5°
Б (5:1)
3х45°
6 фасок
ø52
ø28H7
ø130
ø155,2-0,2
0,02 А
0,08 А
0,04 А
0,15 А
1. Предельные отклонения расстояния между первой и любой последующей канавкой не более ±0,04 мм.
2. Балансирование статическое. Допустимый дисбаланс 6 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 ▽ 10,5IT16.
КП ДМ МШ126 12.07.03
ШКИВ
НТУ "ХПИ"
Рис. 12.7.3


34°±1,5°
13,1
(11)
0,04 А
0,20 А
2
ø4
ø15H7
ø38
ø26H8/h7
115,2-0,22
ø106,6
ø100-0,22
1
4
3
A
ø11,6-0,01
20
44
5,59
17,3
Балансировать статически. Допустимый дисбаланс-3 г·м.
КП ДМ МШ126 12.07.04.00 СБ
ШКИВ
НТУ "ХПИ"
Кафедра ДМ и Р
Рис. 12.7.4

12.8. НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

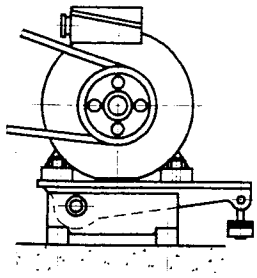


Рис. 12.8.1. Натяжное устройство постоянного действия

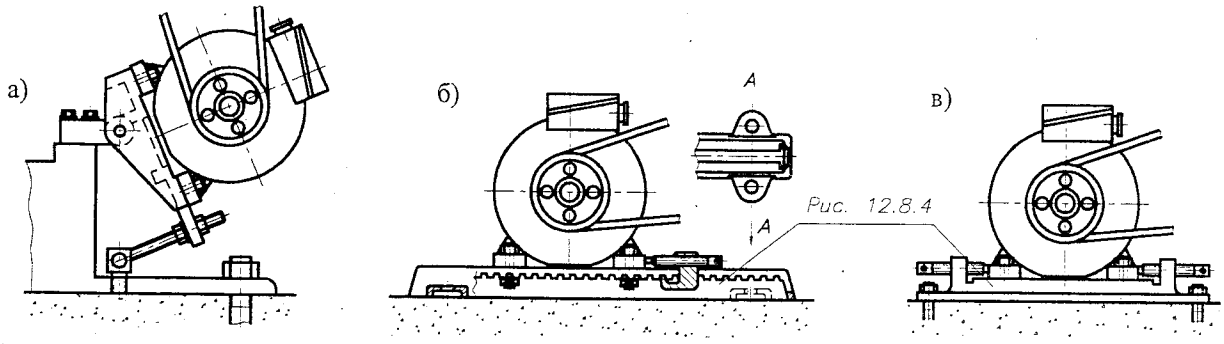


Рис. 12.8.4

Рис. 12.8.2. Натяжное устройство периодического действия

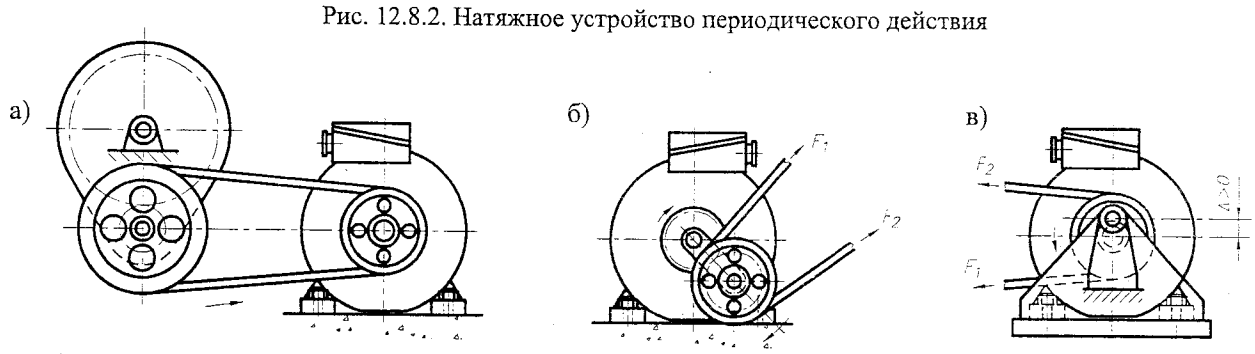


Рис. 12.8.3. Автоматическое натяжное устройство

Для компенсации вытяжки ремней в процессе эксплуатации, компенсации отклонений номинальной длины бесконечного типа ремней, а также легкости надевания новых ремней при конструировании ременных передач предусматривают натяжные устройства.

По способам натяжения ремней натяжные устройства делят на:

- устройства постоянного действия, где натяжение создается весом узла, грузом или пружиной (рис. 12.8.1);
- устройства периодического действия, где натяжение создается винтом (рис. 12.8.2);
- устройства, автоматически устанавливающие величину натяжения ремней в зависимости от передаваемого момента.

Устройства постоянного действия, поддерживая заданный уровень натяжения ременей, не меняют натяжение при изменении передаваемого момента. Поэтому уровень натяжения устанавливают по максимальному передаваемому моменту, что приводит к перетяжке ремней при уменьшении передаваемого момента.

В устройствах периодического действия натяжение ремней создается винтом, что создает возможность периодического регулирования натяжения.

Недостатки такие же, как для устройств постоянного действия.

Наиболее совершенными, в тоже время наиболее сложными, являются натяжные устройства, в которых натяжение ремней автоматически изменяетя при изменении передаваемого момента.

В автоматических устройствах натяжение ремней осуществляется:

- реактивным моментом на корпусе редуктора (рис. 12.8.3, *а*);
- окружной силой на шестерне (рис. 12.8.3, *б*);
- реактивным моментом на корпусе электродвигателя (рис. 12.8.3, *в*).

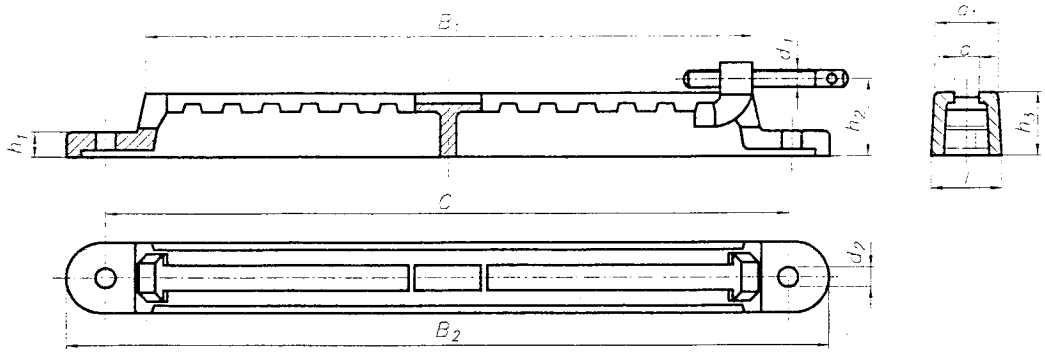


Рис. 12.8.4. Салазки для установки электродвигателя (табл. 12.8.1)

Табл. 12.8.1. Размеры салазок для установки электродвигателя (рис. 12.8.4)

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

12.9. МОНТАЖНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

1. Максимальный прогиб ветви ремня (рис. 12.9.1), 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. 12.9.1).

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$^{-1}$;
  - не более 0,5 мм для $n > 1500$ мин$^{-1}$.

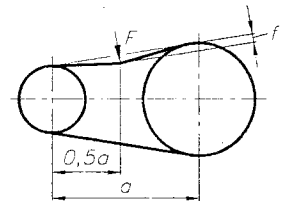


Рис. 12.9.1. Схема определения прогиба ветви ремня

Табл. 12.9.1. Величины коэффициента c

Сечение ремня	О	А	Б	В	Г	Д
c, Н	7	10	15	22	35	50

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.

12.10. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМАХ

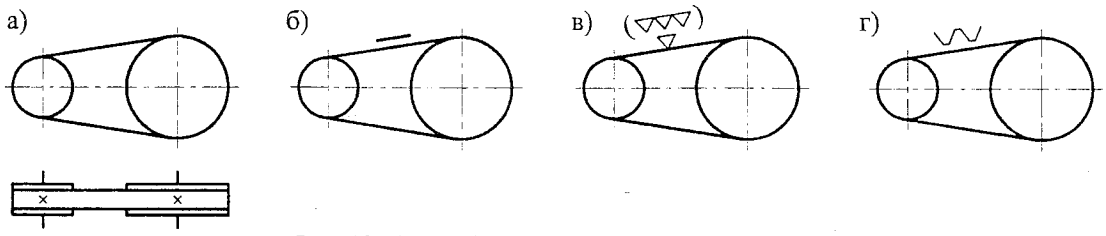


Рис. 12.10.1. Обозначение ременных передач:
а) общее без уточнения сечения ремня; б) передача плоскоременная; в) передача клиноременная (поликлиноременная); г) передача ременная с зубчатым ремнем

13. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ [7]

13.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепная передача - передача с гибким звеном, работающая по принципу зацепления.

Цепная передача в простейшем виде состоит из ведущей *1*, ведомой *2* звездочек и гибкого звена - приводной цепи *3*, которая находится в зацеплении со звездочками (рис. 13.1.1).

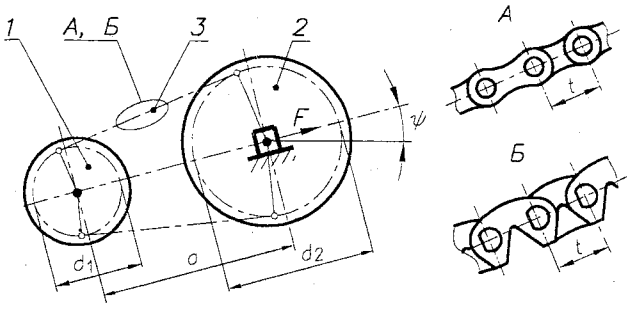


Рис. 13.1.1. Схема и основные параметры цепной передачи: *1* - звездочка ведущая; *2* - звездочка ведомая; *3* - цепь приводная (*3А* - роликовая, *3Б* - зубчатая)

Преимущества передачи:
- возможность передавать мощность на большие расстояния (до 10 м и более);
- возможность иметь в приводе несколько ведомых звездочек;
- компактность, большая тяговая способность, небольшая нагрузка на валы и опоры, постоянство передаточного числа (по сравнению с ременными передачами).

Недостатки передачи:
- сравнительно высокая стоимость цепи;
- неравномерность движения цепи и, соответственно, ведомой звездочки;
- необходимость смазки цепи;
- вытяжка цепи и, как следствие, шум, дополнительные динамические нагрузки.

Цепные передачи используют для мощностей до 100...120 кВт, с передаточным отношением до 8, при скорости цепи до 15 м/с.

Используют в качестве приводных цепей:
- цепи роликовые типа ПР (рис. 13.2.1);
- цепи втулочные типа ПВ (рис. 13.2.2);
- цепи роликовые с изогнутыми пластинами типа ПРИ (рис. 13.2.3);
- цепи зубчатые типа ПЗ (рис. 13.3.1, 13.3.2).

Критерии работоспособности и расчета передач:
- тяговая способность передачи;
- долговечность цепи, определяемая износостойкостью шарниров цепи, усталостной прочностью пластин и роликов цепи.

13.2. ПЕРЕДАЧИ С ЦЕПЯМИ ПРИВОДНЫМИ РОЛИКОВЫМИ И ВТУЛОЧНЫМИ

13.2.1. КОНСТРУКЦИЯ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ И ВТУЛОЧНЫХ ЦЕПЕЙ

1. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ ТИПА ПР

ГОСТ 13568-97

Цепи приводные роликовые типа ПР (рис. 13.2.1) выполнены из звеньев наружных пластин (наружные пластины *1* с запрессованными валиками *2*) и звеньев внутренних пластин (внутренние пластины *3* с запрессованными втулками *4*), соединенными шарнирно, что обеспечивает гибкость цепи.

На втулке *4* установлен ролик *5*, который уменьшает износ шарниров цепи и зубьев звездочек.

Концы цепей соединяют с помощью разборных переходных звеньев *6* (при парном числе звеньев цепи) или с помощью соединительных *7* или переходных двойных звеньев *8* (при непарном числе звеньев цепи). Выполняются однорядными (ПР), двух-, трех- и четырехрядными (2ПР, 3ПР, 4ПР).

Табл. 13.2.1. Размеры и параметры цепей приводных роликовых типа ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР

ГОСТ 13568-97, ISO 606-1994

Тип цепи		t	A	d_1	d_2	b_1	b	b_7	h	q	$A_{оп}$	Разрушающая сила $F_р$		
						не менее	не более					1-рядн.	2-рядн.	3-рядн. (4-рядн.)
ГОСТ	ISO	мм								кг/м	мм²	кН		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ПР-8-4,6		8,00	–	5,00	2,31	3,00	7,0	12,0	7,50	0,20	11	4,6	–	–
	05B		5,64	5,00	2,31	3,00	7,4	11,7	7,11			4,6	8,0	11,4
ПР-9,525-9,1		9,525	–	6,35	3,28	5,72	10,0	17,0	8,50	0,45	28	9,1	–	–
	06B		10,24	6,35	3,28	5,72	10,05	16,8	8,26			9,1	17,3	25,4
ПР-12,7-10-1		12,7	–	7,75	3,66	2,40	6,3	10,5	10,00	0,30	13	10,0	–	–
ПР-12,7-9			–	7,75	3,66	3,30	7,0	12,0	10,00	0,35	22	9,00	–	–
ПР-12,7-18,2-1			–	8,51	4,45	5,40	10,0	19,0	11,80	0,65	39	18,2	–	–
ПР-12,7-18,2			–	8,51	4,45	7,75	11,0	21,0	11,80	0,75	50	18,2	–	–
2ПР-12,7-31,8			13,92	8,51	4,45	7,75	11,0	35,0	11,80	1,40	100	–	31,8	–
3ПР-12,7-45,4			13,92	8,51	4,45	7,75	11,0	50,0	11,80	2,00	150	–	–	45,4

Продолж. табл. 13.2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	08A	12,7	14,38	7,95	3,96		12,8	21,7	12,07			14,1	28,2	42,3
	08B		13,92	8,51	4,45		12,4	20,9	11,81			18.2	31,8	45,4
ПР-15,875-23-1		15,875	–	10,16	5,08	6,48	11,0	20,0	14,80	0,80	51	23,0	–	–
ПР-15.875-23			–	10.16	5,08	9.65	13.0	24.0	14,80	1.00	67	23,0	–	–
2ПР-15.875-45,4			16,59	10,16	5,08	9,65	13,0	41,0	14,80	1,90	134	–	45,4	–
3ПР-15.875-68,1			16,59	10,16	5,08	9.65	13,0	57,0	14,80	2,80	201	–	–	68,1
	10A		18,11	10,16	5,08	9.53	15,0	25,9	15,09		–	22.2	44,4	66,6
	10B		16,59	10,16	5,08	9,65	13,9	23,7	14,73		–	22,7	45,4	68,1
ПР-19,05-31,8		19,05	–	11,91	5,94	12,70	18,0	33,0	18,20	1,90	105	31,8	–	–
2ПР-19,05-64			22,78	11,91	5,96	12,70	18,0	53,4	18,08	2,90	210	–	64,0	–
3ПР-19,05-96			22,78	11,91	5,96	12,70	18,0	76,2	18,08	4,30	315	–	–	96,0
4ПР-19,05-128			22,78	11,91	5,94	12,70	18,0	101,9	18,08	5,75	420	–	–	128
	12A		22,78	11,91	5,94	12,70	18,1	31,5	18,08		–	31,8	63,6	95,4
	12B		19,46	12,07	5,72	11,68	16,0	27,3	16,13		–	29,5	59,0	88,5
ПР-25,4-60		25,4	–	15,88	7,92	15,88	22,0	39,0	24,20	2,6	179	60,0	–	–
2ПР-25,4-114			29,29	15,88	7,92	15,88	22,0	68,0	24,20	5,0	358	–	114	–
3ПР-25,4-171			29,29	15,88	7,92	15,88	22,0	98,0	24,20	7,5	537	–	–	171
4ПР-25,4-228			29,29	15,88	7,92	15,88	22,0	129,9	24,20	10,9	716	–	–	228
	16A		29,29	15,88	7,92	15,88	22,15	38,9	24,13		–	56,7	113	170
	16B		31,88	15,88	8,28	17,02	23,45	41,5	21,08		–	58,0	110	165
	16BX		–	15,88	8,28	12,70	21,30	37,2	21,08		–	65,0	–	–
ПР-31,75-89		31,75	–	19,05	9,53	19,05	24,00	46,0	30,20	3,8	262	89,0	–	–
2ПР-31,75-177			35,76	19,05	9,53	19,05	24,00	82,0	30,20	7,3	524	–	177	–
3ПР-31,75-265,5			35,76	19,05	9,53	19,05	24,00	120,0	30,20	11,0	786	–	–	265,5
4ПР-31,75-355			35,76	19,05	9,53	19,05	24,00	157,5	30,20	14,7	1048	–	–	355
	20A		35,76	19,05	9,53	19,05	26,65	47,2	30,18			88,5	177	265
	20B		36,45	19,05	10,19	19,56	27,70	49,3	26,42			95.0	180	270
ПР-38,1-127		38,1	–	22,23	11,10	25,40	30,00	58,0	36,20	5,5	394	127	–	–
2ПР-38,1-254			45,44	22,23	11,10	25,40	30,00	104,0	36,20	11,0	788	–	254	–
3ПР-38,1-381			45,44	22,23	11,10	25,40	30,00	150,0	36,20	16,5	1182	–	–	384
4ПР-38,1-508			45,44	22,23	11,10	25,40	30,00	197,1	36,20	22,0	1576	–	–	508
	24A		45,44	22,23	11,10	25,40	32,00	57,4	36,20			127	254	381
	24B		48,36	25,40	14,63	25,40	33,30	60,0	33,40			170	324	485
ПР-44,45-172,4		44,45	–	25,40	12,70	25,40	34,00	62,0	42,40	7,5	472	172,4	–	–
2ПР-44,45-344			48,87	25,40	12,70	25,40	34,00	110,0	42,24	14,4	944	–	344,8	–
3ПР-44,45-517,2			48,87	25,40	12,70	25,40	34,00	160,0	42,24	21,7	1416	–	–	517,2
	28A		48,87	25,40	12,70	25,40	34,85	62,3	42,24			172	344,8	517,2
	28B		59,56	27,94	15,90	30,99	39,95	72,5	37,08			200	381	571
ПР-50,8-227		50,8	–	28,58	14,27	31,75	38,00	72,0	48,30	9,7	637	227	–	–
2ПР-50,8-453,6			58,55	28,58	14,27	31,75	38,00	130,0	48,30	19,1	1274	–	453,6	–
3ПР-50,8-680,4			58,55	28,58	14,27	31,75	38,00	190,0	48,30	28,3	1911	–	–	680,4
4ПР-50,8-900			58,55	28,58	14,27	31,75	38,00	252,3	48,30	38,0	2548	–	–	900
	32A		58,55	28,58	14,27	31,75	40,65	73,4	48,26			226,8	453,6	680,4
	32B		58,55	29,21	17,81	30,99	46,60	75,3	42,29			260	495	743
ПР-63,5-354		63,5	–	39,68	19,84	38,10	48,00	89,0	60,40	16,0	1089	354	–	–
	40A		71,55	39,68	19,84	38,10	50,35	90,5	60,33			353,8	707,6	1061,4
	40B		72,29	39,37	22,89	38,10	51,50	92,8	52,96			360	680	1000
	48A	76,2	87,83	47,63	23,80	47,63	57,25	106,0	72,39			510,3	1020,6	1530,9
	48B		91,21	48,26	29,24	45,72	60,05	109,6	63,88			560	1000	1600
	56B	88,9	106,60	53,98	34,32	53,34	69,00	126,3	77,85			850	1600	2350
	64B	101,6	119,89	63,50	39,40	60,96	78,45	143,9	90,17			1100	2100	3100
	72B	114,3	136,27	72,39	44,48	68,58	88,00	161,7	103,63			1400	2700	4000

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепи приводной роликовой однорядной с шагом 19,05 мм, разрушающей силой 31,8 кН:

Цепь ПР–19,05–31,8 ГОСТ 13568–97

- цепи приводной роликовой трехрядной с шагом 19,05 мм, разрушающей силой 96 кН:

Цепь 3ПР–19,05–96 ГОСТ 13568–97

- звена соединительного цепи приводной роликовой однорядной с шагом 19,05 мм, разрушающей силой 31,8 кН: *Звено С–ПР–19,05–31,8 ГОСТ 13568–97*
- звена переходного цепи приводной роликовой трехрядной с шагом 19,05 мм, разрушающей силой 96 кН: *Звено П–3ПР–19,05–96 ГОСТ 13568–97*
- звена переходного двойного цепи приводной роликовой трехрядной с шагом 19,05 м, разрушающей силой 96 кН: *Звено П2–3ПР–19,05–96 ГОСТ 13568–97*

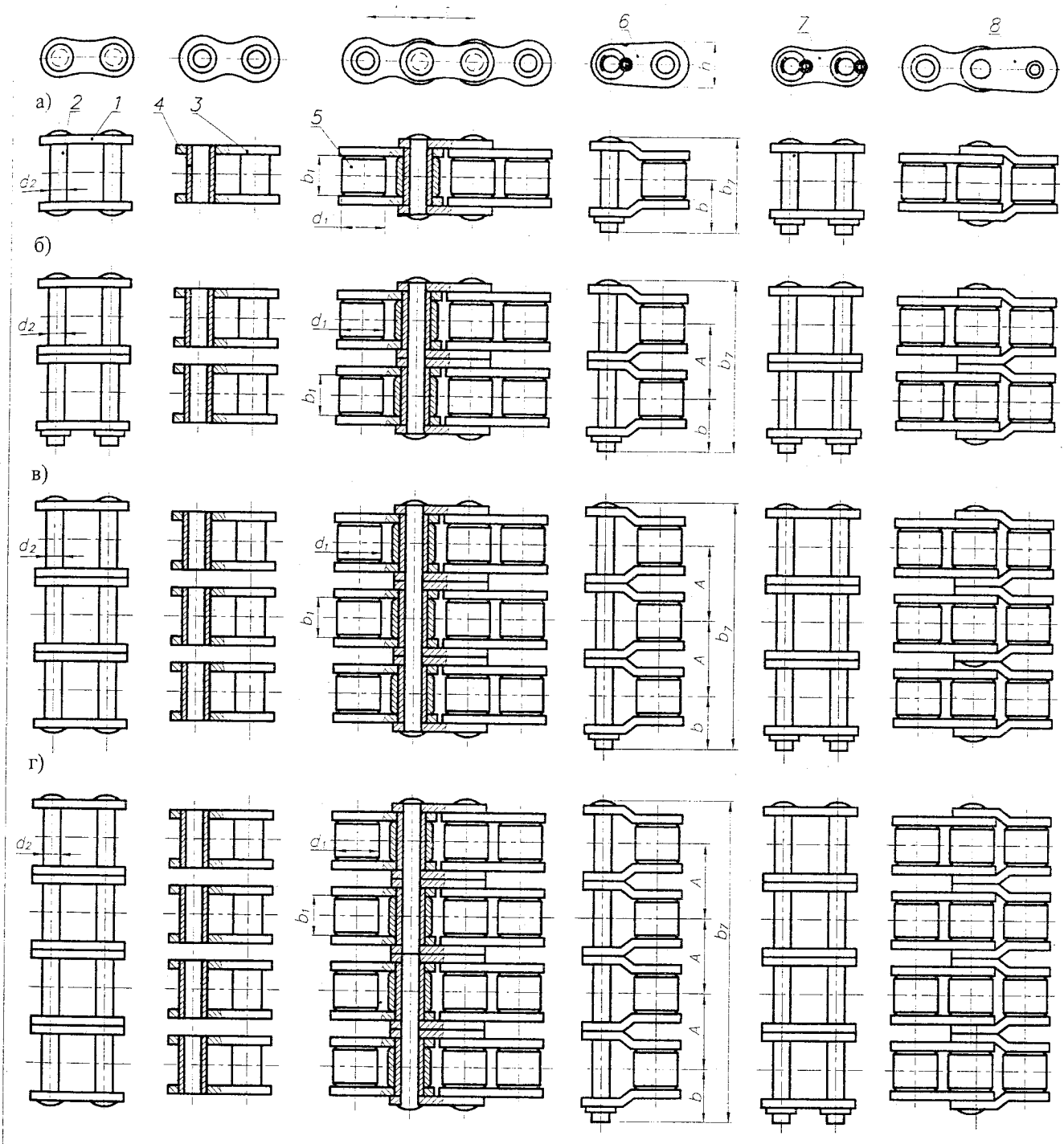


Рис. 13.2.1. Приводные роликовые цепи типа ПР:
а) - цепь однорядная (ПР); б) - цепь двухрядная (2ПР); в) - цепь трехрядная (3ПР); г) - цепь четырехрядная (4ПР);
1 - наружная пластина; 2 - валик; 3 - внутренняя пластина; 4 - втулка; 5 - ролик; 6 - звено соединительное;
7 - звено переходное; 8 - звено переходное двойное

2. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ ВТУЛОЧНЫЕ ТИПА ПВ

ГОСТ 13568-97

Цепи приводные втулочные типа ПВ (рис. 13.2.2) в отличие от цепей типа ПР не имеют роликов и, соответственно, более просты в конструктивном отношении, более дешевые и легкие. Но они характеризуются большими потерями ($\eta = 0{,}90...0{,}94$) и пониженной износостойкостью.

Цепи выполнены из звеньев наружных пластин (наружные пластины 1 с запрессованными валиками 2) и звеньев внутренних пластин (внутренние пластины с запрессованными втулками 4), которые соединены шарнирно, что обеспечивает гибкость цепи.

Концы цепей соединяются с помощью разборных переходных звеньев 5 (при парном числе звеньев цепи или с помощью соединительных 6 или переходных двойных звеньев 7 (при непарном числе звеньев цепи).

Цепи выполняются однорядными (ПВ) и двухрядными (2ПВ).

Основные размеры и параметры цепей типа ПВ представлены в табл. 13.2.2.

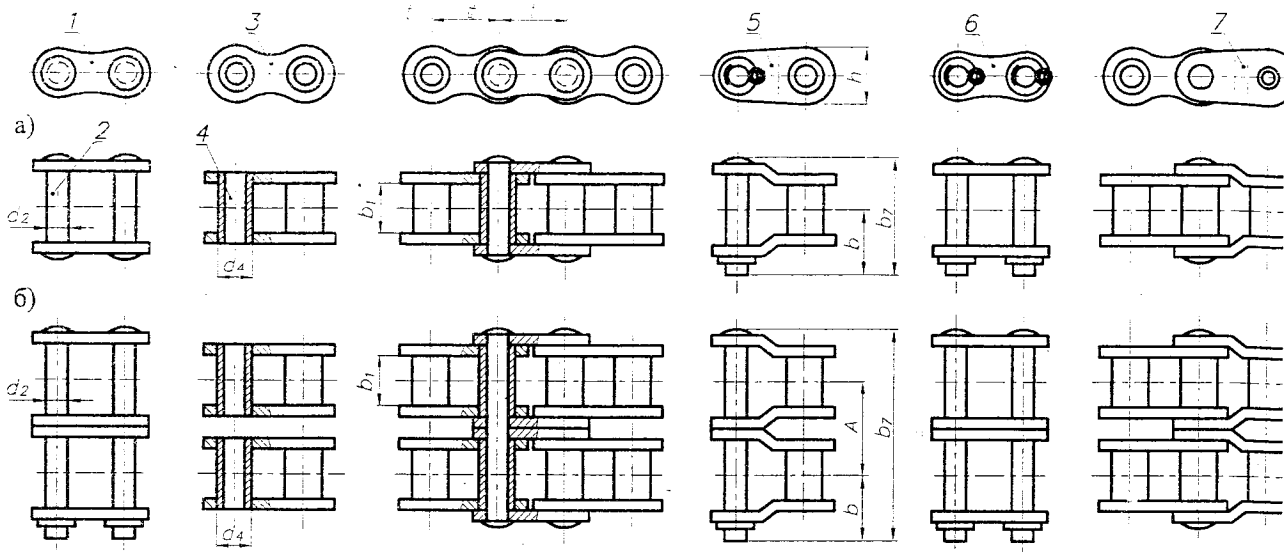


Рис. 13.2.2. Цепи приводные втулочные типа ПВ:
а) цепь однорядная (ПВ); б) цепь двухрядная (2ПВ)

Табл. 13.2.2. Размеры и параметры приводных втулочных цепей типа ПВ

ГОСТ 13568-97, ISO 1395-197

Тип цепи		t	A	d_2	d_4	b_1	b	b_7	h	q	$A_{оп}$	Разрушающая сила $F_р$		
						не менее	не более					1-рядн.	2-рядн.	3-рядн.
ГОСТ	ISO	мм								кг/м	мм^2	кН		
		Цепи с дюймовым шагом												
ПВ-9,525-11,5		9,525	–	3,59	5,00	7,60	10,0	18,5	8,80	0,50	40	11,5	–	–
ПВ-9,525-13,0		9,525	–	4,45	6,00	9,52	12,0	21,2	9,85	0,65	56	13,0	–	–
2ПВ-9,525-20,0		9,525	10,75	4,45	6,00	5,20	8,50	27,5	9,85	100	81	–	20,0	–
	04C	6,35	6,40	2,311	3,30	3,18	7,05	11,6	6,02			3,5	7,0	10,5
	06C	9,525	10,13	3,580	5,08	4,77	9,90	16,5	9,05			7,9	15,8	23,7
		Цепи с метрическим шагом												
	15M	15	–	6	9	14	16,0	29,0	14			20	–	–
	20M	20	–	8	12	16	20,0	37,0	19			30	–	–
	25M	25	–	10	15	18	21,5	39,5	24			40	–	–
	30M	30	–	11	17	20	25,0	46,5	28			65	–	–
	35M	35	–	12	18	22	26,5	49,0	30			75	–	–
	40M	40	–	14	20	25	32,0	59,0	35			100	–	–
	45M	45	–	16	22	30	37,5	69,5	40			140	–	–
	50M	50	–	18	26	35	41,0	76,0	44			170	–	–
	55M	55	–	20	30	45	51,0	96,0	48			200	–	–
	60M	60	–	22	32	50	55,0	103	54			250	–	–
	65M	65	–	26	36	55	57,5	108	60			300	–	–
	70M	70	–	30	42	65	67,0	129	66			350	–	–
	80M	80	–	32	44	70	75,0	142	75			550	–	–
	90M	90	–	36	50	80	80,0	152	85			650	–	–
	100M	100	–	42	56	90	77,5	163	95			750	–	–

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепи приводной втулочной с шагом 9,525 мм, разрушающей силой 13 кН:

Цепь ПВ-9,525-13 ГОСТ 13568-97

- цепи приводной втулочной двухрядной с шагом 9,525 мм, разрушающей силой 20 кН:

Цепь 2ПВ-9,525-20 ГОСТ 13568-97

3. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ С ИЗОГНУТЫМИ ПЛАСТИНАМИ ТИПА ПРИ ГОСТ 13568-97

Цепи приводные роликовые с изогнутыми пластинами типа ПРИ (рис. 13.2.3) выполнены из однотипных звеньев - изогнутых пластин *1*, шарнирно соединенных с помощью валиков *2* и втулок *3*. На втулках установлены ролики *4*.

Указанные цепи используют в основном в приводах дорожных и строительных машин, в приводах с ударными нагрузками.

Размеры и параметры цепей представлены в табл. 13.2.3.

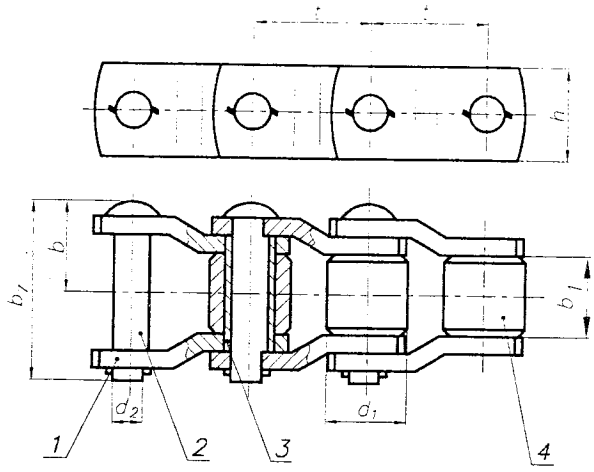


Рис. 13.2.3. Цепи приводные роликовые с изогнутыми пластинами типа ПРИ

Табл. 13.2.3. Размеры и параметры приводных роликовых цепей с изогнутыми пластинами типа ПРИ

ГОСТ 13568-97

Тип цепи	t	d_1	d_2	b_1	b	b_7	h	q	$A_{оп}$	Разрушающая сила $F_р$
	мм			не менее	не более			кг/м	мм²	кН
ПРИ-78,1-360	78,1	33,3	17,15	38,1	51	102	45,5	14,5	10,29	360
ПРИ-78,1-400	78,1	40,0	19,00	38,1	51	102	56,0	19,8	11,31	400
ПРИ-103,2-650	103,2	46,0	24,00	49,0	73	135	60,0	28,8	19,68	650
ПРИ-140-1200	140,0	65,0	36,00	80,0	94	182	90,0	63,0	43,20	1200

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепи приводной роликовой с изогнутыми пластинами с шагом 78,1 мм, разрушающей силой 400 кН: *Цепь ПРИ–78,1–400 ГОСТ 13568–97*

13.2.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ С ПРИВОДНЫМИ РОЛИКОВЫМИ ЦЕПЯМИ [26, 50, 51]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, кВт; n_1, мин$^{-1}$; T_1, Н·м;
P_2, кВт; n_2, мин$^{-1}$; T_2, Н·м; u.
Тип цепи.
Условия работы и размещение передачи.

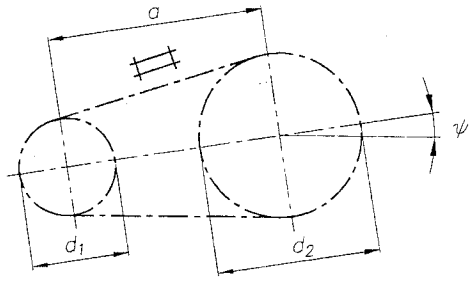


Рис. 13.2.4. Схема и основные размеры передачи

ОПРЕДЕЛЯЮТ (рис. 13.2.4):

1. Число зубьев ведущей звездочки z_1 (табл. 13.2.4). Желательно выбрать z_1 нечетным.
2. Граничную вытяжку цепи при эксплуатации $[\delta_t]$. Практикой эксплуатации цепных передач установлено, что цепь заменяется при увеличении шага на $\delta_t = 3...4$ %. Для приводов общего машиностроения рекомендована $[\delta_t] = 3$ % [12].
3. Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 u \leq z_{max}$, z_2 - число целое, желательно четное.
   Рекомендуется $z_{max} = 100...120$.
4. Действительное передаточное число передачи
   $$u_д = z_2 / z_1.$$
   Отклонение $\Delta u = (|u_д - u|/u)100 \leq 4$ %.
5. Расчетный момент на ведущей звездочке, Н·м
   $$T_{1р} = T_1 c_д,$$
   где $c_д$ - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи (табл. 13.2.6).
6. Предварительные значения средних удельных давлений в шарнирах цепи (табл. 13.2.5), МПа,
   $$[p'_c] = f(n_1).$$
7. Предварительно задают число рядов цепи $z_р$ ($z_р = 1, 2, 3, 4$) и определяют коэффициент неравномерности распределения нагрузки между рядами цепи ($c_р = 1{,}0;\ 1{,}15;\ 1{,}2;\ 1{,}3$ - соответственно к $z_р$).
   Рекомендуется использовать однорядные цепи.
8. Предварительный шаг цепи, мм,
   $$t' = 28{,}5\sqrt[3]{T_{1р} k_{ЕС} / (z_1 c_р [p'_c])}.$$
   Здесь $k_{ЕС}$ - коэффициент интенсивности нагрузки при расчете на износ (табл. 13.2.7).

9. Выбирают цепь (табл. 13.2.1-13.2.3) из условия $t \approx t'$ (тип цепи, t, размеры, q, $A_{оп}$, $F_р$).

10. Проверяют условие ограничения частоты вращения ведущей звездочки $n_1 \le [n_1]$,

$[n_1] = f(t)$, мин$^{-1}$ (табл. 13.2.8).

11. Делительные диаметры звездочек, мм,

$d_{g1} = t/\sin(180°/z_1)$;

$d_{g2} = t/\sin(180°/z_2)$.

12. Скорость цепи, м/с,

$\vartheta = t z_1 n_1/(60 \cdot 10^3)$.

13. Окружное усилие на ведущей звездочке, Н,

$F_t = 2 T_1 \cdot 10^3/d_{g1}$.

14. Номинальное удельное давление в шарнирах цепи, МПа, $p = F_t c_д/A_{оп}$.

15. Проверяют условие стойкости шарниров цепи против изнашивания.

15.1. Допустимое давление в шарнирах цепи, МПа,

$[p_c] = [p_б] / \prod_i c_i =$

$= 267/(c_{LC} c_{nc} c_δ c_{реж} c_R c_э) \le 40$ МПа.

Здесь $[p_б] = 267$ МПа - базовое удельное даление;

c_i - поправочные коэффициенты, учитывающие параметры передачи и условия ее эксплуатации:

- долговечность передачи $c_{LC} = L_h/15000$;
- частоту вращения ведущей звездочки $c_{nc} = \sqrt[3]{(0{,}1 n_1)^2}$;
- относительную норму износа цепи $c_δ = δ_t/3$;
- режим работы передачи $c_{реж} = \sqrt[3]{n_{смен}}$;
- параметры передачи $c_R = c_z c_u c_a$,

где $c_z = 25/z_1$ - коэффициет числа зубьев ведущей звездочки;

$c_u = 1/\sqrt[6]{u_д}$ - коэффициент передаточного числа;

$c_a = \sqrt[4]{40/a'_t}$ - коэффициент межосевого расстояния.

Здесь a'_t - межосевое расстояние, определяемое числом звеньев цепи, которое

- или рассчитывается $a'_t = a_o/t$,
- или выбирается $a'_t \le 80$.

Рекомендуется $a'_t = (30...50)$;

- условия эксплуатации передачи $c_э = c_ψ c_н c_{см}$,

где $c_ψ$ - коэффициент, учитывающий наклон оси центров передачи к горизонту (табл. 13.2.9);

$c_н$ - коэффициент, учитывающий способ натяжения ветвей цепи (табл. 13.2.12);

$c_{см}$ - коэффиициент, учитывающий способ смазывания передачи (табл. 13.2.10).

Если $c_э > 3$, необходимо пересмотреть условия эксплуатации передачи.

15.2. Расчетные удельные давления в шарнирах цепи, МПа, $p_c = p k_{EC}$.

15.3. Условие стойкости шарниров цепи против изнашивания, МПа, $p_c \le [p_c]$.

Если не выполняется условие $0{,}6[p_c] \le p_c \le 1{,}05[p_c]$, необходимо изменить шаг цепи t, пересмотреть условия эксплуатации или же (что нежелательно) изменить число рядов цепи $z_р$.

16. Условие прочности цепи на разрыв $s \ge [s]$.

16.1. Максимальная сила, действующая на цепь, Н,

$F_{Σ\,max} = F_t c_д + F_ϑ + F_f$,

где $F_ϑ = q ϑ^2$ - натяжение цепи от действия центробежных сил, Н;

$F_f = 9{,}81 c_f q a'/1000$ - натяжение цепи от ее веса, Н.

Здесь c_f - коэффициент, учитывающий провисание цепи (табл. 13.2.13);

$a' = a'_t t$ - ориентировочное межосевое расстояние передачи, мм.

16.2. Запас прочности цепи $s = F_р/F_{Σ\,max}$.

Минимальные значения коэффициентов запаса прочности цепей $[s]$ представлены в табл. 13.2.14. В случае невыполнения условия рекомендуется выбрать цепь того же шага, но с большей разрывной силой, увеличить шаг цепи или число рядов цепи.

17. Число звеньев цепи, шт.,

$L'_t = 2a'_t + 0{,}5 z_Σ + Δ^2/a'_t$.

Здесь $z_Σ = z_1 + z_2$; $Δ = 0{,}5(z_2 - z_1)/π$.

Выбирают $L_t \approx L'_t$ - число целое, желательно четное.

18. Расчетное межосевое расстояние передачи, мм,

$a_р = \frac{t}{4}[L_t - 0{,}5 z_Σ + \sqrt{L_t - 0{,}5 z_Σ)^2 - 8Δ^2}]$.

Межосевое расстояние передачи с учетом провисания ведомой ветви цепи, мм,

$a = (0{,}996...0{,}997) a_р$.

19. Сила, нагружающая валы передачи, Н,

$F_{вал} = k F_t$,

где k - коэффициент, учитывающий угол наклона оси центров звездочек передачи к горизонту:

$k = 1{,}15$ - для горизонтальной передачи;

$k = 1{,}05$ - для вертикальной передачи.

Табл. 13.2.4. Рекомендации для выбора числа 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

Табл. 13.2.5. Средние удельные давления в шарнирах цепи $[p'_c] = f(n_1)$

n_1, мин$^{-1}$	50	200	400	600	800	1000
$[p'_c]$, МПа	36/20	31/18	26/15	23/13	21/12	19/11
n_1, мин$^{-1}$	1200	1600	2000	2400	2800	3200
$[p'_c]$, МПа	18/10	17/10	16,5/9	15/9	14/8	10/7

Значения в числителе - для роликовых цепей;
Значения в знаменателе - для зубчатых цепей.

Табл. 13.2.6. Значения коэффициента $c_д$, учитывающего динамичность нагружения передачи

Нагружение	Равномерное	Неравномерное, с толчками	С сильными ударами
$c_д$	1,00...1,25	1,2...1,5	1,8

Табл. 13.2.7. Значения коэффициентов интенсивности нагружения при расчетах на износ k_{EC} и усталостное разрушение k_{EB} для типовых режимов нагружения

Коэффициент интенсивности	Типовой режим нагружения (рис. 3.2.2)					
	П	Т	СР	СН	Л	ОЛ
k_{EC}	1,00	0,80	0,60	0,40	0,20	
k_{EB}	1,00	0,60	0,70	0,65	0,45	

Обозначения:
П - постоянный режим нагружения;
Т - тяжелый режим нагружения;
СР - средний равномерный режим нагружения;
СН - средний нормальный режим нагружения;
Л - легкий режим нагружения;
ОЛ - особо легкий режим нагружения.

Табл. 13.2.8. Значения допустимых частот вращения ведущей звездочки ($z_1 \geq 15$) приводных цепей [7]

Шаг цепи t, мм	Частота вращения, мин$^{-1}$		
	$[n_1]$	$[n_{1\,max}]$	$[n_{1\,гр}]$
8	3000	3650	6000
9,525	2500	2900	5000
12,7	1250	1700	3150
15,875	1000	1350	2300
19,05	900	1100	1800
25,4	700	750	1200
31,75	500	550	1000
38,1	400	410	900
44,45	300	310	600
50,8	250	250	450

Обозначения частот вращения ведущей звездочки:
$[n_1]$ - рекомендованая; $[n_{1\,max}]$ - максимальная; $[n_{1\,гр}]$ - граничная (допустимая для цепей типа ПР, которые работают с высокоточными звездочками с $z_1 \geq 21$ при хорошем качестве смазывания ($k_{см} = 1{,}0$)).

Табл. 13.2.9. Значения коэффициента c_ψ, учитывающего угол наклона оси центров звездочек передачи к горизонту

Угол наклона оси звездочек передачи к горизонту	c_ψ
$\psi \leq 45°$	1,0
$\psi > 45°$	$0{,}15\sqrt{\psi}$

Табл. 13.2.10. Значения коэффициента $k_{см}$, учитывающего способ смазывания передачи

Условия работы	Класс смазывания (табл. 13.2.11)	Скорость цепи ϑ, м/с	$k_{см}$
Незапыленные	1		0,8
	2		1,0
Запыленные	2		1,3
	3	< 4	1,8
	3	< 7	3,0
Грязные	3	< 4	3,0
	3	< 7	6,0
	4	< 4	6,0

Табл. 13.2.11. Характеристика смазывания цепной передачи

Качество смазывания (класс)	Смазывание цепи при скорости цепи ϑ, м/с			
	≤ 4	≤ 7	≤ 12	> 12
Хорошее (1)	Капельное 10 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционное под давлением	Разбрызгиванием
Удовлетворительное (2)	Смазка густая внутришарн. Пропитка цепи через 120...180 час.	Капельное 20 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционное под давлением
Недостаточное (3)	Периодическая через 6...8 час			
Работа без смазки (4)	Допускается при $\vartheta < 0{,}1$ м/с			

Табл. 13.2.12. Значения коэффициента $c_н$, учитывающего способ натяжения ветвей цепи

Способ натяжения ветвей цепи	$c_н$
Перемещением опор валов передачи	1,00
Натяжной звездочкой	1,15
Изъятием звеньев цепи	1,25

Табл. 13.2.13. Значения коэффициента c_f, учитывающего провисание цепи

Наклон оси звездочек передачи к горизонту	c_f
Передача горизонтальная	6,0
Угол наклона к горизонту до 40°	4,0
Угол наклона к горизонту более 40°	2,0
Передача вертикальная	1,0

Табл. 13.2.14. Минимальные значения коэффициентов запаса прочности $[s]$ приводных роликовых цепей [7]

Цепь	$[s]$	Цепь	$[s]$
ПР-8	8...11	ПР-31,75	6...7
ПР-9,525	7...8	ПР-38,1	6...7
ПР-12,7	8...11	ПР-44,45	6...7
ПР-15,875	8...11	ПР-50,8	8...9
ПР-19,05	7...8	ПР-63,5	6...7
ПР-25,4	7...8		

ПРИМЕР

Рассчитать цепную передачу с приводной роликовой цепью при следующих исходных данных:

$P_1 = 14{,}0$ кВт; $n_1 = 450$ мин$^{-1}$; $T_1 = 297{,}1$ Н·м; $u = 3{,}8$.

Цепь приводная роликовая типа ПР.

Условия работы и размещение передачи:
- передача работает от асинхронного электродвигателя;
- работа в три смены;
- режим нагружения - средний нормальный (СН);
- угол наклона передачи к горизонту ($\psi = 0°$).

РЕШЕНИЕ:

1. Число зубьев ведущей звездочки $z_1 = f(u)$ (табл. 14.2.4).

Принимаем $z_1 = 21$.

2. Граничная вытяжка цепи при эксплуатации $[\delta_t] = 3$ %.

3. Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 u = 21 \cdot 3{,}8 = 79{,}8.$$

Принимаем $z_2 = 80$, $z_2 \le z_{max} = (100...120)$.

4. Действительное передаточное число передачи

$$u_д = z_2/z_1 = 80/21 = 3{,}81.$$

Отклонение $\Delta u = (|u_д - u|/u)100 = |3{,}81 - 3{,}8|/3{,}8 \cdot 100 = 0{,}3$ %, что допустимо.

5. Расчетный момент на ведущей звездочке

$$T_{1р} = T_1 c_д = 297{,}1 \cdot 1{,}5 = 445{,}7 \text{ Н·м}.$$

Здесь $c_д = 1{,}5$ - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи (табл. 13.2.6).

6. Предварительное значение средних удельных давлений в шарнирах цепи

$$[p_t'] = f(n_1) = 25{,}25 \text{ МПа}$$ (табл. 13.2.5).

7. Предварительно задаемся числом рядов цепи $z_р = 1$; ($c_р = 1{,}0$ - коэффициент рядности).

8. Предварительный шаг цепи

$$t' = 28{,}5\sqrt[3]{T_1 k_{EC}/(z_1 c_р [p_t'])} =$$

$$= 28{,}5\sqrt[3]{445{,}7 \cdot 0{,}6/(21 \cdot 1{,}0 \cdot 25{,}25)} = 22{,}68 \text{ мм}.$$

Здесь $k_{EC} = 0{,}60$ - коэффициент интенсивности нагрузки при расчете на износ для режима СН (табл. 13.2.7).

9. Выбираем цепь с шагом $t = 25{,}4$ мм $> t'$.

Тип цепи ПР-25,4-60 (табл. 14.2.1);

$$F_р = 60000 \text{ Н}; \quad A_{оп} = 179 \text{ мм}^2; \quad q = 2{,}6 \text{ кг/м}.$$

10. Условие ограничения частоты вращения ведущей звездочки $n_1 \le [n_1]$.

Для $t = 25{,}4$ мм $[n_1] = 700$ мин$^{-1}$ (табл. 13.2.8);

$n_1 = 450$ мин$^{-1} < [n_1] = 700$ мин$^{-1}$.

11. Делительные диаметры звездочек:

$$d_{g1} = t/\sin(180°/z_1) = 25{,}4/\sin(180°/21) = 170{,}42 \text{ мм};$$

$$d_{g2} = t/\sin(180°/z_2) = 25{,}4/\sin(180°/80) = 646{,}97 \text{ мм}.$$

12. Скорость цепи

$$\vartheta = t z_1 n_1/(60 \cdot 10^3) = 25{,}4 \cdot 21 \cdot 450/(60 \cdot 10^3) = 4{,}00 \text{ м/с}.$$

13. Окружное усилие на ведущей звездочке

$$F_t = 2 T_1 \cdot 10^3/d_{g1} = 2 \cdot 297{,}1 \cdot 10^3/170{,}42 = 3487 \text{ Н}.$$

14. Номинальное удельное давление в шарнирах цепи

$$p = F_t k_д/A_{оп} = 3487 \cdot 1{,}5/179 = 29{,}1 \text{ МПа}.$$

15. Проверяем условие стойкости шарниров цепи против изнашивания.

15.1. Допускаемое давление в шарнирах цепи

$$[p_c] = [p_б]/\prod_i c_i = 267/(c_{LC} c_{nc} c_δ c_{реж} c_R c_э) =$$

$$= 267/(0{,}41 \cdot 12{,}65 \cdot 1 \cdot 1{,}26 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}8 = 23{,}9 \text{ МПа}.$$

Здесь $[p_б] = 267$ МПа - базовое удельное давление;

c_i - поправочные коэффициенты, учитывающие параметры передачи и условия ее эксплуатации:

- долговечность передачи

$c_{LC} = L_h/15000 = 6200/15000 = 0{,}41$,

где $L_h = 6200$ год - время работы передачи;

- частоту вращения ведущей звездочки

$c_{nc} = \sqrt[3]{(0{,}1 n_1)^2} = \sqrt[3]{(0{,}1 \cdot 450)^2} = 12{,}65$;

- относительную норму износа цепи $c_δ = δ_t/3 = 3/3 = 1$;

- режим работы передачи $c_{реж} = \sqrt[3]{n_{смен}} = \sqrt[3]{2} = 1{,}26$;

- параметры передачи (c_R)

$c_R = c_z c_u c_a = 1{,}19 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}0 = 0{,}95$,

где $c_z = 25/z_1 = 25/21 = 1{,}19$ - коэффициент числа зубьев;

$c_u = 1/\sqrt[6]{u_д} = 1/\sqrt[6]{3{,}81} = 0{,}8$ - коэффициент передаточного числа;

$c_a = \sqrt[4]{40/a_t'} = \sqrt[4]{40/40} = 1{,}0$ - коэффициент межосевого расстояния для $a_t' = 40$;

- условия эксплуатации передачи

$c_э = c_ψ c_н c_м = 1 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}8 = 1{,}8 < 3{,}0$,

где $c_ψ = 1{,}0$ - коэффициент, учитывающий наклон оси центров звездочек к горизонту (табл. 13.2.9);

$c_н = 1{,}0$ - коэффициент, учитывающий способ натяжения ветвей цепи (натяжение цепи перемещением опор валов) (табл. 13.2.12);

$c_{см} = 1{,}8$ - коэффициент, учитывающий способ смазывания передачи (класс смазывния - 2, условия работы - запыленные) (табл. 13.2.10).

15.2. Расчетные удельные давления в шарнирах цепи

$$p_c = p k_{EC} = 29{,}1 \cdot 0{,}6 = 17{,}5 \text{ МПа}.$$

15.3. Условие стойкости шарниров цепи против изнашивания $p_c = 17{,}5 \le [p_c] = 23{,}9$ МПа.

Недогрузка составляет

$\Delta = [(p_c - [p_c])/p_c]100 = [(17{,}5 - 23{,}4)/23{,}5] \ 100 = 25$ %, что допустимо.

16. Условие прочности цепи на разрыв

16.1. Максимальное натяжение цепи

$$F_{Σ\,max} = F_t c_д + F_ϑ + F_q = 3487 \cdot 1{,}5 + 41{,}6 + 154{,}1 = 5430 \text{ Н}.$$

Здесь $F_q = 9{,}81 c_f q a'/1000 = 9{,}81 \cdot 6{,}0 \cdot 2{,}6 \cdot 1016/1000 =$

$= 154{,}1$ Н - натяжение цепи от действия центробежных сил;

$c_f = 6{,}0$ - коэффициент, учитывающий наклон оси центров звездочек к горизонту (табл. 13.2.13);

$a' = a_t' t = 40 \cdot 25{,}4 = 1016$ мм - ориентировочное межосевое расстояние.

16.2. Запас прочности цепи

$$s = F_р/F_{Σ\,max} = 60000/5430 = 11{,}05.$$

16.3. Условие прочности цепи на разрыв

$s = 11{,}05 \ge [s]$;

Минимальные значения $[s] = 7...8$ (табл. 13.2.14).

17. Число звеньев цепи

$$L_t' = 2a_t' + 0{,}5 z_Σ + Δ^2/a_t' = 2 \cdot 40 + 0{,}5 \cdot 101 + 9{,}39^2/40 = 132{,}7.$$

Здесь $z_Σ = z_1 + z_2 = 21 + 80 = 101$;

$$Δ = 0{,}5(z_2 - z_1)/π = 0{,}5(80 - 21)/π = 9{,}39.$$

Принимаем $L_t = 132$ шт.

18. Расчетное межосевое расстояние передачи

$$a_р = \frac{t}{4}\left[L_t - 0{,}5 z_Σ + \sqrt{(L_t - 0{,}5 z_Σ)^2 - 8Δ^2}\right] =$$

$$= \frac{25{,}4}{4}\left[132 - 0{,}5 \cdot 101 + \sqrt{(132 - 0{,}5 \cdot 101)^2 - 8 \cdot 9{,}39^2}\right] = 1007 \text{ мм};$$

$a_{min} = 0{,}2 z_1 (u+1) t = 0{,}2 \cdot 21 (3{,}81 + 1) 25{,}4 = 513$ мм;

$a_р > a_{min}$.

Межосевое расстояние с учетом провисания ведомой ветви цепи

$$a = (0{,}996...0{,}997) a_р = (0{,}996...0{,}997) 1007 = 1003 \text{ мм}.$$

21. Сила, нагружающая валы передачи,

$$F_{вал} = k F_t = 1{,}15 \cdot 3487 = 4010 \text{ Н},$$

где $k = 1{,}15$ - для горизонтальной передачи.

13.2.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК [26, 50, 51]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Тип цепи и ее шаг t, мм.
2. Число зубьев звездочки z, шт.
3. Число рядов цепи $z_р$, шт.
4. Диаметр вала $d_{вал}$, мм.
5. Скорость цепи ϑ, м/с.

ВЫБИРАЮТ:

1. МАТЕРИАЛ ЗВЕЗДОЧКИ (табл. 13.2.15).
2. КОНСТРУКЦИЮ ЗВЕЗДОЧКИ (рис. 13.2.5).
3. КОНСТРУКЦИЮ И РАЗМЕРЫ СТУПИЦЫ (3.3.5.2.5).

$D_{ст} = (1{,}6...2{,}0)\ d_{вал}$; $L_{ст} = (1{,}5...2{,}0)\ d_{вал}$.

3.1. Тип посадочного отверстия ступицы (рис. 3.3.15).

4. ПРОФИЛЬ ЗУБЬЕВ ЗВЕЗДОЧКИ (рис. 13.2.6, табл. 13.2.16).

Условия контакта ролика (валика) цепи с зубом звездочки в значительной степени зависят от формы основного профиля, что определяет динамические параметры зацепления и срок работы передачи.

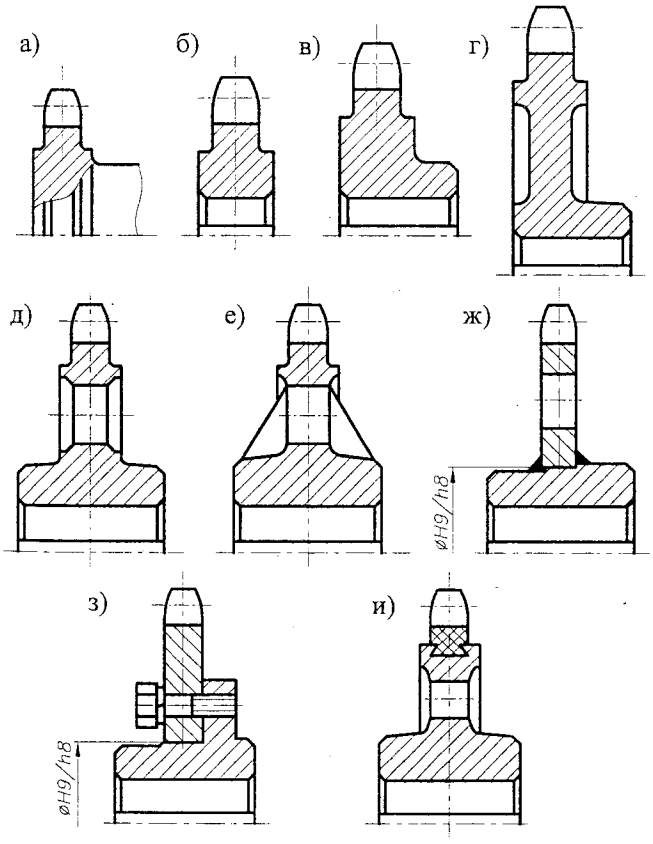


Рис. 13.2.5. Конструкции звездочек:
а) вал-звездочка; б) звездочка без ступицы; в) звездочка со ступицей; г,д) звездочки дисковой конструкции; е) звездочка литая дисковой конструкции с ребрами; ж) звездочка сварная; з) звездочка составная; и) звездочка, венец и ступица которой выполнены из из различных материалов

ГОСТ 591-69 определяет выпукло-вогнутый профиль зуба; ГОСТ 592-81 определяет прямолинейный и прямолинейно-выпуклый профили. При скорости цепи $\vartheta > 5$ м/с применяют профиль по ГОСТ 591-69, при $\vartheta \leq 5$ м/с - по ГОСТ 592-81.

5. РАЗМЕРЫ ЗУБЬЕВ И ВЕНЦА ЗВЕЗДОЧЕК В ПРОДОЛЬНОМ СЕЧЕНИИ (рис. 13.2.7, табл. 13.2.19).

6. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

6.1. Отклонения размеров зубьев и венцов звездочек (табл. 13.2.20).

6.2. Посадочное отверстие ступицы (рис. 3.3.14).

6.3. Необозначенные граничные отклонения размеров:
- поверхностей обработанных - *h14, H14, ±0,5IT14;*
- поверхностей необработанных (после литья) - *h16, H16, ±0,5IT16.*

7. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

7.1. Рабочих поверхностей зубьев при скорости цепи: $\vartheta \leq 8$ м/с - не более *Ra6,3;*
$\vartheta > 8$ м/с - не более *Ra3,2.*

7.2. Поверхности окружности впадин зубьев *Ra3,2.*

7.3. Поверхности окружности выступов зубьев, боковые поверхности венца *Ra6,3.*

7.4. Поверхности ступицы (3.3.5.2.5 п. 3).

7.5. Другие обрабатываемые поверхности *Ra6,3...Ra12,5.*

7.6. Другие необрабатываемые поверхности (после литья) $\triangledown$.

8. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ (табл. 13.2.20).

9. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧЕК (рис. 13.2.8, табл. 13.2.21).

10. ПРИМЕРЫ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧЕК (рис. 13.2.9).

Табл. 13.2.15. Материалы звездочек

Марки сталей	Вид термообработки *	Твердость HRC	Применение **
15, 20	Ц + З	45...50	1
15Х, 20Х	Ц + З	55...60	2
40, 50, 45Г 50Г, 45Г2	З	50...55	3
40Х, 40ХН, 45ХН	З	50...55	4
230-450, 270-480	З	40...50	5
200, 250	З	НВ 320...430	6

* - Ц - цементация, З - закалка.

** Применение:
1. Ведущие и ведомые звездочки, безударная нагрузка.
2. Ведущие и ведомые звездочки, ударная нагрузка.
3. Ведущие и ведомые звездочки, большие нагрузки, износ.
4. Ведущие и ведомые звездочки, повышенные скорости, большие нагрузки при повышенной точности.
5. Ведущие и ведомые звездочки, средняя нагрузка.
6. Ведомые звездочки, малые скорости, безударная нагрузка.

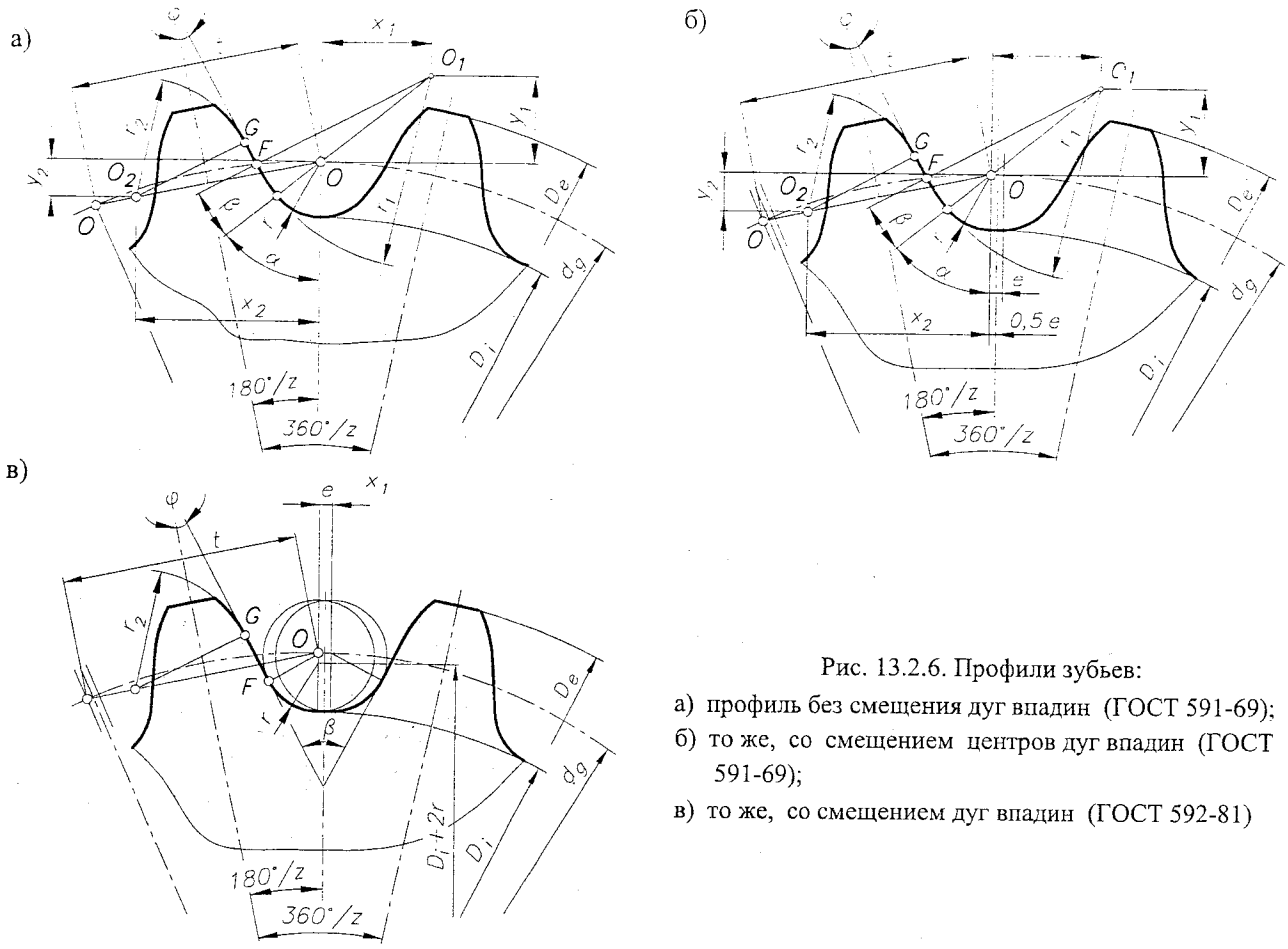


Рис. 13.2.6. Профили зубьев:

а) профиль без смещения дуг впадин (ГОСТ 591-69);

б) то же, со смещением центров дуг впадин (ГОСТ 591-69);

в) то же, со смещением дуг впадин (ГОСТ 592-81)

Табл. 13.2.16. Расчет профиля зубьев звездочек роликовых и втулочных цепей

Параметр	Расчетная формула:	
	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. 13.2.17)	$k = 0,7$
5. Диаметр окружности выступов, мм	$D_e = t[k + \mathrm{ctg}(180°/z)]$	$D_e = t[k + \mathrm{ctg}(180°/z) - 0,31/\lambda]$
6. Радиус впадины, мм	$r = 0,5025 D_ц + 0,05$ мм	$r = 0,5\,(D_ц - 0,05\,t)$ *
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.	$\beta° = 18° - (56°/z)$	$\beta°$ (табл. 14.18)
11. Половина угла зуба	$\varphi° = 17° - (64°/z)$	$\varphi° = 13°...20°$
12. Радиус головки зуба, мм	$r_2 = D_ц(1,24\cos\varphi + 0,8\cos\beta - 1,3025) - 0,05$ 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	$e = 0$ или $e = 0,03\,t$	$e = (0,01...0,05)\,t$
16. Координаты точки, мм	$x_1 = 0,08\,D_ц\sin\alpha$; $y_1 = 0,08\,D_ц\cos\alpha$	
17. Координаты точки, мм	$x_2 = 1,24 D_ц\cos(180°/z)$; $y_2 = 1,24\,D_ц\sin(180°/z)$	

Центр дуги радиуса r расположен ниже линии делительной окружности на расстоянии r от окружности впадин.

Диаметр выступов звездочки вычислять с точностью до 0,1 мм, другие линейные размеры - до 0,01 мм, угловые размеры - до 1'.

Табл. 13.2.17. Зависимость $k = f(\lambda)$

ГОСТ 591-69

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

Табл. 13.2.18. Значения $\beta° = f(z)$

ГОСТ 592-81

z	12...15	16...22	23...45	> 45
$\beta°$	60°	52°	48°	42°

Рис. 13.2.19. Размеры зубьев и венцов звездочек в продольном сечении *

Параметр	Расчетная формула	Параметр	Расчетная формула
1. Диаметр элемента зацепления цепи:		7. Диаметр обода наибольший	$D_e = t \cdot \mathrm{ctg}(180°/z) - 1{,}3\,h$
- роликовой	$D_ц = d_1$ (ГОСТ 13568-97)	8. Радиус закругления:	
- втулочной	$D_ц = d_4$ (ГОСТ 13568-97)	- для $t \leqslant 35$ мм	$r_4 = 1{,}6$ мм
2. Высота пластины цепи (наибольшая)	h (ГОСТ 13568-97)	- для $t > 35$ мм	$r_4 = 2{,}5$ мм
3. Расстояние между внутренними пластинами цепи	b_1 (ГОСТ 13568-97)	9. Ширина зуба звездочки:	
		- однорядной	$b_1' = 0{,}93\,b_1 - 0{,}15$ мм
4. Расстояние между рядами цепи	A (ГОСТ 13568-97)	- двух- и трехрядной	$b_2' = 0{,}90\,b_1 - 0{,}15$ мм
5. Радиус закругления зуба (наименьший)	$r_3 = 1{,}70\,D_ц$	- многорядной	$b_n' = 0{,}86\,b_1 - 0{,}30$ мм
6. Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	$h_3 = 0{,}80\,D_ц$	10. Ширина венца многорядной звездочки	$B_n = (z-1)A + b_n'$
		11. Толщина обода звездочки	$\delta = 1{,}5\,(D_e - d_g)$
		12. Толщина диска звездочки	$c = (1{,}2...1{,}3)\,\delta$

* Размеры зубьев и венцов звездочек в поперечном сечении следует вычислять с точностью до 0,1 мм.
Для однорядной звездочки (рис. 13.2.8, *а-г*) допускается округление величины b_1 до 1 мм в меньшую сторону.
Размер D_e следует округлять до 1 мм.
При $d < 150$ мм допускается увеличить D_e на $0{,}1h$.

Табл. 13.2.20. Предельные отклонения размеров зубьев и венцов звездочек для групп точности *А*, *Б* и *В*

ГОСТ 591-69

Параметр			Группа *А*					Группа *Б*					Группа *В*				
			Диаметр звездочек, мм														
			< 120	120...260	260...500	500...800	...	< 120	120...260	260...500	500...800	...	< 120	120...260	260...500	500...800	...
			Предельные отклонения и допуски, мкм														
Диаметр окружности впадин D_i, наибольшая хорда L_x и радиус r закругления зуба			$h10$					$h11$					$h12$				
Диаметр окружности выступов D_e			$h11$					$h12$					$h14$				- 2000 ...
Разность шагов (одной звездочки)	δ_t	Шаг t, мм < 20	25	32	40	50	...	60	80	100	120	...	160	200	250	320	...
		20...35	32	40	50	60		80	100	120	160		200	250	320	400	
		35...55	40	50	60	80		100	120	160	200		250	320	400	500	
		> 55	-	60	80	100		-	160	200	250		-	400	500	630	
Ширины b_1', b_2' зуба и B_2, B_3 и B_n венца			$h11$					$h12$					$h14$				
Радиальное биение окружности впадин E_o и осевое биение венца			80	100	120	160	...	200	250	320	400	...	200	250	320	400	...

Рис. 13.2.7. Размеры зубьев и венцов в продольном сечении для звездочек:
а)-г) однорядных; д) двухрядных; е) трехрядных

При конструировании следует отдавать преимущества профилю зуба в продольном сечении со скосом ГОСТ 592-81 (рис. 13.2.7г).

9. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧЕК

На чертеже звездочки в соответствии с ГОСТ 2.408-68 указывают размеры (рис. 13.2.8) и помещают таблицу параметров и размеров (табл. 13.2.21).

Таблица параметров зубьев и венцов звездочек состоит из трех частей:

I - основные данные для изготовления;
II - данные для контроля;
III - справочные данные.

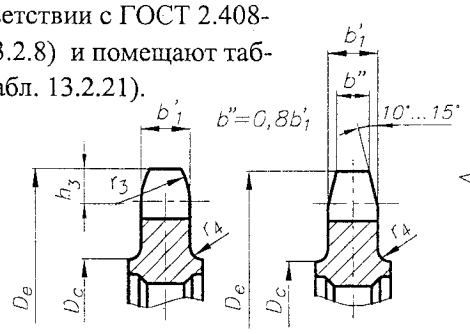


Табл. 13.2.21. Параметры зубьев звездочек

Формат чертежа

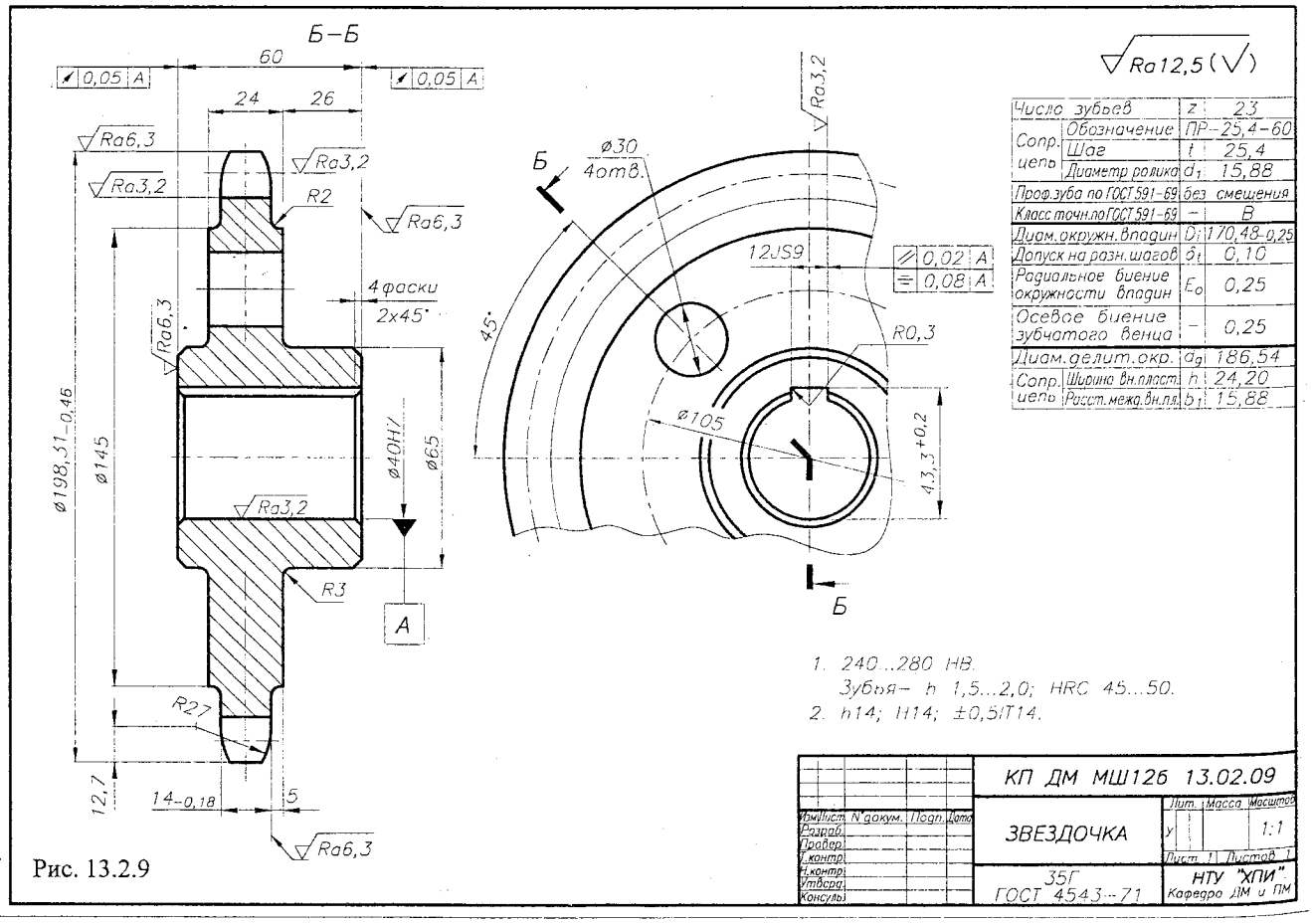
Ra6,3 (√)

	Число зубьев	z	I
Сопр. цепь	Шаг	t	
	Диаметр ролика	d_1	
Проф. зуба по ГОСТ 591-69			
Класс точн. по ГОСТ 591-69		–	
Диам. окружн. впадин		D_i	II
Допуск на разн. шагов		δ_t	
Радиальное биение окружности впадин		E_o	
Осевое биение зубчатого венца		–	
Диам. делит. окр.		d_g	III
Сопр. цепь	Ширина вн. пласт.	h	
	Расст. межд. вн. пл.	b_1	
	Расст. межд. ряд.	t_1	
	Число рядов	–	

20 | 10 | 35

110

Рис. 13.2.8. Размеры зубьев и венца однорядной звездочки:
а) размеры по ГОСТ 591-69; б) то же, по ГОСТ 592-81



Ra12,5 (√)

Число зубьев		z	23
Сопр. цепь	Обозначение		ПР-25,4-60
	Шаг	t	25,4
	Диаметр ролика	d_1	15,88
Проф. зуба по ГОСТ 591-69			без смещения
Класс точн. по ГОСТ 591-69		–	B
Диам. окружн. впадин		D_i	170,48-0,25
Допуск на разн. шагов		δ_t	0,10
Радиальное биение окружности впадин		E_o	0,25
Осевое биение зубчатого венца		–	0,25
Диам. делит. окр.		d_g	186,54
Сопр. цепь	Ширина вн. пласт.	h	24,20
	Расст. межд. вн. пл.	b_1	15,88

Изм. Лист. N докум. Подп. Дата	КП ДМ МШ126 13.02.09		
Разраб.	ЗВЕЗДОЧКА	Лит.	Масса	Масштаб
Провер.		У		1:1
Т.контр.		Лист 1	Листов 1
Н.контр.		НТУ "ХПИ"	
Утверд.		Кафедра ДМ и ПМ	
Консульт.	35Г ГОСТ 4543-71		

Рис. 13.2.9

13.2.4. ПРИМЕРЫ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧЕК

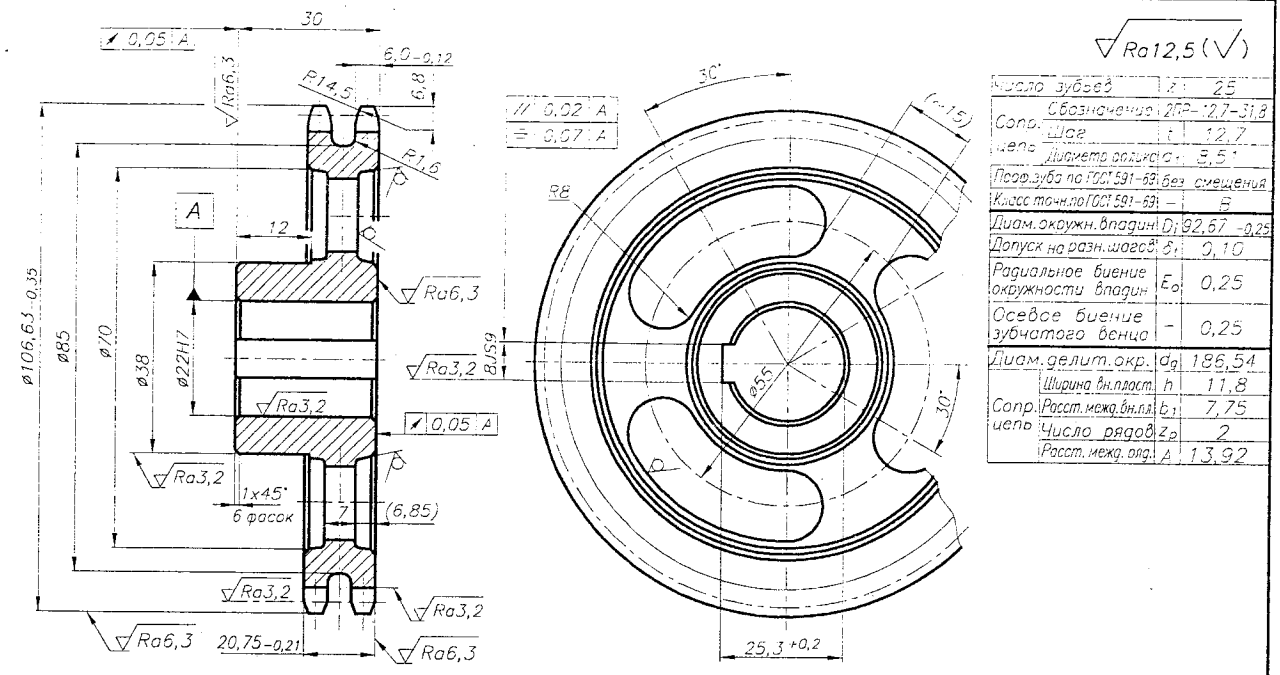


Рис. 13.2.10

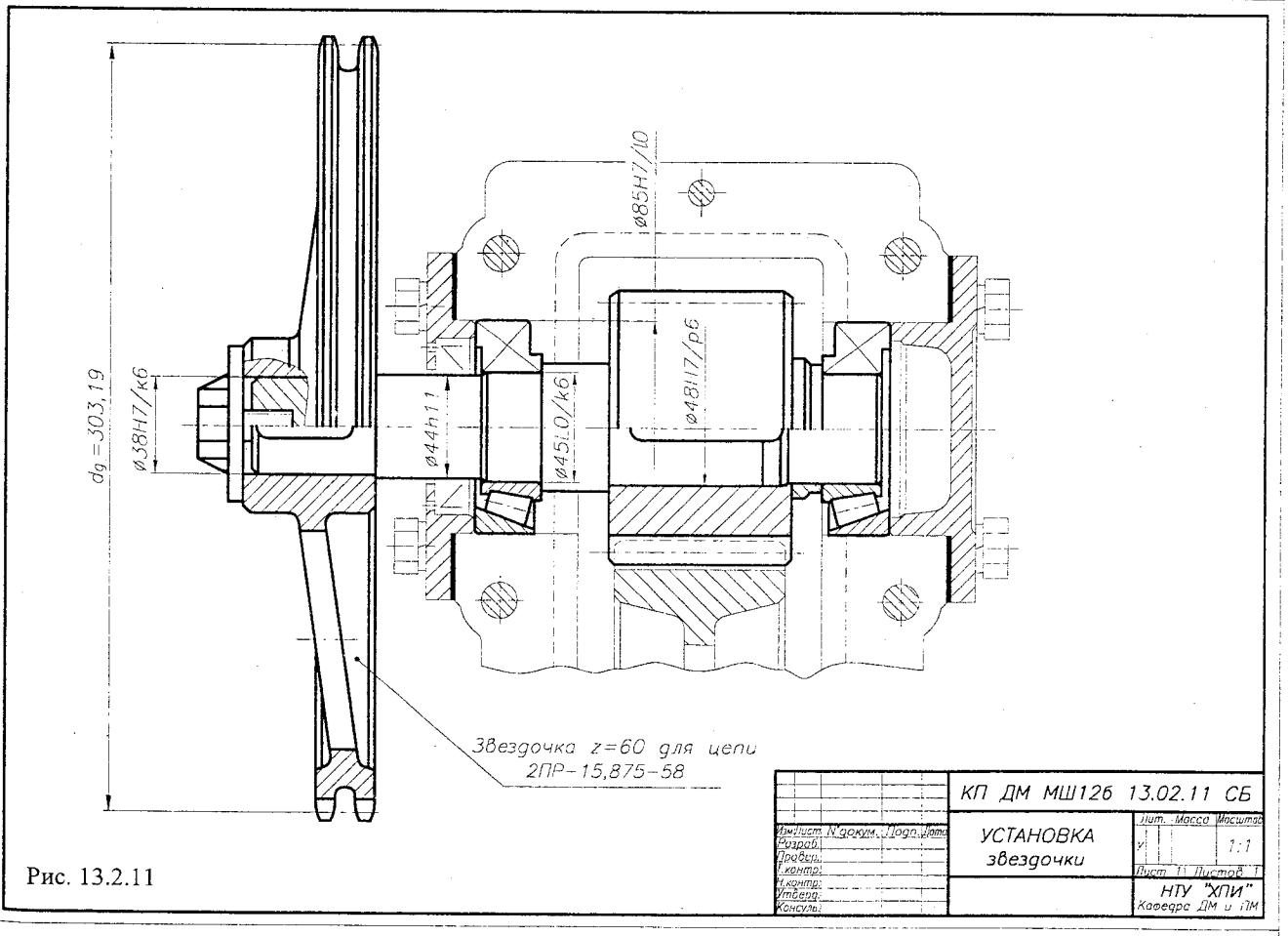


Рис. 13.2.11

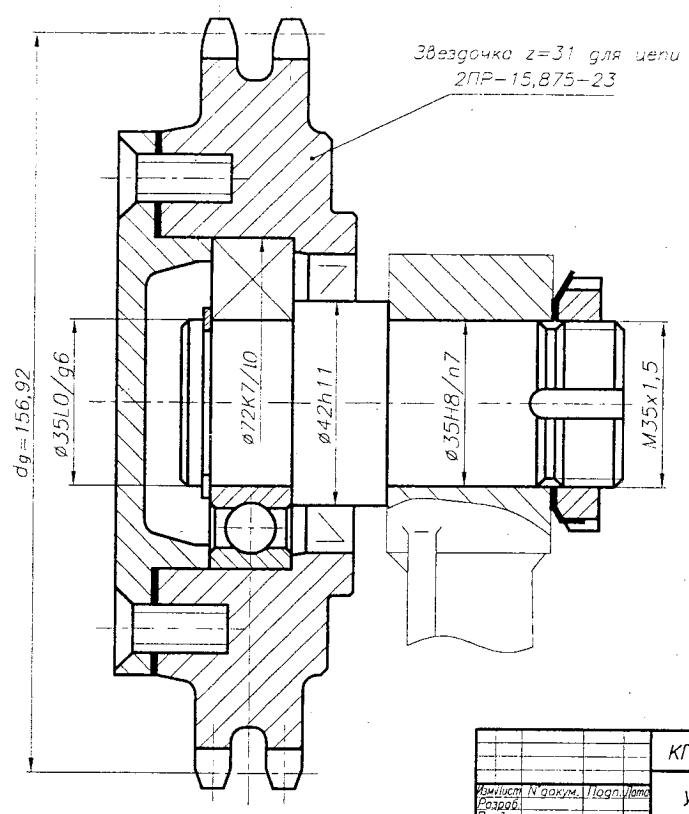


Рис. 13.2.12

13.3. ПЕРЕДАЧИ С ЦЕПЯМИ ПРИВОДНЫМИ ЗУБЧАТЫМИ

13.3.1. КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТЫХ ЦЕПЕЙ

В зависисимости от формы рабочих пластин зубчатые приводные цепи выполняют двух типов - 1 и 2 (рис. 13.3.1, 13.3.2).

Независимо от типа цепь выполняют из набора рабочих пластин 1, которые шарнирно соединяются между собой. В качестве шарниров используют шарниры скольжения или шарниры качения. Последние состоят из двух сегментных вкладышей *3* и *4*, которые перекатываются при взаимном повороте пластин.

Стандартизированы только зубчатые цепи с шарнирами качения (ГОСТ 13552-81) (табл. 13.3.1), имеющие более выский КПД, большую износостойкость и долговечность. Эти цепи, как правило, выполняют с направляющими пластинами *7*, которые обеспечивают центрирование цепи на звездочке.

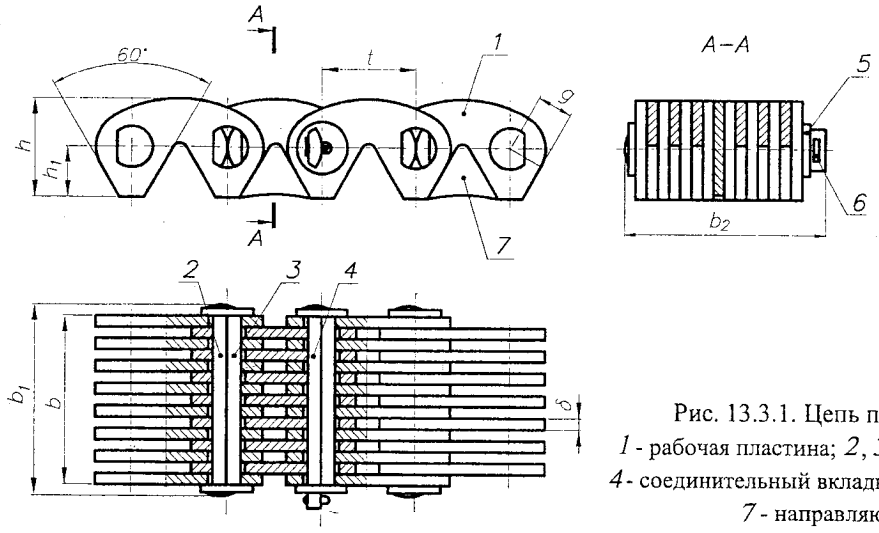


Рис. 13.3.1. Цепь приводная типа 1:
1 - рабочая пластина; *2*, *3* - сегментные вкладыши; *4* - соединительный вкладыш; *5* - шайба; *6* - шплинт; *7* - направляющая пластина

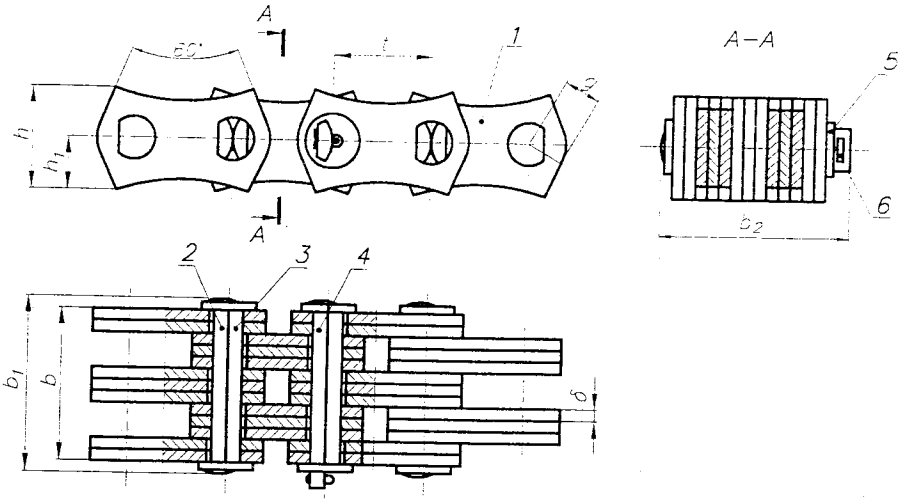


Рис. 13.3.2. Цепь приводная типа 2:

1 - рабочая пластина; *2,3* - сегментные вкладыши; *4* - соединительный вкладыш; *5* - шайба; *6* - шплинт

Табл. 13.3.1. Размеры и параметры приводных зубчатых цепей

ГОСТ 13552-81

Тип цепи	Размеры, мм								Разрывающая сила $F_р$, кН	q, кг/м
	t	b	b_1	b_2	h	h_1	δ	g		
		не более								
ПЗ-1-12,7-26-22,5	12,70	22,5	28,5	31,5	13,4	7,0	1,5	4,76	26	1,31
ПЗ-1-12,7-31-28,5		28,5	34,5	37,5					31	1,60
ПЗ-1-12,7-36-34,5		34,5	40,5	43,5					36	2,00
ПЗ-1-12,7-42-40,5		40,5	46,5	49,5					42	2,31
ПЗ-1-12,7-49-46,5		46,5	52,5	55,5					49	2,70
ПЗ-1-12,7-56-52,5		52,5	58,5	61,5					56	3,00
ПЗ-1-15,875-41-30	15,875	30,0	38,0	41,0	16,7	8,7	2,0	5,95	41	2,21
ПЗ-1-15,875-50-38		38,0	46,0	49,0					50	2,71
ПЗ-1-15,875-58-46		46,0	54,0	57,0					58	3,30
ПЗ-1-15,875-69-54		54,0	62,0	65,0					69	3,90
ПЗ-1-15,875-80-62		62,0	70,0	73,0					80	4,41
ПЗ-1-15,875-91-70		70,0	78,0	81,0					91	5,00
ПЗ-1-19,05-74-45	19,05	45,0	54,0	56,0	20,1	10,5	3,0	7,14	74	3,90
ПЗ-1-19,05-89-57		57,0	66,0	68,0					89	4,90
ПЗ-1-19,05-105-69		69,0	78,0	80,0					105	5,91
ПЗ-1-19,05-124-81		81,0	90,0	92,0					124	7,00
ПЗ-1-19,05-143-93		93,0	102	104					143	8,00
ПЗ-2-25,4-101-57	25,40	57,0	66,0	68,0	26,7	13,35	3,0	9,52	101	8,40
ПЗ-2-25,4-132-75		75,0	84,0	86,0					132	10,8
ПЗ-2-25,4-164-93		93,0	102	104					164	13,2
ПЗ-2-25,4-196-111		111	120	122					196	15,4
ПЗ-2-31,75-166-75	31,75	75,0	85,0	88,0	33,4	16,7	3,0	11,91	166	14,4
ПЗ-2-31,75-206-93		93,0	103	106					206	16,6
ПЗ-2-31,75-246-111		111	121	124					246	18,8
ПЗ-2-31,75-286-129		129	139	142					286	21,0

В обозначении цепей после ПЗ указывается: тип (1 или 2); шаг t, мм; статическая разрывающая сила $F_р$, кН; рабочая ширина цепи b, мм.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепи приводной зубчатой типа 1 с шагом $t = 15{,}875$ мм, разрушающей силой $F_р = 50$ кН, рабочей шириной $b = 38$ мм: *Цепь ПЗ-1-15,875-50-38 ГОСТ 13552-81*

13.3.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ С ПРИВОДНЫМИ ЗУБЧАТЫМИ ЦЕПЯМИ [26, 51]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, кВт; n_1, мин$^{-1}$; T_1, Н·м;
P_2, кВт; n_2, мин$^{-1}$; T_2, Н·м; u.
Тип цепи - зубчатая.
Условия работы и размещение передачи (угол ψ).
Число смен работы $n_{см}$.
Число часов работы (ресурс) L_h, ч.

ОПРЕДЕЛЯЮТ (рис. 13.3.3):

1. Число зубьев ведущей звездочки z_1 (табл. 13.2.4).

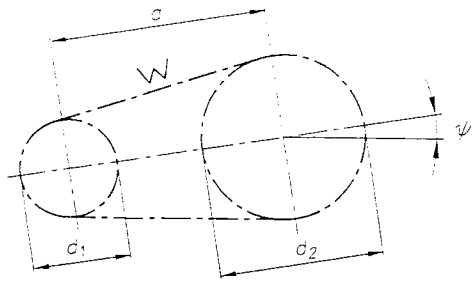


Рис. 13.3.3. Схема и основные размеры передачи

Желательно выбрать z_1 нечетным, $z_{1\,min}=17$.

2. Число зубьев ведомой звездочки $z_2=z_1 u \leqslant z_{max}$, z_2 - число целое, желательно четное, $z_{2\,max}=100...120$.

3. Действительное передаточное число передачи
$$u_д=z_2/z_1.$$
Отклонение $\Delta u=[|u_д-u|/u]\,100\leqslant 4\,\%$.

4. Предварительно выбирают цепь с шагом t, мм (табл. 13.3.1) (по возможности следует выбрать меньший шаг) и проверяют условие ограничения частоты вращения ведущей звездочки $n_1\leqslant[n_1]$, $[n_1]=f(t)$ (табл. 13.3.2).

5. Коэффициент, учитывающий условия эксплуатации цепной передачи,
$$c_э=c_д\,c_a\,c_н\,c_\psi\,c_{см}\,c_{реж}\leqslant 3{,}0.$$
Здесь:
$c_д$ - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения (табл. 13.2.6);
$c_a=\sqrt[4]{40/a'_t}$ - коэффициент межосевого расстояния;
a'_t - межосевое расстояние, определяемое числом звеньев цепи, которое
- или рассчитывается $a'_t=a_o/t$,
- или выбирается $a'_t\leqslant 80$.
Рекомендуется $a'_t=30...50$;
$c_н$ - коэффициент, учитывающий способ натяжения ветвей цепи (табл. 13.2.12);
c_ψ - коэффициент, учитывающий наклон оси центров звездочек передачи к горизонту (табл. 13.2.9);
$c_{см}$ - коэффициент, учитывающий способ смазывания передачи, (табл. 13.2.10);
$c_{реж}=\sqrt[3]{n_{см}}$ - коэффициент, учитывающий режим работы передачи.

6. Расчетную мощность, передаваемую цепью, кВт,
$$P_р=P_1\,c_э.$$

7. Скорость цепи, м/с,
$$\vartheta=t z_1 n_1/(60\cdot 10^3).$$

8. Расчетную ширину цепи, мм,
$$b'\geqslant 10\,P_р/[P_{10}].$$
Здесь $[P_{10}]=(t,\vartheta)$ - расчетная мощность, передаваемая цепью шириною 10 мм, кВт (табл. 13.3.3).

9. Выбираем цепь (тип цепи) (табл. 13.3.1) шириной $b\geqslant b'$.

В случае невыполнения условия следует выбрать цепь с большим шагом или изменить условия эксплуатации цепи и повторить вычисления по п.п. 5...9.

10. Делительные диаметры звездочек, мм,
$$d_{g1}=t/\sin(180°/z_1);$$
$$d_{g2}=t/\sin(180°/z_2).$$

11. Окружное усилие на ведущей звездочке, Н,
$$F_t=2\,T_1\cdot 10^3/d_{g1}.$$

12. Максимальную силу, действующую на цепь, Н,
$$F_{\Sigma\,max}=F_t\,c_д+F_\vartheta+F_f,$$
где $F_\vartheta=q\vartheta^2$ - натяжение цепи от действия центробежных сил, Н;
$F_f=9{,}81\,c_f\,q\,a'/1000$ - натяжение цепи от ее веса, Н.
Здесь c_f - коэффициент, учитывающий провисание цепи (табл. 13.2.13);
$a'=a'_t\,t$ - ориентировочное межосевое расстояние передачи, мм.

13. Запас прочности цепи $s=F_р/F_{\Sigma\,max}$.

14. Условие прочности цепи $s\geqslant[s]$.
Минимальные значения коэффициентов запаса прочности зубчатых цепей $[s]$ представлены в табл. 13.3.4.
В случае невыполнения условия следует выбрать цепь с большим разрывным усилием.

15. Число звеньев цепи, шт.
$$L'_t=2a'_t+0{,}5z_\Sigma+\Delta^2/a'_t.$$
Здесь $z_\Sigma=z_1+z_2$; $\Delta=0{,}5(z_2-z_1)/\pi$.
Выбирают $L_t\approx L'_t$, L_t - число целое, желательно четное.

16. Расчетное межосевое расстояние передачи, мм,
$$a_р=\frac{t}{4}[L_t-0{,}5z_\Sigma+\sqrt{(L_t-0{,}5z_\Sigma)^2-8\Delta^2}].$$
Межосевое расстояние передачи с учетом провисания ведомой ветви цепи, мм,
$$a=(0{,}996...0{,}997)\,a_р.$$

17. Силу, нагружающую валы цепной передачи, Н,
$$F_{вал}=k\,F_t,$$
где k - коэффициент, учитывающий угол наклона оси центров звездочек передачи к горизонту;
$k=1{,}15$ - для горизонтальной передачи,
$k=1{,}05$ - для вертикальной передачи.

Табл. 13.3.2. Максимальная частота вращения ведущей звездочки

t, мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
n_1, мин$^{-1}$	3300	2650	2200	1650	1350

Табл. 13.3.3. Расчетная мощность $[P_{10}]$, которую передает зубчатая цепь шириной 10 мм

t, мм	Расчетная мощность $[P_{10}]$, кВт, при скорости цепи ϑ, м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,7	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,3
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

Табл. 13.3.4. Минимальные коэффициенты запаса прочности $[s]$ зубчатых цепей (при $n_1 \geq 17$)

t, мм	$[s]$ для частоты вращения ведущей звездочки n_1, мин$^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,5	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	-

ПРИМЕР

Рассчитать цепную передачу с приводной зубчатой цепью при следующих исходных данных:

$P_1 = 14{,}0$ кВт; $n_1 = 450$ мин$^{-1}$; $T_1 = 297{,}1$ Н·м; $u = 3{,}8$.

Цепь приводная зубчатая типа ПЗ-2.

Условия работы и размещение передачи:

- передача работает от асинхронного электродвигателя;
- работа в три смены;
- режим нагружения - средний нормальный (СН);
- угол наклона передачи к горизонту ($\psi = 0°$).

РЕШЕНИЕ:

1. Число зубьев ведущей звездочки $z_1 = f(u)$ (табл. 13.2.4).

   Принимаем $z_1 = 25$.

2. Число зубьев ведомой звездочки

   $$z_2 = z_1 u = 25 \cdot 3{,}8 = 95.$$

   Принимаем $z_2 = 96$, $z_2 \leq z_{max} = 100...120$.

3. Действительное передаточное число передачи

   $$u_д = z_2/z_1 = 96/25 = 3{,}84.$$

   Отклонение $\Delta u = [|u_д - u|/u]100 = [|3{,}84-3{,}8|/3{,}8]100 = 1{,}1$ %, что допустимо.

4. Предварительно выбирам цепь с шагом $t' = 25{,}4$ мм (табл. 13.3.1) и проверяем условие ограничения частоты вращения ведущей звездочки (табл. 13.3.2),

   $$n_1 = 400 < [n_1] = f(t) = 1650 \text{ мин}^{-1}.$$

5. Коэффициент, учитывающий условия эксплуатации передачи $c_э = c_д c_a c_н c_\psi c_{см} c_{реж} =$

   $$= 1{,}3 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}26 = 2{,}26 < 3{,}0.$$

   Здесь:

   $c_д = 1{,}3$ - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения (табл. 13.2.6);

   $c_a = \sqrt[4]{40/a_t'} = \sqrt[4]{40/31{,}5} = 1{,}06$ - коэффициент межосевого расстояния. Принимаем $a_t' = a'/t = 40$;

   $c_н = 1{,}0$ - коэффициент, учитывающий способ натяжения ветвей цепи (табл. 13.2.12);

   $c_\psi = 1{,}0$ - коэффициент, учитывающий наклон оси центров звездочек передачи к горизонту (табл. 13.2.9);

   $c_{см} = 1{,}3$ - коэффициент, учитывающий способ смазывания передачи (табл. 13.2.10);

   $c_{реж} = \sqrt[3]{n_{см}} = \sqrt[3]{2} = 1{,}26$ - коэффициент, учитывающий режим работы передачи.

6. Расчетная мощность, передаваемая цепью,

   $$P_р = P_1 k_э = 14{,}0 \cdot 2{,}26 = 31{,}6 \text{ кВт}.$$

7. Скорость цепи

   $$\vartheta = t z_1 n_1/(60 \cdot 10^3) = 25{,}4 \cdot 25 \cdot 450/(60 \cdot 10^3) = 4{,}76 \text{ м/с}.$$

8. Расчетная ширина цепи

   $$b' \geq 10 P_р/[P_{10}] = 10 \cdot 31{,}6/2{,}90 = 108{,}9 \text{ мм}.$$

   Здесь $[P_{10}] = f(t, \vartheta) = 2{,}90$ кВт - расчетная мощность, передаваемая цепью шириной 10 мм (табл. 13.3.3).

9. Принимаем цепь ПЗ-2-25,4-196-111 (табл. 13.3.1)

   ($t = 25{,}4$ мм; $F_р = 196$ кН, $q = 15{,}4$ кг/м)

   шириною $b = 111$ мм.

10. Делительные диаметры звездочек

    $$d_{g1} = t/\sin(180°/z_1) = 25{,}4/\sin(180°/25) = 202{,}66 \text{ мм};$$
    $$d_{g2} = t/\sin(180°/z_2) = 25{,}4/\sin(180°/95) = 768{,}22 \text{ мм}.$$

11. Окружное усилие на ведущей звездочке

    $$F_t = 2 T_1 \cdot 10^3/d_{g1} = 2 \cdot 297{,}1 \cdot 10^3/202{,}66 = 2932 \text{ Н}.$$

12. Максимальное натяжение цепи

    $$F_{\Sigma max} = F_t c_д + F_\vartheta + F_q = 3487 \cdot 1{,}5 + 349 + 921 = 6500 \text{ Н}.$$

    Здесь $F_\vartheta = q\vartheta^2 = 15{,}4 \cdot 4{,}76^2 = 349$ Н - натяжение цепи от действия центробежных сил;

    $F_q = 9{,}81 k_f q a'/1000 = 9{,}81 \cdot 6{,}0 \cdot 15{,}4 \cdot 1016/1000 =$
    $= 921$ Н - натяжение цепи от ее провисания;

    $k_f = 6{,}0$ - коэффициент, учитывающий провисание цепи (табл. 13.2.13);

    $a' = a_t' t = 40 \cdot 25{,}4 = 1016$ мм - ориентировочное межосевое расстояние.

13. Запас прочности цепи

    $$s = F_р/F_{\Sigma max} = 196000/6500 = 30{,}2.$$

14. Условие прочности цепи $s = 30{,}2 \geq [s] = 29$.

    Минимальный запас прочности выбранной цепи $[s] = 29$ (табл. 13.3.4).

15. Число звеньев цепи

    $$L_t' = 2a_t' + 0{,}5 z_\Sigma + \Delta^2/a_t' = 2 \cdot 40 + 0{,}5 \cdot 121 + 6{,}78^2/40 = 142{,}7.$$

    Здесь $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 25 + 96 = 121$;

    $\Delta = 0{,}5(z_2 - z_1)/\pi = 0{,}5(96-25)/\pi = 6{,}78$.

    Принимаем $L_t = 142$ шт.

16. Расчетное межосевое расстояние передачи

    $$a_р = \frac{t}{4}\left[L_t - 0{,}5 z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0{,}5 z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2}\right] =$$
    $$= \frac{25{,}4}{4}\left[142 - 0{,}5 \cdot 121 + \sqrt{(142 - 0{,}5 \cdot 121)^2 - 8 \cdot 6{,}78^2}\right] = 1020{,}5 \text{ мм}.$$

    Межосевое расстояние с учетом провисания ведомой ветви цепи

    $$a = (0{,}996...0{,}997) a_р = (0{,}996...0{,}997)1020{,}5 = 1017 \text{ мм}.$$

17. Сила, нагружающая валы передачи,

    $$F_{вал} = k F_t = 1{,}15 \cdot 2932 = 3372 \text{ Н},$$

    где $k = 1{,}15$ - для горизонтальной передачи.

13.3.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК [26, 51]

Конструкции звездочек для приводных зубчатых цепей не отличаются от конструкций звездочек для приводных роликовых цепей. Изменяется лишь профиль зубьев.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Тип цепи (ПЗ) и ее шаг t, мм.
2. Число зубьев звездочки z, шт.
3. Число рядов цепи $z_р$, шт.

4. Диаметр вала $d_{вал}$, мм.
5. Скорость цепи ϑ, м/с.

ВЫБИРАЮТ:

1. МАТЕРИАЛ ЗВЕЗДОЧКИ (табл. 13.2.15).
2. КОНСТРУКЦИЮ ЗВЕЗДОЧКИ (рис. 13.2.5).
3. КОНСТРУКЦИЮ И РАЗМЕРЫ СТУПИЦЫ (3.3.5.2.5).

$D_{ст} = (1{,}6...2{,}0)\ d_{вал}$; $L_{ст} = (1{,}5...2{,}0)\ d_{вал}$.

3.1. Тип посадочного отверстия ступицы (рис. 3.3.15).

4. ПРОФИЛЬ ЗУБЬЕВ ЗВЕЗДОЧКИ

ГОСТ 13576-81 устанавливает два профиля зубьев:
- для зубчатых цепей типа 1 (рис. 13.3.4, *а*);
- для зубчатых цепей типа 2 (рис. 13.3.4, *б*).

Расчет теоретического профиля зубьев производят по табл. 13.3.5.

4.1. Размеры профиля зубьев (рис. 13.3.4, табл. 13.3.5).

5. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

5.1. Отклонения размеров зубьев и венца.

На размеры зубьев звездочек установлено два класса точности - 1-й и 2-й. Предельные отклонения размеров для указанных классов представлены в табл. 13.3.6.

5.2. Посадочное отверстие ступицы (рис. 3.3.14).

5.3. Необозначенные граничные отклонения размеров:
- поверхностей обработанных - *h14, H14, ±0,5IT14;*
- поверхностей необработанных (после литья) - *h16, H16, ±0,5IT16.*

6. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

6.1. Рабочих поверхностей зубьев при скорости цепи: $\vartheta \leq 8$ м/с - не более *Ra6,3;*
$\vartheta > 8$ м/с - не более *Ra3,2.*

6.2. Поверхности окружности впадин зубьев *Ra3,2.*

6.3. Поверхности окружности выступов зубьев, боковые поверхности венца *Ra6,3.*

6.4. Поверхности ступицы (3.3.5.2.5 п. 3).

6.5. Другие обрабатываемые поверхности *Ra6,3–12,5.*

6.6. Другие необрабатываемые поверхности (после литья) $\sqrt{}$.

7. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ (табл. 13.3.6).

8. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧЕК (рис. 13.3.5, табл. 13.3.7).

9. ПРИМЕРЫ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧЕК (рис. 13.3.6, 13.3.7).

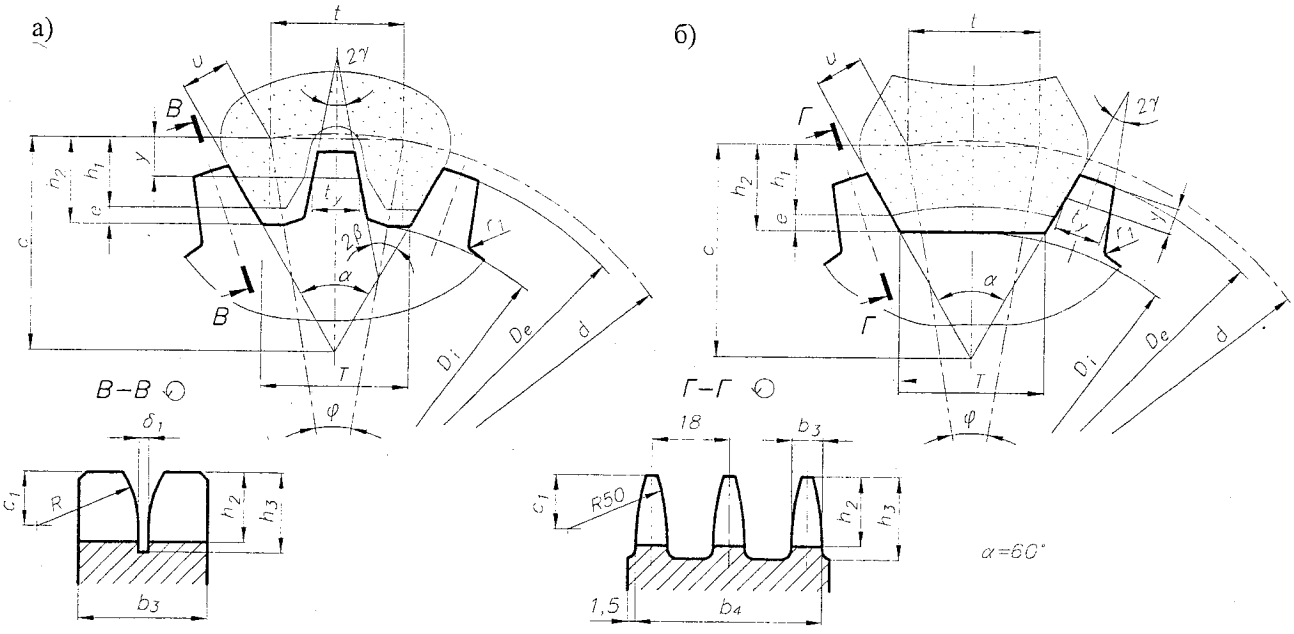


Рис. 13.3.4. Профиль зубьев звездочек цепных передач:
а) профиль зубьев звездочек типа 1; б) то же, типа 2

Табл. 13.3.5. Расчет профиля зубьев звездочек приводных зубчатых цепей

ГОСТ 13576-81

Параметр	Расчетная зависимость для цепей					
	типа 1			типа 2		
1	2	3	4	5	6	7
1. Угловой шаг φ, град.	$\varphi^\circ = 360^\circ/z$					
2. Половина углового шага τ, град.	$\tau^\circ = 180^\circ/z$					
3. Диаметр делительной окружности d_g, мм	$d_g = t/\sin\tau$			$d_g = k\ t/\sin\tau$		
4. Шаг цепи t, мм	t	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
5. Радиальный зазор e, мм	$e = 0{,}1\ t$	1,3	1,6	1,9	2,5	3,2
6. Высота зуба h_2, мм	$h_2 = h_1 + e$	8,3	10,3	12,4	15,9	19,9

Продолж. табл. 13.3.5

1	2	3	4	5	6	7
Шаг цепи t, мм	t	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
7. Радиус закругления впадин зуба r_1, мм	r_1	1,5	2,0	2,0	2,5	3,5
8. Расстояние от точки пересечения рабочих граней до окружности выступов c, мм	c	20,52	23,92	30,76	41,03	51,34
9. Диаметр наружной окружности D_e, мм	$D_e = t/\operatorname{tg}\tau$			$D_e = k\,t/\operatorname{tg}\tau$		
10. Коэффициент высоты зуба k				$k = 0{,}99$ ($z \leqslant 40$); $k = 0{,}05$ ($z > 40$)		
11. Диаметр окружности впадин D_i, мм	$D_i = d_g - 2h_2/\cos\tau$					
12. Угол впадин зуба β, град.	$\beta° = (\alpha° - \varphi°)/2$			—		
13. Половина угла заострения зуба γ, град.	$\gamma° = 30° - \varphi°$					
14. Ширина зуба звездочки b_3, мм	$b_3 = b + 2\delta$			$b_3 = 2{,}55\delta$		
15. Ширина венца b_4, мм	$b_4 = b_3$			$b_4 = b + 1{,}58\delta$		
16. Расстояние от вершины зуба до линии центров c_1, мм	$c_1 \approx 0{,}4\,t$					
17. Радиус закругления торца зуба и направляющей проточки R, мм	$R \approx t$			$R = 50$		
18. Глубина проточки h_3, мм	$h_3 = 0{,}75\,t$					
19. Ширина проточки δ_1, мм	$\delta_1 = 2\delta$					

Параметр	Контрольные размеры
1. Толщина зуба t_y на высоте y, мм	$t_y = t - 2(g\cos\gamma - 0{,}1t\sin\gamma)$
2. Измерительная высота зуба y, мм	$y = g\sin\gamma + 0{,}1t\cos\gamma$
3. Расстояние между кромками рабочих граней зубьев T при $\alpha = 60°$, мм	$T = t + (2g - h_2)/0{,}866$

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

Табл. 13.3.6. Предельные отклонения размеров звездочек приводных зубчатых цепей

ГОСТ 13576-81

Параметр	Предельные отклонения при делительном диаметре звездочки d_g, мм			
	до 120	от 120 до 260	от 260 до 500	от 500 до 800
1. Разность шагов δ_t (одной звездочки), мкм				
- для $t \leqslant 19{,}05$ мм	25 (60)	32 (80)	40 (100)	50 (120)
- для $t > 19{,}05$ мм	32 (80)	40 (100)	50 (120)	60 (160)
2. Радиальное биение окружности впадин E_o, мкм	30 (80)	50 (120)	80 (200)	100 (250)
3. Осевое биение зубчатого венца, мкм	50 (120)	80 (200)	120 (300)	160 (400)
4. Диаметр наружной окружности звездочки D_e	h7 (h8))			
5. Диаметр окружности впадин звездочки D_i	h11 (h12)			
6. Ширина зуба b_3	h11 (h12)			
7. Толщина зуба t_y	h7 (h8)			

* В скобках приведены данные для 2-го класса точности звездочек.

9. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧКИ

На чертеже звездочки в соответствии с ГОСТ 2.408-68 указывают размеры (рис. 13.3.5) и помещают таблицу параметров и размеров (табл. 13.3.7).

Таблица параметров зубьев и венца состоит из трех частей:

I - основные данные для изготовления;

II - данные для контроля;

III - справочные данные.

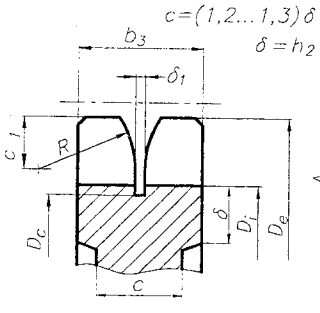
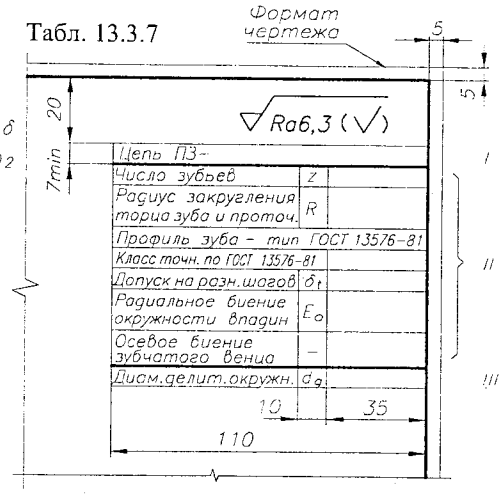


Рис. 13.3.5. Размеры зубьев и венца звездочки

Табл. 13.3.7



13.3.4. ПРИМЕРЫ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧЕК

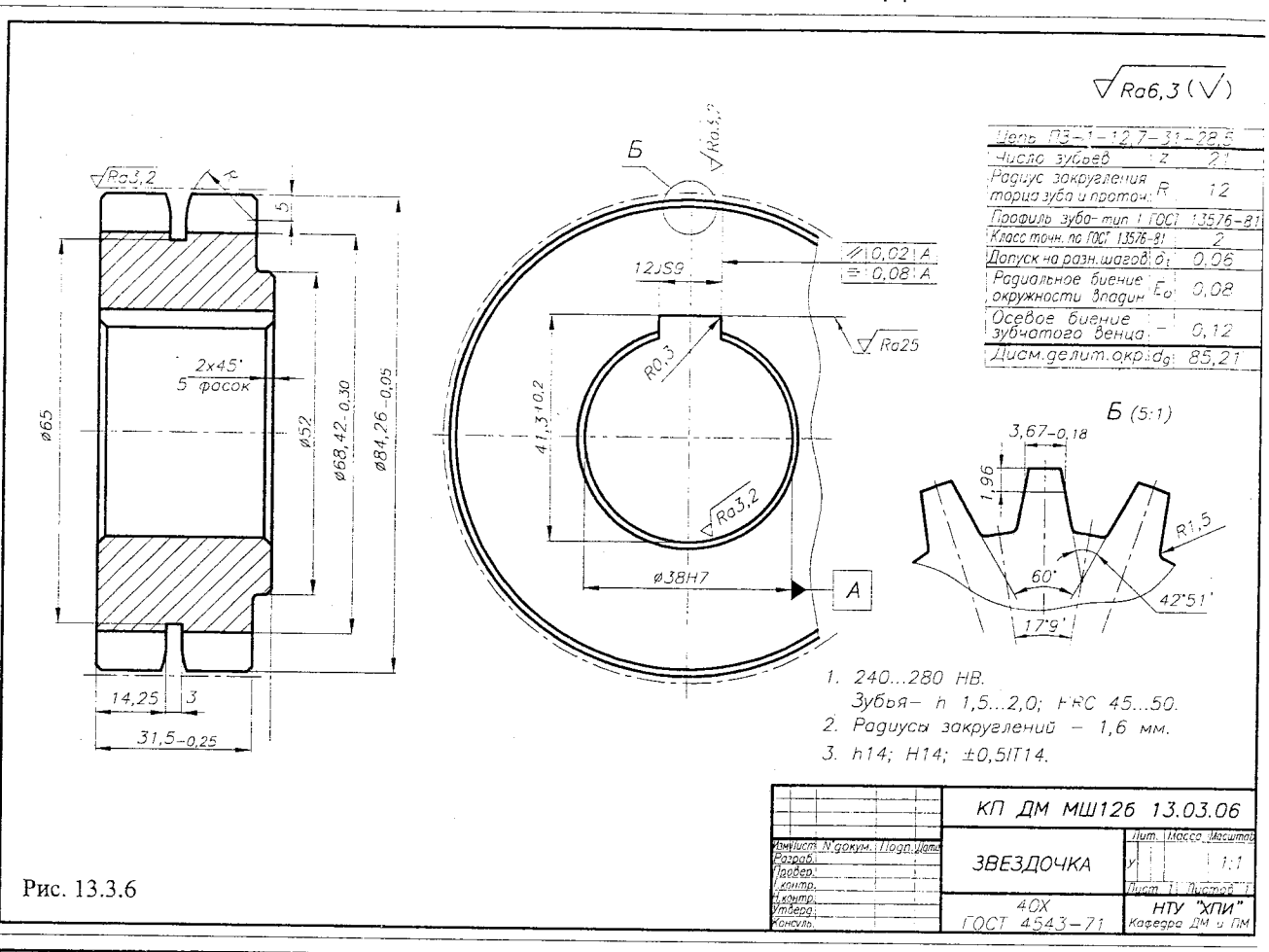


Рис. 13.3.6

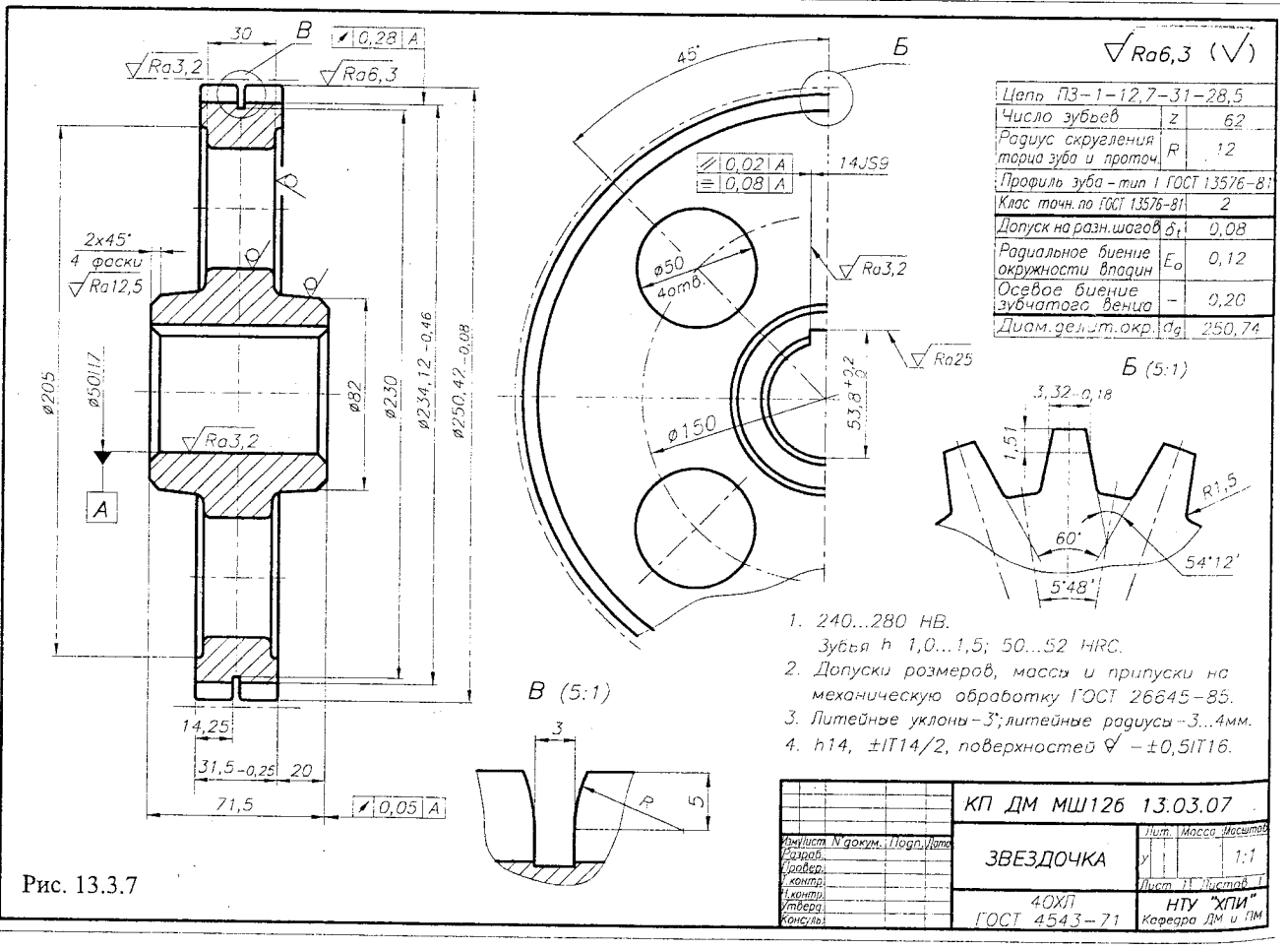


Рис. 13.3.7

13.4. СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ ЦЕПЕЙ

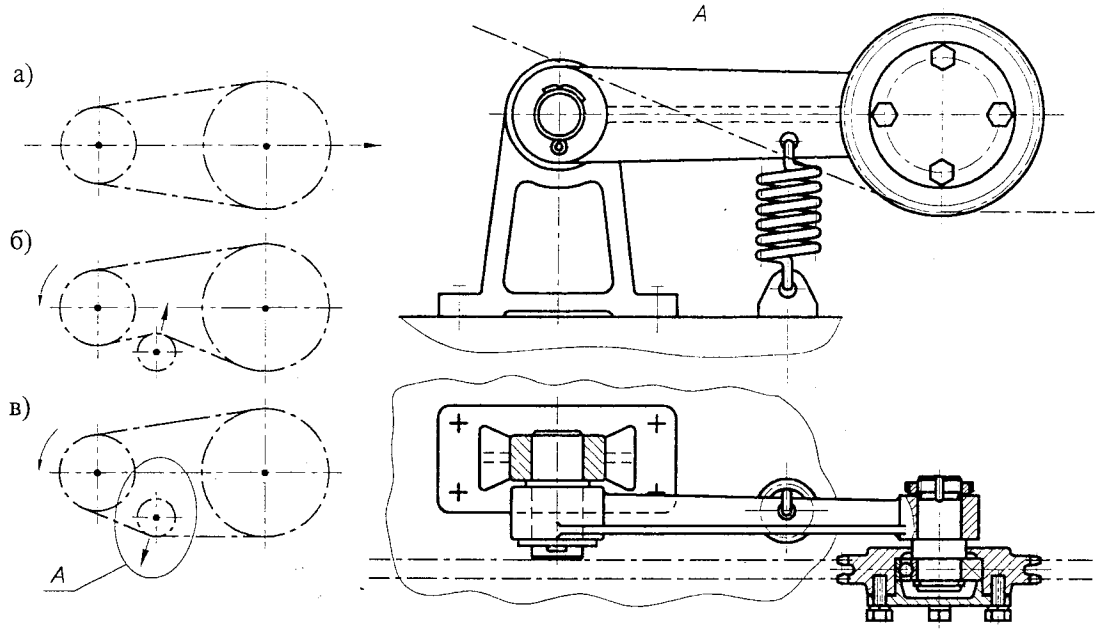
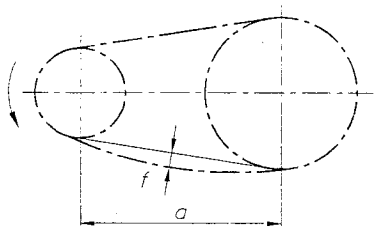


Рис. 13.4.1. Способы натяжения цепи:
а) перемещением одной из звездочек; б) прижимной звездочкой; в) отжимной звездочкой

13.5. МОНТАЖНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ



Рисю 13.5.1. Схема контроля 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. 13.5.1.

Табл. 13.5.1. Зависимость $\triangle = f(a)$

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

13.6. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА ЧЕРТЕЖАХ И СХЕМАХ

1. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА ЧЕРТЕЖАХ 2. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА СХЕМАХ

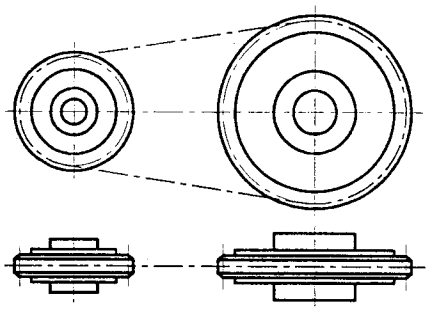


Рис. 13.6.1. Обозначение передачи на чертежах

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

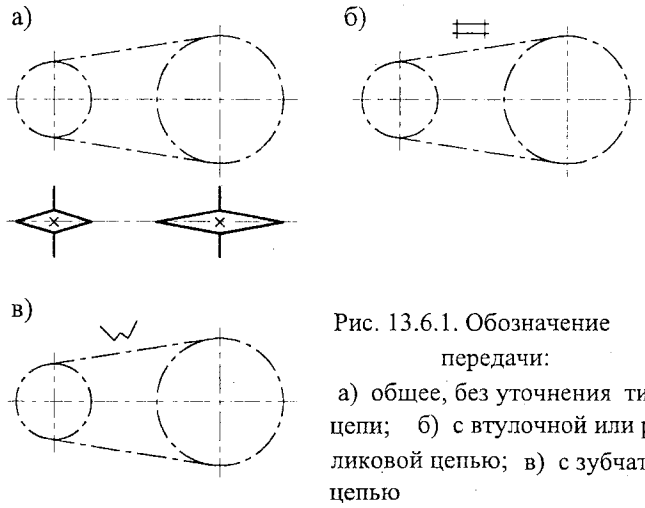


Рис. 13.6.1. Обозначение передачи:
а) общее, без уточнения типа цепи; б) с втулочной или роликовой цепью; в) с зубчатой цепью

14. ПЕРЕДАЧА "ВИНТ-ГАЙКА"

14.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В машиностроении передачу "винт-гайка" применяют для преобразования вращательного движения в поступательное с большим выигрышем в силе, при высокой точности перемещения и позиционирования. При больших углах подъема винтовой линии ($\gamma > 12°$) такую передачу можно использовать и для преобразования поступательного движения во вращательное.

Простейшие винтовые устройства - различного типа стяжки, натяжные и нажимные приспособления, зажимные устройства, а также простейшие грузовые устройства - домкраты, ручные прессы, съемники и т.д. Разнообразно применение винтовых устройств в станкостроении, судостроении, в измерительных приборах и т.д.

Широкому распространению передачи "винт-гайка" способствует простота и надежность, компактность при высокой нагрузочной способности, возможность обеспечения высокой точности перемещений.

Основной недостаток передач - большие потери на трение и низкий КПД. Для уменьшения потерь целесообразно применять многозаходные резьбы с большим углом подъема винтовой линии, но при соблюдении требования самоторможения.

Для уменьшения трения в резьбе при изготовлении гаек используют антифрикционные материалы (бронзы, антифрикционные чугуны).

Действенным способом уменьшения трения в резьбе является замена трения скольжения трением качения. Для этого резьбу на винте и гайке выполняют в виде винтовых канавок, служащих дорожками качения для шариков.

Критериями работоспособности передачи "винт-гайка" являются прочность и устойчивость винта, износостойкость витков.

14.2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧИ

(На примере винтового домкрата) [18, 26, 50, 51]

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 (расчет по удельным давлениям), 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. 14.2.1);

$\psi_г$ - 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.

Рекомендуется принимать $\psi_г = 1{,}5$;

$\psi_h = H_1/P$ - коэффициент высоты витка резьбы (табл. 14.2.2),

где H_1 - рабочая высота профиля, мм;

P - шаг резьбы, мм.

1.2. Внутренний расчетный диаметр резьбы винта d_3' из условия прочности стержня винта на сжатие с учетом кручения, мм,

$$d_3' = \sqrt{4\beta Q/(\pi [\sigma_{сж}])},$$

где $\beta = 1{,}3$ - коэффициент, учитывающий наличие напряжений кручения в сечении винта;

$[\sigma_{сж}] = \sigma_т/3$, МПа - допускаемые напряжения сжатия.

Здесь $\sigma_т$, МПа - предел текучести материала винта, МПа (табл. 15.2.1).

1.3. Для резьб трапецеидальных и упорных диаметр d винта выбирают (табл. 14.4 п. 1, п. 2) из условий $d_2 \geq d_2'$ и $d_3 \geq d_3'$.

Параметры принятого винта:

обозначение резьбы винта, d, d_2, d_3, D_1, D_2, D_3, P, мм (рис. 14.2.1).

Рекомендуется выбирать винт с шагом P, равным среднему из трех шагов для данного типоразмера винта.

Для прямоугольных резьб средний диаметр винта выбирают из условия $d_2 \approx d_2'$ (желательно целое число).

Шаг винта P выбирают равным шагу винтов трапецеидальных (упорных) для вычисленной величины d_2'. Остальные размеры вычисляют по рекомендациям (14.4 п. 3).

Представление и обозначение прямоугольных винтов (рис. 14.2.2).

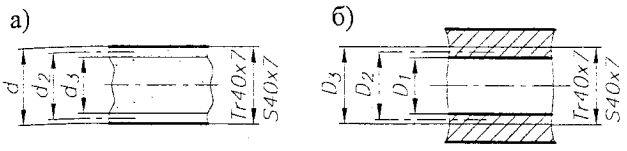


Рис. 14.2.1. Представление на чертежах трапецеидальных (упорных) винтов:
а) наружных; б) внутренних

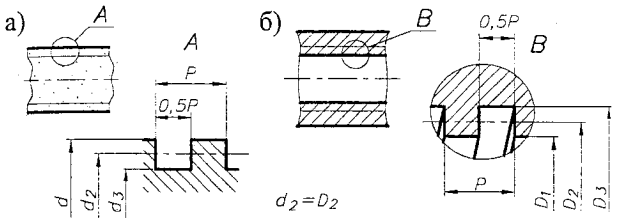


Рис. 14.2.2. Представление на чертежах прямоугольных винтов:
а) наружных; б) внутренних

2. УСЛОВИЕ САМОТОРМОЖЕНИЯ

$\gamma < \rho'$, град (рис. 14.2.3),

где γ = arctg $[P/(\pi d_2)]$ - угол подъема винтовой линии, град;

ρ' = arctg $(f/\cos\alpha)$ - приведенный угол трения, град;

f - коэффициент трения скольжения в паре выбранных материалов (табл. 14.2.1);

α - угол наклона рабочей поверхности винта (табл.14.2.2).

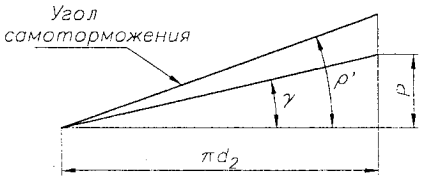


Рис. 14.2.3. Графическое представление условия самоторможения винта

3. МОМЕНТ ТРЕНИЯ В ВИТКАХ ВИНТА, Н·мм,

$$T_{\text{тр в}} = 0{,}5\, Q\, d_2 \operatorname{tg}(\gamma+\rho').$$

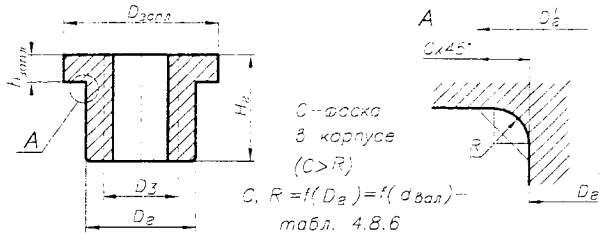
4. РАЗМЕРЫ ГАЙКИ (рис. 14.2.4)

4.1. Высота гайки, мм, $H_\text{г} = \psi_\text{г}\, d_2$.

4.2. Число витков в гайке $z = H_\text{г}/P$ $(z_{\max} \leqslant 11)$. Невыполнение условия $z \leqslant z_{\max}$ требует уменьшения $\psi_\text{г}$ с переходом к п. 1.1 или увеличения P с переходом к п. 1.3.

4.3. Наружный диаметр гайки из расчета на растяжение с учетом кручения, мм,

$$D_\text{г} = \sqrt{4 \cdot 1{,}3\, Q/(\pi\,[\sigma_\text{р}]) + D_3^2},$$



14.2.4. Основные размеры гайки

где $[\sigma_\text{р}]$ - допускаемое напряжение на растяжение для материала гайки (табл. 14.2.3).

4.4. Для гайки, выполненной с заплечиком:

- наружный диаметр заплечика из условия прочности по удельным давлениям, мм (рис. 14.2.4),

$$D_\text{запл} = \sqrt{4\,Q/(\pi\,[q]') + D_\text{г}'^2}.$$

где $[q]'$ - допускаемые удельные давления, МПа (табл. 14.2.3).

Место перехода от диаметра гайки к заплечику всегда выполняют с закруглением радиусом R. Для этого корпус выполняют с фаской $c > R$ (табл. 4.8.6). Тогда $D_\text{г}' = D_\text{г} + 2c$;

- высота заплечика, мм, $h_\text{запл} = (0{,}20...0{,}25)\, H_\text{г}$.

Условие прочности заплечика на срез, МПа,

$$\tau = Q/(\pi\, D_\text{г}\, h_\text{запл}) \leqslant [\tau].$$

где $[\tau]$ - допускаемое напряжение на срез для материала гайки (табл. 14.2.3).

4.5. Момент трения на опорной поверхности заплечика, Н·мм,

$$T_{\text{тр запл}} = Q\, f\,(D_\text{запл}^3 - D_\text{г}'^3) / [3\,(D_\text{запл}^2 - D_\text{г}'^2)].$$

4.6. Условие непроворачиваемости гайки в корпусе

$$T_{\text{тр запл}} > T_{\text{тр в}}.$$

Невыполнение этого условия требует конструктивных решений для реализации момента

$T = T_{\text{тр в}} - T_{\text{тр запл}}$, Н·мм:

а) использование винтов, рассчитываемых на срез:
$\tau = 2\,T/(D_\text{г}\, d_\text{в}\, L_\text{в}) \leqslant [\tau]$, МПа (рис. 14.3.5,*б*);
$\tau = 4 \cdot 2\,T/(D_\text{г}\,\pi\, d_\text{в}^2) \leqslant [\tau]$, МПа (рис. 14.3.5,*а*),
где $d_\text{в}$, $L_\text{в}$ - диаметр и длина винта;

б) использование шпоночных соединений (рис. 14.3.5,*в*);

в) использование прессовых соединений (рис. 14.3.5,*г*);

г) увеличение $D_\text{запл}$ (рекомендуется).

5. ПРОВЕРКА УСТОЙЧИВОСТИ ВИНТА

5.1. Максимальная длина сжимаемого винта, мм,

$$L_1 = L + h_2 + 0{,}5\, H_\text{г}$$ (рис. 14.2.8).

5.2. Приведенная длина сжимаемого винта, мм,

$$L_\text{пр} = \mu\, L_1,$$

где μ - коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта (рис. 14.2.9).

5.3. Гибкость винта $\lambda = L_\text{пр}/i_{\min}$,

где $i_{\min} = \sqrt{J/S} = 0{,}25 d_3$, мм - радиус инерции сечения винта, мм;

$J = J_o\varphi$ - 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 $\lambda \geq 100$ $Q_{кр} = \pi^2 E J / L_{пр}^2 \geq Q$;
- для $40 \leq \lambda < 100$ $Q_{кр} = \sigma_{кг} S = (a - b\lambda) S \geq Q$;
- для $\lambda < 40$ проверка устойчивости не проводится.

Значения коэффициентов a и b (табл. 14.2.4).

Невыполнение условия $Q_{кг} \geq Q$ требует увеличения диаметра винта или выбора материала с более высокими механическими характеристиками.

Критическая нагрузка $Q_{кг}$ для винта со ступенчато изменяющимся сечением (рис. 14.2.10, табл. 14.2.5).

6. РАЗМЕРЫ ОПОРНОЙ ЧАШКИ ДОМКРАТА

6.1. Плоское опирание чашки на винт (рис. 14.3.1, рис. 14.3.2).

Наружный диаметр опорной поверхности чашки из условия ее износостойкости при $d_o = (0{,}5...0{,}6)\,d$

$$D_o = \sqrt{4Q/(\pi[q]) + d_o^2}$$

Полученный таким образом диаметр должен быть

$$D_o \leq D_3 = 1{,}3\,d \quad \text{(рис. 14.3.1, } а\text{-}в\text{)}.$$

Невыполнение этого условия требует перехода к конструкции рис. 14.3.1, $г, д$, где $d_o = 0$. Тогда

$$D_o = \sqrt{4Q/(\pi[q])} \leq D_3 = 1{,}3\,d.$$

Невыполнение этого условия требует перехода к конструкции со сферическим опиранием чашки на винт.

Другие размеры чашки, мм (рис. 14.3.2).

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 - из вышеприведенных расчетов.

6.2. Сферическое опирание чашки на винт выполняется в двух вариантах:

1. сфера - плоскость (R; $R = \infty$);
2. сфера выпуклая - сфера вогнутая (R; R_1).

Радиус сферы $R \approx (1{,}1...1{,}4)d$ (рис. 14.2.5).

При опирании чашки на винт через две сферы радиус другой сферы $R_1 \approx 1{,}2\,R$.

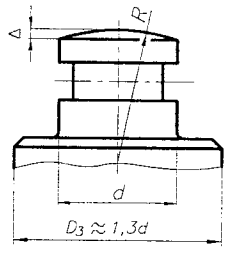


Рис. 14.2.5. К определению радиуса сферы

Момент трения на опорной поверхности чашки, Н·мм, $T_{тр\,ч} = Q f D_o/3$,

где $D_o = 2a$, мм;

$a = 1{,}109\sqrt[3]{QR/E}$ (рис. 14.3.3, $а$);

$a = 1{,}109\sqrt[3]{QRR_1/[E(R_1 - R)]}$ (рис. 14.3.3, $б$).

Здесь R, R_1 - радиусы кривизны опорных сферических поверхностей, мм;

$E = 2{,}1 \cdot 10^5$ - модуль упругости, МПа.

Рекомендуется сферическую поверхность выполнять не вместе с винтом, а как подкладку.

7. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ВИНТА

$$\sigma_{экв} = \sqrt{[4Q/(\pi d_3^2)]^2 + 3[10^3 T/(0{,}2 d_3^3)]^2} \leq [\sigma_{сж}],\ \text{МПа},$$

где T - крутящий момент в опасном сечении винта, Н м:

- для домкратов $T = T_{тр\,в}$;
- для прессов, съемников $T = T_{тр\,в} + T_{тр\,ч}$.

Невыполнение этого условия требует увеличения диаметра винта или выбора материала с более высокими механическими свойствами с последующим переходом к п. 1.3.

8. РАЗМЕРЫ КОРПУСА (рис. 14.2.6)

8.1. Высота корпуса, мм,

$$L_к = L + (10...20) + H_г - h_{запл}.$$

8.2. Внутренний диаметр корпуса у основания (при уклоне стенок 1:10), мм,

$$D_{кв} = d_{кв} + [L + (10...15)]/5.$$

Здесь $d_{кв} = D_г + 5$ мм (рис. 14.2.6).

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 $\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_{сж}]$,

где $\sigma_{сж} = 4Q/\pi[(d_{кв} + 2\delta)^2 - d_{кв}^2]$;

$\tau = T_{тв}[16(d_{кв} + 2\delta)]/\{\pi[(d_{кв} + 2\delta)^4 - d_{кв}^4]\}$.

Здесь $[\sigma_{сж}] = 50...60$ МПа - для чугуна.

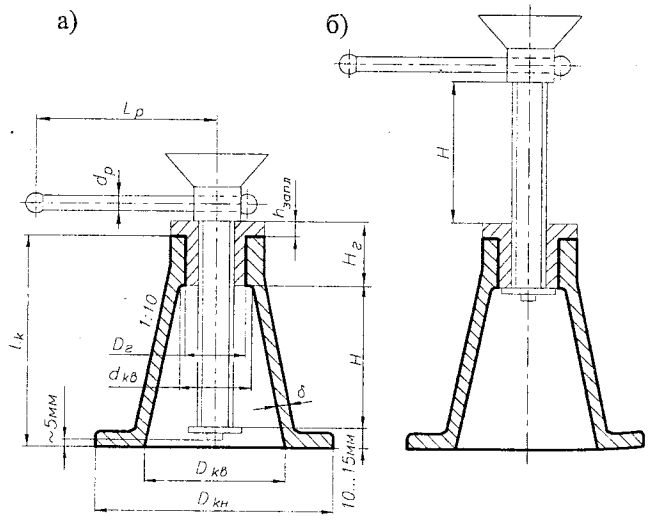


Рис. 14.2.6. К определению размеров корпуса. Положения, когда: а) винт ввернут; б) винт вывернут

8а. К ВЫБОРУ РАЗМЕРА ТРУБЫ ДЛЯ СВАРНОГО КОРПУСА ДОМКРАТА

Предварительный внутренний диаметр трубы, мм, $d'_{тр} = D_г - (2...3)$ мм (рис. 14.2.7, $а$).

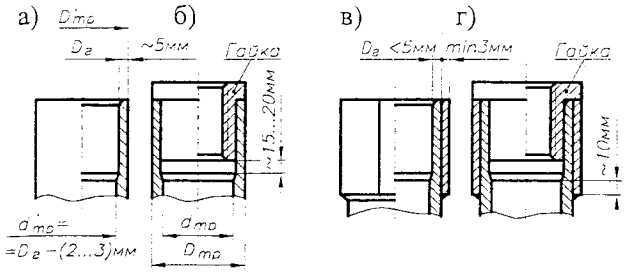


Рис. 14.2.7. К определению диаметра трубы:
а),б) без упрочнения трубы ($\delta \geq 5$ мм);
в),г) с упрочнением трубы ($\delta < 5$ мм);
а),в) труба после расточки;
б),г) труба с установленной гайкой

Предварительный наружный диаметр трубы, мм,

$$D'_{тр} = D_г + 2\delta = D_п + 10 \text{ мм} \quad (\text{rys. } 14.2.7, а),$$

где $\delta = 5{,}0$ мм - минимальная толщина стенки трубы.
Из сортамента труб выбирают трубу, соответствующую размерам $D_{тр} \geq D'_{тр}$ (1); $d_{тр} \leq d'_{тр}$.
Если условие (1) не выполняется, производят упрочнение расточенного диаметра трубы (рис. 14.2.7, *в*).

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 $F_р \leq 300$ 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 $[\sigma_и] = 100$ МПа - Ст3), мм, $d_р = \sqrt[3]{F_р z_р k_р (L_р - 0{,}5 D_3) / (0{,}1 [\sigma_и])}$.

Конструкция храпового механизма (14.5).

9.2. Механический привод

Потребная мощность двигателя, кВт

$$P_{эд} = Q \vartheta / (1000 \eta_{привода}),$$

где ϑ - скорость подъема, м/с.

10. ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

10.1. Коэффициент полезного действия

$$\eta = \operatorname{tg}\gamma / [\operatorname{tg}(\gamma + \rho') + 2T_{тр\,ч} / (Q\, d_2)].$$

10.2. Передаточное число

$$u = 2\pi L_р / P.$$

Табл. 14.2.1. 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 на 30 %.

Табл 14.2.2. Некоторые параметры профиля резьбы

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. 14.2.3. Некоторые допускаемые напряжения для материалов пары "винт-гайка"

	$[\sigma_р]$, МПа	$[q]'$, МПа	$[\tau]$, МПа
Сталь	$\sigma_т/3$	$\sigma_т/2$	0,6 $[\sigma_р]$
Бронза	35...45	45...50	30...50
Чугун	20...24	60...80	30...50

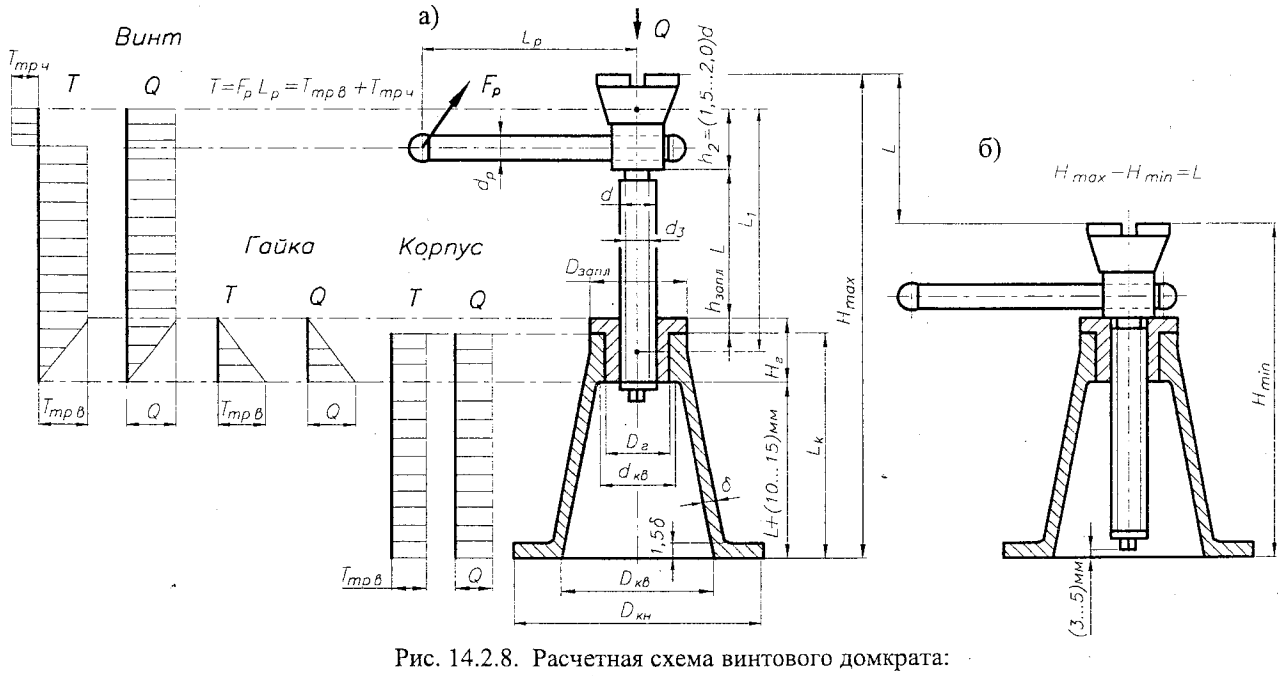


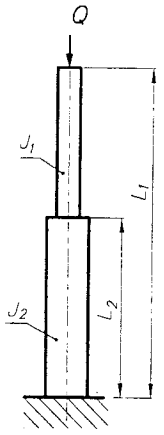
Рис. 14.2.8. Расчетная схема винтового домкрата:
а) максимальная высота домкрата; б) то же, минимальная

Табл. 14.2.4. 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. 14.2.5. Значения коэффициента $n = f(J_1/J_2, L_2/L_1)$

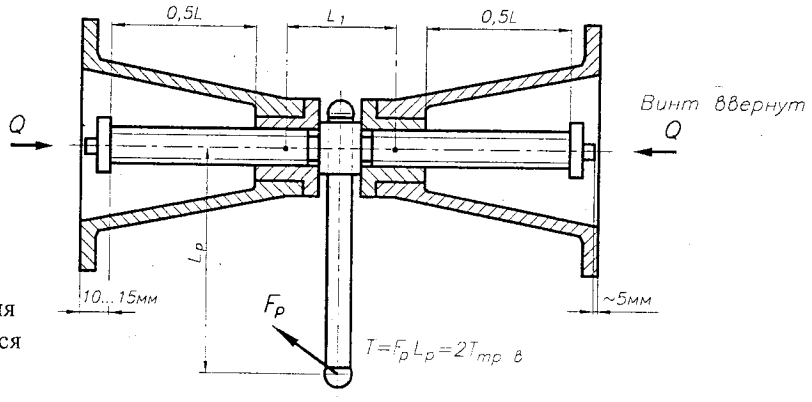
J_1/J_2	L_2/L_1			
	0,2	0,4	0,6	0,8
0,01	0,15	0,27	0,60	2,26
0,1	1,47	2,40	4,50	8,59
0,2	2,80	4,22	6,69	9,33
0,4	5,09	6,68	8,51	9,67
0,6	6,98	8,19	9,24	9,78
0,8	8,55	9,18	9,63	9,84



$$Q_{kr} = n\frac{EJ_2}{L_{пр}^2},$$

n (табл. 14.2.5)

Рис. 14.2.10. Схема стержня со ступенчато изменяющимся сечением



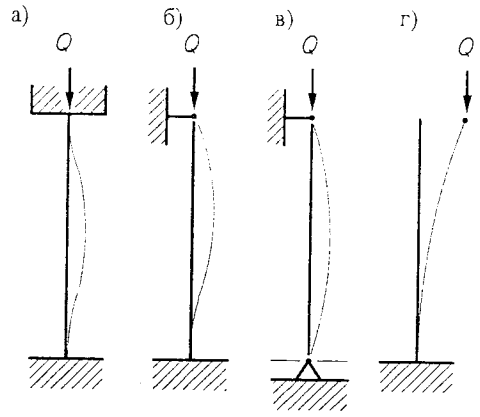


Рис. 14.2.9. Способы закрепления концов винта и значения коэффициентов приведения длины μ:

а) $\mu = 0,5$ - плоское опирание (распорки, домкраты);

б) $\mu = 0,7$ (прессы);

в $\mu = 1,0$ (ходовые винты станков);

г) $\mu = 2,0$ - опирание по сфере (домкраты)

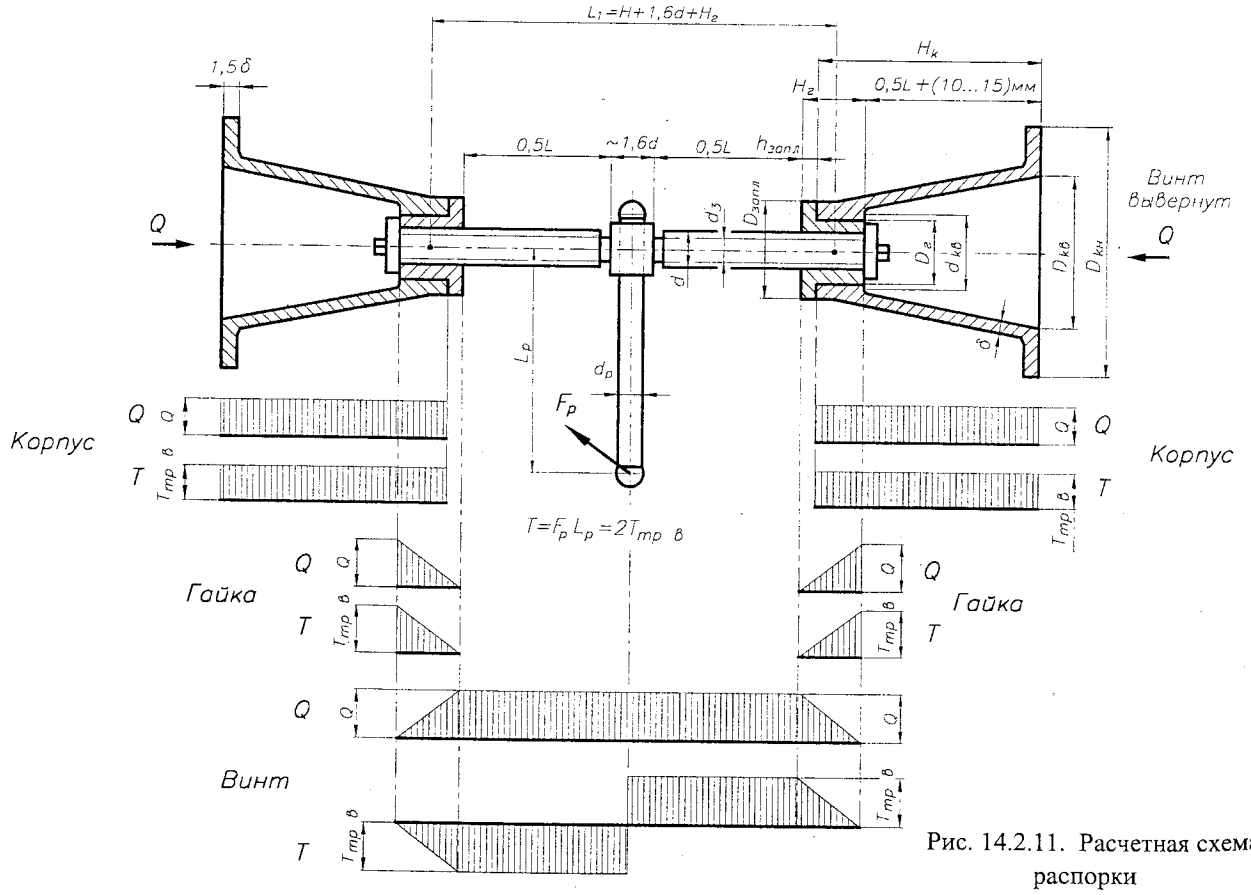


Рис. 14.2.11. Расчетная схема распорки

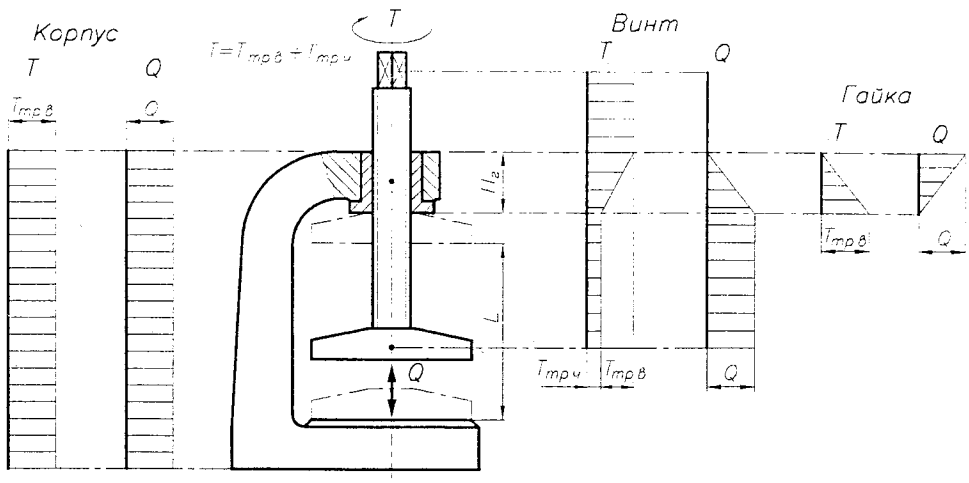


Рис. 14.2.12. Расчетная схема винтового пресса

ПРИМЕР

ЗАДАНИЕ: *Рассчитать основные параметры винтового домкрата.*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Осевая нагрузка $Q = 27000$ Н.

Высота подъема $L = 400$ мм.

Профиль резьбы - трапецеидальный.

Материал винта - Ст3, гайки - серый чугун СЧ20.

РЕШЕНИЕ:

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ВИНТА

1.1. Средний расчетный диаметр резьбы d_2' из условия износостойкости витков (расчет по удельным давлениям)

$$d_2' = \sqrt{Q/(\pi \psi_г \psi_h [q])} = \sqrt{27000/(\pi\, 1{,}5 \cdot 0{,}5 \cdot 6)} = 43{,}7 \text{ мм},$$

где $[q] = 6{,}9$ МПа - среднее допускаемое давление между рабочими поверхностями витков винта и гайки, (табл. 14.2.1);

$\psi_г = H_г/d_2$ - коэффициент высоты гайки.

Принимаем $\psi_г = 1{,}5$;

$\psi_h = H_1/P$ - 1,5 - коэффициент высоты витка резьбы (табл. 14.2.2).

1.2. Внутренний расчетный диаметр резьбы винта d_3' из условия прочности стержня винта на сжатие с учетом кручения

$$d_3' = \sqrt{4 \beta Q/(\pi [\sigma_{сж}])} = \sqrt{4 \cdot 1{,}3 \cdot 27000/(\pi\, 72)} = 24{,}9 \text{ мм},$$

где $\beta = 1{,}3$ - коэффициент, учитывающий наличие напряжений кручения в сечении винта;

$[\sigma_{сж}] = \sigma_т/3 = 215/3 = 72$ МПа - допускаемые напряжения сжатия.

Здесь $\sigma_т = 215$ МПа - предел текучести материала винта (табл. 15.2.1).

1.3. По табл. 14.4.1 выбираем размеры сечения трапецеидального винта из условий $d_2 \geqslant d_2'$ и $d_3 \geqslant d_3'$ для средней величины шага из 3-х шагов для данного типо-размера винта. Принимаем винт - ТР 48х8 с параметрами

$d = 48$ мм; $d_2 = 44$ мм; $d_3 = 39$ мм; $D_1 = 40$ мм;

$D_2 = 44$ мм; $D_3 = 49$ мм; $P = 8$ мм (рис. 14.2.1).

2. УСЛОВИЕ САМОТОРМОЖЕНИЯ

$\gamma < \rho'$, град (рис. 14.2.3),

где $\gamma = \operatorname{arctg}[P/(\pi d_2)] = \operatorname{arctg}(8/\pi\, 44) = 3{,}32°$ - угол подъема винтовой линии;

$\rho' = \operatorname{arctg}(f/\cos\alpha) = \operatorname{arctg}(0{,}12/\cos 15°) = 7{,}08°$ - приведенный угол трения;

$f = 0{,}12$ - коэффициент трения скольжения в паре выбранных материалов (табл. 14.2.1);

$\alpha = 15°$ - угол наклона рабочей поверхности винта (табл. 14.2.2);

$$\gamma = 3{,}32° < \rho' = 7{,}09°.$$

3. МОМЕНТ ТРЕНИЯ В ВИТКАХ ВИНТА

$$T_{тр\,в} = 0{,}5\, Q\, d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho') =$$
$$= 0{,}5 \cdot 27000 \cdot 44 \operatorname{tg}(3{,}32 + 7{,}09) = 109 \cdot 10^3 \text{ Н·мм}.$$

4. РАЗМЕРЫ ГАЙКИ (рис. 14.2.4)

4.1. Высота гайки $H_г = \psi_г d_2 = 1{,}5\ 44 = 66$ мм.

4.2. Число витков в гайке

$$z = H_г/P = 66/8 = 8{,}25 \quad (z_{max} \leqslant 11).$$

4.3. Наружный диаметр гайки из расчета на растяжение с учетом кручения

$$D_г = \sqrt{4 \cdot 1{,}3\, Q/(\pi [\sigma_р]) + D_3^2} =$$
$$= \sqrt{4 \cdot 1{,}3 \cdot 27000/(\pi\, 71) + 49^2} = 55 \text{ мм},$$

где $[\sigma_р] = 71$ МПа - допускаемое напряжение на растяжение для материала гайки (табл. 15.2.2).

Принимаем $D_г = 56$ мм как размер из ряда нормальных размеров (табл. 15.1.1).

4.4. Наружный диаметр заплечика из условия прочности на удельные давления

$$D_{запл} = \sqrt{4\, Q/(\pi [q]') + D_г'^2} =$$
$$= \sqrt{4\ 27000/(\pi\, 70) + 62^2} = 66 \text{ мм},$$

где $[q]' = 70$ МПа - допускаемые удельные давления (табл. 14.2.3).

Для $D_г = 56$ мм $R = 2{,}5$ мм; $c = 3{,}0$ мм (табл. 4.8.6).

Тогда $D_г' = D_г + 2c = 56 + 2 \cdot 3 = 62$ мм.

Высота заплечика

$h_{запл} = (0{,}20...0{,}25) H_г = (0{,}20...0{,}25) 66 = 15$ мм.

Условие прочности заплечика на срез

$\tau = Q/(\pi D_г h_{запл}) = 27000/(\pi\, 56 \cdot 15) = 10{,}2 < [\tau] = 50$ МПа,

где $[\tau] = 50$ МПа - допускаемые напряжения на срез для материала гайки (табл. 15.2.2).

4.5. Момент трения на опорной поверхности заплечика

$$T_{\text{тр запл}} = Q f (D^3_{\text{запл}} - D'^3_{\text{г}}) / [3 (D^2_{\text{запл}} - D'^2_{\text{г}})] =$$
$$= 27000 \cdot 0{,}12 (66^3 - 56^3)/3[(66^2 - 56^2)] = 99 \cdot 10^3 \text{ Н·мм}.$$

Так как условие самоторможения гайки $T_{\text{тр в}} > T_{\text{тр запл}}$ не выполнено, то увеличиваем диаметр заплечика.

Принимаем $D_{\text{запл}} = 68$ мм. Тогда $T_{\text{тр запл}} = 228 \cdot 10^3$ Н·мм. Условие выполнено.

5. ПРОВЕРКА УСТОЙЧИВОСТИ ВИНТА

5.1. Максимальная длина сжимаемого винта

$$L_1 = L + h_2 + 0{,}5 H_{\text{г}} = 400 + 2 \cdot 48 + 0{,}5 \cdot 66 = 529 \text{ мм}.$$

$h_2 = (1{,}5...2{,}0)\, d$ (рис. 14.2.8).

5.2. Приведенная длина сжимаемого винта

$$L_{\text{пр}} = \mu L_1 = 0{,}5 \cdot 529 = 265 \text{ мм},$$

где $\mu = 0{,}5$ - коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта (рис. 14.2.9) (плоское опирание чашки).

5.3. Гибкость винта $\lambda = L_{\text{пр}} / i_{\min} = 265/11 = 24{,}1$,

где $i_{\min} = \sqrt{J/S} = 0{,}25 d_3$ - радиус инерции сечения винта, мм.

Для $\lambda < 40$ проверка устойчивости не выполняется.

6. РАЗМЕРЫ ОПОРНОЙ ЧАШКИ ДОМКРАТА

6.1. Плоское опирание чашки на винт (рис. 14.3.1, 14.3.2).

Наружный диаметр опорной поверхности чашки из условия ее износостойкости

$$D_o = \sqrt{4Q/(\pi [q]) + d_o^2} = \sqrt{4 \cdot 27000/(\pi 9) + 25^2} = 66{,}7 \text{ мм}.$$

$$d_o = (0{,}5...0{,}6)\, d = (0{,}5...0{,}6)\, 48 = 25 \text{ мм}.$$

$$D_o = 67 > D_3 = 1{,}3 \cdot 48 = 63 \text{ мм}.$$

$[q] = 9$ МПа - допускаемые удельные в паре "сталь (чашка) - сталь (винт)" (табл. 14.2.3).

Невыполнение этого условия требует перехода к конструкции на рис. 12.3.1,*г,д*, где $d_o = 0$. Тогда

$$D_o = \sqrt{4Q/(\pi [q])} = \sqrt{4 \cdot 27000/(\pi 9)} = 62 \text{ мм} < D_3 = 63 \text{ мм}.$$

Момент трения на опорной поверхности чашки

$$T_{\text{тр ч}} = Q f D_o / 3 = 27000 \cdot 0{,}12 \cdot 62/3 = 67 \cdot 10^3 \text{ Н·мм}.$$

7. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ВИНТА

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{[4Q/(\pi d_3^2)]^2 + 3[T_{\text{тр в}} / (0{,}2 d_3^3)]^2} =$$
$$= \sqrt{[4 \cdot 27000/(\pi 39^2)]^2 + 3[109000/(0{,}2 \cdot 39^3)]^2} = 27 \text{ МПа} \leqslant$$
$$\leqslant [\sigma_{\text{сж}}] = 72 \text{ МПа}.$$

8. РАЗМЕРЫ КОРПУСА (рис. 14.2.6)

8.1. Высота корпуса

$$L_{\text{к}} = L + (10...20) - H_{\text{г}} - h_{\text{запл}} = 400 + (10...20) + 66 - 15 = 490 \text{ мм}.$$

8.2. Внутренний диаметр корпуса у основания (при уклоне стенок 1:10)

$$D_{\text{кв}} = d_{\text{кв}} + [L + (10...15)]/5 = 60 + (400 + (10...15))/5 = 140 \text{ мм}.$$

Здесь $d_{\text{кв}} = D_{\text{г}} + 5$ мм $= 56 + 4 = 60$ мм.

8.3. Наружный диаметр корпуса у основания из расчета на удельные давления

$$D_{\text{кн}} = \sqrt{4Q/(\pi [q]') + D^2_{\text{кв}}} = \sqrt{4 \cdot 27000/(\pi 2{,}5) + 140^2} = 183 \text{ мм},$$

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)

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2_{\text{сж}} + 3\tau^2} = \sqrt{21{,}7^2 + 3 \cdot 2{,}9^2} = 22{,}3 \text{ МПа} \leqslant [\sigma_{\text{сж}}],$$

где $\sigma_{\text{сж}} = 4Q/(\pi [(d_{\text{кв}} + 2\delta)^2 - d^2_{\text{кв}} =$
$= 4 \cdot 27000/(\pi (60 + 2 \cdot 6)^2 - 60^2) = 21{,}7$ МПа;

$$\tau = T_{\text{тр в}} [16 (d_{\text{кв}} + 2\delta)] / \{\pi [(d_{\text{кв}} + 2\delta)^4 - d^4_{\text{кв}}]\} =$$
$$= 109000[16(60 + 2 \cdot 6)]/\{\pi [(60 + 2 \cdot 6)^4 - 60^4]\} = 2{,}9 \text{ МПа}.$$

Здесь $[\sigma_{\text{сж}}] = 50...60$ МПа - для чугуна.

9. ПРИВОД ПЕРЕДАЧИ

9.1. Ручной привод

Длина рукоятки (радиус маховичка)

$$L_{\text{р}} = (T_{\text{тр в}} + T_{\text{тр ч}}) / (F_{\text{р}} z_{\text{р}} k_{\text{р}}) =$$
$$= (109000 + 66960)/(300 \cdot 2 \cdot 0{,}8) = 360 \text{ мм},$$

где $F_{\text{р}} \leqslant 300$ N - усилие, развиваемое одним рабочим на рукоятке (маховичке);

$z_{\text{р}} = 2$ - число рабочих;

$k_{\text{р}} = 0{,}9$ - коэффициент, учитывающий неравномерность одновременной работы двух и более рабочих.

Диаметр рукоятки (при $[\sigma_{\text{и}}] = 100$ МПа - Ст3)

$$d_{\text{р}} = \sqrt[3]{F_{\text{р}} z_{\text{р}} k_{\text{р}} (L_{\text{р}} - 0{,}5 D_3)/(0{,}1 [\sigma_{\text{и}}])} =$$
$$= \sqrt[3]{300 \cdot 2 \cdot 0{,}8 (360 - 0{,}5\ 63)/(0{,}1 \cdot 100)} = 25 \text{ мм}.$$

10. ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

10.1. Коэффициент полезного действия

$$\eta = \operatorname{tg}\gamma / [\operatorname{tg}(\gamma + \rho') + 2 T_{\text{тр ч}} / (Q d_2)] =$$
$$= \operatorname{tg} 3{,}32° / [\operatorname{tg}(3{,}32° + 7{,}09°) + 2 \cdot 66960/(27000 \cdot 44)] = 11{,}4\ \%.$$

10.2. Передаточное число

$$u = 2\pi L_{\text{р}} / P = 2\pi\ 360/8 = 283.$$

14.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ НЕКОТОРЫХ УЗЛОВ ПЕРЕДАЧИ

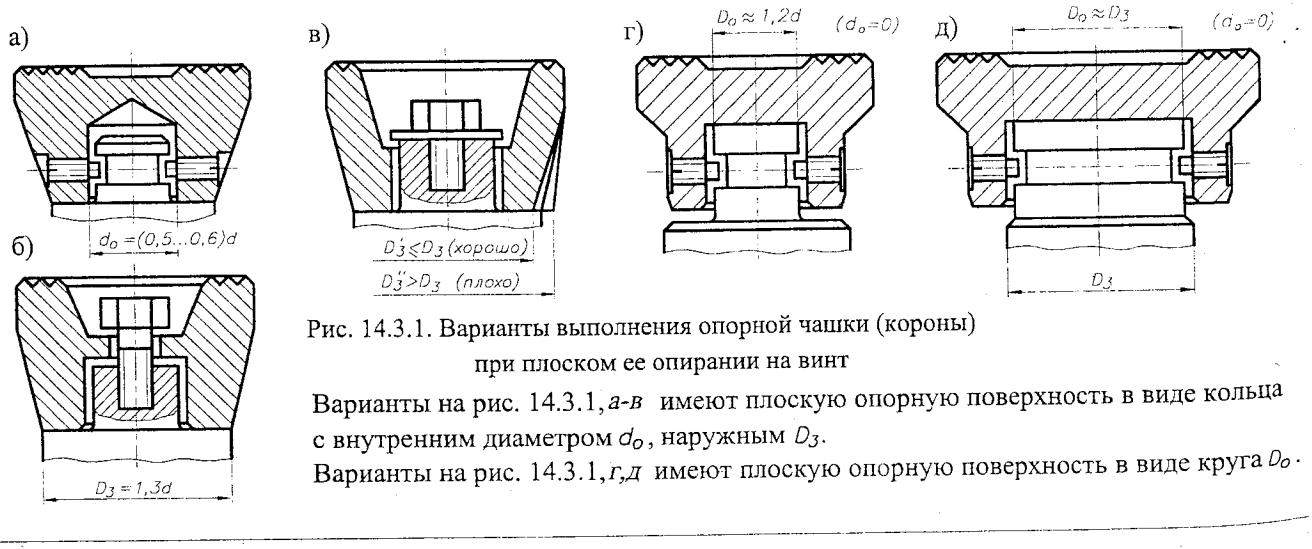


Рис. 14.3.1. Варианты выполнения опорной чашки (короны) при плоском ее опирании на винт

Варианты на рис. 14.3.1, *а-в* имеют плоскую опорную поверхность в виде кольца с внутренним диаметром d_o, наружным D_3.

Варианты на рис. 14.3.1, *г,д* имеют плоскую опорную поверхность в виде круга D_o.

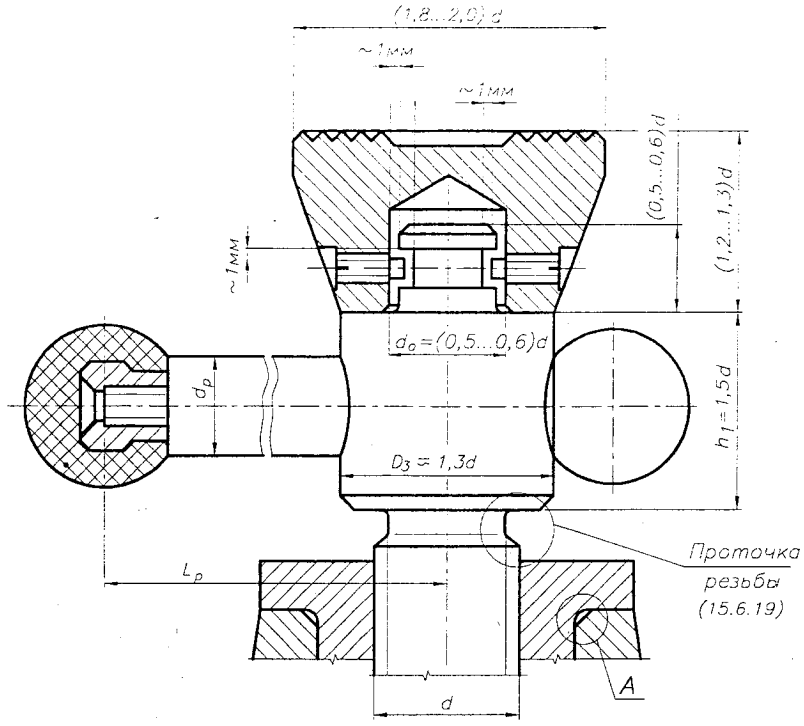


Рис. 14.3.2. Установка опорной чашки (короны)

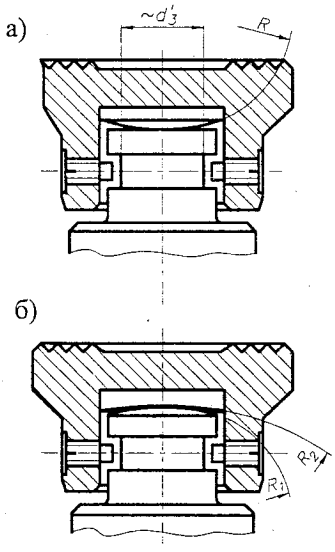


Рис. 14.3.3. Варианты установки опорной чашки (короны) при сферическом ее опирании на винт

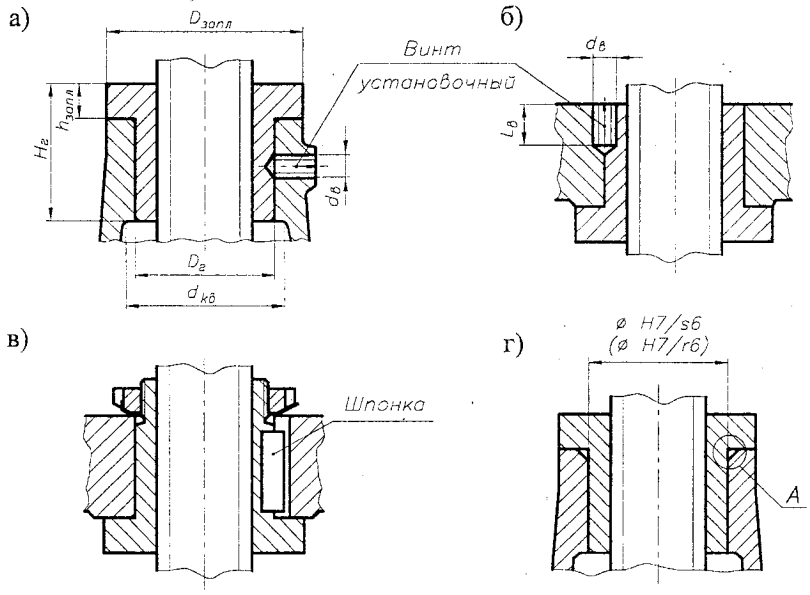


Рис. 14.3.5. Варианты блокады гайки

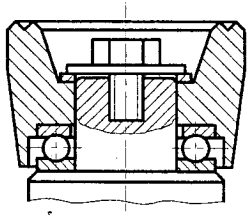
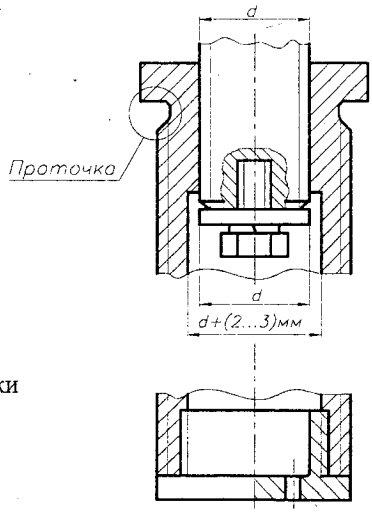


Рис. 14.3.4. Вариант установки опорной чашки (короны) на подшипнике качения



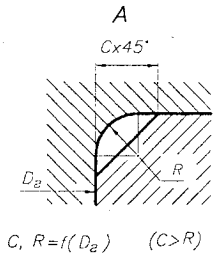


Рис. 14.3.6. Вариант выполнения конструкции резьбовой втулки телескопического домкрата

14.4. ПРОФИЛИ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕЗЬБ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

1. РЕЗЬБА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ

Табл. 14.4.1. 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_3	$D_2=d_2$	D_1	d_3	Число заходов n / Ход резьбы P_h				
							2	3	4	6	8
...											
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 *Tr20x4* с полем допуска *7e*: *Tr20x4–7e*
- винтового отверстия *Tr20x4* 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*

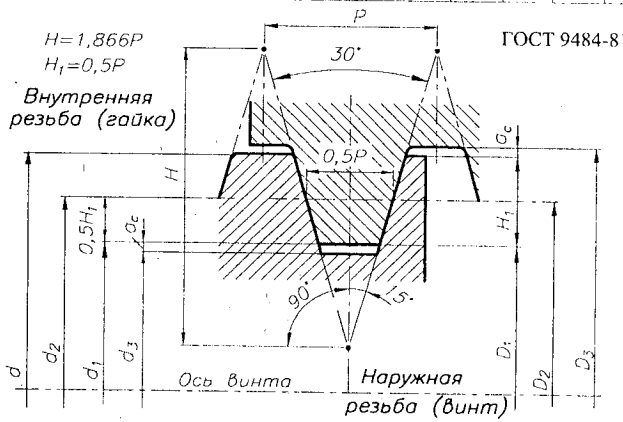


Рис. 14.4.1. Профиль трапецеидальной резьбы

2. РЕЗЬБА УПОРНАЯ

Табл. 14.4.2. Размеры профиля резьбы, мм

ГОСТ 10177-82

$d = D_3$		P	$D_2 = d_2$	D_1	d_3	$d = D_3$		P	$D_2 = d_2$	D_1	d_3
1-й ряд	2-й ряд					1-й ряд	2-й ряд				
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.

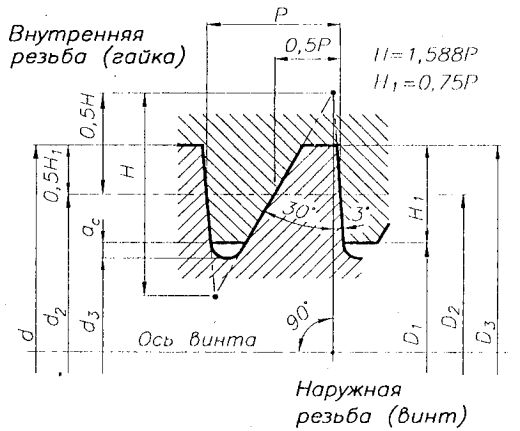


Рис. 14.4.2. Профиль упорной резьбы

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*

3. РЕЗЬБА ПРЯМОУГОЛЬНАЯ (нестандартизированная)

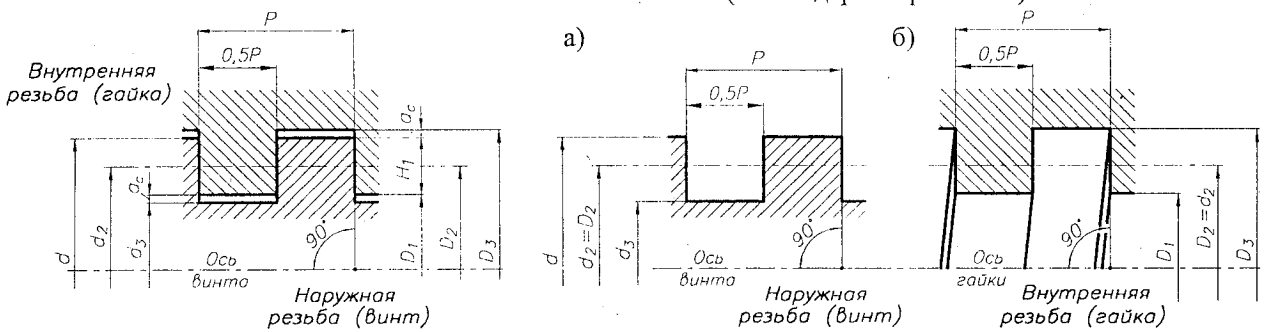


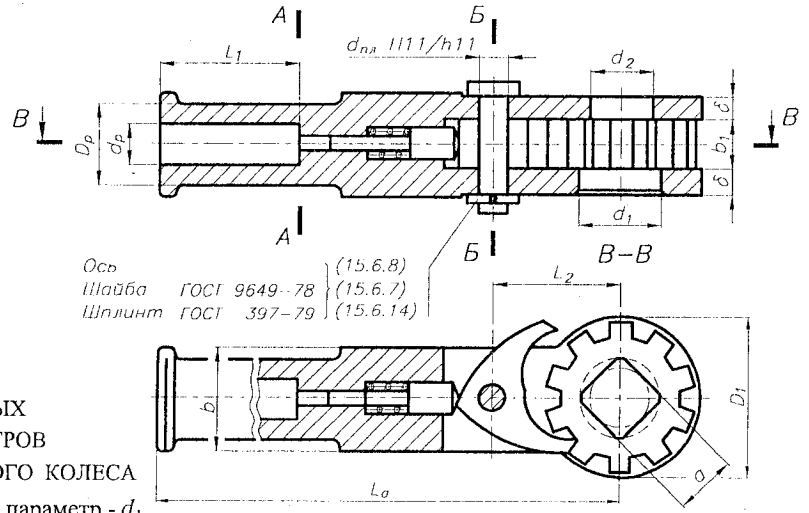
Табл. 14.4.3. Рекомендуемые размеры профиля прямоугольной резьбы, мм

Винт	Гайка	
P - выбирается		
d_2 - выбирается $d = d_2 + H_1$ $d_3 = d_2 - H_1 - 2a_c$	$D_2 = d_2$ $D_3 = d_2 + H_1 + 2a_c$ $D_1 = d_2 - H_1$	
$P \leqslant 5$ $P \leqslant 12$ $P > 12$	$a_c = 0{,}25$ $a_c = 0{,}50$ $a_c = 1{,}00$	$H_1 = 0{,}5\,P$

Рис. 14.4.3. Профиль прямоугольной резьбы:
а) профиль винта; б) профиль гайки

14.6. ПРИМЕРЫ СБОРОЧНЫХ И РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ПЕРЕДАЧИ

14.5. ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ



Ось (15.6.8)
Шайба ГОСТ 9649–78 (15.6.7)
Шплинт ГОСТ 397–79 (15.6.14)

Рис. 14.5.1. 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;

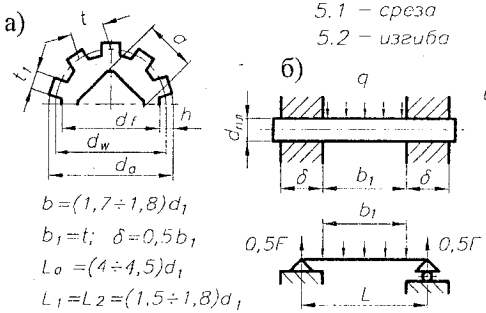
$t=\pi \cdot d_w/Z$, мм;

$t_1=0,5t$, мм;

$h=0,5t_1$, мм;

$d_a=d_w+h$, мм;

$D_1=d_a+5$, мм.



$b=(1,7\div1,8)d_1$

$b_1=t$; $\delta=0,5b_1$

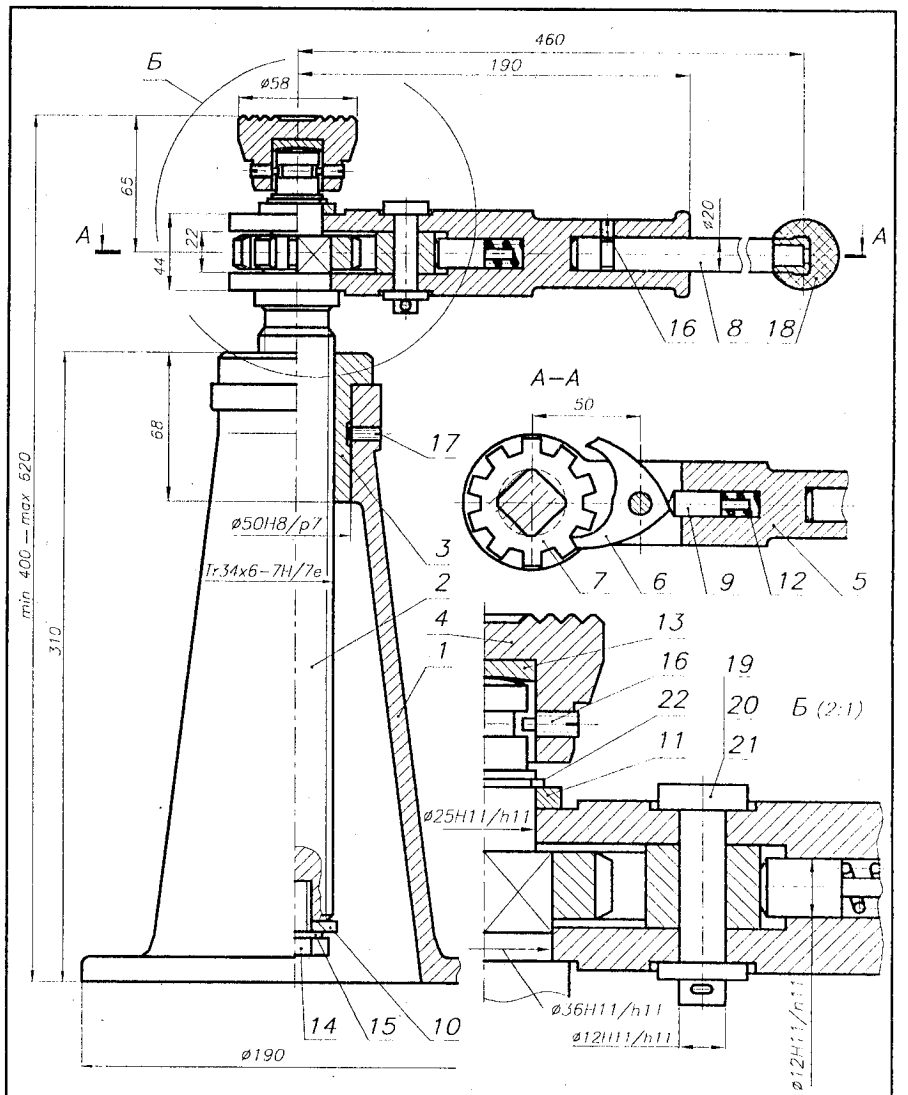
$L_a=(4\div4,5)d_1$

$L_1=L_2=(1,5\div1,8)d_1$

Рис. 14.5.2. Расчетные схемы: а) храпового колеса; б) пальца

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 $\sigma_{из}=F\,0,5\,h/W \leqslant [\sigma_{из}]$, 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.
   $M_{из}=0,5F\,0,5L-(q\,0,5\,b_1\frac{1}{2}\,0,5\,b_1)$, 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.
   $W=2(\delta(b^3-d_{пл}^3)/(12\cdot0,5b))$, мм^3.



Техническая характеристика

Грузоподъемность – 25 kH
Высота подъема – 220 мм

				КП ДМ МШ126 14.06.01.00 СБ			
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	ДОМКРАТ	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						У		2:1
Провер.						Лист 1	Листов 1	
Т.контр.						НТУ "ХПИ"		
Н.контр.						Кафедра ДМ и ПМ		
Утверд.								
Консуль.								

Рис. 14.6.1

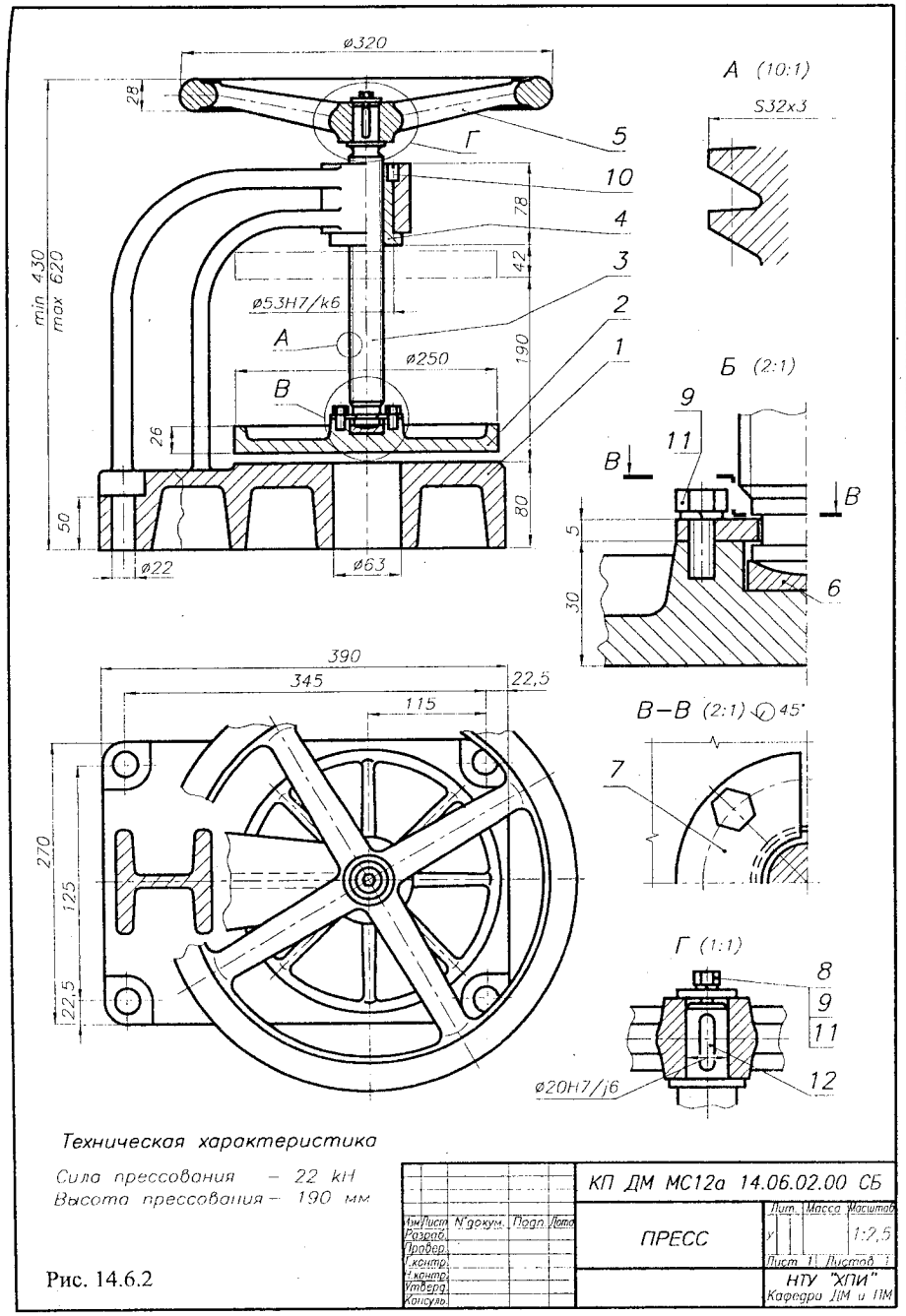


Рис. 14.6.2

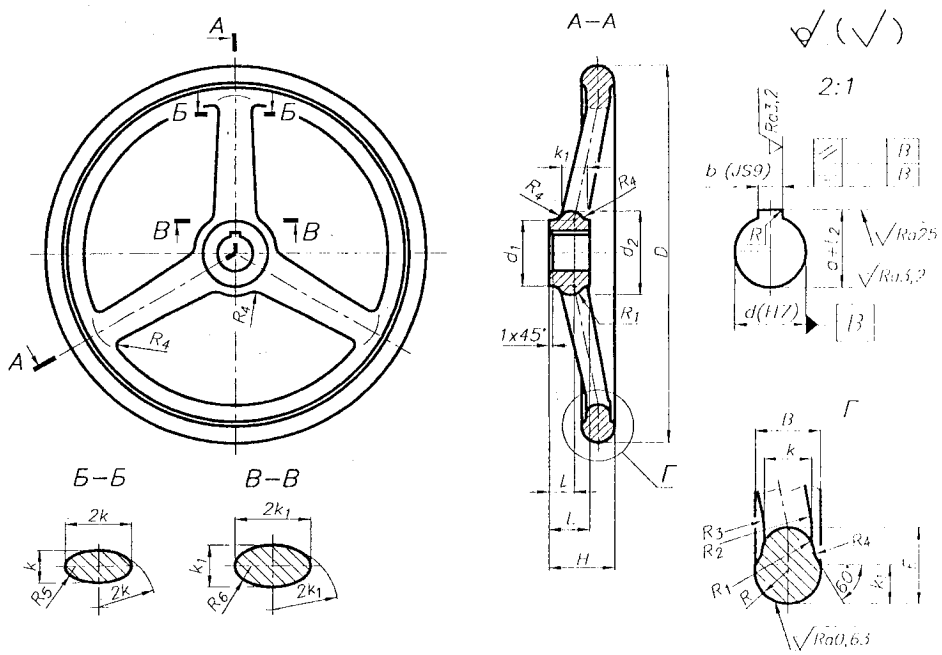


Рис. 14.6.3. Маховички со спицами металлические

Табл. 14.6.1. Параметры и размеры маховичков, мм

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

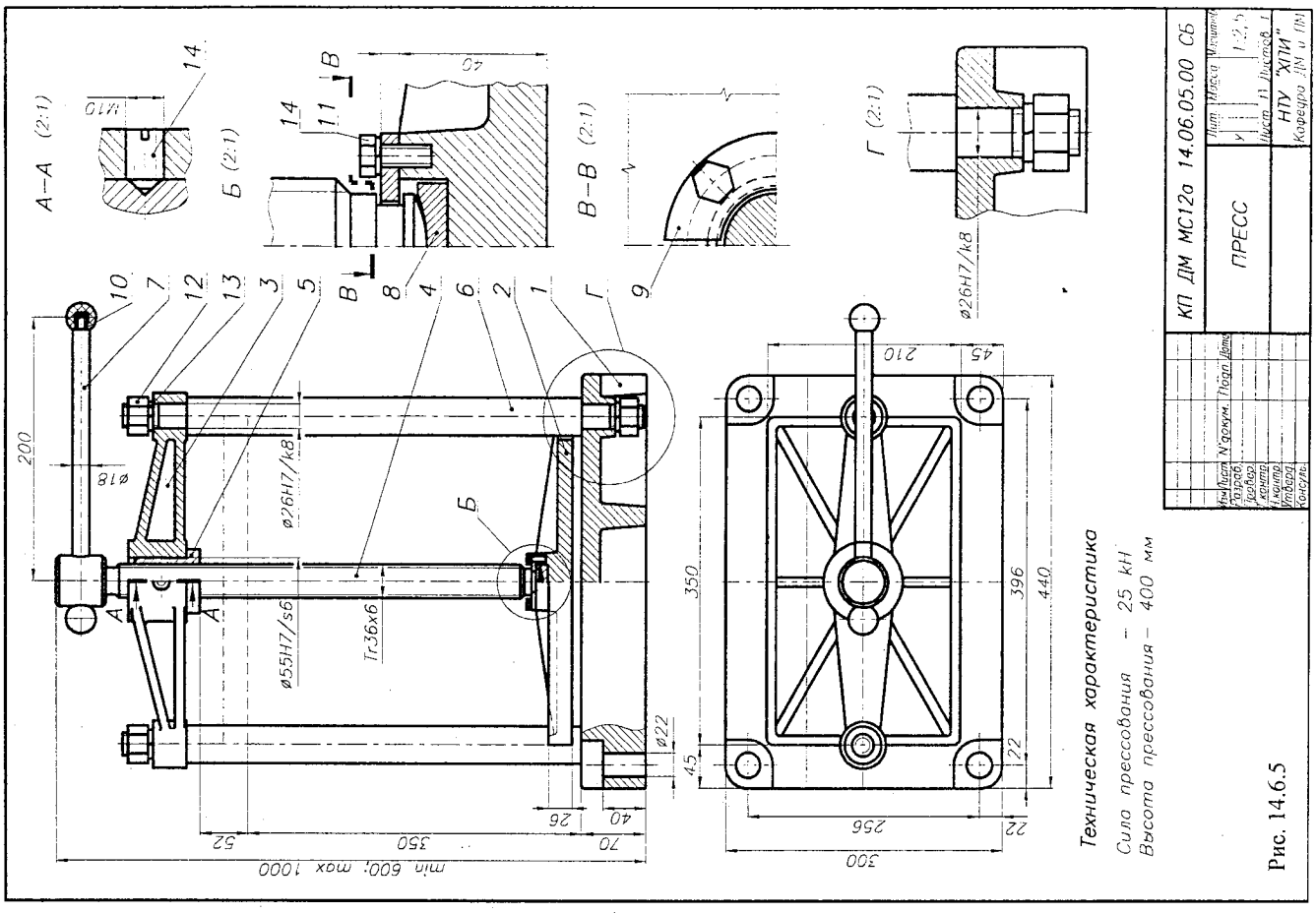


Рис. 14.6.5

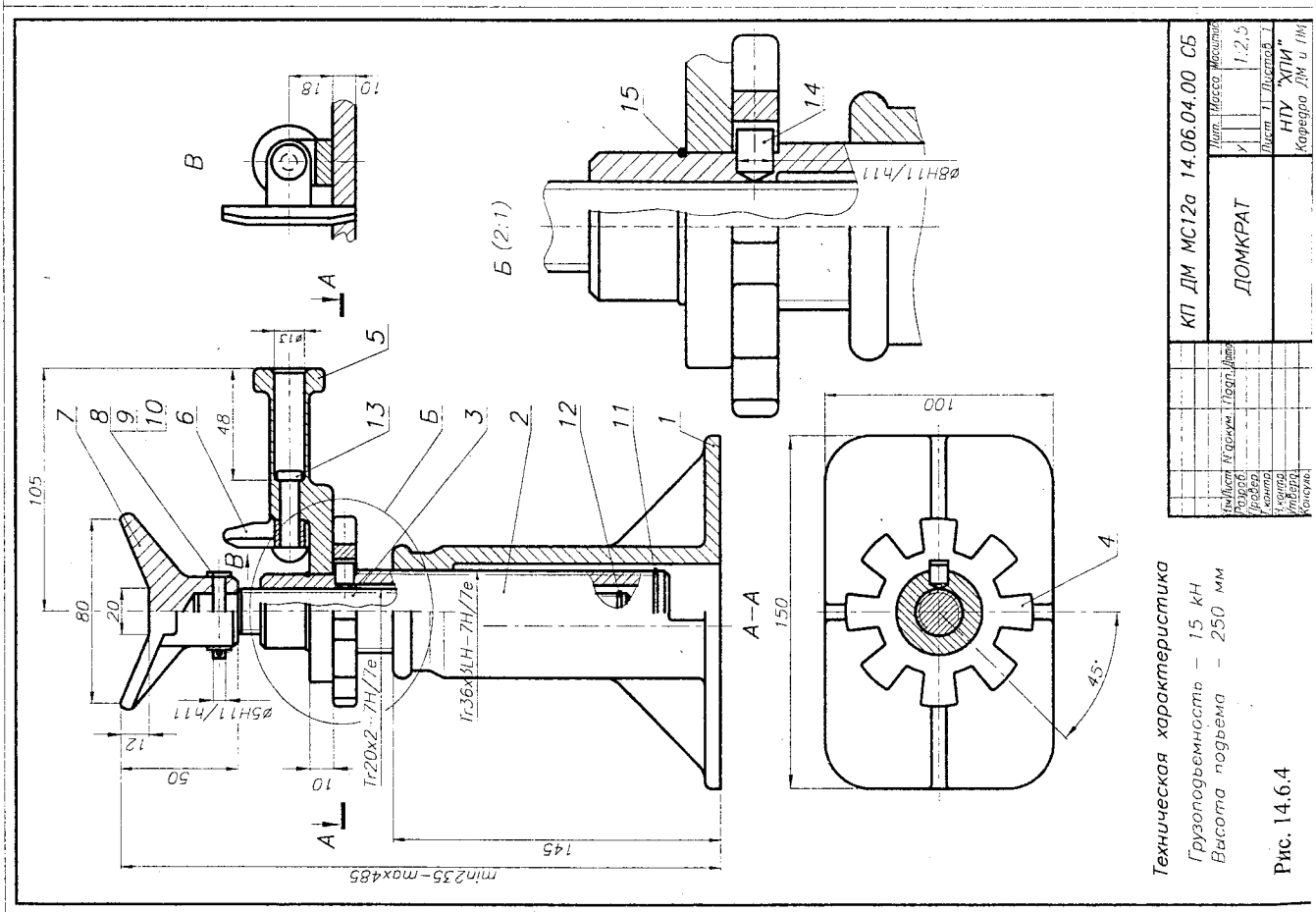
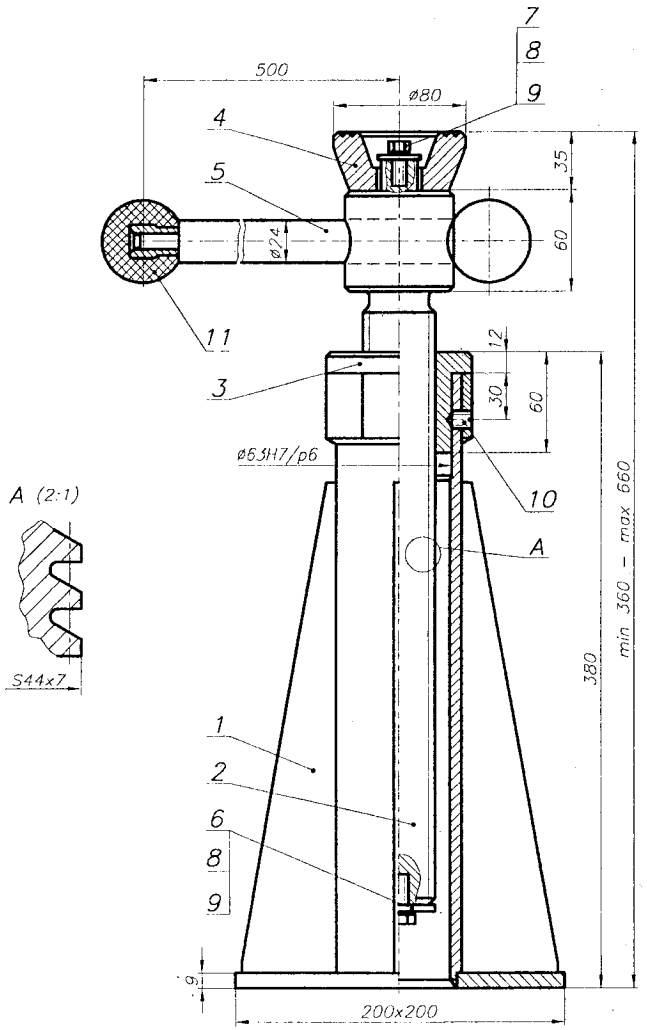


Рис. 14.6.4



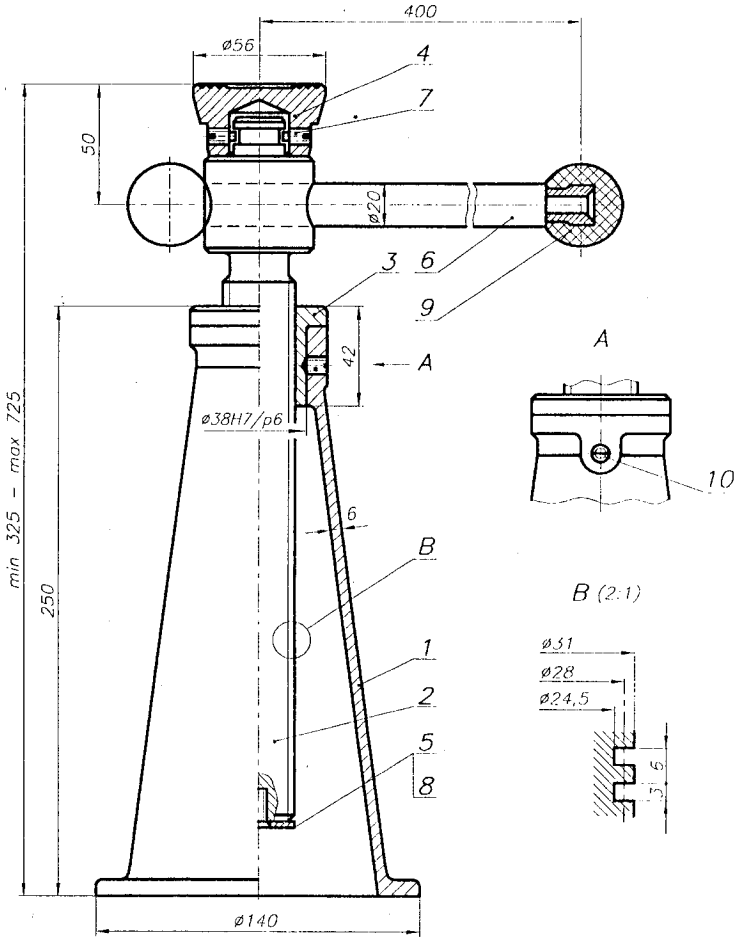
Техническая характеристика

Грузоподъемность – 30 kH
Высота подъема – 300 мм

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 14.06.06.00 СБ
Разраб.					ДОМКРАТ
Провер.					
Т.контр.					
Н.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Утверд.					
Консульт.					

Лит.	Масса	Масштаб
У		1:2,5
Лист 11	Листов 1	

Рис. 14.6.6



Техническая характеристика

Грузоподъемность – 25 kH
Высота подъема – 400 мм

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 14.06.07.00 СБ
Разраб.					ДОМКРАТ
Провер.					
Т.контр.					
Н.контр.					НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Утверд.					
Консульт.					

Лит.	Масса	Масштаб
У		1:2,5
Лист 11	Листов 1	

Рис. 14.6.7

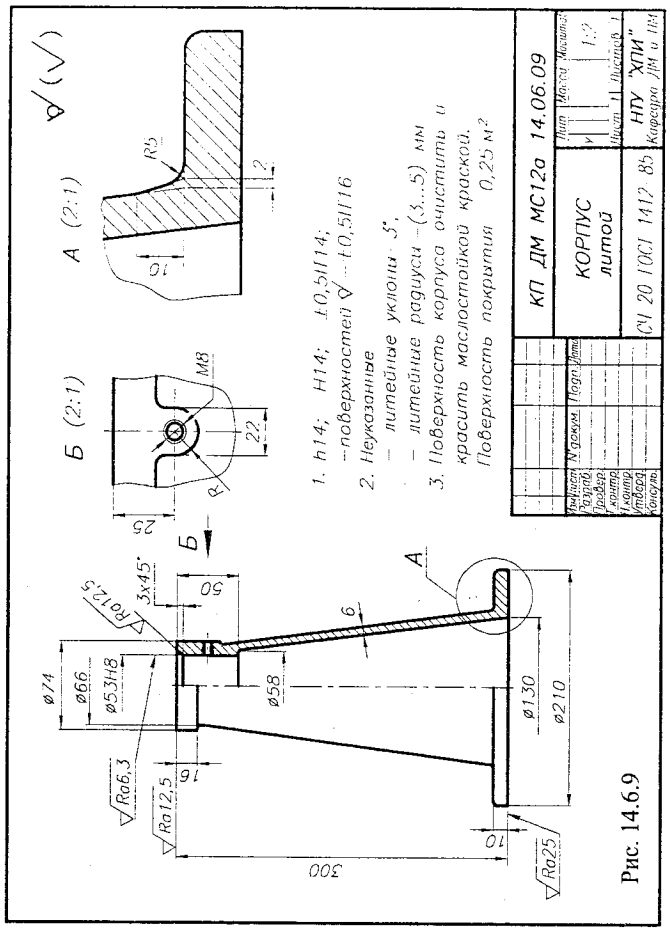


Рис. 14.6.9

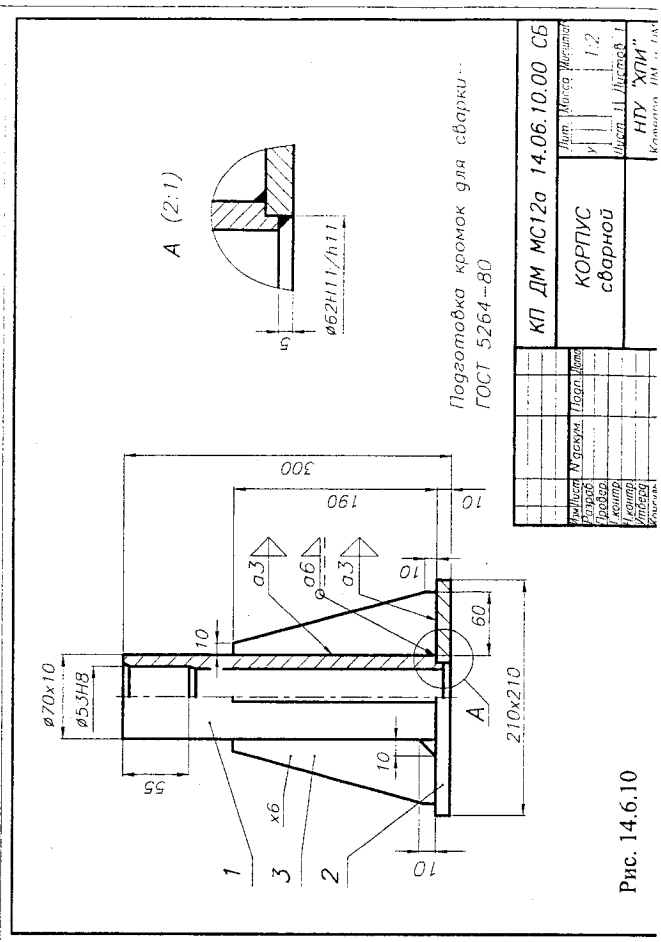


Рис. 14.6.10

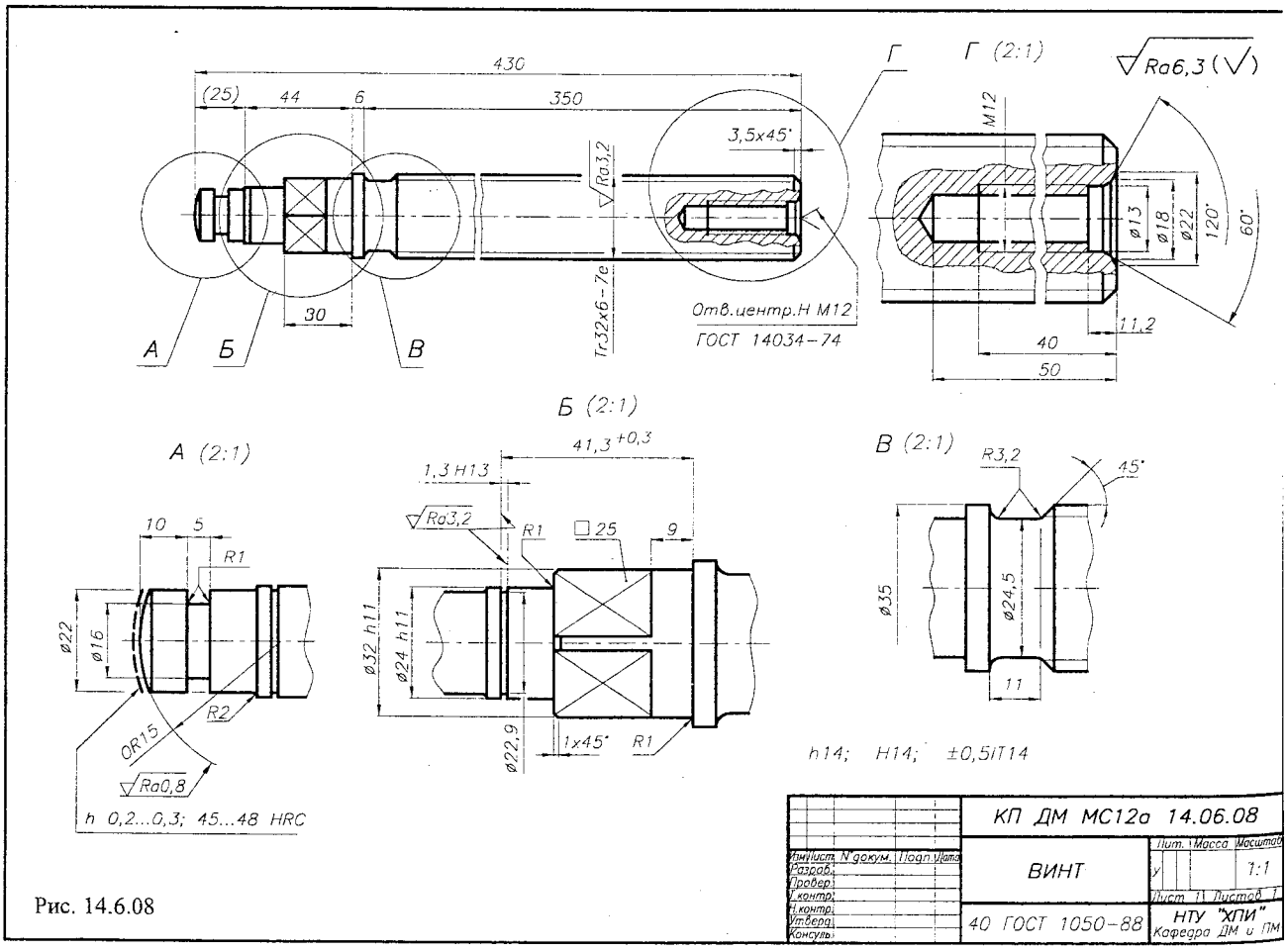


Рис. 14.6.08

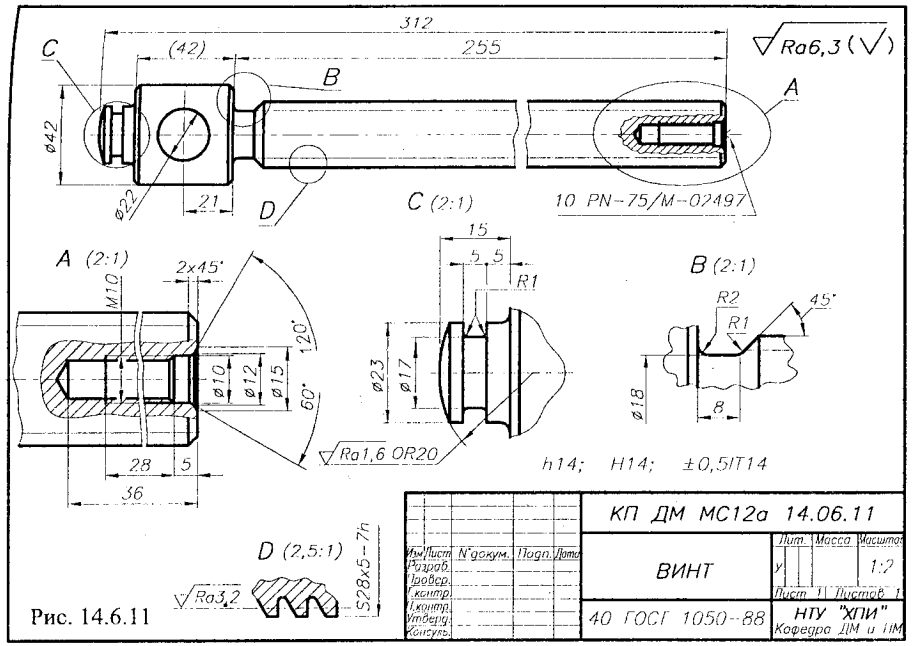


Рис. 14.6.11

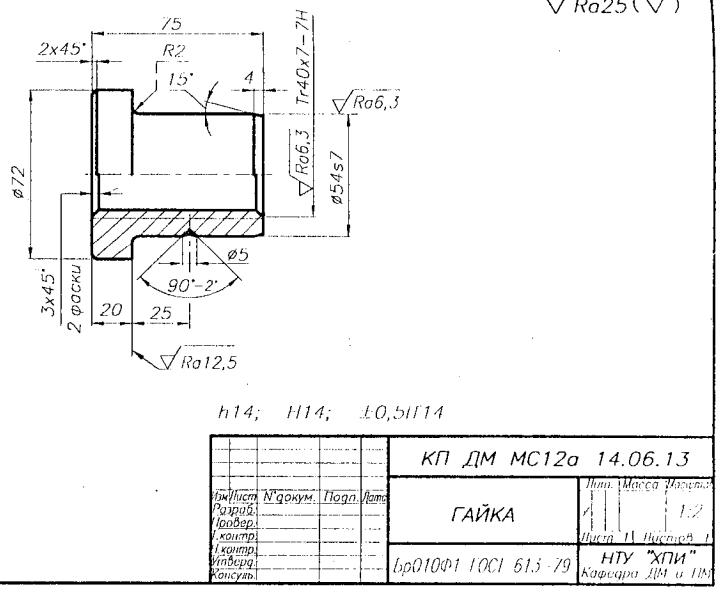


Рис. 14.6.13

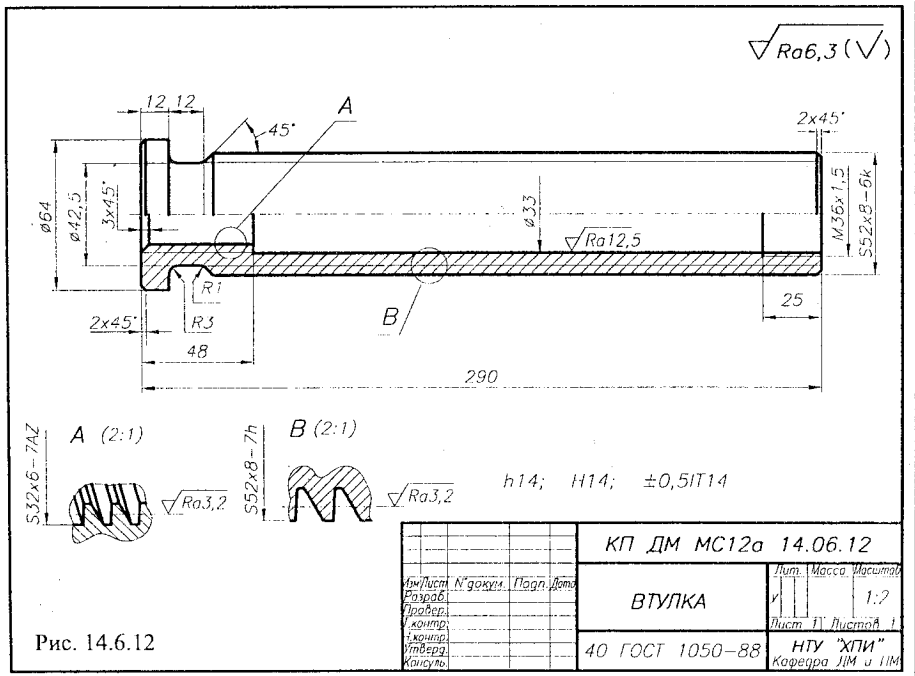


Рис. 14.6.12

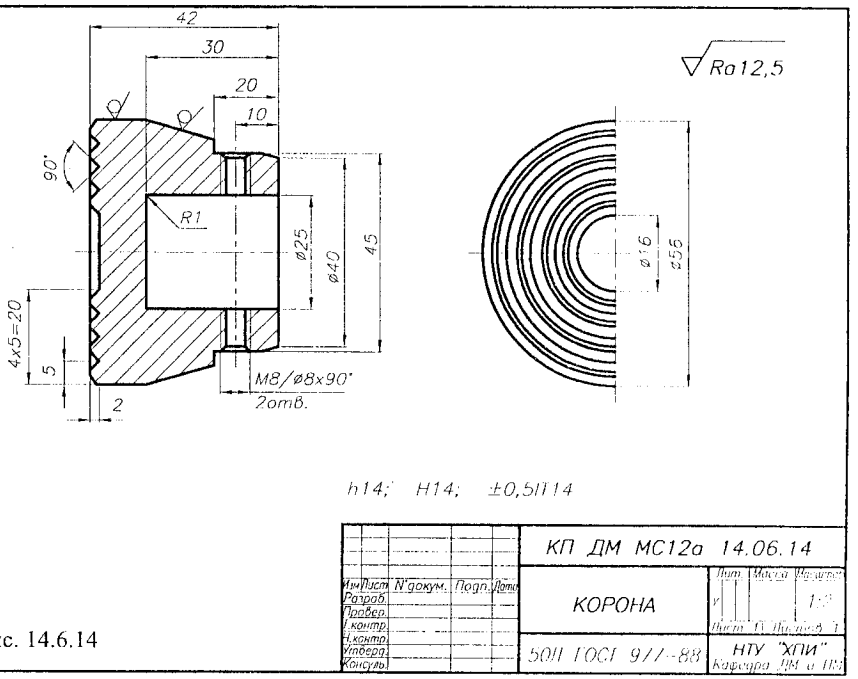
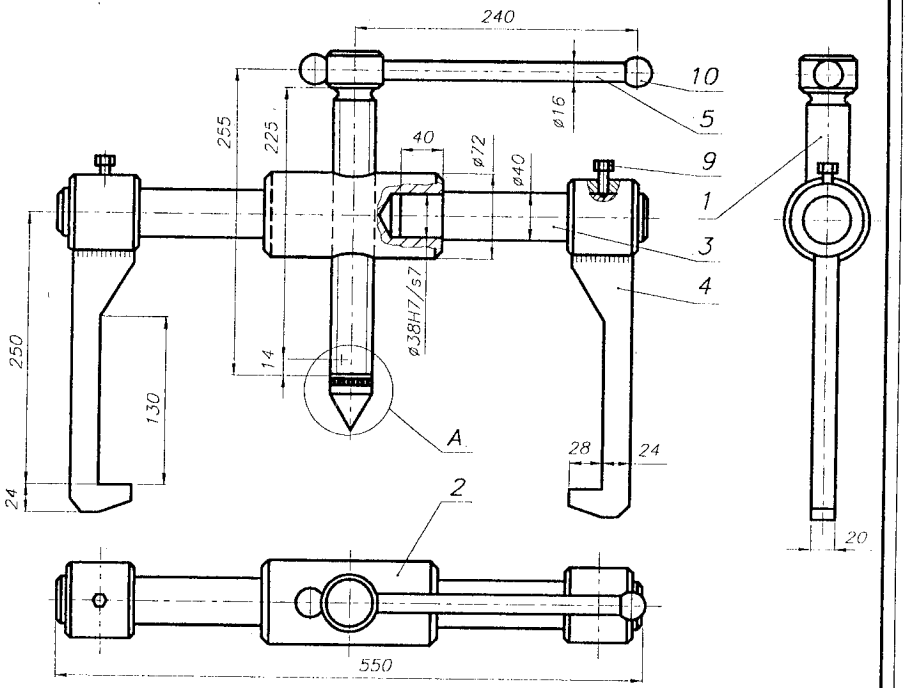


Рис. 14.6.14



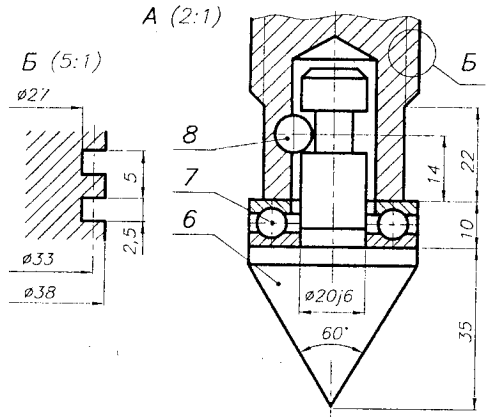
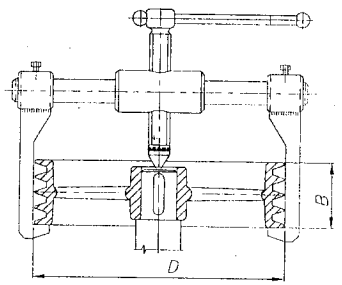


Схема демонтажа колеса



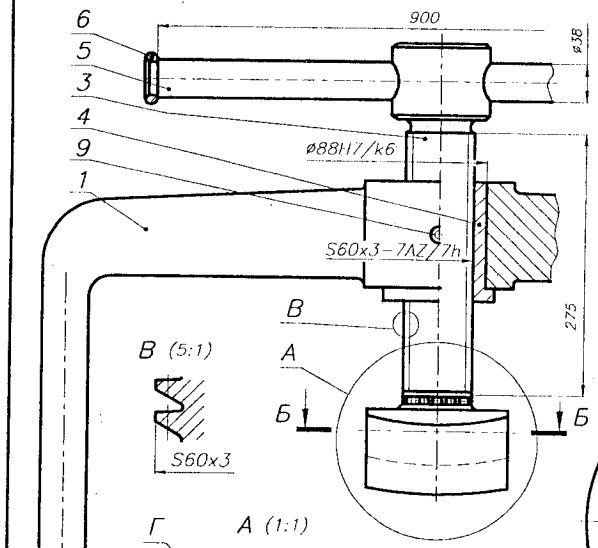
Техническая характеристика

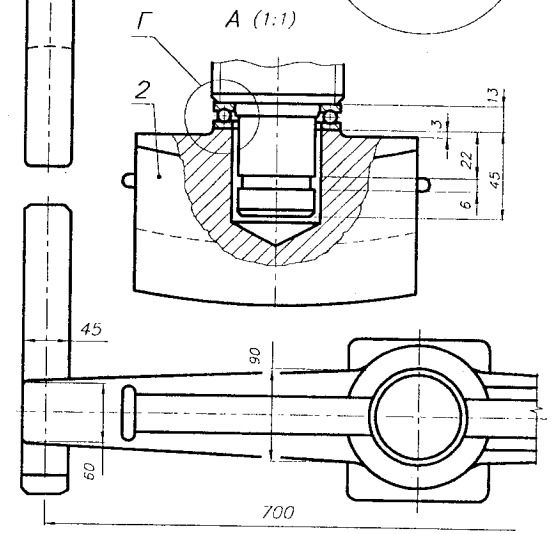
Диаметр снимаемого колеса
- D_{max} =500 мм,
- D_{min} =110 мм,

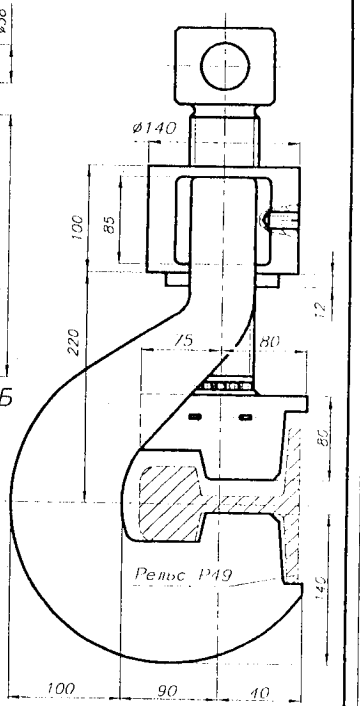
Ширина колеса
- B_{max} =140 мм

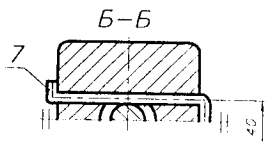
Рис. 14.6.15

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 14.06.15.00 СБ
Разраб.				СЪЕМНИК для колес
Провер.				Лит. Масса Масштаб: у 1:2
Т.контр.				Лист 1 Листов 1
Н.контр.				БНТУ Кафедра ДМ и ПМ
Утверд.				
Консульт.				









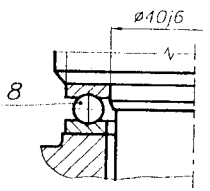


Рис. 14.6.16

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	КП ДМ МС12а 14.06.16.00 СБ
Разраб.				ПРЕСС для изгиба рельс
Провер.				Лит. Масса Масштаб: у 1:2
Т.контр.				Лист 1 Листов 1
Н.контр.				НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ
Утверд.				
Консульт.				

15. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ОБЩЕГО ПРИМЕНЕНИЯ

15.1. НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ, УГЛЫ, КОНУСНОСТИ, РАДИУСЫ И УГЛЫ КОНУСОВ

При проектировании линейные размеры, углы, радиусы, конусности и углы конусов, значения которых не определяются конструктивными, технологическими или монтажными требованиями, выбирают из числа нормальных линейных размеров, нормальных углов, нормальных радиусов, нормальных конусностей и углов конусов. Это приводит к сокращению режущего и измерительного инструмента, необходимого для изготовления и контроля деталей.

1. НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ

Табл. 15.1.1. Нормальные линейные размеры, мм

ГОСТ 6636-69

Ряды							
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
1,0	1,0	1,0	1,0				34
			1,05			36	36
		1,1	1,1				38
			1,15	40	40	40	40
	1,2	1,2	1,2				42
			1,3			45	45
		1,4	1,4				48
			1,5		50	50	50
1,6	1,6	1,6	1,6				53
			1,7			56	56
		1,8	1,8				60
			1,9	63	63	63	63
	2,0	2,0	2,0				67
			2,1			71	71
		2,2	2,2				75
			2,4		80	80	80
2,5	2,5	2,5	2,5				85
			2,6			90	90
		2,8	2,8				95
			3,0	100	100	100	100
	3,2	3,2	3,2				105
			3,4			110	110
		3,6	3,6				120
			3,8		125	125	125
4,0	4,0	4,0	4,0				130
			4,2			140	140
		4,5	4,5				150
			4,8	160	160	160	160
	5,0	5,0	5,0				170
			5,3			180	180
		5,6	5,6				190
			6,0		200	200	200
6,3	6,3	6,3	6,3				210
			6,7			220	220
		7,1	7,1				240
			7,5	250	250	250	250
	8,0	8,0	8,0				260
			8,5			280	280
		9,0	9,0				300
			9,5		320	320	320
10	10	10	10				340
			10,5			360	360
		11	11				380
			11,5	400	400	400	400
	12	12	12				420
			13			450	450
		14	14				480
			15		500	500	500
16	16	16	16				530
			17			560	560
		18	18				600
			19	630	630	630	630
	20	20	20				670
			21			710	710
		22	22				750
			24		800	800	800
25	25	25	25				850
			26			900	900
		28	28				950
			30	1000	1000	1000	1000
32	32	32	32				...

2. НОРМАЛЬНЫЕ УГЛЫ

Табл. 15.1.2. Нормальные углы

ГОСТ 8908-81

Ряды		
1	2	3
0°		15'
	30'	45'
	1°	1°30'
	2°	2°30'
	3°	
	4°	
5°	6°	
	7°	
	8°	
	10°	9°
		12°
15°		18°
20°		22°
		25°
30°		35°
	40°	
45°		50°
		55°
60°		70°
	75°	80°
		85°
90°		100°
		110°
120°		135°
		150°
		165°
		180°
		270°
		360°

3. НОРМАЛЬНЫЕ КОНУСНОСТИ И УГЛЫ КОНУСОВ (α°)

Табл. 15.1.3. Нормальные конусности и углы конусов

ГОСТ 8593-81

Ряды	
1	2
1:500	
1:200	
1:100	
1:50	
	1:30
1:20	
	1:15
	1:12
1:10	
	1:8
	1:7
	1:6
1:5	
	1:4
1:3	
30°	
45°	
60°	75°
90°	
120°	

4. НОРМАЛЬНЫЕ РАДИУСЫ

Табл. 15.1.4. Нормальные радиусы

ГОСТ 10948-64

Ряды			
1	2	1	2
0,10	0,10	6,0	6,0
	0,12		8,0
0,16	0,16	10	10
	0,20		12
0,25	0,25	16	16
	0,30		20
0,40	0,40	25	25
	0,50		32
0,60	0,60	40	40
	0,80		50
1,0	1,0	63	63
	1,2		80
1,6	1,6	100	100
	2,0		125
2,5	2,5	160	160
	3,0		200
4,0	4,0	250	250
	5,0		...

При выборе ряд 1 следует предпочитать ряду 2, а ряд 2 - ряду 3.

15.2. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ [33]

1. СТАЛИ (табл. 15.2.1)

1.1. Сталь углеродистая обыкновенного качества

Марки: Ст0, Ст1, Ст2, Ст3, Ст4, Ст5, Ст6 Ст1кп, Ст1пс, Ст1сп,... ГОСТ 380-88

1.2. Сталь углеродистая качественная конструкционная

Марки: 20, 25, 30, 35, 40, 45, 55, 60 ГОСТ 1050-88

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. 15.2.1) 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.

Марки: АЧС-1, АЧС-2, АЧС-3,..., АЧК-2, АЧК-2,.. АЧВ-1, АЧВ-2 ГОСТ 1585-85

3.3. Чугун с шаровидным графитом для отливок.

Марки: ВЧ35, ВЧ40, ВЧ45, ВЧ50, ВЧ60, ВЧ70, ВЧ80, ВЧ100 ГОСТ 7293-85

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

Табл. 15.2.1. Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	Термообраб.	$\sigma_в$	$\sigma_т$	$[\sigma]_р$	σ_{-1}	σ_0	τ_{-1}	τ_0	Твердость в состоянии		
		МПа							поставки	после термообработки	
									НВ	сердцевина НВ	поверхн. HRC
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
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								
	У	540...650	> 320	155...185	200	370	130	250	170	170	
30	Н	> 490	> 295								
	У	550...700	> 350	165...200	240	390	140	280	179	179	
35	Н	> 530	> 315								
	У	600...750	> 380	175...210	250	420	150	300	187	187 228...269	
40	У	> 570	> 335								
	З	630...780	> 400	190...220	260	440	160	320	217	217 192...228	42...50
45	У	> 600	> 355							170...220	
	З	650...800	> 430	200...240	280	480	170	340	241	241...285	42...50
50	У	> 630	> 370							170...220	
	З	700...850	> 460	200...240	280	480	170	340	241	241...285	44...50
55	У	> 650	> 380							180...230	
	З	750...900	> 490	210...250	300	500	200	400	255	228...280	
60	У	> 690	> 400								
	З	800...950	> 520	220...260	300	500	200	400	255	255	
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

Продолж. табл. 15.2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
20Х		> 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	Ц+З	> 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	

Примечание. Условное обозначение видов термообработки: Н- нормализация,У - улучшение, З - закалка, Ц - цементация, А - азотирование; С - состояние поставки

15.3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

ГОСТ 25346-89

Табл. 15.3.1. 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 продпочтительных посадок заключены в рамку.

Табл. 15.3.2. 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 продпочтительных посадок заключены в рамку.

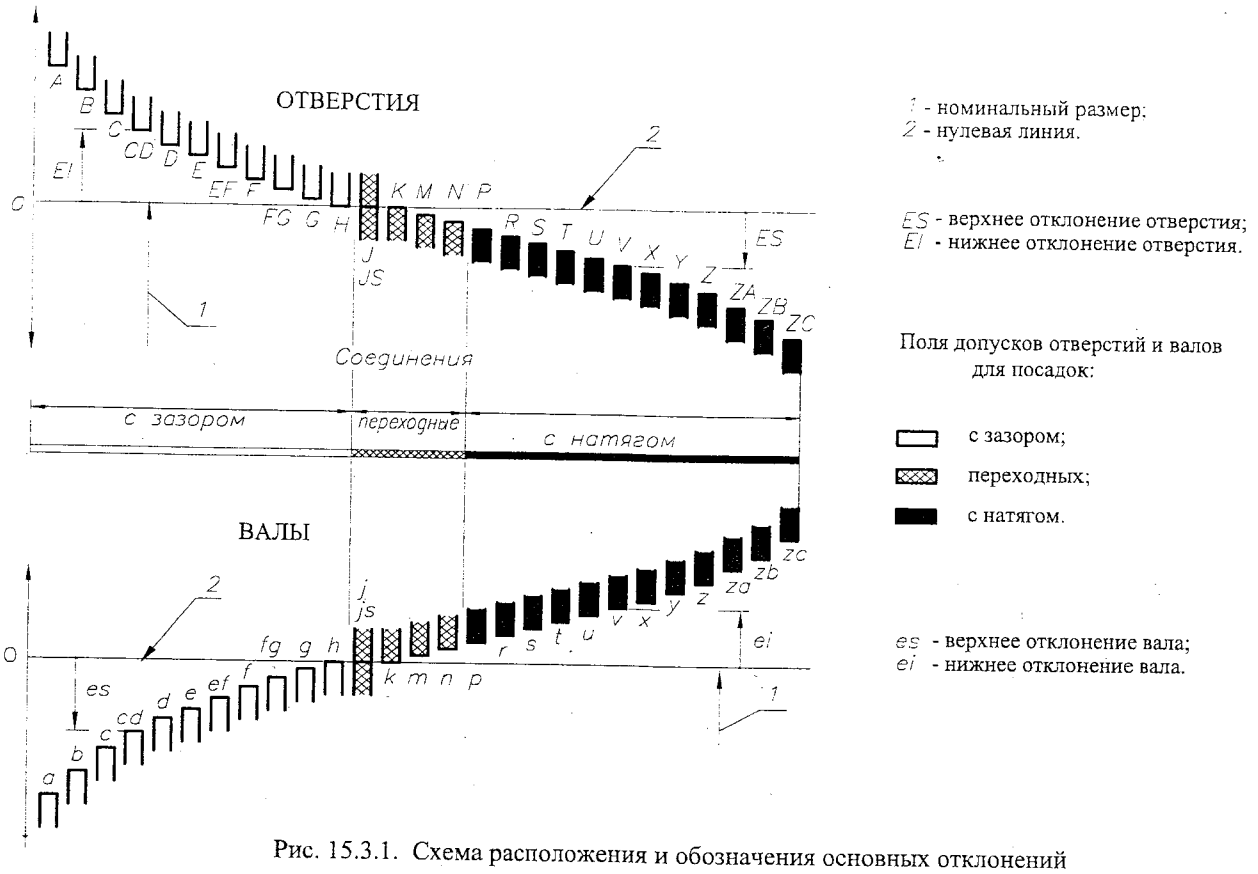


Рис. 15.3.1. Схема расположения и обозначения основных отклонений

Табл. 15.3.3. Численные значения допусков IT для квалитетов 4...14

Размер		Квалитеты										
		IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14
св.	до	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
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

1. ПОСАДКИ С ЗАЗОРОМ

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. 15.3.2). Схема соединения "вал-отверстие" с зазором представлена на рис. 15.3.3.

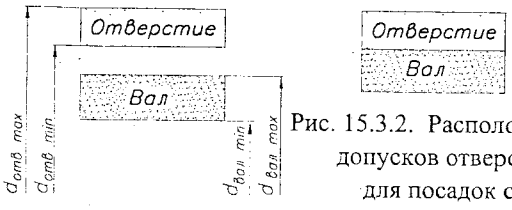


Рис. 15.3.2. Расположение полей допусков отверстия и вала для посадок с зазором

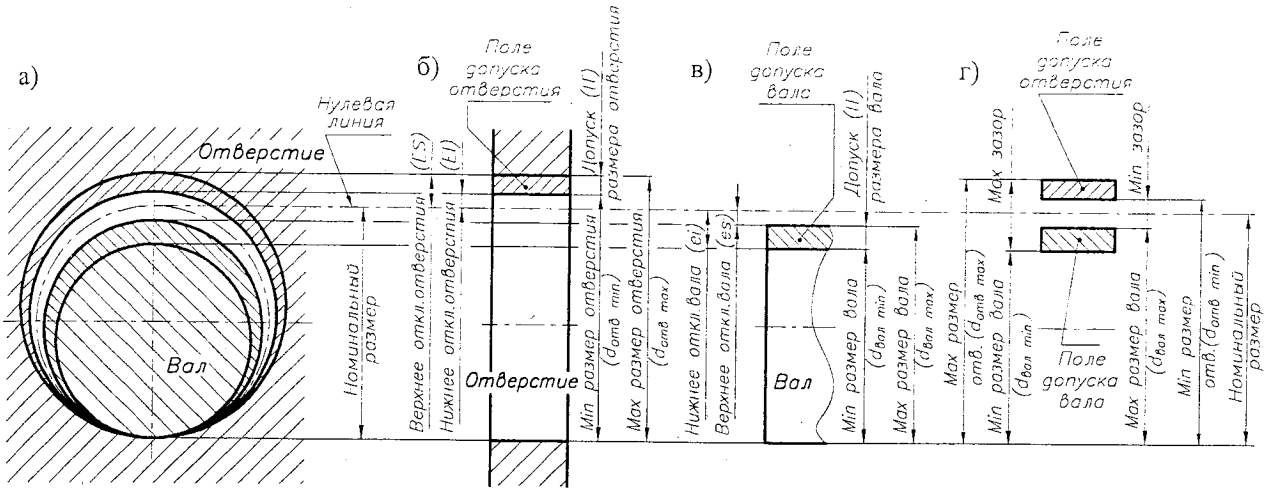


Рис. 15.3.3. Соединение с зазором:
а) схема соединения; б) расположение поля допуска отверстия; в) расположение поля допуска вала;
г) расположение полей допусков вала и отверстия в соединении с зазором

2. ПОСАДКИ С НАТЯГОМ

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

$$d_{отв\ max} \leqslant d_{вал\ min}.$$

При графическом изображении поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала (рис. 15.3.4). Схема соединения "вал-отверстие" с натягом представлена на рис. 15.3.5.

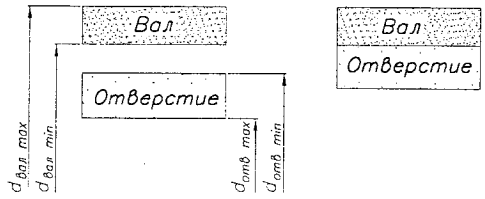


Рис. 15.3.4. Расположение полей допусков отверстия и вала для посадок с натягом

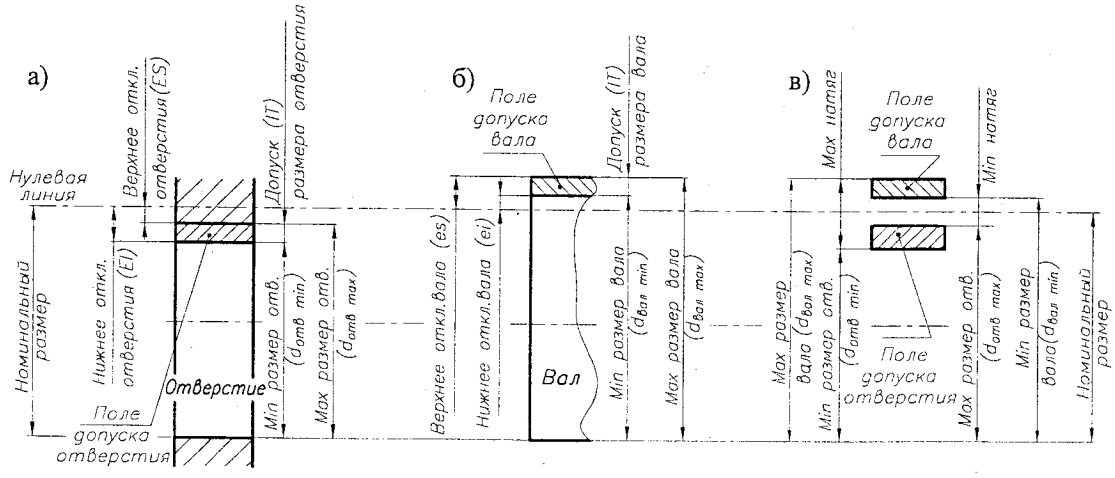


Рис. 15.3.5. Соединение с натягом:
а) схема соединения; б) расположение поля допуска отверстия; в) расположение поля допуска вала;
г) расположение полей допусков вала и отверстия в соединении с натягом

3. ПОСАДКИ ПЕРЕХОДНЫЕ

Переходные посадки - посадки, при которых возможно получение в соединении как зазора, так и натяга в зависимости от действительных размеров отверстия и вала (рис. 15.3.6). Схема соединения "вал-отверстие" для переходных посадок представлена на рис. 15.3.7.

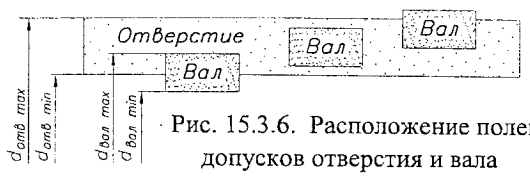


Рис. 15.3.6. Расположение полей допусков отверстия и вала для переходных посадок

Наименьший зазор - разность между наименьшим предельным размером отверстия и наибольшим предельным размером вала в посадках с зазором,

$$(d_{отв\ min} - d_{вал\ max}) \geq 0.$$

Наибольший зазор - разность между наибольшим предельным размером отверстия и наименьшим предельным размером вала в посадках с зазором или в переходных посадках,

$$(d_{отв\ max} - d_{вал\ min}) > 0.$$

Наименьший натяг - разность между наименьшим предельным размером вала и наибольшим предельным размером отверстия в посадках с натягом,

$$(d_{отв\ max} - d_{вал\ min}) < 0.$$

Наибольший натяг - разность между наибольшим предельным размером вала и наименьшим предельным размером отверстия в посадках с натягом или в переходных посадках,

$$(d_{отв\ min} - d_{вал\ max}) \leq 0.$$

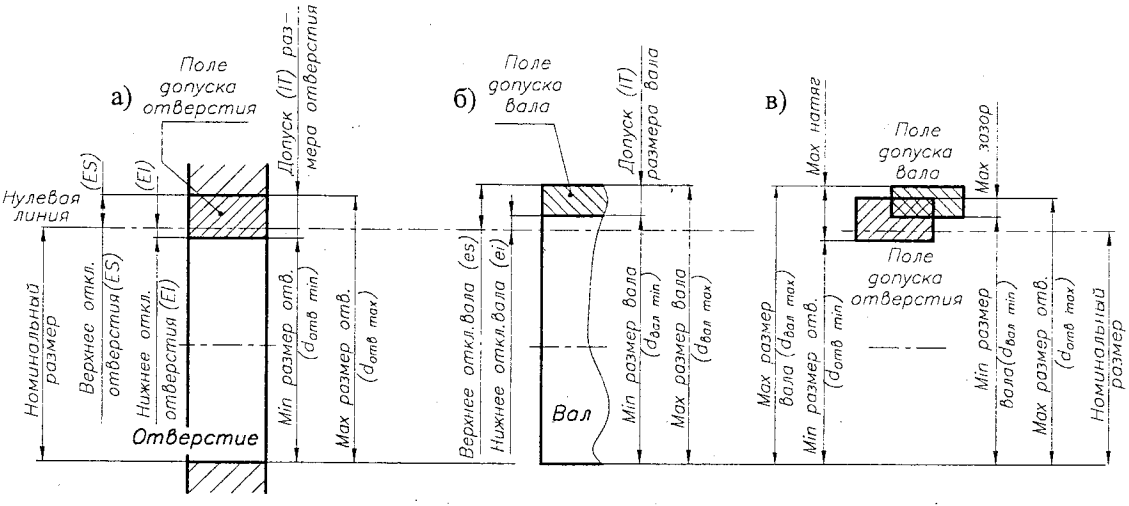


Рис. 15.3.7. Соединение переходное:
а) схема соединения; б) расположение поля допуска отверстия; в) расположение поля допуска вала;
г) расположение полей допусков вала и отверстия в переходном соединении

4. СИСТЕМА ОТВЕРСТИЯ

Посадки в системе отверстия - посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получают сочетанием различных полей допусков валов с полем допуска основного отверстия (рис. 15.3.8).

Схема соединения "вал-отверстие", выполненного в системе отверстия, представлена на рис. 15.3.9.

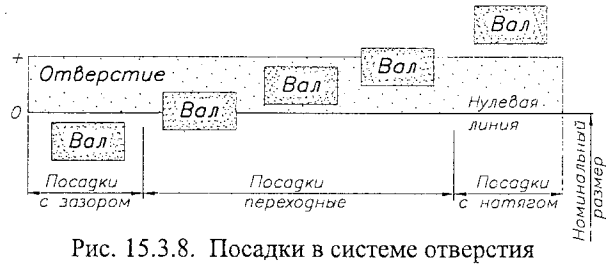


Рис. 15.3.8. Посадки в системе отверстия

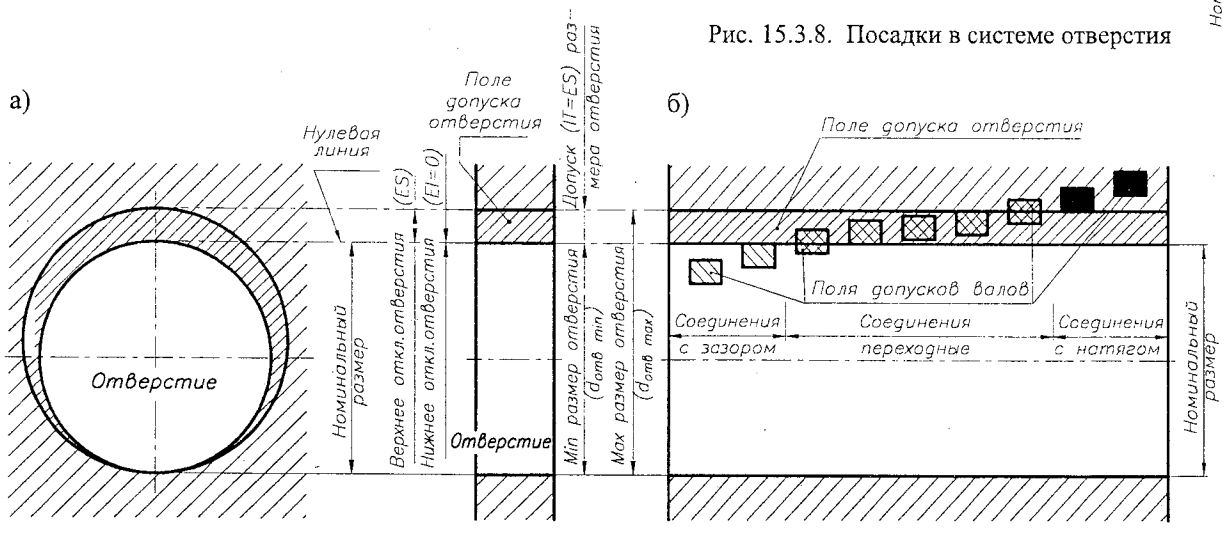


Рис. 15.3.9. Графическое представление посадок в системе отверстия:
а) расположение поля допуска отверстия;
б) расположение полей допусков отверстия и валов, обеспечивающее различные виды посадок

5. СИСТЕМА ВАЛА

Посадки в системе вала - посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получают сочетанием различных полей допусков отверстий с полем допуска основного вала (рис. 15.3.10).

Схема соединения "вал-отверстие", выполненного в системе вала, представлена на рис. 15.3.11.

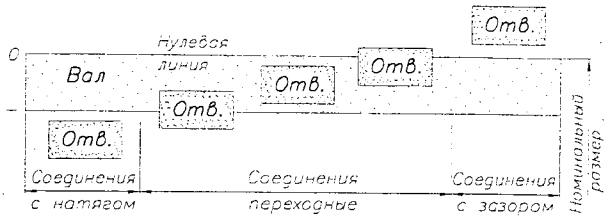


Рис. 15.3.10. Посадки в системе вала

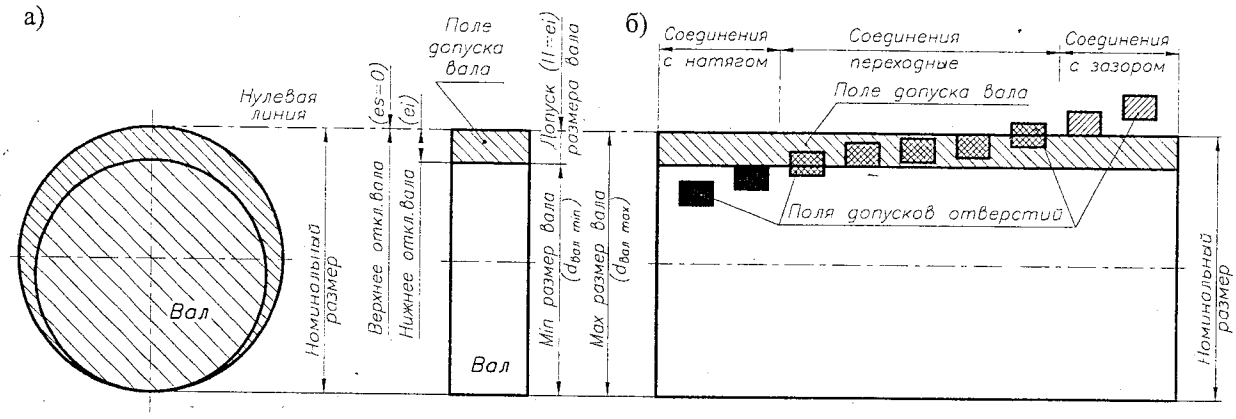


Рис. 15.3.11. Графическое представление посадок в системе вала:
а) расположение поля допуска вала;
б) расположение полей допусков отверстий и вала, обеспечивающее различные виды посадок

Применение принципа системы отверстия является в большинстве случаев экономически выгодным по сравнению с принципом системы вала как решение более технологичное и требующее меньше контрольно-измерительного инструмента и оснастки.

Поле допуска относительно нулевой линии, характеризующей номинальный размер, обозначают большими буквами ($A \ldots ZC$) для отверстий и малыми буквами ($a \ldots z$) для валов.

Верхние отклонения отверстий обозначают *ES*.
Верхние отклонения валов обозначают *es*.
Нижние отклонения отверстий обозначают *EI*.
Нижние отклонения валов обозначают *ei*.

Поля допусков отверстий и валов принято обозначать буквой, характеризующей основное отклонение, и следующей за ней цифрой, обозначающей квалитет (класс точности).

Примеры: $\varnothing H7$ - (отверстия); $\varnothing h7$ - (валы).

Размер с допуском следует обозначать величиной номинального размера с последующим обозначением поля допуска:

Примеры: $\varnothing 32H7$, $80js15$, $100g6$, $100\ ^{-0,012}_{-0,034}$.

Размер соединения с допуском следует обозначать:
- величиной номинального размера соединения;
- обозначением поля допуска отверстия;
- обозначением поля допуска вала.

Примеры: $\varnothing 32H7/g6$, $\varnothing 32\frac{H7}{g6}$ (соединение в системе отверстия, отверстие 7 квалитета, вал с полем допуска $g6$ (с зазором, по 6 квалитету);

$\varnothing 32H7$ - отверстие $\varnothing 32$, в системе отверстия, по 7 квалитету;

$\varnothing 32H7(^{+0,025})$

$\varnothing 32g6$ - вал $\varnothing 32$, в системе отверстия, с полем допуска $g6$ (соединение с зазором) по 6 квалитету.

$\varnothing 32g6(^{-0,009}_{-0,025})$

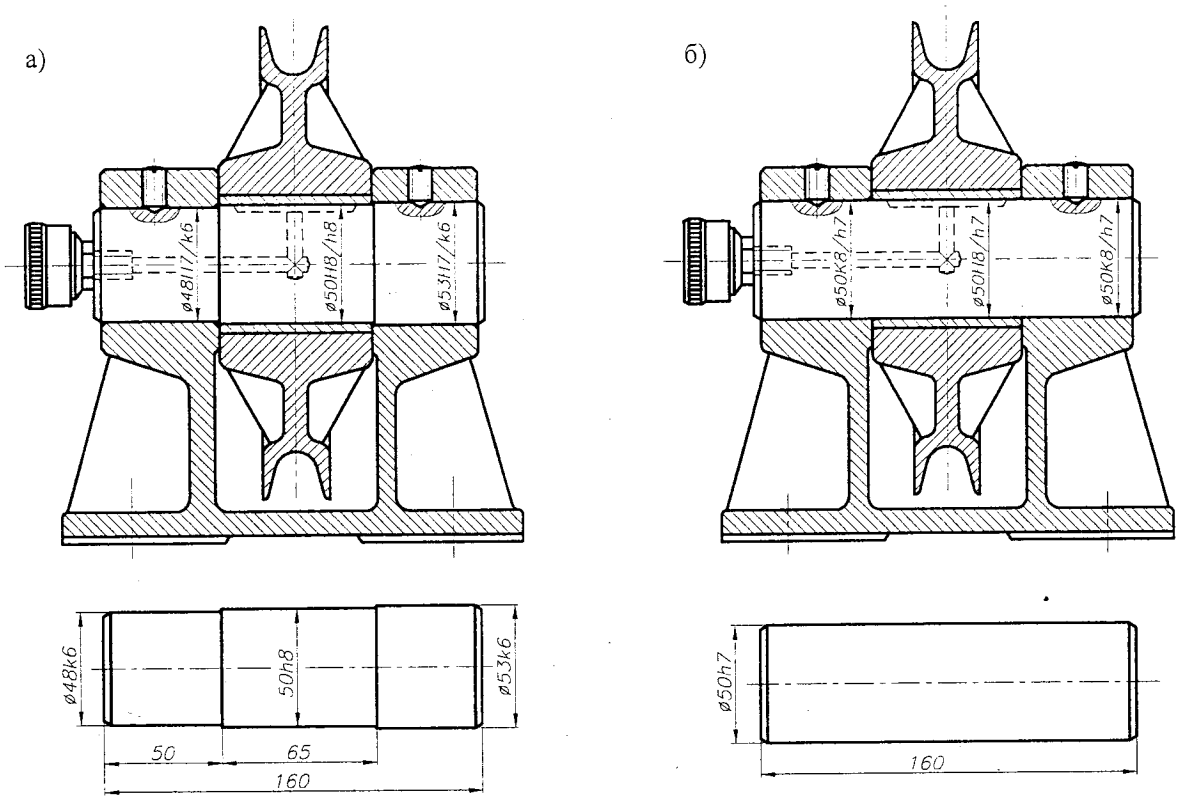
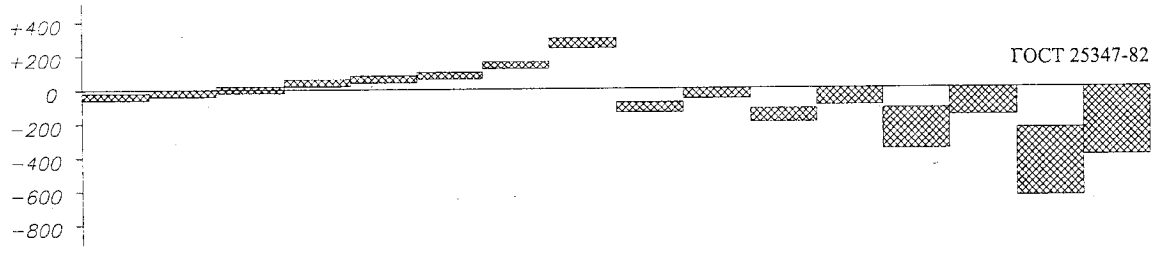


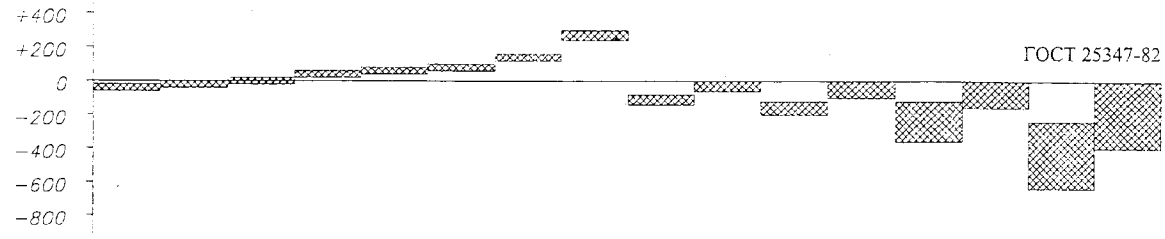
Рис. 15.3.12. Установка оси блока, посадки которой выполнены:
а) в системе отверстия; б) в системе вала

Табл. 15.3.4. Предельные отклонения и поля допусков ВАЛОВ, мкм, для некоторых рекомендуемых посадок



	g6	h6	js6	k6	n6	p6	r6	s6	f7	h7	e8	h8	d9	h9	d11	h11
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
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	-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	-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	-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	-30	-60 -106	0 -46	-100 -174	0 -74	-100 -290	-190

Продолж. табл. 15.3.4

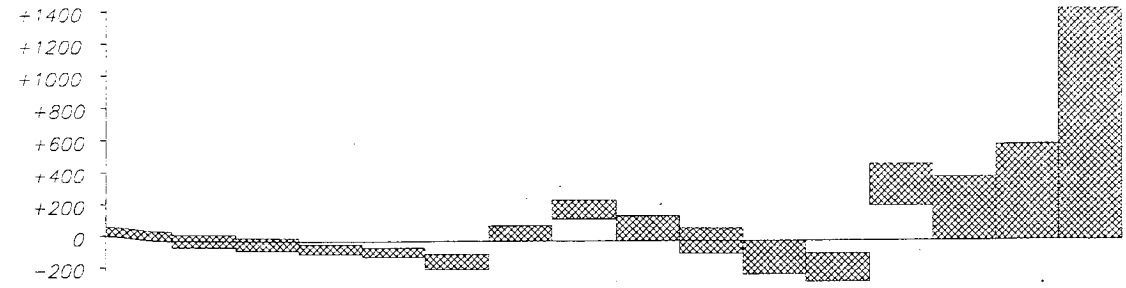


1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Св.80 до 100	-12 -34	0 -22	+11,0 -11,0	+25 +3	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71	-36 -71	0 -35	-72 -126	0 -54	-120 -207	0 -87	-120 -340	0 -220
Св.100 до 120	-12 -34	0 -22	+11,0 -11,0	+25 +3	+45 +23	+59 +37	+76 +54	+101 +79	-30 -71	0 -35	-72 -126	0 -54	-120 -207	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. 15.3.5. Предельные отклонения и поля допусков ОТВЕРСТИЙ, мкм, для некоторых рекомендуемых посадок

	H7	Js7	K7	N7	P7	F8	H8	E9	H9	JS9	N9	P9	D10	H11	H12	H14	H16
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
От 1 до 3	+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
Св.3 до 6	+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
Св.6 до 10	+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
Св.10 до 14	+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
Св.14 до 18	+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
Св.18 до 24	+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
Св.24 до 30	+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	+520 0	+1300 0

Продолж.табл. 15.3.5



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Св.30 до 40	+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
Св.40 до 50	+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
Св.50 до 65	+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
Св.65 до 80	+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
Св.80 до 100	+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
Св.100 до 120	+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
Св.120 до 140	+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
Св.140 до 160	+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
Св.160 до 180	+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
Св.180 до 200	+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
Св.200 до 225	+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
Св.225 до 250	+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
Св.250 до 280	+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
Св.280 до 315	+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
Св.315 до 355	+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
Св.355 до 400	+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
Св.400 до 450	+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
Св.450 до 500	+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

15.4. 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 знаков либо текстом в технических условиях (рис. 15.4.1). Применение условных знаков предпочтительно.

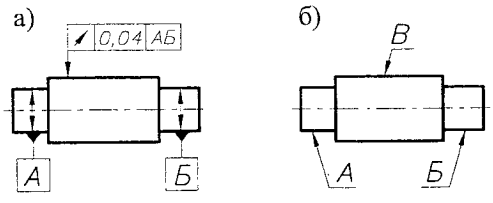


Рис. 15.4.1. Указание предельных отклонений на чертежах:
а) условными знаками;
б) текстом в технических условиях

Вид допуска формы и расположения поверхностей указывают на чертеже условными знаками, приведенными в табл. 15.4.1.

Табл. 15.4.1. 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	⌓
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. 15.4.2-15.4.5. Рекомендации по применению степеней точности - табл. 15.4.6. Примеры назначения степеней точности и способы обработки для их достижения - табл. 15.4.7.

Табл. 15.4.2. Предельные значения радиального биения

Интервалы размеров, мм	Предельные значения, мкм, при степенях точности				
	5	6	7	8	9
18...50	12	20	30	50	80
50...120	16	25	40	60	100
120...260	20	30	50	80	120
260...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 последущим округлением результата до ближайшего предпочтительного числа.

Табл. 15.4.3. Предельные отклонения формы цилиндрических поверхностей

Интервалы диаметров, мм	Предельные отклонения, мкм, при степенях точности				
	5	6	7	8	9
18...50	4	6	10	16	25
50...120	5	8	12	20	30
120...260	6	10	16	25	40
260...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. 15.4.4. Предельные отклонения от плоскостности и прямолинейности

Интервалы длин, мм	Предельные отклонения, мкм, при степенях точности				
	5	6	7	8	9
10...25	2,5	4	6	10	16
25...60	4	6	10	16	25
60...160	6	10	16	25	40
160...400	10	16	25	40	60

Табл. 15.4.5. Предельные отклонения параллельности, перпендикулярности и предельные значения осевого биения

Интервалы размеров, мм	Предельные отклонения, мкм, при степенях точности				
	5	6	7	8	9
10...25	4	6	10	16	25
25...60	6	10	16	25	40
60...160	10	16	25	40	60
160...400	16	25	40	60	100

Табл. 15.4.6. 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. 15.4.7. 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 две или три части (рис. 15.4.1*а*), в которых помещают:

- в первой - знак отклонения по табл. 15.4.1;
- 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. 15.4.1,*а*).

Если допуск относится к поверхности или ее профилю, рамку соединяют с контурной линией поверхности или ее продолжением. При этом соединяющая линия **не должна быть продолжением** размерной линии (рис.15.4.2,*а*).

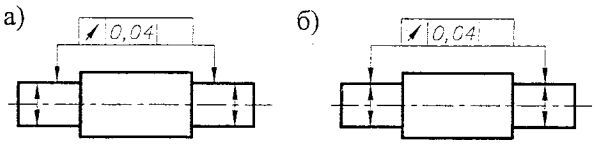


Рис. 15.4.2. Условное обозначение данных о предельных отклонениях:
а) если допуск относится к поверхности или ее профилю;
б) если допуск относится к оси или плоскости симметрии

Если допуск относится к оси или плоскости симметрии, то соединяющая линия **должна быть продолжением** размерной линии (рис. 17.4.2,*б*).

При сборке узла детали устанавливаются одна относительно другой в определенном положении. Установка (базирование) деталей производится по плоскостям, 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.

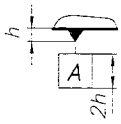


Рис. 15.4.3. Условное обозначение базовых поверхностей

Если базой является поверхность или ее профиль, основание треугольника располагают на контурной линии поверхности или ее продолжении. При этом соединяющая линия **не должна быть продолжением размерной линии** (рис. 15.4.4,*а*).

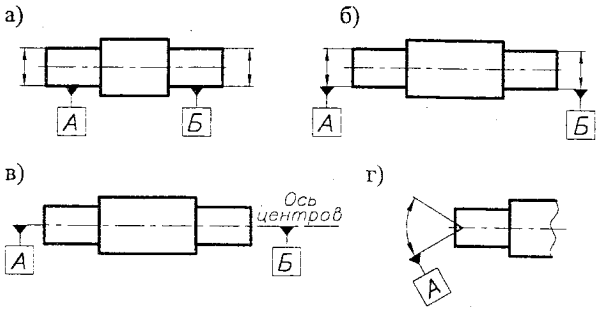


Рис. 15.4.4. Обозначение базовых поверхностей

Если базой является ось или плоскость симметрии, треугольник располагают на **продолжении размерной линии** (рис. 15.4.4,*б*).

Если базой является ось центровых отверстий, рядом с обозначением базовой оси делают надпись "Ось центров" (рис. 15.4.4,*в*)

Допускается обозначать базовую ось центровых отверстий в соответствии с рис. 15.4.4,*г*.

Примеры обозначения базовых поверхностей некоторых деталей представлены на рис.15.4.5, 15.4.6.

Основная база – цилиндр

l/d≥0,7 (втулка)

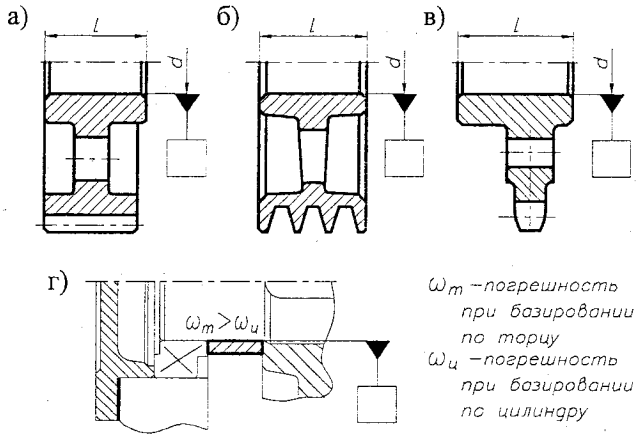


Рис. 15.4.5. Обозначение основной базы:
а) цилиндрических (конических, червячных) колес;
б) шкивов ременных передач;
в) звездочек цепных передач;
г) втулок дистанционных

Основная база – торец

l/d<0,7 (кольцо)

Базовые поверхности, обозначенные буквой А, предназначены для базирования самих деталей, буквой Б – для базирования сопряженных деталей.

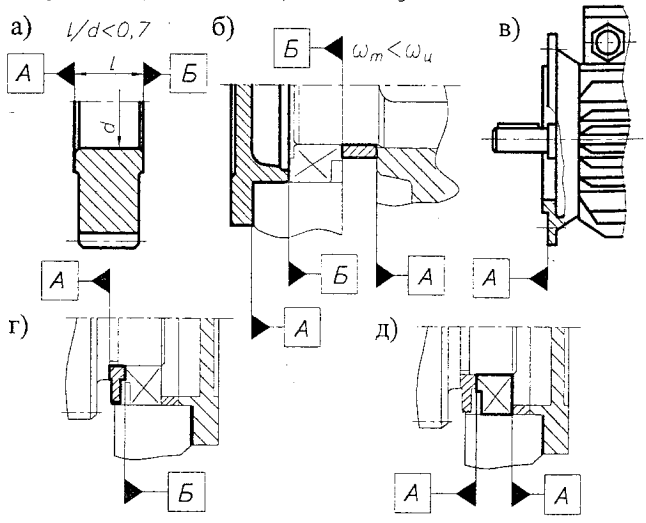


Рис. 15.4.6. Обозначение основной базы:
а) цилиндрических (конических, червячных) колес;
б) крышек подшипников качения, дистанционных колец;
в) фланцов электродвигателей;
г) маслоотражательных шайб, мазеудерживающих колец;
д) колец подшипников качения

15.5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ГОСТ 2789-73

1. На чертеже должна быть определена шероховатость каждой поверхности детали использованием соответствующего знака и численного значения шероховатости.
2. Для обозначения шероховатости поверхностей используют следующие знаки:

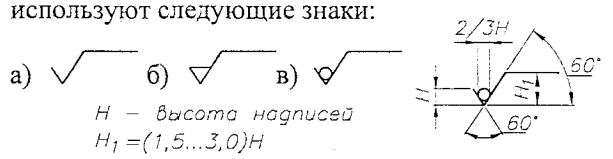


Рис. 15.5.1. Знаки обозначения шероховатости поверхностей

3. Шероховатость поверхности определяется знаком по п. 2, дополненным числовым значением e параметра шероховатости R_a или 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 вместе с числовым значением e.

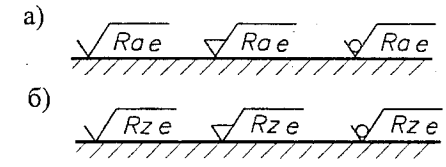
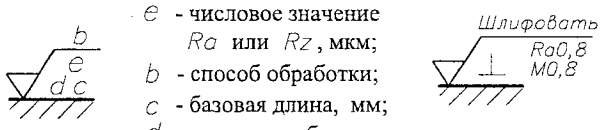


Рис. 15.5.2. Обозначения шероховатости поверхностей

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 - базовая 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.

Рис. 15.5.3. Полное обозначения шероховатости поверхностей

5. Если поверхности детали имеют одинаковую шероховатость, то ее обозначение выносится в верхний правый угол чертежа (рис. 5.5.4, *а*).

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 $(\surd)$ $1{,}5H_1$, который означает, что все остальные поверхности, кроме обозначенных на чертеже, имеют шероховатость, указанную перед скобкой (рис. 15.5.4, *б*).

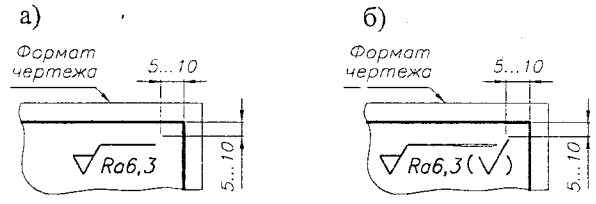


Рис. 15.5.4. Обозначения шероховатости:
а) одинаковой для всех поверхностей детали;
б) одинаковой для большинства поверхностей детали

5. Значение параметра R_a в зависимости от вида механической обработки (табл. 15.5.1).
6. Соответствие численных параметров шероховатости R_a и R_z, а также обозначение шероховатости в соответствии с более ранними нормами (табл. 15.5.2).
7. Рекомендации по назначению величин шероховатости для поверхностей деталей машин (табл. (табл. 15.5.3).

Табл. 15.5.1. Значение параметра R_a в зависимости от вида механической обработки

Способ механической обработки	R_a, мкм								
	25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1
Точение наружное									
- грубое	■	■							
- точное			■	■	■				
- очень точное					■	■	■		
Фрезерование цилиндрическое									
- грубое	■	■							
- точное				■	■	■			
- очень точное					■	■			

(см. след. стр.)

Табл. 15.5.2. Соответствие численных параметров R_a и R_z, а также более ранних норм

R_a	R_z	*	R_a	R_z	*	R_a	R_z	*	R_a	R_z	*	R_a	R_z	*	R_a	R_z	*
400	**1600**		**100**	**400**		**25**	**100**		**6,3**			**1,6**	**6,3**		**0,4**	**1,6**		**0,1**	**0,4**	
320	*1250*		*80*	*320*	▽1	*20*	*80*	▽3	*5*	*20*	▽5	*1,25*	*5*	▽7	*0,32*	*1,25*	▽9	*0,08*	*0,32*	▽11
250	*1000*		*63*	*250*		*16*	*63*		*4*	*16*		*1*	*4*		*0,25*	*1*		*0,063*	*0,25*	
200	**800**		**50**	**200**		**12,5**	**50**		**3,2**			**0,8**	**3,2**		**0,2**	**0,8**		**0,05**	**0,2**	
160	*630*		*40*	*160*	▽2	*10*	*40*	▽4	*2,5*	*10*	▽6	*0,63*	*2,5*	▽8	*0,16*	*0,63*	▽10	...	...	
125	*500*		*32*	*125*		*8*	*32*		*2*	*8*		*0,5*	*2*		*0,125*	*0,5*				

* Старое обозначение шероховатости в соответствии с более ранними нормами.

** Выделенные знаки шероховатости предпочтительны к применению.

Продолж. табл. 15.5.1

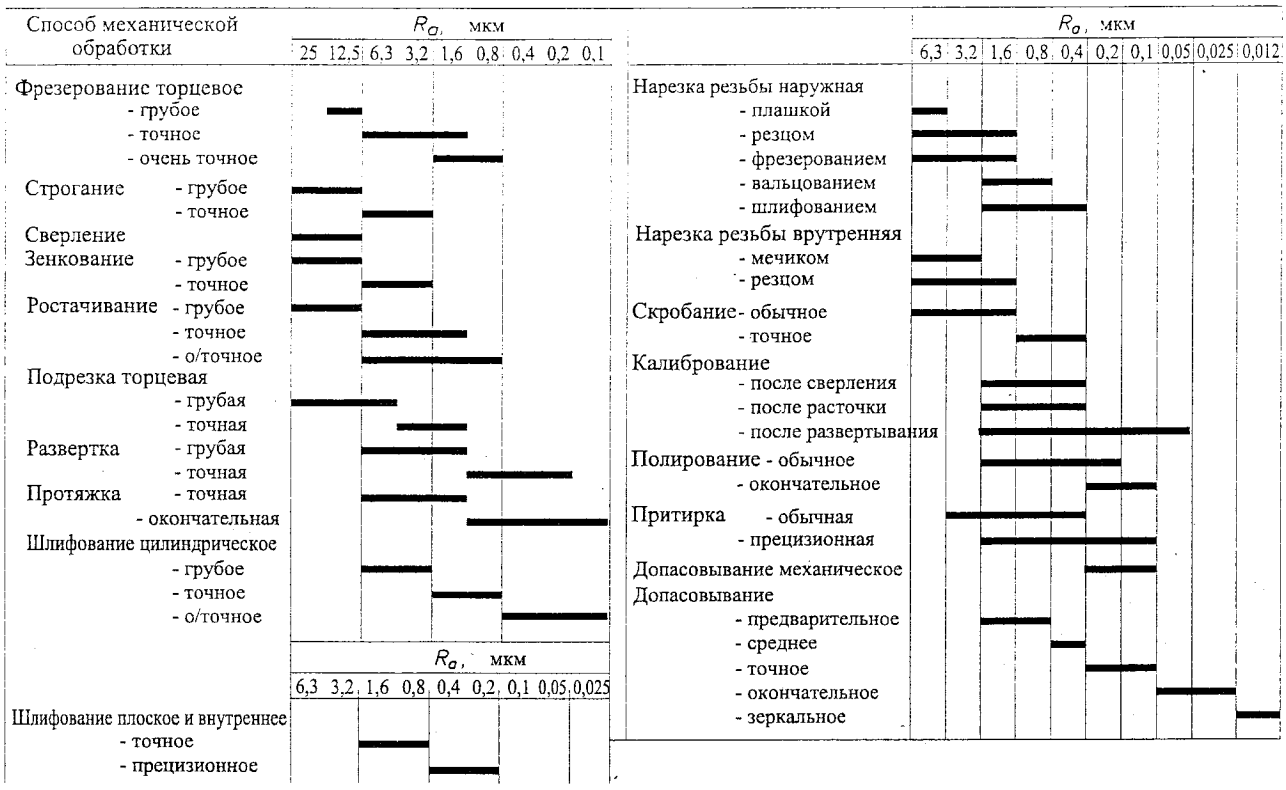


Табл. 15.5.3. Рекомендации по назначению шероховатости для ряда деталей машин [45]

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, образующие конуса на наружном диаметре	Ra1,6...12,5
Поверхность впадин зубьев	Ra6,3...12,5
Отверстие в ступице при d âíè ≤ 80 мм	Ra0,8...3,2
при d âíè > 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 $d_{вал}$ ≤ 80 мм	Ra0,8
при $d_{вал}$ > 80 мм	Ra1,63
Поверхности установки зубчатых колес	
при $d_{вал}$ ≤ 80 мм	Ra1,63
при $d_{вал}$ > 80 мм	Ra3,2
Поверхности установки полумуфт и незубчатых колес при $d_{вал}$ ≤ 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 ≤ 4 м/с	Ra1,6
v > 4 м/с	Ra0,8
- манжетами резиновыми при v ≤ 5 м/с	Ra0,4...0,8
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 ≤ 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 вспомогательные 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 - (3.3.5.4. п. 5; 3.4.10 п. 4; 3.5.7 п. 3; 3.5.8 п. 4).

15.6. КРЕПЕЖНЫЕ И УСТАНОВОЧНЫЕ ДЕТАЛИ

15.6.1. БОЛТЫ

Болты с шестигранной головкой

класса точности A ГОСТ 7805-70
класса точности B ГОСТ 7798-70
класса точности C ГОСТ 15589-70

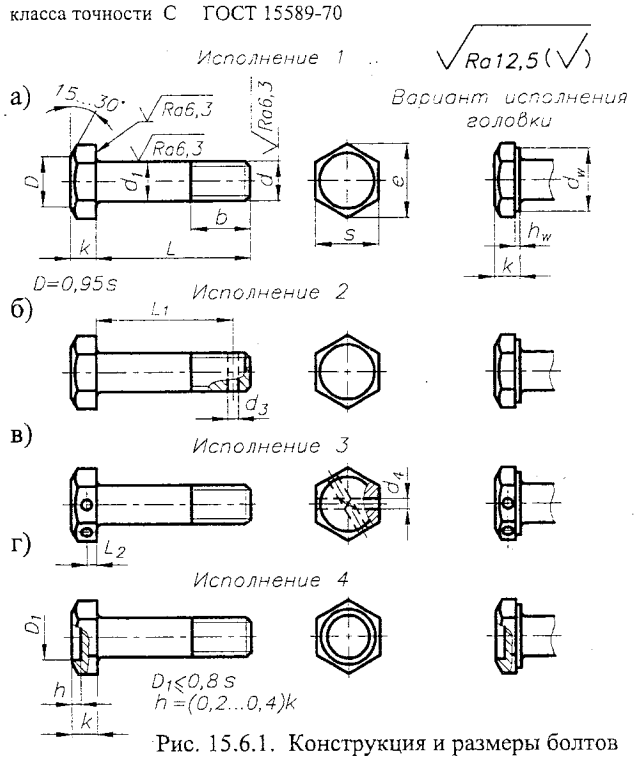


Рис. 15.6.1. Конструкция и размеры болтов

Табл. 15.6.1. 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

Табл. 15.6.2. 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 изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ болта исполнения 1, диаметром резьбы d = 12 мм, с размером "под ключ" S = 18 мм, длиной 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

Табл. 15.6.3. Размеры болтов, мм

ГОСТ 7798-70

d		М6	М8	М10	М12	(М14)	М16	(М18)	М20	(М22)	М24	(М27)	М30	М36	М42	М48
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	$L \leq 120$	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	78	90	102
	$L \leq 200$	-	-	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.

15.6.2. ГАЙКИ ГОСТ 5915-70

Гайки шестигранные класса точности В

ГОСТ 5915-70

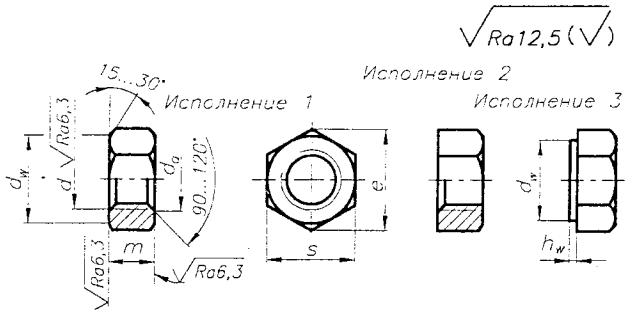


Рис. 15.6.2. Конструкция и размеры гаек

Табл. 15.6.4. 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 изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) 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

Табл. 15.6.5. Размеры гаек, мм

ГОСТ 5915-70

d	...	М4	М5	М6	М8	М10	М12	(М14)	М16	(М18)	М20	(М22)	М24	(М27)	М30	М36	М42	М48
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
Шаг 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
d_a 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
h_w 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.

15.6.3. ГАЙКИ ПРОРЕЗНЫЕ И КОРОНЧАТЫЕ

Гайки шестигранные прорезные и корончатые

класса точности А ГОСТ 5932-73

класса точности В ГОСТ 5918-73

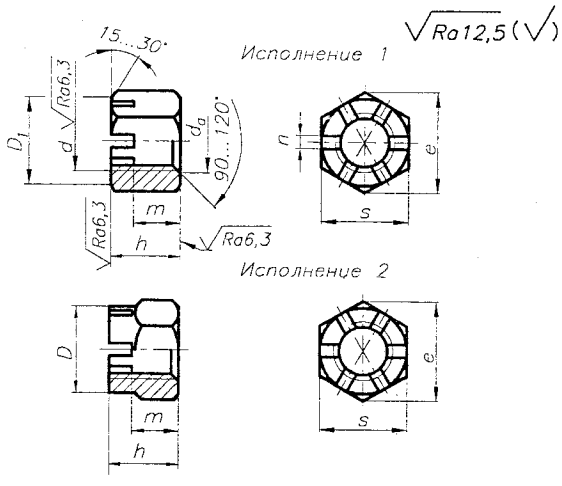


Рис. 15.6.3. Конструкция и размеры гаек

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ гайки исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы с полем допуска 6Н, класса прочности 5, без покрытия:

Гайка М12–6Н.5 ГОСТ 5932–73

То же, исполнения 2, с мелким шагом резьбы с полем допуска 6Н, класса прочности 5, с покрытием 01, толщиной 9 мкм:

Гайка 2М12х1,25–6Н.5.019 ГОСТ 5918–73

Резьба - по ГОСТ 24705-81.

Технические требования - ГОСТ 1759.0-87.

Диаметры резьбы от 4 до 48 мм.

Гайки изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) и без покрытий.

Табл. 15.6.6. 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	крупный	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
	мелкий	-	-	-	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	17	19	22	24	27	30	34	36	41	46	55	65	75
e		7,7	8,8	10,9	14,2	18,7	20,9	24,3	26,5	29,9	33,3	35,0	39,6	45,2	50,9	60,8	72,1	83,4
h		5	6	7,5	9,5	12	15	16	19	21	22	26	27	30	33	38	46	50
Число прорезей		6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	8	8
n		1,2	1,4	2,0	2,5	2,8	3,5	3,5	4,5	4,5	4,5	5,5	5,5	5,5	7,0	7,0	9,0	9,0
m		3,2	4,0	5,0	6,5	8,0	10	11	13	15	16	18	19	22	24	29	34	38
D		-	-	-	-	-	17	19	22	25	28	30	34	38	43	50	58	60
Шплинт																		
исполнение 1		1x12	1,2x12	1,6x16	2x20	2,5x25	3,2x32		4x36	4x40		5x45		5x50	6,3x63	6,3x71	8x80	8x90
исполнение 2		-	-	-	-	-	3,2x25		4x32	4x36		5x40		5x45	6,3x50	6,3x63	8x71	8x80

Примечание. Размеры гаек, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

15.6.4. ШАЙБЫ ГОСТ 11371-78

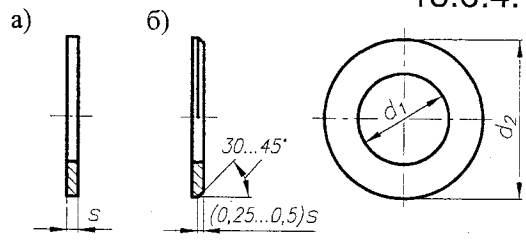


Рис. 15.6.4. Конструкция и размеры шайб исполнения: а) 1 (класс точности А и С); б) 2 (класс точности А) для $d > 5$ мм

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

Табл. 15.6.7. Марки материалов шайб и их условное обозначение

ГОСТ 18123-82

Материал			
Вид	Марка	Обозначение стандарта	Условное обозначение марки (группы)
Углеродистые 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		

Шайбы изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) и без покрытий.

Табл. 15.6.8. 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 (A)	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	19	21	23	25	28	31	37	43	50
d_1 (C)	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

15.6.5. ШАЙБЫ ПРУЖИННЫЕ ГОСТ 6402-70

Пружинные шайбы изготовляют 4-х типов:

Л - легкие; Н - нормальные; Т - тяжелые и ОТ - особо тяжелые.

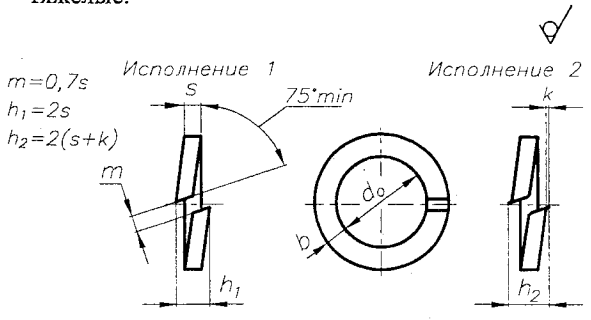


Рис. 15.6.5. Конструкция и размеры пружинных шайб

Материал - сталь 65Г, 70, 3Х13 по ГОСТ 14959-79.

Шайбы изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) и без покрытий.

Табл. 15.6.9. Размеры пружинных шайб, мм

ГОСТ 6402-70

d	d_o	Л		Н	Т	ОТ	k
		b	s	b=s	b=s	b=s	
1	2	3	4	5	6	7	8
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	

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

Продолж. табл. 15.6.9

1	2	3	4	5	6	7	8
30	30,5 +1,00	8,0 ±0,18	6,0	6,5 ±0,18	9,0 ±0,29	10 ±0,29	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	-	-	

15.6.6. ШАЙБЫ КОСЫЕ ГОСТ 10906-78

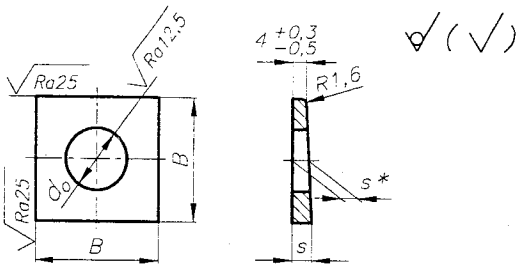


Рис. 15.6.6. Конструкция и размеры косых шайб

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

Табл. 15.6.10. 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 изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) и без покрытий.

15.6.7. ШАЙБЫ ДЛЯ ПАЛЬЦЕВ ГОСТ 9649-78

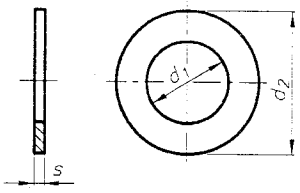


Рис. 15.6.7. Конструкция и размеры шайб для пальцев

Шайбы изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) и без покрытий.

Табл. 15.6.11. 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

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шайбы с диаметром $d_1 = 12$ мм, из стали марки 08кп

Шайба 12.08кп05 ГОСТ 9649-78

15.6.8. ПАЛЬЦЫ

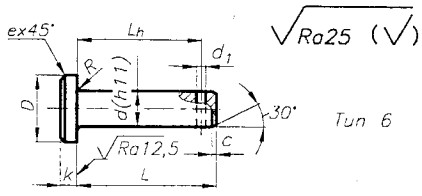


Рис. 15.6.8. Конструкция и размеры пальцев

Посадки диаметра пальца d – *f8, h8, f9, a11, c11, d11, h11, h12, b12.*

Пальцы изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ оси типа 6, диаметром $d = 20$ мм, с полем допуска $h11$, длиной $L = 60$ 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

То же, из стали Ст3сп ГОСТ 380-88, без термообработки и без покрытия: *Ось 6-20h11x60, Ст3сп.01*

Табл. 15.6.12. Размеры пальцев, мм

ГОСТ 9650-80

d	d_1	D	k	R	c	e	L / L_h
1	2	3	4	5	6	7	8
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

Продолж. табл. 15.6.12

ГОСТ 9650-80

1	2	3	4	5	6	7	8
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

15.6.9. ВИНТЫ

Винты с полукруглой головкой
классов точности А и В ГОСТ 17473-80

Винты с потайной головкой
классов точности А и В ГОСТ 17475-80

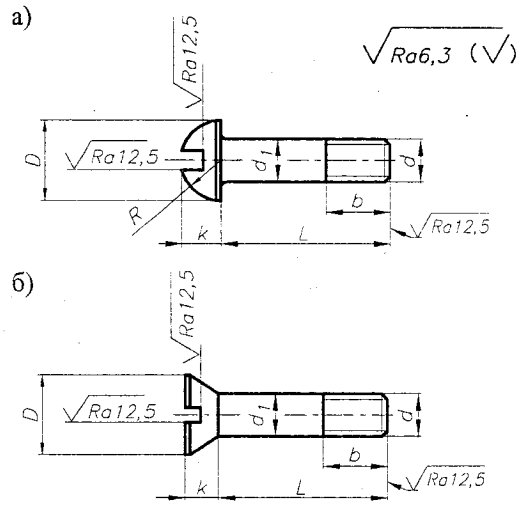


Рис. 15.6.9. Конструкция и размеры винтов:
а) по ГОСТ 17473-80; б) по ГОСТ 17475-80

Резьба - по ГОСТ 24705-81.
Сбег и недорезы - по ГОСТ 27148-86.
Шлицы прямые - ГОСТ 24669-81.
Шлицы крестообразные - ГОСТ 10753-86
Радиус над головкой - ГОСТ 24670-81.
Винты изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) и без покрытий.

Табл. 15.6.13. Длины винтов L, мм

L =	4,	5,	6,	8,	9,	10,	11,	12,	14,	16	20,	25,	30,	35,
	M4		M5	M6				M8			M10 M12	M14	M16	M18

L =	M4	M5	M6	M10 M8	M12	M14	M16	M18	M20
	40,	45,	50,	55 60,	65,	70,	75,	80,	90, 100,	110,	120
	M20								

⌊ - min длина, ⌉ - max длина винта соответствующего типо-размера

Винты могут выполняться: исполнения 1 - со шлицем; исполнение 2 - с крестообразным шлицем.

Технические требования - 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.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ винта с полукруглой головкой, класса точности *A*, исполнения *1*, диаметром резьбы $d = 8$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g, длиной $l = 50$ мм, длиной резьбы $b = 22$ мм, класса прочности 4.8 , без покрытия:

Винт А.М8–6gх50.48 ГОСТ 17473–80

То же, класса точности *B*, исполнения *2*, с мелким шагом резьбы, длиной резьбы $l = 34$ мм, с цинковым покрытием толщиною 6 мкм, хроматированным:

Винт В2.М8х1–6gх50–34.48.016 ГОСТ 17475–80

Табл. 15.6.14. Размеры винтов, мм

ГОСТ 17473-80, 17475-80

d		M4	M5	M6	M8	M10	M12	(M14)	M16	(M18)	M20
Шаг	крупный	0,70	0,80	1,00	1,25	1,50	1,75	2,0	2,0	2,5	2,5
	мелкий	-	-	-	1	1,25	1,25	1,5	1,5	1,5	1,5
D	а)	7,0	8,5	10	13	16	18	21	24	27	30
	б)	7,4	9,2	11,0	14,5	18,0	21,5	25	28,5	32,5	36
k	а)	2,8	3,5	4,2	5,6	7,0	8,0	9,5	11	12	14
	б)	2,2	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10
R		3,6	4,4	5,1	6,6	8,1	9,1	10,6	12,1	13,5	15,1
b	удлиненная	22	25	28	34	40	46	52	58	64	70
b	нормальная	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46

Примечание. Размеры гаек, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

15.6.10. ВИНТЫ УСТАНОВОЧНЫЕ

Винты установочные с прямым шлицем
с коническим концом ГОСТ 1476-93
с цилиндрическим концом ГОСТ 1478-93

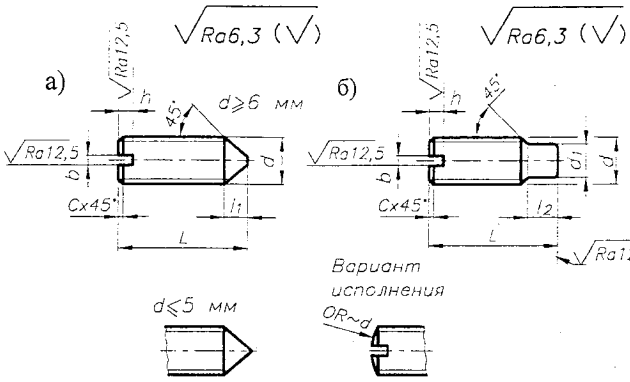


Рис. 15.6.10. Конструкция и размеры установочных винтов

Табл. 15.6.15. 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. 15.6.16. Классы прочности винтов ГОСТ 25556-82

Класс прочности винта	14Н	22Н	33Н	45Н
Твердость по:				
Виккерсу, HV, не менее	140	220	330	450
Бринелю, НВ	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 Н - условного обозначения твердости.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ винта класса точности В, диаметром резьбы d = 6 мм, с полем допуска 6g, длиной L = 10 мм, класса прочности 14 Н, без покрытия:

Винт В.М6–6gx10.14Н ГОСТ 1476–92
Винт В.М6–6gx10.14Н ГОСТ 1478–92

ОТВЕРСТИЯ ПОД УСТАНОВОЧНЫЕ ВИНТЫ

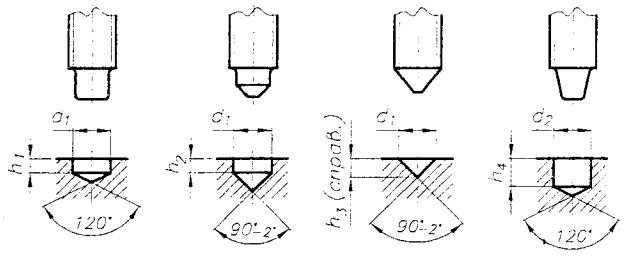


Рис. 15.6.11. Отверстия под установочные винты

Табл. 15.6.17. 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	-

Классы точности винтов - А и В.
Резьба - по ГОСТ 24705-81, шаг резьбы - крупный.
Шлицы - по ГОСТ 24669-81.
Концы винтов - по ГОСТ 12414-94.
Механические свойства и методы испытаний - по ГОСТ 25556-82.
Винты изготовляют с покрытиями (п.15.6.17) и без покрытий.

Длины винтов из ряда: 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50.

То же, класса точности А, класса прочности 45Н, из стали 40Х с химическим окисным покрытием, пропитанным маслом: *Винт А.М6–6gx10.45Н.40Х.05 ГОСТ 1476–92*
Винт А.М6–6gx10.45Н.40Х.05 ГОСТ 1478–92

15.6.11. ВИНТЫ С ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ГОЛОВКОЙ И ШЕСТИГРАННЫМ УГЛУБЛЕНИЕМ "ПОД КЛЮЧ"

Класс точности В ГОСТ 10342-80

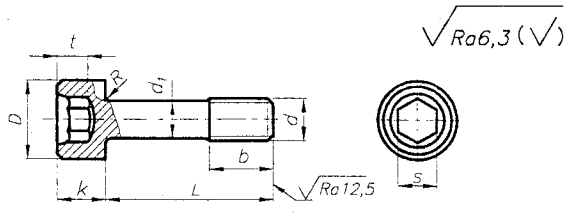


Рис. 15.6.12. Конструкция и размеры винтов

Табл. 15.6.18. 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 изготовляют с покрытиями (15.6.17) и без покрытий.

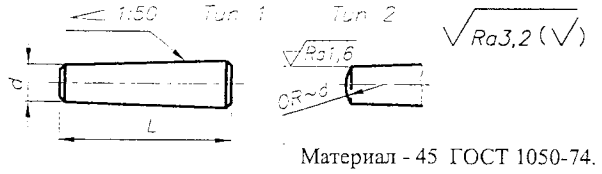
ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ винта диаметром резьбы d = 12 мм, с полем допуска 6g, длиной L = 30 мм, класса прочности 6.8, без покрытия:

Винт М12–6gx30.68 ГОСТ 10342–80

То же, класса прочности 8.8, из стали 35Х, с цинковым покрытием толщиною 9 мкм, хроматированным:

Винт М12–6gx30.88.35Х.019 ГОСТ 10342–80

15.6.12. ШТИФТЫ КОНИЧЕСКИЕ ГОСТ 3129-70



Материал - 45 ГОСТ 1050-74.

Рис. 15.6.13. Конструкция и размеры конических штифтов

Штифты изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) и без покрытий.

Табл. 15.6.19. Размеры штифтов, мм ГОСТ 3129-70

d	6	8	10	12
L*	20...110	25...120	30...180	36...200

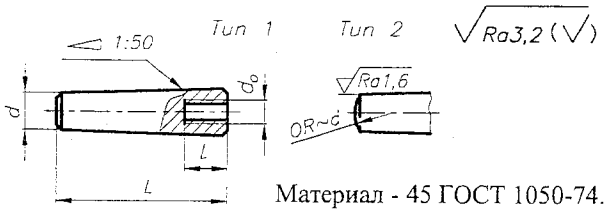
* Размер L принимать из ряда 20, 25, 30, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 140, 160, 180, 200, 220.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ штифта конического типа 1, диаметром d = 10, длиной L = 60 мм:

Штифт 1 10х60 ГОСТ 3129–70

15.6.13. ШТИФТЫ КОНИЧЕСКИЕ С ВНУТРЕННЕЙ РЕЗЬБОЙ

ГОСТ 9464-79



Материал - 45 ГОСТ 1050-74.

Рис. 15.6.14. Конструкция и размеры конических штифтов

Штифты изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) и без покрытий.

Табл. 15.6.20. 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.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ конического штифта типа 2, диаметром d = 8 мм, длиной L = 30 мм:

Штифт 2 8х30 ГОСТ 9464–79

15.6.14. ШПЛИНТЫ ГОСТ 397-79

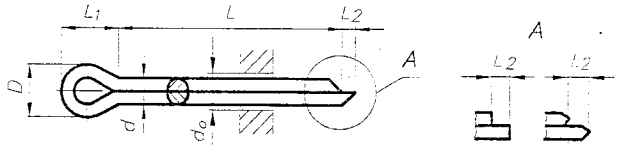


Рис. 15.6.15. Конструкция и размеры шплинтов

Шплинты изготовляют с покрытиями (п. 15.6.17) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шплинта с условным диаметром d_o = 5 мм, длиной L = 28 мм, из низкоуглеродистой стали, без покрытия:

Шплинт 5х28 ГОСТ 397–79

Табл. 15.6.21. 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.

15.6.15. БОЛТЫ ФУНДАМЕНТНЫЕ ГОСТ 24379.1-80

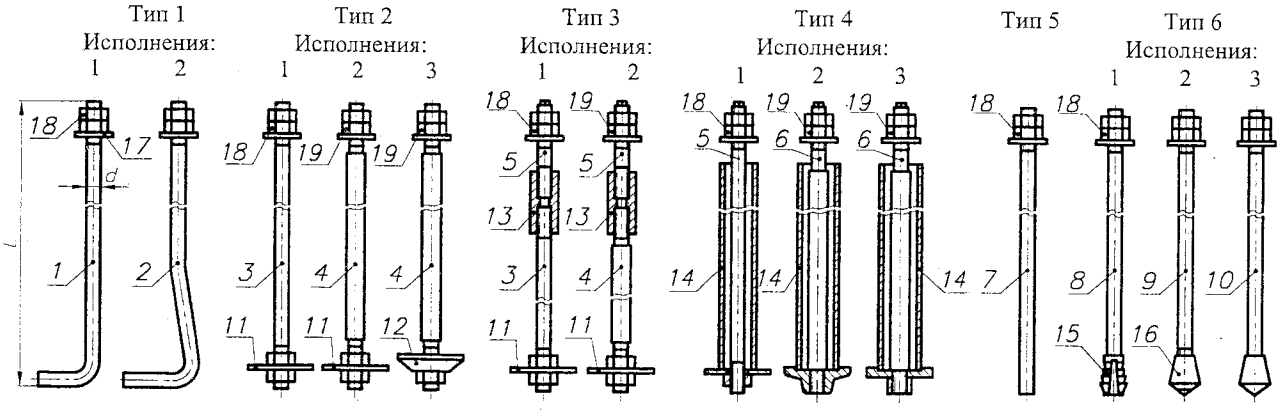


Рис. 15.6.16. Типы и конструкция фундаментных болтов:

1-10 - шпильки; *11,12* - плиты анкерные; *13* - муфта; *14* - арматура анкерная; *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; $L \geq 300$;

тип 2 - болты фундаментные с анкерной плитой:
исполнение 1 d = М16, ..., М48; $L \geq 200$;
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; $L \geq 300$;

тип 6 - болты фундаментные с коническим концом:
исполнение 1, 2, 3 d = М12, ..., М48; $L \geq 300$.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ болта типа 1, исполнени 1, диаметром резьбы d = 20 мм, с мелким шагом резьбы 1,5 мм, длиной L = 800 мм, со шпилькой из стали марки 09Г2С:

Болт 1.1.М20х1,5х800 09Г2С ГОСТ 24379.1–80

15.6.16. ПРОФИЛЬ МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБЫ

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ: метрической резьбы с номинальным диаметром d = 64 мм (правой): *М64*

То же, мелкой резьбы с шагом P = 3 мм, левой: *М64х3LH*

То же, мелкой резьбы с шагом P = 1 мм, ходом P_h = 3 мм: *М64х3(Р1)*

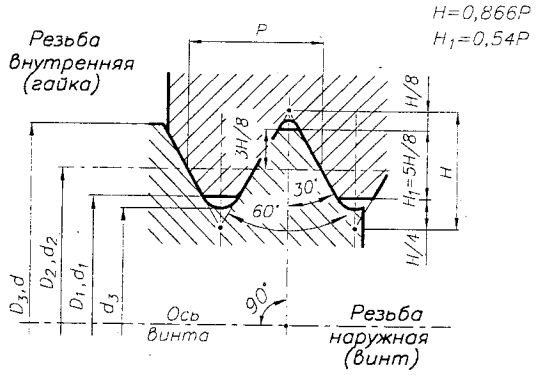


Рис. 15.6.17. Профиль метрической резьбы

Табл. 15.6.22. Размеры профиля метрической резьбы, мм

ГОСТ 9150-81

d (М)	P	$D_2=d_2$	$D_1=d_1$	d_3	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	64	6	60,1	57,57	56,64
	1,0	7,35	6,92	6,77		3	28,05	26,75	26,32		4	61,4	59,67	59,09
	0,75	7,51	7,19	7,08		2	28,7	27,84	27,55		3	62,05	60,75	60,32
10	1,5	9,03	8,38	8,16		1,5	29,03	28,38	28,16		2	62,7	61,84	61,54
	1,25	9,19	8,65	8,47		1	29,35	28,92	28,77		1,5	63,03	62,38	62,16
	1,0	9,35	8,92	8,77	36	4	33,4	31,67	31,09	72	6	68,1	65,57	64,14
	0,75	9,51	9,19	9,08		3	34,05	32,75	32,32		4	69,4	67,67	67,09
12	1,75	10,86	10,11	9,85		2	34,7	33,84	33,55		3	70,05	68,75	68,32
	1,5	11,03	10,38	10,16		1,5	35,03	34,37	34,16		2	70,07	69,84	69,55
	1,25	11,19	10,65	10,47	42	4,5	39,08	37,13	36,48		1,5	71,03	70,38	70,16
	1,0	11,35	10,92	10,77		4	39,4	37,67	37,09	80	6	76,1	73,51	72,64
16	2	14,7	13,84	13,55		3	40,05	38,75	38,32		4	77,4	75,67	75,09
	1,5	15,03	14,38	14,16		2	40,7	39,84	39,55		3	78,05	76,75	76,32
	1,0	15,35	14,92	14,73		1,5	41,03	40,38	40,16		2	78,07	77,84	77,55
20	2,5	18,38	17,29	16,93	48	5	44,75	42,59	41,87		1,5	79,03	78,38	78,16
	2	17,7	17,84	17,55		4	45,4	43,67	43,09	90	6	86,1	83,51	82,64
	1,5	19,03	18,38	18,16		3	46,05	44,75	44,32		4	87,4	85,67	85,09
	1	19,35	18,92	18,77		2	46,7	45,84	45,55		3	88,05	86,75	86,32
24	3	22,05	20,75	20,32		1,5	47,03	46,38	46,16		2	88,7	87,84	87,55
	2	22,7	21,84	21,55	56	5,5	52,43	50,05	49,25	100	6	96,1	93,51	92,64
	1,5	23,03	22,38	22,16		4	53,4	52,67	51,09		4	97,4	95,67	95,09
	1	23,35	22,92	22,77		3	54,05	52,75	52,32		3	98,05	96,75	96,32
						2	54,7	53,84	53,55		2	98,7	97,84	97,55
						1,5	55,03	54,77	54,16					

15.6.17. ПОКРЫТИЯ БОЛТОВ, ВИНТОВ, ШПИЛЕК, ГАЕК

Болты, винты, шпильки, гайки изготовляют с одним из видов покрытий по табл. 15.6.23 или без покрытия.

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.

Табл. 15.6.23. Виды покрытий

Вид покрытия	Обозначение покрытия		Вид покрытия	Обозначение покрытия	
	ГОСТ 9.306-85	цифровое		ГОСТ 9.306-85	цифровое
Цинковое, хроматированное	Ц. хр	01	Оловянное	О	07
Кадмиевое, хроматированное	Кд. хр	02	Медное	М	08
Многослойное: медь-никель	М. Н	03	Цинковое	Ц	09
Многослойное: медь-никель-хром	М. Н. Х. б	04	Окисное, наполненное хроматами	Ан. Окс. нхр	10
Окисное, пропитанное маслом	Хим. Окс. прм	05	Окисное из кислых растворов	Хим. Пас	11
Фосфатное, пропитанное маслом	Хим. Фос. прм	06	Серебряное	Ср	12
			Никелевое	Н	13

15.6.18. ВЫХОД МЕТРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ ГОСТ 27148-86, ГОСТ 10549-80

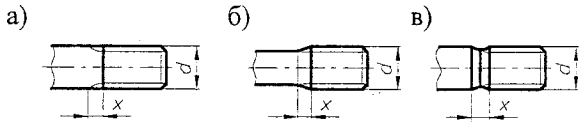


Рис. 15.6.18. Формы сбегов для наружной резьбы, выполненной:
а) - нарезанием, б), в) - накатыванием

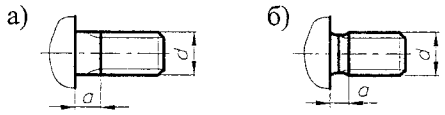


Рис. 15.6.19. Формы недорезов для наружной резьбы, выполненной:
а) - нарезанием, б) - накатыванием

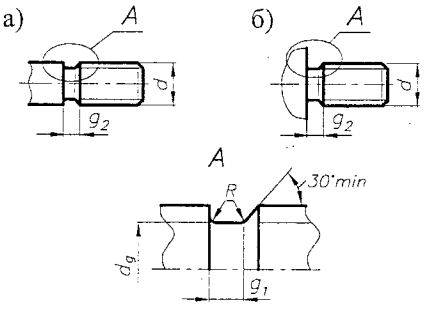


Рис. 15.6.20. Формы проточек для наружной резьбы

Табл. 15.6.24. 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.

15.6.19. ПРОТОЧКИ ТРАПЕЦЕИДАЛЬНЫХ, УПОРНЫХ И ПРЯМОУГОЛЬНЫХ РЕЗЬБ

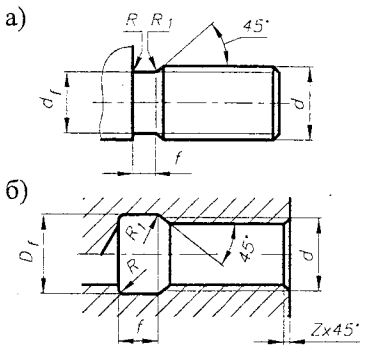


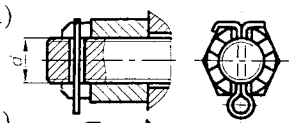
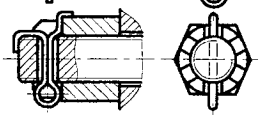
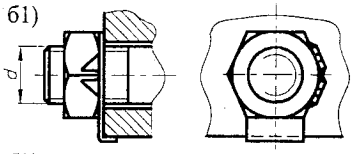
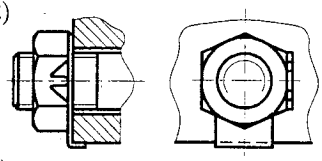
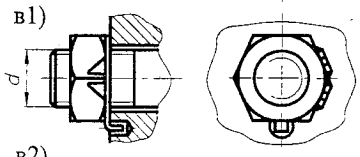
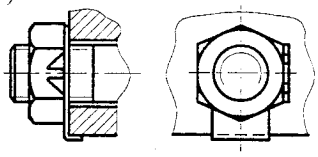
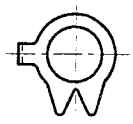
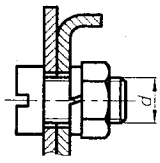
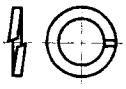
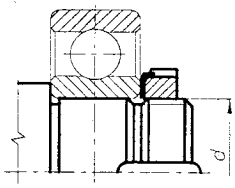
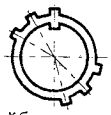
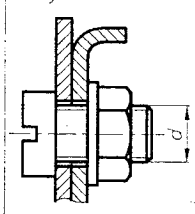
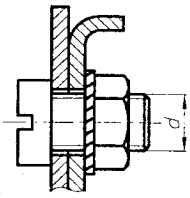
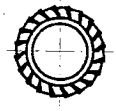
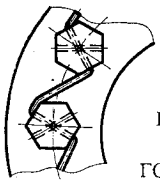
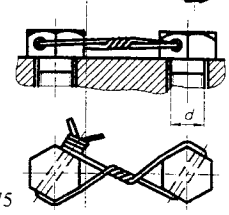
Рис. 15.6.21. Проточки для резьбы:
а) наружной; б) внутренней

Табл. 15.6.25. Размеры проточек, мм

Шаг P	Проточка					Фаска
	f	R	R_1	d_f	D_f	z
2	5	1,0	0,5	d_3 - 0,5	d + 1,0	1,6
3	5	1,6	0,5	d_3 - 0,5	d + 1,0	2,0
4	6	1,6	1,0	d_3 - 0,5	d + 1,1	2,5
5	8	2,0	1,0	d_3 - 0,5	d + 1,6	3,0
6	10	3,0	1,0	d_3 - 1,0	d + 1,6	3,5
8	12	3,0	1,0	d_3 - 1,0	d + 1,8	4,5
10	16	3,0	1,0	d_3 - 1,0	d + 1,8	5,5
12	18	3,0	1,0	d_3 - 1,5	d + 2,1	6,5
16	25	5,0	2,0	d_3 - 1,5	d + 2,8	9,0
20	25	5,0	2,0	d_3 - 1,5	d + 3,0	11
...						

15.6.20. СПОСОБЫ И ВИДЫ ПРЕДОХРАНЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ОТ САМООТВИНЧИВАНИЯ

Табл. 15.6.26. Виды стопорения механическими средствами

Эскиз	Средство стопорения
а1) 	Шплинт ГОСТ 397-79
а2) 	Гайка прорезная или корончатая ГОСТ 5918-73 d = 4...48
б1) 	Шайба стопорная с лапкой ГОСТ 13463-77 d = 4...48
б2) 	Шайба стопорная с лапкой уменьшенная ГОСТ 13464-77 d = 6...24
в1) 	Шайба стопорная с носком ГОСТ 13465-77 d = 4...48
в2) 	 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 11872-89 d = 3...56
е1)  е2) 	Шайба стопорная с внутренними зубьями ГОСТ 10462-81 с наружными зубьями ГОСТ 10463-81 d = 2...24 
ж1)  ж2) 	Проволока d = 4...48 ГОСТ 9389-75

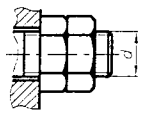
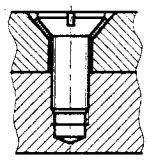
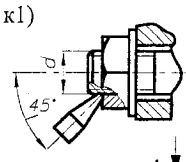
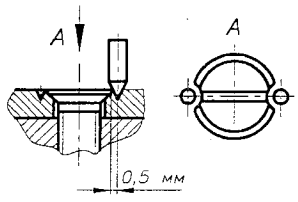
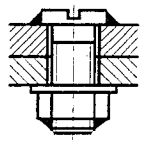
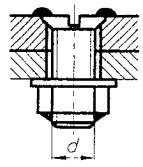
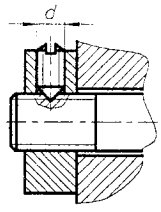
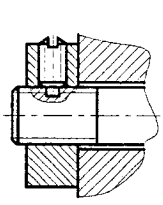
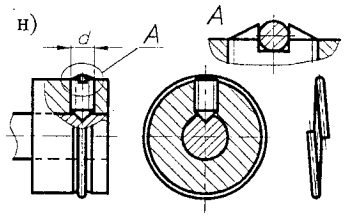
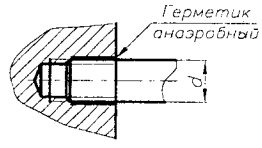
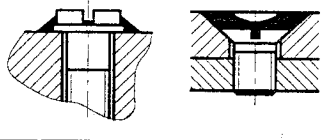
Эскиз	Средство стопорения
з) 	Контргайка ГОСТ 5915-70 d = 1...48
и) 	Шайба стопорная с наружными зубьями под винты с потайной и полупотайной головкой с углом 90° ГОСТ 10464-81
к1)  к2)	Кернение боковое d = 6...48
к3) 	Кернение с торца d = 6...48 Кернение в шлиц d = 2...24
л1)  л2) 	Сварка d = 4...16 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. 15.6.27. Виды стопорения анаэробными герметиками и лакокрасочными материалами

а) 	Герметик анаэробный d = 1,6...10
б) 	Материал лакокрасочный d = 1,0...10

Способы стопорения:
- механическими средствами;
- анаэробными герметиками;
- лакокрасочными материалами.

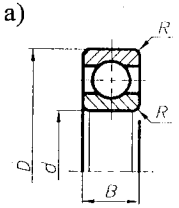
15.7. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ. ПАРАМЕТРЫ И РАЗМЕРЫ [17]

1. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ ГОСТ 8338-75

Табл. 15.7.1. Основные размеры, мм, и параметры подшипников

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o кН	d_a min	D_a max	a
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

а)



б)

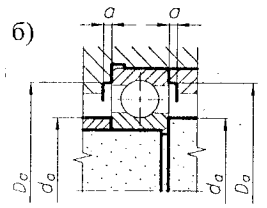


Рис. 15.7.1. Габаритные и установочные размеры шариковых радиальных однорядных подшипников

Продолжение табл. 15.7.1

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o кН	d_a min	D_a max	a
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

$P_r = VF_r$ - для $F_a/(VF_r) \le e$ ($X = 1{,}0$; $Y = 0$).

$P_r = 0{,}56VF_r + YF_a$ - для $F_a/(VF_r) > e$ ($X = 0{,}56$; e, Y - табл. 5.5.4).

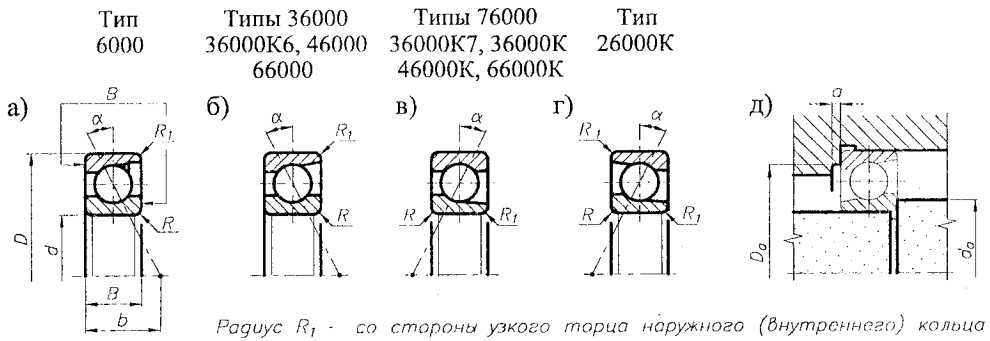
ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шарикового радиального подшипника особолегкой серии диаметров 1, серии ширин 0 с $d = 50$ мм, $D = 80$ мм, $B = 16$ мм:

Подшипник 110 ГОСТ 8338–75

Продолжение табл. 15.7.1

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o кН	d_a min	D_a max	a
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

2. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ ГОСТ 831-75



Радиус R_1 - со стороны узкого торца наружного (внутреннего) кольца

Рис. 15.7.2. 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. 15.7.2. 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. на след. стр.

Продолжение табл. 15.7.2

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	C	C_o	d_a max	D_a min	a
							кН				
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

$P_r = VF_r$ - для $F_a/(VF_r) \leq e$ ($X = 1{,}0$; $Y = 0$).

$P_r = XVF_r + YF_a$ - для $F_a/(VF_r) > e$ (e, X, Y - табл. 5.5.4).

3. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ДВУХРЯДНЫЕ ГОСТ 28428-90

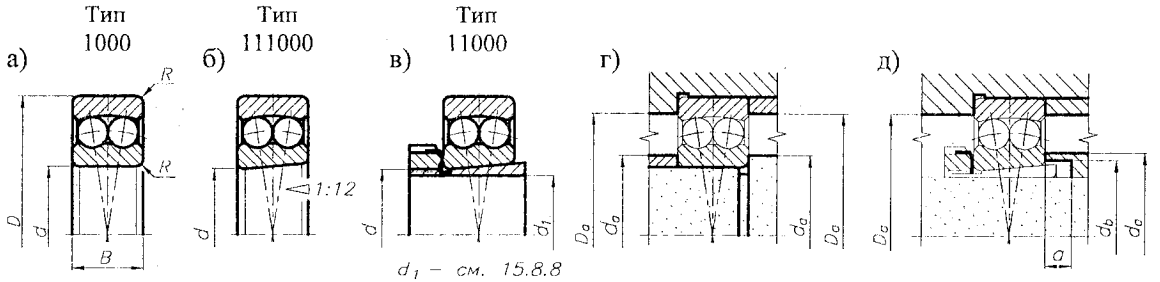


Рис. 15.7.3. Габаритные и установочные размеры радиальных шариковых сферических двухрядных подшипников

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 внутреннего кольца:

Подшипник 111210 ГОСТ 28428–90

То же, с закрепительной втулкой:

Подшипник 11210 ГОСТ 28428–90

Табл. 15.7.3. Основные размеры, мм, и параметры подшипников

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C_o	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
					кН								
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. на след. стр.

Продолжение табл. 15.7.3

d	D	B	R	Обозначение подшипника		C	C_o	d_a max	D_a max	d_b min	a min	e	$F_a/F_t \le e$ Y_1	$F_a/F_t > e$ Y
						кН								
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

$P_r = VF_r + Y_1 F_a$ - для $F_a/(VF_r) \le e$, (e, Y_1 - табл. 15.7.3).

$P_r = 0{,}65VF_r + YF_a$ - для $F_a/(VF_r) > e$, (e, Y - табл. 15.7.3).

4. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ С КОРОТКИМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ ГОСТ 8328-75

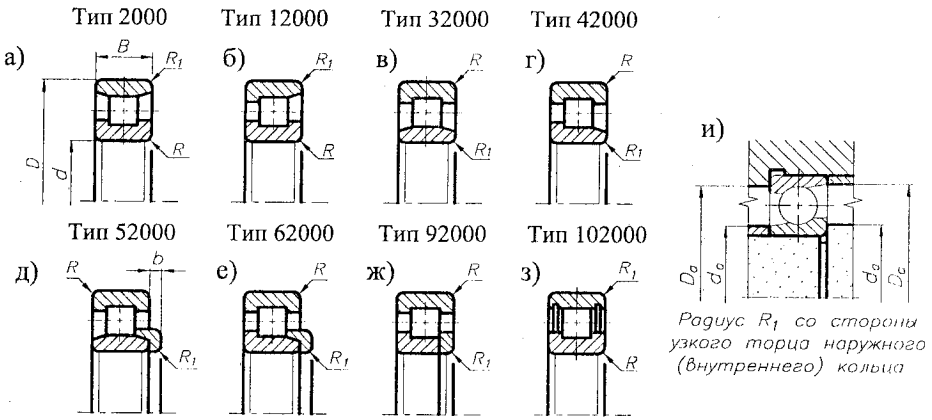


Рис. 15.7.4. Габаритные и установочные размеры роликовых радиальных с короткими цилиндрическими роликами подшипников

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. 15.7.4. Основные размеры, мм, и параметры подшипников

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	Нормальн. C	Нормальн. C_o	Повышен. C	Повышен. C_o	d_a max	D_a min
							кН		кН			
20	42	12	1,0	0,5		2104, 32104	8,80	4,70	–	–	24	30
	47	14	1,5	1,0		2204, 12204, 32204 42204, 92204, 102204	14,7	7,35	25,1	12,6	26 26	42 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 62304, 92304, 102304	20,5	10,4	–	–	27 27	45 45
	52	21	2,0	1,5	4	2604, 32604, 42604, 92604	29,7	16,6	41,3	24,5	27	45

Продолжение табл. 15.7.4

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	Нормальн. C	Нормальн. C_o	Повышен. C	Повышен. C_o	d_a max	D_a min
							кН		кН			
25	47	12	1,0	0,5		2105, 32105	–	–	–	–	29	43
	52	15	1,5	1,0		2205, 12205, 32205 42205, 92205, 102205	16,8 –	8,80 –	28,6	15,2	30 30	47 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 62305, 92305, 102305	15,0 –	9,50 –	40,2 -	23,2 -	33 33	55 55
	80	24	2,0	2,0		2605, 12605, 32605 42605, 92605	41,8	24,5	56,1	34,5	36	66

Продолжение табл. на след. стр.

Продолжение табл. 15.7.4

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	Нормальн. C	Нормальн. C_0	Повышен. C	Повышен. C_0	d_a min	D_a max
							кН		кН			
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. 15.7.4

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	Нормальн. C	Нормальн. C_0	Повышен. C	Повышен. C_0	d_a min	D_a max
							кН		кН			
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. на след. стр.

Продолжение табл. 15.7.4

d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника				нормальн. C	нормальн. C_o	повышен. C	повышен. C_o	d_a min	D_a max
										кН		кН			
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

$P_r = V F_r$.

5. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ КОНИЧЕСКИЕ ОДНОРЯДНЫЕ ТУ 37.006.162-89

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ роликового конического однорядного подшипника серии диаметров 1, серии ширин 2, с $d = 70$ мм, $D = 110$ мм, $N = 25$ мм:

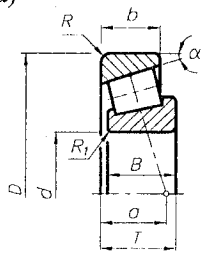
Подшипник 2007114 ТУ 37.006.162-89

$P_r = V F_r$ - для $F_a/(V F_r) \leqslant e$, ($X = 1{,}0$; $Y = 0$; e - табл. 15.7.5);

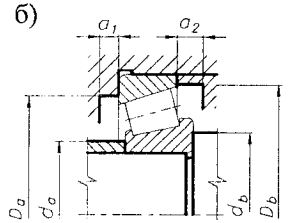
$P_r = 0{,}4 V F_r + Y F_a$ - для $F_a/(V F_r) > e$, ($X = 0{,}4$; Y - табл. 5.5.4, 15.7.5).

Отсутствующие значения C и C_o для ряда подшипников будут вводиться в стандарт по мере освоения.

а)



б)



Радиус R_1 со стороны узкого торца наружного (внутреннего) кольца

Рис. 15.7.5. Габаритные и установочные размеры роликовых конических однорядных подшипников

Табл. 15.7.5. Основные размеры, мм, и параметры подшипников

d	D	T	B	b	R	R_1	Обозначен. подшипн.	C	C_o	d_a max	d_b max	D_a min	D_b min	a_1	a_2	e	Y
								кН									
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. на след. стр.

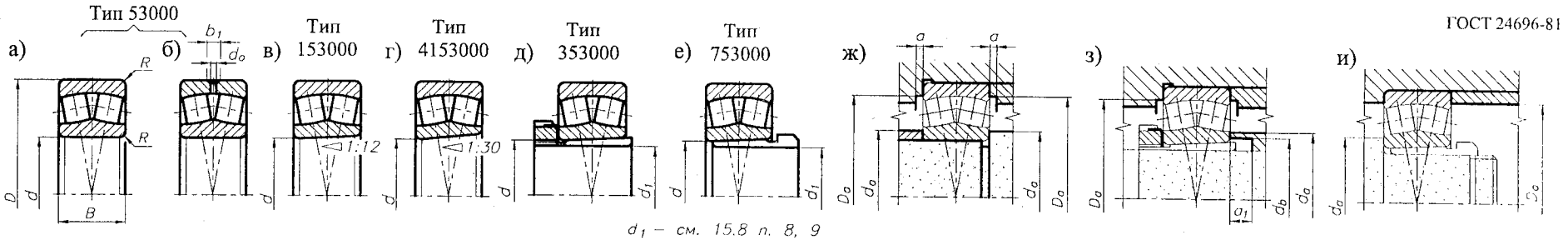
Продолжение табл. 15.7.5

d	D	T	B	b	R	R_1	Обознач. подшипн.	C кН	C_0 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

d	D	T	B	b	R	R_1	Обознач. подшипн.	C кН	C_0 кН	d_a max	d_b max	D_a min	D_b min	a_1	a_2	e	Y
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

6. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ДВУХРЯДНЫЕ С СИММЕТРИЧНЫМИ РОЛИКАМИ

ГОСТ 24696-81



d_1 – см. 15.8 п. 8, 9

Рис. 15.7.6. 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. 15.7.6б). По заказу потребителя такое исполнение наружного кольца допускается выполнять при $D \leqslant 200$ мм. К условному обозначению подшипников тогда справа добавляется буква *Í*.

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. 15.7.6. 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. 15.7.6).

$P_r = 0{,}67VF_r + YF_a$ - для $F_a/(VF_r) > e$, (e, Y - табл. 15.7.6).

7. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ДВУХРЯДНЫЕ ГОСТ 5721-75

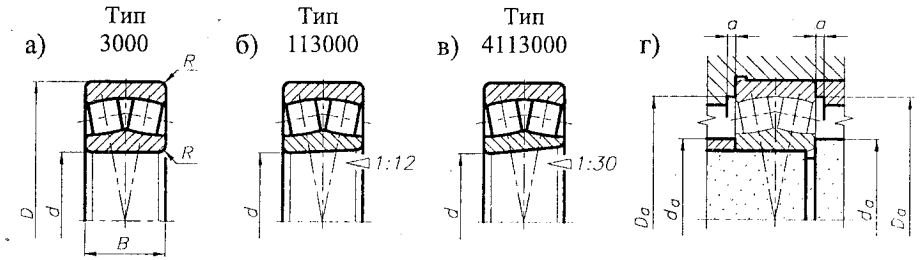


Рис. 15.7.7. Габаритные и установочные размеры радиальных роликовых сферических двухрядных подшипников

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. 15.7.7. Основные размеры, мм, и параметры подшипников

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C_o	d_a max	D_a max	a min	e	F_a/F_r ≤ e Y_1	F_a/F_r > e Y
					кН							
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. 15.7.7);

$P_r = 0{,}67VF_r + YF_a$ - для $F_a/(VF_r) > e$, (e, Y - табл. 15.7.7).

8. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ УПОРНЫЕ ОДИНАРНЫЕ И ДВОЙНЫЕ ГОСТ 7872-89

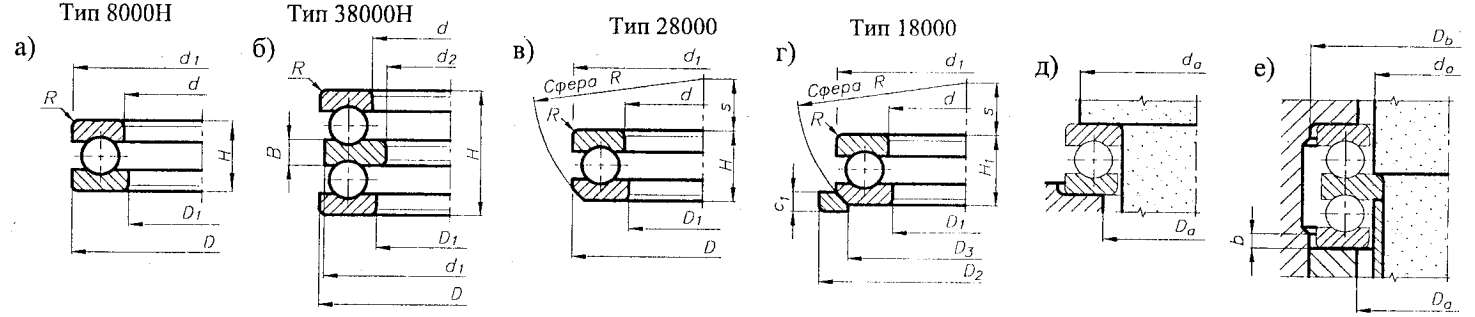


Рис. 15.7.8. Габаритные и установочные размеры упорных шариковых подшипников

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. 15.7.8. 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	C_o	d_a	D_a	b min
									кН				
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. на след. стр.

Продолжение табл. 15.7.8

d	D	d_1	D_1	H	d_2	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o кН	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*

9. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ УПОРНЫЕ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ ОДИНАРНЫЕ ГОСТ 23526-79

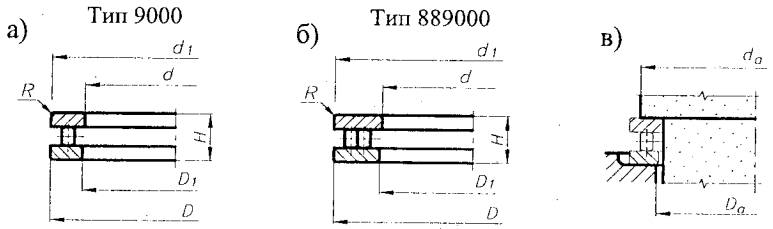


Рис. 15.7.9. Габаритные и установочные размеры упорных роликовых подшипников

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. 15.7.9. Основные размеры, мм, и параметры подшипников

d	D	H	d_1	D_1	R	Обозначение подшипника	C кН	C_o кН
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
	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

15.8. ЭЛЕМЕНТЫ КРЕПЛЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ

1. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ НАРУЖНЫЕ ЭКСЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13942-86

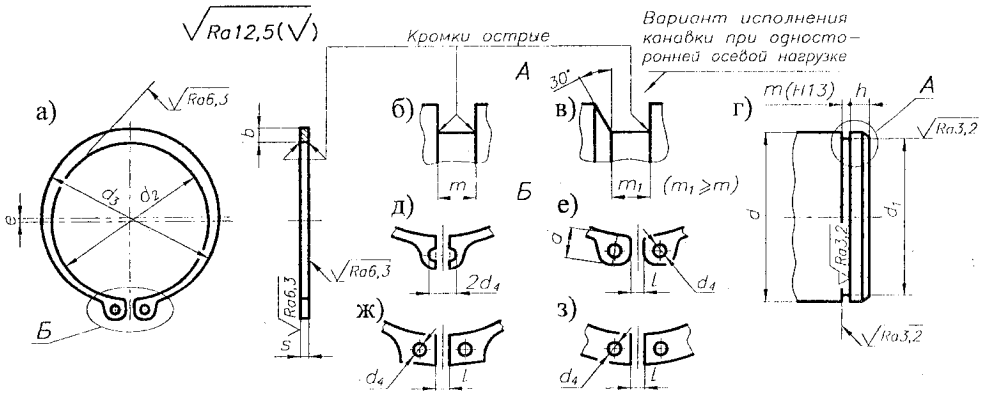


Рис. 15.8.1. Конструкция колец а) и канавок б)-г) для них. Варианты исполнения колец: д) для $d \leqslant 9$ мм; е), ж) для $d \geqslant 10...165$ мм; з) для $d \geqslant 170$ мм

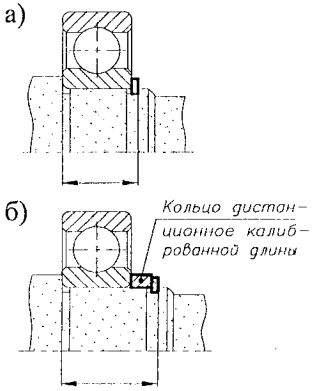


Рис. 15.8.2. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием пружинного кольца (вариант б) - предпочтительный)

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. 15.8.1. 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 $^{0}_{-0,21}$		2,3	13,7
25	23,1	27,3			3,0	4,4			23,5			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 $^{0}_{-0,35}$	3,4		118
90	84,5	96,5	3,0	2,5	8,2	8,8			86,5			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

2. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ ВНУТРЕННИЕ ЭКСЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13943-86

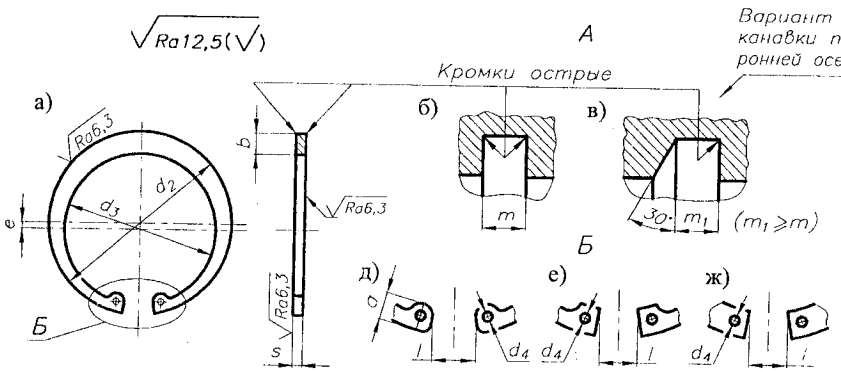


Рис. 15.8.3. Конструкция колец а) и канавок б), в) для них. Вариант исполнения колец д) для $d \leqslant 165$ мм; е) для $d \geqslant 40...165$ мм; ж) для $d \geqslant 170$ мм

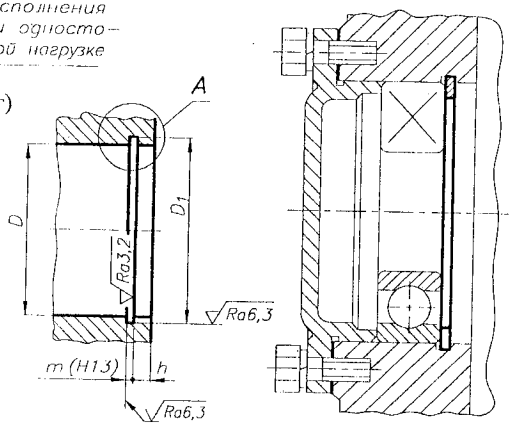


Рис. 15.8.4. Закрепление наружного кольца подшипника качения в корпусе с использованием пружинного кольца

Пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические кольца классов точности *A*, *B* и *C* 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 *B* с диаметром 30 мм из стали 65Г:

Кольцо В30 ГОСТ13943-86

То же, из стали 60С2:

Кольцо В30.60С2 ГОСТ13943-86

Табл. 15.8.2. 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					17,6
30	32,2	28,0			3,0	4,8			30,5			18,0
32	34,5	29,9			3,2	5,4	9,0	0,9	31,5	1,4		23,5
34	36,5	31,7			3,3	5,4			33,8		2,7	27,5
35	37,8 +0,50	32,8			3,4	5,4			35,8			28,2
36	38,8 −0,25	33,8			3,5	5,4			37,0			29,0
37	39,8	34,6			3,6	5,5	10		38,0 +0,25		3,0	29,8
38	40.8	35,4			3,7	5,5		1,0	39,0 0			31,6
40	43,5	37,7			3,9	5,8	12		40,0			40,4
42	45,5 +0,78	39,3	2,5	1,7	4,1	5,9			42,5			43,0
45	48,5 −0,39	42,1			4,2	6,2			44,5			45,2
46	49,5	43,1			4,3	6,3			47,5			46,0
47	50,6	44,0			4,4	6,4	14		48,5			47,2
48	51,6 +0,92	44,8			4,5	6,4		1,1	49,5	1,9	3,8	48,2
50	54,2 −0,46	47,2			4,6	6,5			50,5 +0,30			60,7
									53,0 0		4,5	

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 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			173
110	116,0	102,2			9,0	10,4			114,0 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			348
180	188,0	165,8	5,0	3,0	13,2	-			185,0	3,4	7,5	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			385
200	208,0	184,2			14,0	-			205,0 0			394
...												

3. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ НАРУЖНЫЕ КОНЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13940-86

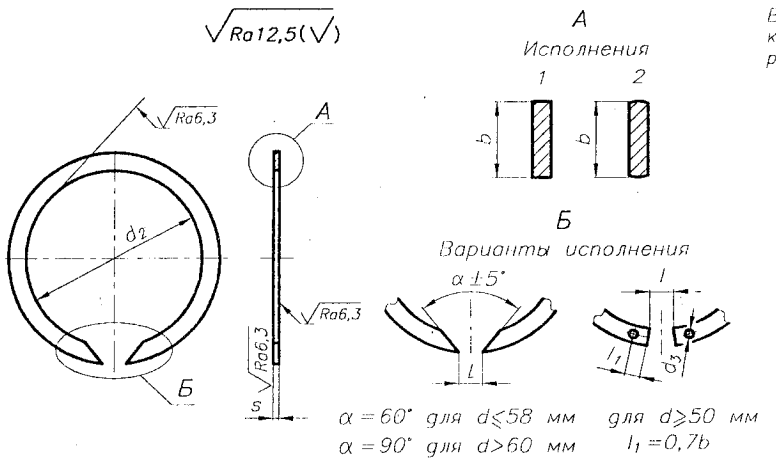


Рис. 15.8.5. Конструкция колец и канавок для них

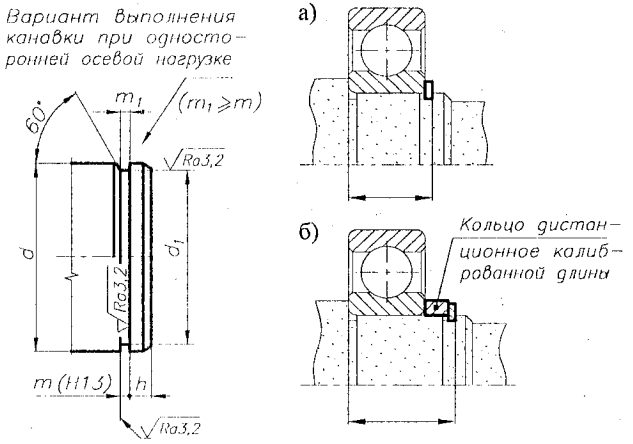


Рис. 15.8.6. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием пружинного кольца (вариант б) - предпочтительный)

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 В30 ГОСТ13940–86

То же, из стали 60С2:

Кольцо В30.60С2 ГОСТ13940–86

Табл. 15.8.3. 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					33,0 0 -0,25			26,7
36	33,0 -0,50					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	1,9	3,8	42,9
46	42,5 +0,39					43,5 -0,25			43,9
48	44,5 -0,78					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	3,4		121
92	86,5					88,5			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					140			280
150	142,5	3,5		10,5		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					185 0 -0,72			368
200	192,0 -1,44					195			387

4. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ ВНУТРЕННИЕ КОНЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13941-86

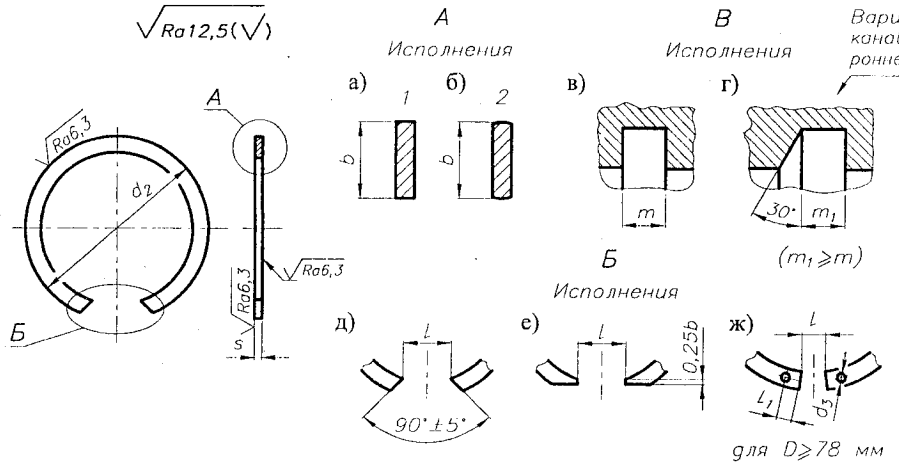


Рис. 15.8.7. Конструкция колец и канавок для них

Пружинные упорные плоские внутренние концентрические кольца классов точности *A*, *B* и *C* 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 *B* с диаметром 30 мм из стали 65Г:

Кольцо В30 ГОСТ13941-86

То же, из стали 60С2:

Кольцо В30.60С2 ГОСТ13941-86

Рис. 15.8.8. Закрепление наружного кольца подшипника качения в корпусе с использованием пружинного кольца

Табл. 15.8.4. Размеры внутренних колец и канавок для них, мм

F_a - осевая сила

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 0			13,7
24	25,9				7,0	25,5			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		38,0		3,0	29,0
37	39,8				10	39,0 +0,25 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				14	47,5			45,2
46	49,5					48,5			46,0
47	50,6		1,7	4,0		49,5	1,9	3,8	47,2
48	51,6 +0,92					50,5 +0,30 0			48,2
50	54,2 −0,46					53,0		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 0			67,5
58	62,2					61,0			69,6
60	64,2 +0,92			5,0	16	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 0	2,2	5,3	123
90	95,5 −0,54					93,5			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					134,0			207
135	141,5				8,0	139,0			214
140	146,5 +1,26 −0,63				24	144,0			222
145	151,5					149,0			230
150	157,5					155,0			298
155	162,5					160,0 +0,63 0			309
160	167,5					165,0			319
165	172,5				8,5	170,0			328
170	177,5				28	175,0			338
175	182,5					180,0	3,4	7,5	348
180	188,0 +1,44 −0,72	3,0	3,0	9,5		185,0			358
190	198,0					195,0 +0,72 0			377
200	208,0				30	205,0			394
...									

5. ШАЙБЫ КОНЦЕВЫЕ

1. ШАЙБЫ КОНЦЕВЫЕ С КРЕПЛЕНИЕМ ДВУМЯ БОЛТАМИ

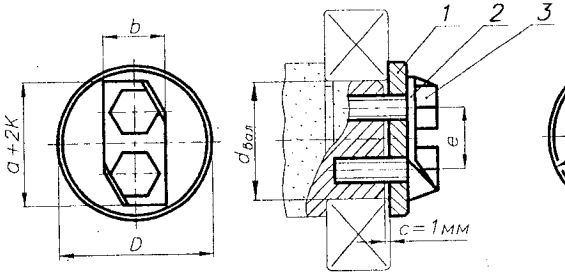


Рис. 15.8.9. Закрепление подшипника на валу с использованием концевой шайбы:
1 - шайба концевая; *2* - шайба стопорная; *3* - болт

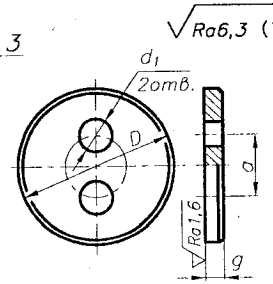


Рис. 15.8.10. Шайба концевая

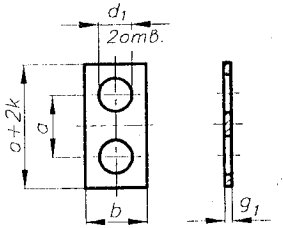


Рис. 15.8.11. Шайба стопорная

2. ШАЙБЫ КОНЦЕВЫЕ С КРЕПЛЕНИЕМ ОДНИМ БОЛТОМ (ВИНТОМ) ГОСТ 14734-69

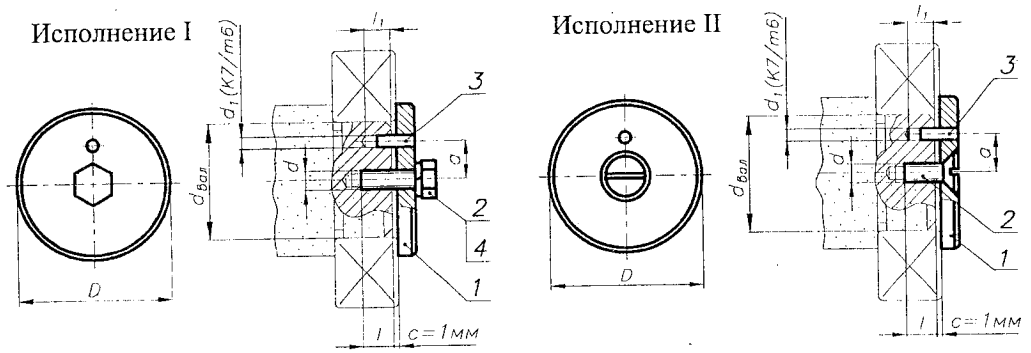


Рис. 15.8.12. Закрепление подшипника на валу с использованием концевой шайбы:
1 - шайба концевая; *2* - болт (винт); *3* - штифт; *4* - шайба пружинная

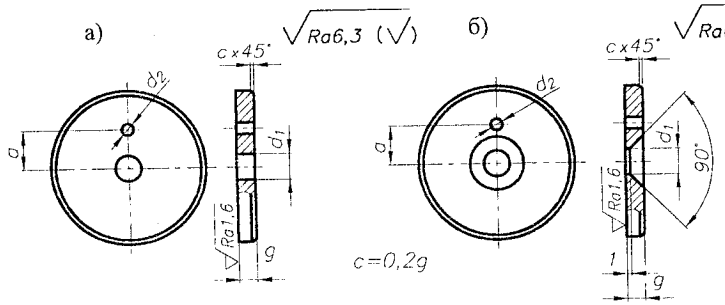


Рис. 15.8.13. Шайба концевая:
а) исполнение I;
б) исполнение II

Табл. 15.8.5. Основные размеры концевых шайб с креплением двумя болтами

$d_{вал}$	D	a	g	g_1	b	k	d_1	Болт ГОСТ 7798-70
мм								
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						
...								

Табл. 15.8.6. Основные размеры концевых шайб с креплением одним болтом (винтом)

Обозначение шайб	Исполнение	$d_{вал}$	D	g	$a_{\pm 0,2}$	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*

6. ГАЙКИ КРУГЛЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ ГОСТ 11871-88

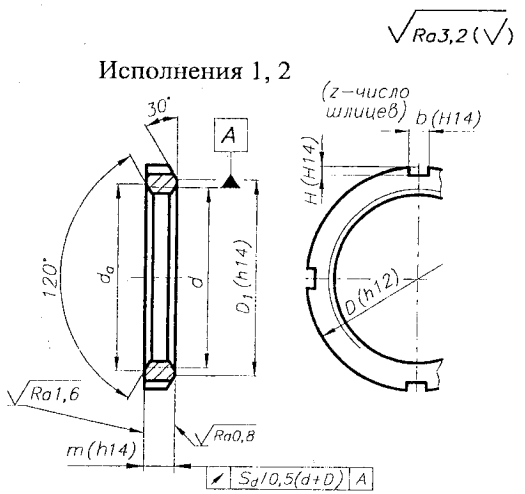


Рис. 15.8.14. Конструкция и размеры гаек

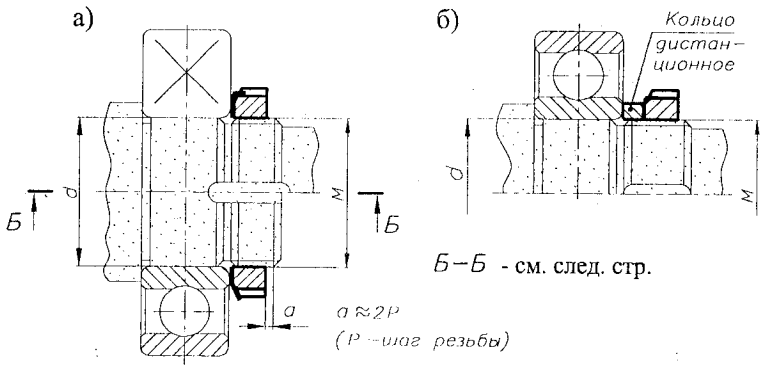


Рис. 15.8.15. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу: а) обычное - с использованием круглой шлицевой гайки и стопорной многолапчатой шайбы; б) рекомендуемое - с применением дополнительного дистанционного кольца

7. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ МНОГОЛАПЧАТЫЕ ГОСТ 11872-89

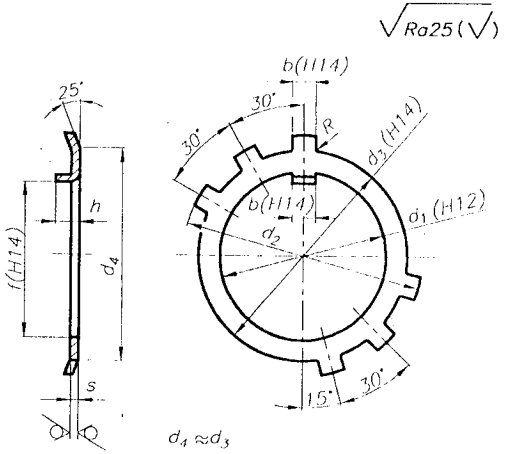


Рис. 15.8.16. Конструкция и размеры шайб

Гайки круглые шлицевые изготавливают из материалов с условным обозначением марок - 02, 04, 05, 06, 11, 21,23 и 32 по ГОСТ 18123-82 (табл. 15.8.10).
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.15.8.7. 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. 15.8.8. 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. 15.8.7

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. 15.8.8

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			
...								

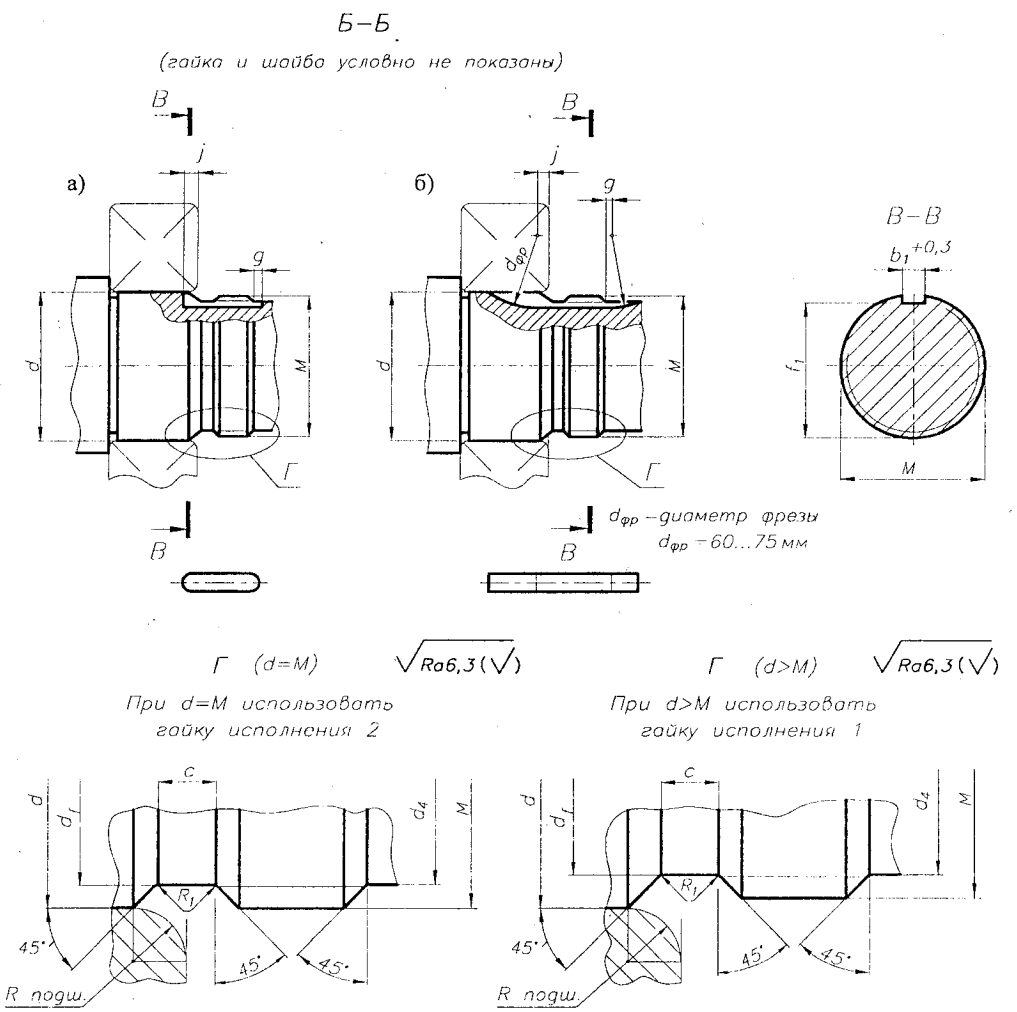


Рис. 15.8.17. Размеры вала в месте установки гайки и шайбы.
Паз на валу под лепесток шайбы нарезается фрезой:
а) пальцевой; б) дисковой

Табл. 15.8.9. Размеры вала в месте установки круглой шлицевой гайки и стопорной многолапчатой шайбы, мм

d	M	d_f(h13), $d_{4\max}$	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. 15.8.10. 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	ГОСТ 1050-74		03
	20		110	04
	35		140	05
	45		170	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. ВТУЛКИ ЗАКРЕПИТЕЛЬНЫЕ ГОСТ 24208-80

9. ВТУЛКИ СТЯЖНЫЕ ГОСТ 13014-80

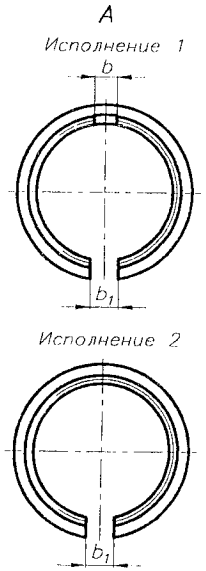
Втулки закрепительные и стяжные предназначены для крепления подшипников качения с коническим отверстием конусностью 1:12 на цилиндрических шейках валов.

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



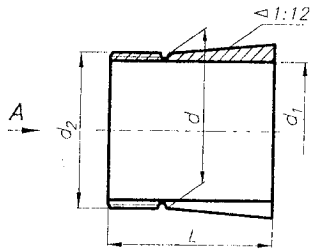


Рис. 15.8.18. Конструкция и размеры закрепительных втулок

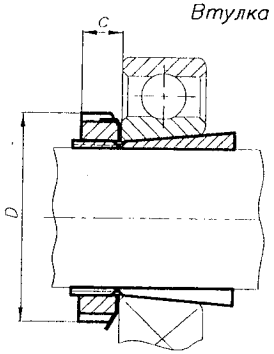


Рис. 15.8.19. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием закрепительной втулки

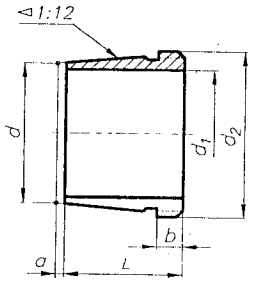


Рис. 15.8.20. Конструкция и размеры стяжных втулок

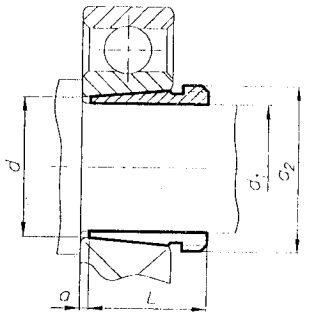


Рис. 15.8.21. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием стяжной втулки

Табл. 15.8.11. Размеры закрепительных втулок, мм, и обозначение комплектующих 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. 15.8.12. 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.

10. ГАЙКИ ДЛЯ ЗАКРЕПИТЕЛЬНЫХ И СТЯЖНЫХ ВТУЛОК С МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБОЙ

ГОСТ 8530-90

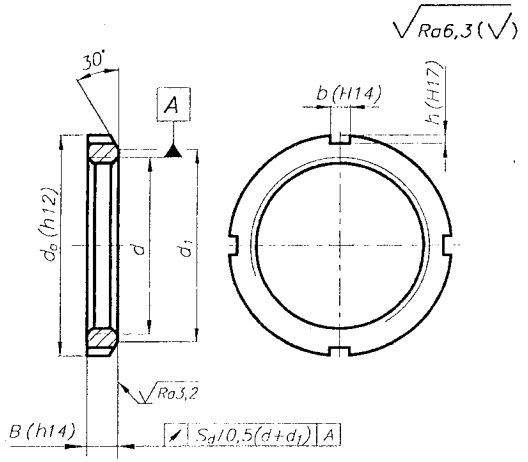


Рис. 15.8.22. Конструкция и размеры гаек

11. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ

ГОСТ 8530-90

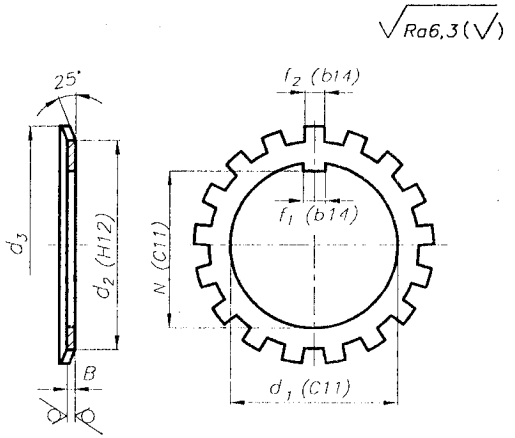


Рис. 15.8.23. Конструкция и размеры шайб

12. СКОБЫ СТОПОРНЫЕ ГОСТ 8530-90

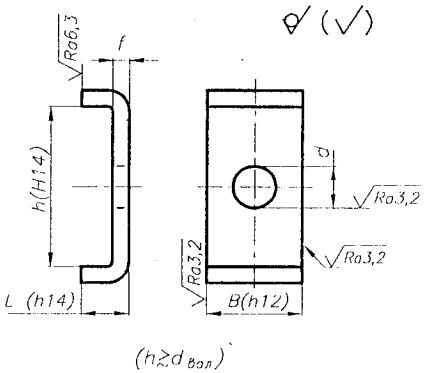


Рис. 15.8.24. Конструкция и размеры стопорных скоб

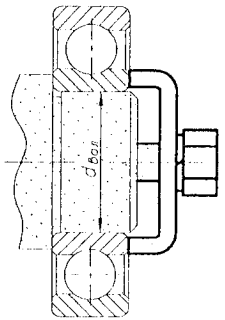


Рис. 15.8.25. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием стопорной скобы

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. 15.8.13. 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. 15.8.14. 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. 15.8.15. 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						

15.9. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ РАМ

1. ШВЕЛЛЕРЫ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.9.1. Размеры поперечного сечения швеллеров

ГОСТ 8240-89

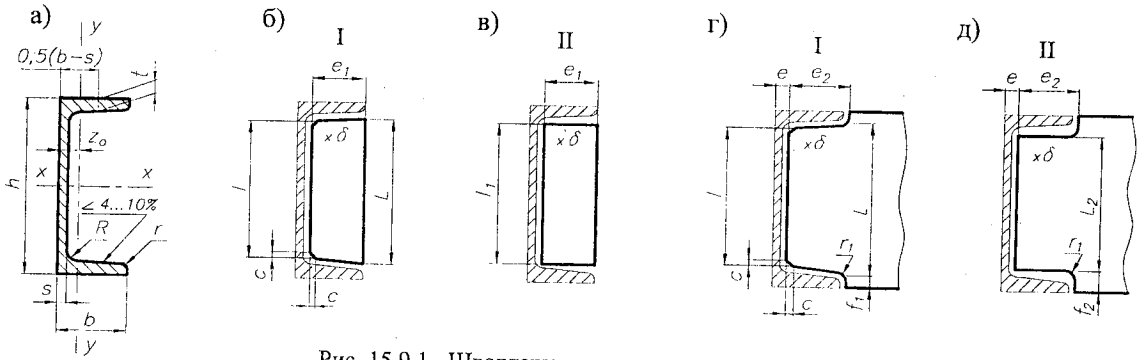
№ швеллера	h	b	s	t	R max	r max
	мм					
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5
16а	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5
18а	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5
20	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. 15.9.2. 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 15.9.3. 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 длиной 1000 мм из стали Ст0 (поставка по ГОСТ 535):

Швеллер $\frac{16-1000 \quad ГОСТ\ 8240}{Ст0 \quad ГОСТ\ 535}$

Рис. 15.9.1. Швеллеры:

а) размеры поперечного сечения;

б) - д) размеры профиля примыкающих деталей

Профиль I применяется в тех случаях, когда по прочности соединения требуется приварка примыкающих частей к полкам швеллера.

Табл. 15.9.4. Размеры поперечного сечения двутавров

ГОСТ 8239-89

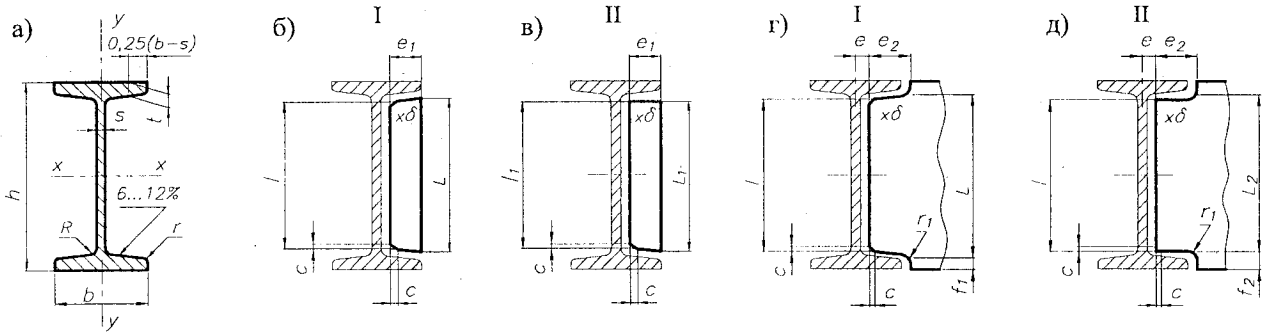
№ двутавра	h	b	s	t	R max	r max
	мм					
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5
30	300	135	6,5	10,2	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. 15.9.5. Параметры сечения двутавров

Площ. попер. сечен.	Масса	I_x	W_x	i_x	S_x	I_y	W_y	i_y
$см^2$	кг/м	$см^4$	$см^3$	см	$см^3$	$см^4$	$см^3$	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. 15.9.6. 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	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 длиной 1000 мм из стали Ст3сп (поставка по ГОСТ 535):

Двутавр $\frac{16-1000\ ГОСТ\ 8239}{Ст3сп\ ГОСТ\ 535}$

Рис. 15.9.2. Двутавры:

а) размеры поперечного сечения;

б) - д) размеры профиля примыкающих деталей

Профиль I применяется в тех случаях, когда по прочности соединения требуется приварка примыкающих частей к полкам двутавра.

3. УГОЛКИ РАВНОПОЛОЧНЫЕ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.9.7. 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

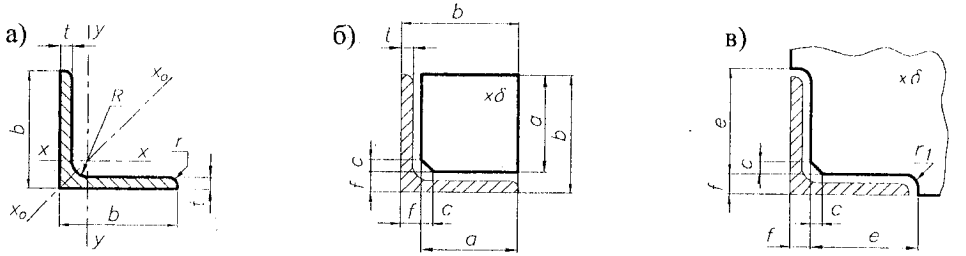


Рис. 15.9.3. Уголки равнополочные:
а) размеры поперечного сечения;
б), в) размеры профиля примыкающих деталей

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ уголка равнополочного 50х50х3 длиной 1000 мм из стали Ст3сп (поставка по ГОСТ 535):

$$\text{Уголок}\ \frac{50\text{х}50\text{х}3-1000\ \text{ГОСТ}\ 8509}{\text{Ст3сп}\ \text{ГОСТ}\ 535}$$

Табл. 15.9.8. 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. 15.9.9. Размеры 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. на след. стр.

Продолжение табл. 15.9.8

№ 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. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.9.10. 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. на след. стр.

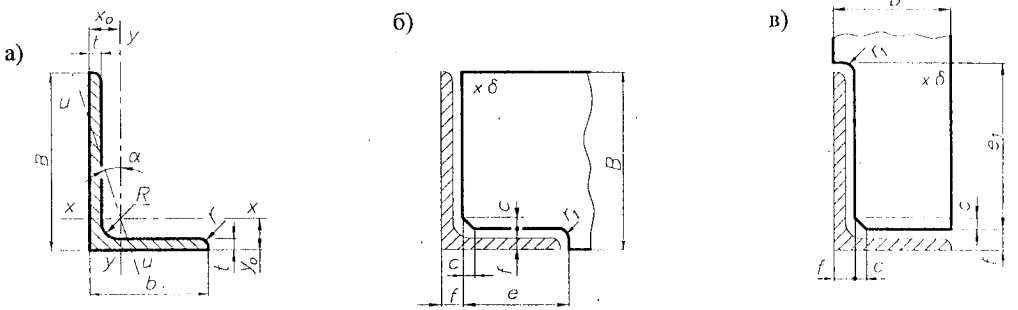


Рис. 15.9.4. Уголки неравнополочные:

а) размеры поперечного сечения; б),в) размеры профиля примыкающих деталей

Продолжение табл. 15.9.10

№ 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. 15.9.11. 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. на след. стр.

Продолжение табл. 15.9.11

№ 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}	-
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 63х40х4 длиной 1000 мм из стали *Ст3сп* (поставка по ГОСТ 535):

$$\text{Уголок } \frac{50\text{х}50\text{х}3-1000 \text{ ГОСТ } 8510}{\text{Ст3сп ГОСТ } 535}$$

Табл. 15.9.12. 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		
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		

15.10. 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 - установочный размер по длине станины;
2, 4, 6, 8 - число полюсов;
У3 - климатическое исполнение.

Габаритные и установочные размеры электродвигателей (табл. 15.10.2).

Размеры электродвигателей фланцевого и комбинированного исполнений (рис. 15.10.2).

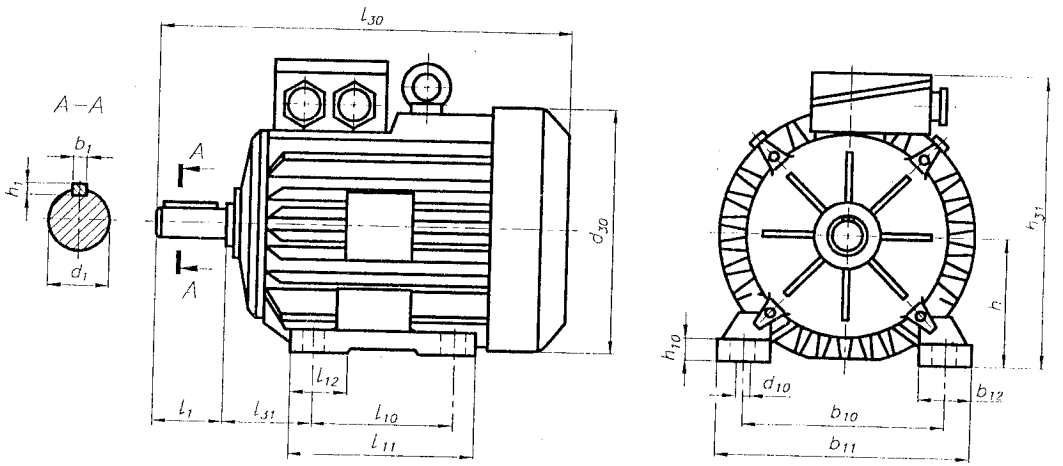


Рис. 15.10.1. Размеры асинхронных электродвигателей на лапах (исполнение IM 1081)

Табл. 15.10.1. Параметры асинхронных электродвигателей

Тип электродвигателя		$P_{эд}$, кВт	$n_{эд}$, мин$^{-1}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$,	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$^{-1}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$,	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

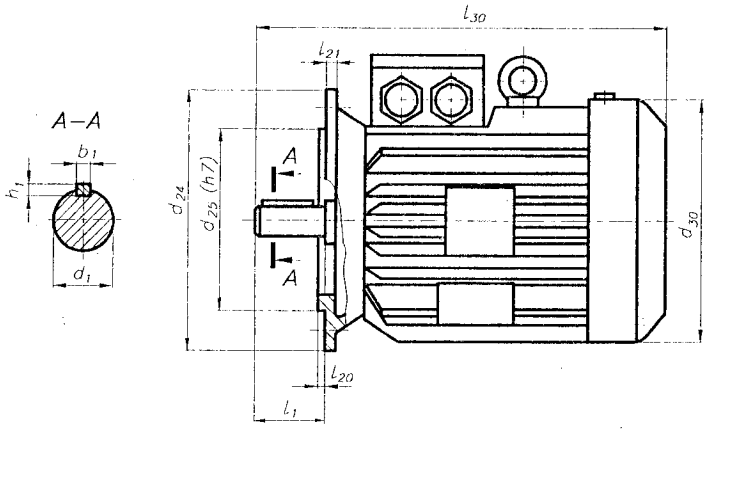
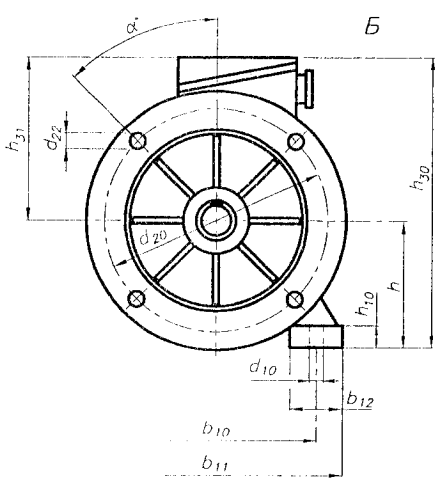


Рис. 15.10.2. Размеры фланцевых асинхронных электродвигателей (тип IM 2081)



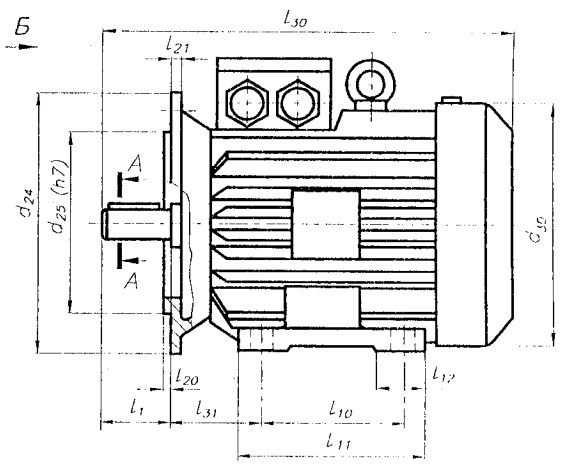


Рис. 15.10.3. Размеры асинхронных электродвигателей с комбинированным креплением (тип IM 3081)

Параметры асинхронных электродвигателей - табл. 15.10.1.

Табл. 15.10.2. 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 8 14 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 9 16 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 10 18 11	450	485	285	760 790

ЛИТЕРАТУРА

1. Стандарты.
2. Анурьев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя*. - М.: Машиностроение, 1980.
3. Анфимов М.И. *Редукторы. Конструкции и расчет.* - М.: Машиностростроение, 1972.
4. Баласанян Р.А. *Атлас деталей машин.*- Харьков: Основа, 1996.
5. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. *Подшипники качения. Справочник.* - М.: Машиностроение, 1975.
6. Боков В.Н., Чернилевский Д.В., Будько П.П. *Детали машин. Атлас.* - М.: Машиностроение, 1983.
7. Готовцев А.А., Котенок И.П. *Проектирование цепных передач. Справочник.* - М.: Машиностроение, 1982.
8. *Детали машин. Атлас конструкций* / Под ред. Д.Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1979.
9. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. *Конструирование узлов и деталей машин.* - М.: Академия, 2003.
10. Дьяченко С.К., Столбовой С.З. *Детали машин. Атлас.* - Киев: Техніка, 1965.
11. Заблонский К.И. *Основы проектирования машин.* - Киев: Вища школа, 1981.
12. Заблонский К.И.*Детали машин.*- Одесса: Астро-Принт, 1999.
13. *Зубчатые передачи. Справочник.* Под ред. Е.Г. Гинзбурга. 1980.
14. Иванов М.Н. *Детали машин.* - М.: Высшая школа, 2000.
15. Иванов М.Н., Иванов В.Н. *Детали машин. Курсовое проектирование.* - М.: Высшая школа, 1975.
16. Иоселевич Г.Б. *Детали машин.* - М.: Машиностроение, 1988.
17. *Каталог подшипников МПЗ 004.Р.* - ООО "BiRing", 1998.
18. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. *Расчет и проектирование деталей машин.* - Харьков: Основа, 1991.
19. *Конструкторські документи. Формати. Основні написи СТВУЗ-ХШ-3.04-2002.* - Харьков, Изд-во НТУ "ХПИ", 2003.
20. Кудрявцев В.Н. *Планетарные передачи.* - Л.: Машиностроение, 1966.
21. Кудрявцев В.Н. *Детали машин.* - Л.: Машиностроение, 1980.
22. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. *Конструкции и расчет зубчатых редукторов. Справочное пособие.* - Л.: Машиностроение, 1971.
23. Кудрявцев В.Н., Кузьмин И.С., Филипенков А.Л. *Расчеты и проектирование зубчатых редукторов. Справочник.* - С.-Петербург: Политехника, 1993.
24. Кузьмин А.В. и др. *Курсовое проектирование деталей машин. Справочное пособие.* - Минск: Вышэйшая школа, 1982.
25. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. *Детали машин. Проектирование.* - Минск, УП "Технопринт", 2002.
26. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. *Детали машин. Проектирование. Справочное учебно-методическое пособие.* - М.: Высшая школа, 2005.
27. Литвин Ф.Л. *Теория зубчатых зацеплений.* - М.: Наука, 1968.
28. Орлов П.И. *Основы конструирования.* - М.: Машиностроение, 1977.
29. Павлище В.Т. *Основи конструювання та розрахунок деталей машин.* - Львів: Афіша, 2003.
30. Перель Л.Я. *Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор. Справочник.* - М.: Машиностроение, 1983.
31. *Планетарные передачи. Справочник* / Под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. - Л.: Машиностроение, ение, 1977.
32. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. *Справочник по муфтам.* - Л.: Машиностроение, 1979.
33. Раб А.Ф., Моргун А.К., Шухов А.С. *Обозначение конструкционных материалов. Применение стандартов в курсовых и дипломных проектах.* - Харьков: ХПИ, 1994.
34. *Расчет и проектирование деталей машин* / Под ред. Г.Б. Столбина, К.П. Жукова. М.: Высшая школа, 1978.
35. Бойко Л.С. и др. *Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения. Справочник.* - М: Машиностроение, 1984.
36. Решетов Д.Н. *Детали машин.* - М.: Машиностроение, 1989.
37. Руденко В.Н. *Планетарные и волновые передачи. Альбом конструкций.* - М.: Машиностроение, 1980.
38. Ряховский О.А. *Детали машин.* - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004.
39. Скойбеда А.Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. *Детали машин и основы конструирования.* - Минск: Вышэйшая школа, 2000.
40. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. *Ременные персдачи.* - Минск: Навука і тэхніка, 1995.
41. Снесарев Г.А. *Методические основы конструирования редукторов.* - М.: Машиностроение, 1974.
42. *Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач* / Под ред. И.А. Болотовского. - М.: Машиностроение, 1986.
43. *Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач* / Под ред. В.Е. Старжинского и М.М.Кане. Минск: УП "Технопринт", 2003.
44. Ткаченко В.А. *Планетарные механизмы.* - Харьков: Изд-во "ХАИ", 2003.
45. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. *Атлас конструкций редукторов.* - Киев: Вища школа, 1990.
46. Чернавский С.А., Снесарев Г.А. и др. *Проектирование механических передач. Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач.* - М.: Машиностроение, 1984.
47. Шейнблит А.Е. *Курсовое проектирование деталей машин.* - М.: Высшая школа, 1991.
48. Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A. *Przekładnie walcowe. Projektowanie.* - Warszawa: WKŁ, 1995.
49. Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A. *Przekładnie walcowe. Geometria-Wytrzymałość-Dokładność wykonania.* - Warszawa: WKŁ, 1992.
50. Kurmaz L.W. *Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie.* - Warszawa: PWN, 1999.

51. Kurmaz L.W., Kurmaz O.L. *Projektowanie węzłów i części maszyn.* - Kielce: Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, 2006.
52. Müller L. *Przekładnie zębate. Projektowanie.* - Warszawa: WNT, 1996.
53. Niemann G., Winter H. *Maschinenelemente.* - Berlin, Heielberg, New York: Springer Verlag, 1975.
54. Osiński Z., Wróbel J. *Teoria konstrukcji maszyn.* - Warszawa: PWN, 1982.
55. *Podstawy Konstrukcji Maszyn* / Pod red. Marka Dietricha. - Warszawa: WNT, 1995.
56. Wójcik Z. *Przekładnie stożkowe. Konstrukcja i technologia.* - Warszawa: WNT, 1984.

СТАНДАРТЫ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОФИЛЯ

1. ПЕРЕДАЧИ

1.1. ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ

1.1.1. ОБЩИЕ

ISO 701:1998, IDT	Международная система обозначения зубчатых передач. Условные обозначения геометрических данных.
ГОСТ 701-89	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

ГОСТ 1643-81	Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.
ГОСТ 2185-66	Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры.
ГОСТ 10242-81	Передачи зубчатые реечные. Допуски.
ГОСТ 13755-81	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	Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Исходный контур.
ГОСТ 16202-81	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	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 19650-97	Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии.

1.1.5. ПЕРЕДАЧИ ГЛОБОИДНЫЕ И СПИРОИДНЫЕ

ГОСТ 9369-77	Передачи глобоидные. Основные параметры.
ГОСТ 16502-83	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

ДСТУ 3175-95	Передачі зубчасті Новікова циліндричні с твердістю поверхні зубців не менше ніж 35 HRCэ. Вихідний контур.
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 HRCэ. 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 ISO 1081-80 ISO 4184-80	Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля.
ГОСТ 1284.2-89 ISO 1081-80	Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия.
ГОСТ 1284.3-80	Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности.
ГОСТ 5813-93	Ремни вентиляторные клиновые и шкивы для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов.
ГОСТ 17383-73	Шкивы для плоских приводных ремней.
ГОСТ 20889-88	Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. Общие технические условия.
ГОСТ 23831-79	Ремни плоские приводные резино-тканевые. Технические условия.
ГОСТ 28500-90 ISO 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.
ГОСТ 13568-97 ISO 606-94	Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия.
ГОСТ 21834-87	Цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности.
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 построения 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 24439-80 Мотор-редукторы волновые зубчатые типа 2МВз. Основные параметры и размеры.

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 сельхозмашин. 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.

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 из стали круглого сечения. Обозначение параметров, методика определения размеров.

ГОСТ 13766-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения. Основные параметры витков.

. . .

ГОСТ 13776-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения. 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 520-89 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.

ГОСТ 3722-81	Подшипники качения. Шарики. Технические условия.
ГОСТ 4060-78	Подшипники роликовые игольчатые с одним наружным 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 циндрическими 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 буртом 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 24954-81	Подшипники роликовые радиальные однорядные с бочкообразными роликами. 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 26576-85	Кольца стопорные эксцентричекие и концентрические и винты установочные для крепления шариковых подшипников.
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.

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 стяжных 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.
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	Подшипники качения. Кольца упорные фасонные. Технические условия.

7. ЭЛЕМЕНТЫ УСТАНОВОЧНЫЕ

ГОСТ 2832-77	Кольца установочные с винтовым креплением.
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. СОЕДИНЕИЯ ШПОНОЧНЫЕ

ГОСТ 8790-79	Соединения шпоночные с призматическими направляющими шпонками с креплением на валу. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

ГОСТ 10748-79	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	Соединения шпоночные призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24068-80	Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24069-80	Соединения шпоночные с тангенциальными нормальными шпонками. Размеры сечений шпонок и пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24069-97 ISO 3117-77	Соединения шпоночные с тангенциальными нормальными шпонками. Размеры сечений шпонок и пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24070-80	Соединения шпоночные с тангенциальными усиленными шпонками. Размеры сечений шпонок и пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24071-80	Соединения шпоночные с сегментными шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски посадки.
ГОСТ 24071-97 ISO 3912-77	Соединения шпоночные с сегментными шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски посадки.
ГОСТ 29175-91 ISO 2491-74	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. СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ)

ГОСТ 1139-58	Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные. Размеры, допуски и посадки.
ГОСТ 1139-80	Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.
ГОСТ 6033-51	Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
ГОСТ 6033-80	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 ISO 898-1-78	Болты, винты и шпильки. Механические свойства и методы испытаний.
ГОСТ 1759.5-87 ISO 898-2-80	Гайки. Механические свойства и методы испытаний.
ГОСТ 2904-91	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	Резьба. Термины и определения.
ГОСТ 12414-94 ISO 4753-83	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	Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей.
ГОСТ 16030-70	Отверстия сквозные квадратные и продолговатые под крепежные детали. Формы и размеры.
ГОСТ 17769-83 ISO 3269-88	Изделия крепежные. Правила приемки.
ГОСТ 18160-72	Изделия крепежные. Упаковка, маркирование, транспортировка 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 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. РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ

ГОСТ 4608-81	Резьба метрическая. Посадки с натягом.
ГОСТ 8724-81	Резьба метрическая. Диаметры и шаги.
ГОСТ 8724-2002 ISO 261-98	Резьба метрическая. Диаметры и шаги.
ГОСТ 9150-81	Резьба метрическая. Профиль.
ГОСТ 9150-2002 ISO 68-1-98	Резьба метрическая. Профиль.
ГОСТ 16093-81	Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором.
ГОСТ 24705-81	Резьба метрическая. Основные размеры.
ГОСТ 24705-2002 ISO 724:1993	Резьба метрическая. Основные размеры.
ГОСТ 24834-81	Резьба метрическая. Допуски. Переходные посадки.

11.3. РЕЗЬБЫ ТРАПЕЦЕИДАЛЬНЫЕ И УПОРНЫЕ

ГОСТ 9484-81	Резьба трапецеидальная. Профили.
ГОСТ 9562-81	Резьба трапецеидальная однозаходная. Допуски.
ГОСТ 10177-82	Резьба упорная. Профиль и основные размеры.
ГОСТ 13535-87	Резьба упорная усиленная 45°.
ГОСТ 24737-81	Резьба трапецеидальная однозаходная. Основные размеры.
ГОСТ 24738-81	Резьба трапецеидальная. Диаметры и шаги.
ГОСТ 24739-81	Резьба трапецеидальная многозаходная.
ГОСТ 25096-82	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	Резьба трубная коническая.
ГОСТ 6357-81	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 подголовником класса точности С. Конструкция и размеры.
ГОСТ 7787-81	Болты шинные.
ГОСТ 7795-70	Болты с шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовником 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 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 подголовником 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 подголовником класса точности С. Конструкция и размеры.
ГОСТ 15591-70	Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности С. Констукция и размеры.
ГОСТ 17673-81	Болты с увеличенной потайной головкой и квадратным подголовником 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 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 В. 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 и 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 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 28961-91 ISO 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 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. Конструкция и размеры.
ГОСТ 22043-76	Шпильки для деталей с гладкими отверстиями. Класс точности В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 24296-93	Штифты цилиндрические закаленные. Технические условия.
ГОСТ 26862-86	Штифты. Общие технические условия.

12.5. ВИНТЫ

ГОСТ 1476-93	Винты установочные с коническим концом и прямым шлицем 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 прямым шлицем классов точности А и В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 1479-93	Винты установочные с засверленным концом 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 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 точеости А и В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 1486-84	Винты установочные с квадратной головкой и ступенчатым концом классов точности А и В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 1488-84	Винты установочные с квадратной головкой и и буртиком классов точности А и В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 1491-80	Винты с цилиндрической головкой класса 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	Винты установочные с коническим концом и шестигранным углублением "подключ" 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 са точности В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 10342-80	Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" невыпадающие. 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	Винты установочные с плоским концом и шестигранным углублением "под ключ" классов точности А и В. Конструкция и размеры.
ГОСТ 11075-93	Винты установочные с цилиндрическим концом и шестигранным углублением "под ключ" классов 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	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 класса 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 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.

13. КОРПУСЫ 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 13218.3-80	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 110 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 10 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.
	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.

14. 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.

15. КОНСТРУКТИВНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

ГОСТ 8820-69	Канавки для выхода шлифовального круга. Форма и размеры.
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 26358-84	Отливки из чугуна. Общие технические условия.
ГОСТ 26645-85	Отливки из металлов и сплавов. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку.
ГКНД 3-26-73-96	Отливки.
ГКНД 3-26-41-95	Отливкииз серого чугуна с пластинчатым графитом для редукторостроения.

16. ОБЩИЕ

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 Викерсу).
ГОСТ 6636-69	Нормальные линейные размеры.
ГОСТ 8593-81	Нормальные конусности и углы конусов.
ГОСТ 8908-81	Нормальные углы и допуски углов.
ГОСТ 9012-59	Методы испытаний. Измерение твердости по Бринеллю.
ГОСТ 9013-59	Методы испытаний. Измерение твердости по Роквеллу.
ГОСТ 25548-82	Конусы и конические соединения. Термины и определения.

17. 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.

18. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

ГОСТ 7713-62	Основные определения.
ГОСТ 11472-69	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	Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей.
ГОСТ 25307-82	Система допусков и посадок для конических соединений.
ГОСТ 25346-89	Общие положения, ряды допусков и основных и основных отклонений.
ГОСТ 25347-82	Поля допусков и рекомендуемые посадки.
ГОСТ 25670-83	Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками.

ГОСТ 28187-89	Отклонения формы и расположения поверхностей. Общие требования к методам измерений.

19. МАТЕРИАЛЫ КОНСТРУКЦИОННЫЕ

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 углеродисой 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 8240-89	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 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.

20. СВАРКА И СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

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	Контактная сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.
ГОСТ 29273-92	Свариваемость. Определения.

21. 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, рек, червяков и звездочек цепных передач.
ГОСТ 2.403-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес.
ГОСТ 2.404-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей конических зубчатых колес.
ГОСТ 2.405-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей зубчатых реек.
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 глобоидальных 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.

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 2.401-68	ЕСКД. Правила выполнения чертежей пружин.
ГОСТ 2.402-68	ЕСКД. Условное обозначение зубчатых колес, рек, червяков и звездочек цепных передач.
ГОСТ 2.403-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес.
ГОСТ 2.404-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей конических зубчатых колес.
ГОСТ 2.405-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей зубчатых реек.
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 глобоидальных передач.
ГОСТ 2.408-68	ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей звездочек приводных роликовых и втулочных цепей.
ГОСТ 2.409-74	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.

АОЗТ "НИИ "Редуктор"

ВНИИредуктор создан в 1968 г. На протяжении всего времени существования института и по сей день основные наши усилия сосредоточены на главных направлениях редукторостроения: повышении технического уровня, качества, надежности и конкурентноспособности редукторов, вариаторов, приводов, муфт.

Мы занимаемся научно-техническими прогнозами, проводим теоретические и экспериментальные исследования, выполняем конструкторские работы, внедряем на предприятиях Украины и стран СНГ новейшие достижения науки и техники, прогрессивные технологии, современную организацию производства.

В марте 1998 г. институт реорганизован в акционерное общество закрытого типа АОЗТ "НИИ" Редуктор". АОЗТ "НИИ "Редуктор" кроме перечисленных выше работ проводит государственные и сертификационные испытания редукторов и приводов, выполняет работы по их стандартизации и унификации, занимается разработкой государственных и межгосударственных стандартов на механические приводы.

Продукция, создаваемая в институте, используется в тяжелой промышленности и сельском хозяйстве, дорожно-строительном и подъемно-транспортном машиностроении, легкой промышленности и энергетике, во многих других отраслях народного хозяйства. Судя по отзывам потребителей, наши изделия надежны и экономичны.

Мы развиваем сотрудничество с зарубежными фирмами. Изделия разработки АОЗТ "НИИ "Редуктор" сразу же доказали свою конкурентоспособность - стали экспортироваться в первый же год существования института. Сейчас они поставляются более чем в 30 стран мира.

Наше акционерное общество готово к любой форме взаимовыгодного экомического партнерства. Предлагаем проводить совместные работы по созданию новых конструкций, поиску рынков сбыта, организации кооперированного производства, созданию совместных предприятий. Готовы оперативно разработать для Вас механические приводы самого высокого технического уровня.

Заранее благодарны за Ваши запросы и остаемся в надежде на тесное сотрудничество.

Директор АОЗТ "НИИ "Редуктор",
канд. техн. наук Владимир Власенко

Директор
Власенко Владимир Николаевич тел/факс (380 44) 408 71 38

Главный инженер
Фей Валерий Миронович тел/факс (380 44) 408 71 38
тел. (380 44) 408 65 88

Наш адрес: Украина, 03056, Киев-56, ул. Борщаговская, 154.
e-mail: niireductor@yandex.ru niiredut@i.com.ua
Web: http://www.i.com.ua/~niiredut

Издательство «Высшая школа» предлагает следующие книги:

Радкевич Я.М., Схиртладзе А.Г., Лактионов Б.И. **Метрология, стандартизация и сертификация:** Учебник. — 3-е изд., перераб. — 2007. — 767 с.

В книге приведены важнейшие сведения о физических величинах и единицах их измерения, математических методах обработки результатов измерений; положения Государственной системы стандартизации, унификации и агрегатирования, комплексной и опережающей стандартизации; основные понятия и определения в области оценки качества продукции и стандартизации основных норм взаимозаменяемости; рассмотрены принципы построения системы допусков и посадок и основные нормы взаимозаменяемости типовых соединений деталей машин. Приведены методы обоснования требований к точности основных сопряжений, стандартизации геометрических параметров деталей, организационные, научно-технические и нормативно-методические основы сертификации продукции и услуг.

Для студентов вузов. Представляет интерес для широкого круга предпринимателей и специалистов.

Иванов М.Н., Финогенов В.А. **Детали машин:** Учебник. — 11-е изд., перераб. — 2007. — 408 с.: ил.

Учебник соответствует программе курса «Детали машин». По сравнению с предыдущим изданием переработаны и дополнены главы и разделы, касающиеся расчетов резьбовых и сварных соединений, соединений с натягом, зубчатых и червячных передач, валов и подшипников качения. В каждом разделе приведены контрольные вопросы для самоподготовки и примеры, помогающие освоить методику расчетов и разрабатывать программы таких расчетов.

Для студентов машиностроительных и механических специальностей высших технических учебных заведений.

Рогов В.А., Чудаков А.Д. **Средства автоматизации производственных систем машиностроения:** Учеб. пособие. — 2005. — 399 с.: ил.

В пособии рассмотрены датчики параметров технологических процессов, обеспечивающие получение информации о значениях этих параметров, методы и устройства для переработки полученной информации и использования полученных результатов для управления производственным процессом и автоматизации его протекания.

Для студентов и аспирантов технологических специальностей в области машиностроения, а также для практических работников, занимающихся вопросами информатизации и компьютеризации производственной деятельности современного машиностроительного предприятия.

Смелягин А.И. **Структура механизмов и машин:** Учеб. пособие. — 2006. — 304 с.: ил.

В пособии изложены задачи структурного анализа и синтеза машин и механизмов. Рассмотрены наиболее распространенные на практике машины и механизмы. Исследованы пространства, в которых они существуют. Даны универсальные формулы для определения подвижности простых механизмов. Приведены классификация и структурный анализ различных механизмов. Разработаны оригинальные математические модели, описывающие структуру механизмов и структурных групп. Рассмотрены методы образования механизмов и машин, а также структурно-параметрический синтез рычажных механизмов.

Для студентов, магистрантов и аспирантов, осваивающих курсы «Теория механизмов и машин», «Прикладная механика», «Техническая механика», «Основы проектирования машин», «Робототехника». Будет полезно разработчикам и экспертам новой техники.