

Л.В. КУРМАЗ А.Т. СКОЙБЕДА

ДЕТАЛИ МАШИН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Справочное учебно-методическое пособие



МОСКВА
«ВЫСШАЯ ШКОЛА»

1994

СОДЕРЖАНИЕ

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

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

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

ВВЕДЕНИЕ

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

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

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

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

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

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

Построение книги соответствует порядку выполнения проекта. Каждая новая глава (раздел) начинается ИСХОДНЫМИ ДАННЫМИ, которые являются выходными данными предшествующей главы (раздела). После выполнения расчетной части следует графическая часть с рекомендациями по конструктивному выполнению, выбору посадок, шероховатости поверхностей, допусков формы и расположения. Завершают графическую часть образцы выполнения рабочих и сборочных

чертежей деталей и узлов разрабатываемой конструкции. Такая взаимосвязанная последовательность изложения характеризует пособие как хорошую инструкцию по проектированию, что является важным для студентов, выполняющих первую в своей практике конструкторскую разработку.

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

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

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

Авторы благодарны:

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

Авторы выражают благодарность рецензентам:

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

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

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

Авторы

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

1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

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

1.1.1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

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

Основными задачами курсового проекта являются:

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

1.1.2. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РАЗРАБОТКИ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

1.1.3. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

1.1.4. ОФОРМЛЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ И ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

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

Для выполнения чертежей используются следующие основные форматы:

Внимание!
Расположение формата А4
может быть только вертикальное

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

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

Табл. 1.1.1. Форматы чертежей

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

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

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

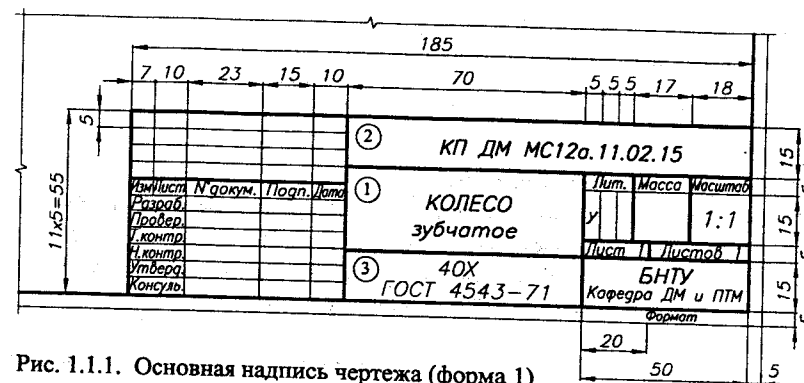


Рис. 1.1.1. Основная надпись чертежа (форма 1)

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

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

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

1. ОФОРМЛЕНИЕ СБОРОЧНОГО ЧЕРТЕЖА (ЧЕРТЕЖА ОБЩЕГО ВИДА)

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

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

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

К размерам, указываемым на сборочном чертеже, относятся:

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

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

Номера позиций на сборочном чертеже выполняют на полках линий-выносок, которые располагают параллельно основной надписи вне контура чертежа, и группируют в колонку или строчку по возможности на одной линии. Для группы кре-

пежных деталей, относящихся к одному соединению, допускается использовать одну линию-выноску. В этом случае полки для номеров позиций располагают колонкой и соединяют тонкой линией.

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

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

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

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

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

Заполнение спецификации производится сверху вниз в следующем порядке:

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

6	6	8	70				63				7	22			
			Обозначение								Наименование				
											Документация				
											Сборочные единицы				
											Детали				
											Стандартные изделия				
											Материалы				
			КП ДМ МС12а.11.02.СБ												
			ПРИВОД								НТУ "ХПИ"				
											Кафедра ДМ и ПМ				
											15 15 20				

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

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

2. ОФОРМЛЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ

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

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

В графической части чертежа кроме основного содержания должны быть представлены:

- все необходимые виды, разрезы и сечения (ГОСТ 2.305-68);
- все необходимые и правильно поставленные размеры для удовлетворения кон-

струкционных, технологических и монтажных требований;

- обоснованные посадки и предельные отклонения (ГОСТ 2.307-68);
- соответствующая шероховатость поверхностей (ГОСТ 2.309-73);
- необходимые допуски формы и расположения поверхностей (ГОСТ 2.308-79);
- обозначение покрытий, термической и других видов обработки (ГОСТ 2.310-68, 9.032-74, 9.306-85);
- обозначение швов сварных и неразъемных соединений (ГОСТ 2.312-72, ГОСТ 2.313-82);
- наименование и марка материала с указанием стандарта на материал и сортament.

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

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

Все надписи на чертежах выполняются чертежным шрифтом (ГОСТ 2.304-81). Каждый рабочий чертеж должен содержать основную надпись (рис. 1.1.1).

3. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

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

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

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

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

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

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

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

- кинематический расчет привода;

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

Каждый расчет должен содержать:

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

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

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

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

- 1.1. Выбор электродвигателя
- 1.2. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений

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

- 1.1.2. Расчет коэффициента полезного действия редуктора
- 1.1.3. Расчет мощности на выходном валу редуктора

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

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

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

4. ОБОЗНАЧЕНИЕ ИЗДЕЛИЙ И КОНСТРУКТОРСКИХ ДОКУМЕНТОВ

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

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

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

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

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

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

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

(параметры выходного вала привода - из технического задания).

Варианты:

- а) $F_{\text{вых}}$, Н ; $v_{\text{вых}}$, м/с ; $D_{\text{вых}}$, мм ; γ , град ;
 б) $T_{\text{вых}}$, Н·м ; $n_{\text{вых}}$, мин⁻¹ ;
 в) $T_{\text{вых}}$, Н·м ; $\omega_{\text{вых}}$, с⁻¹ ($\omega = \pi n / 30$).

ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ:

1. Мощность на выходном валу привода, кВт

1.а) $P_{\text{вых}} = F_{\text{вых}} v_{\text{вых}} / 1000$;

1.б) $P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} n_{\text{вых}} / 9550$;

1.в) $P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \omega_{\text{вых}} / 1000$.

2. Коэффициент полезного действия (КПД) привода $\eta_o = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_j$ (точность - 2 знака после запятой), где η_j - ориентировочные величины КПД различных видов механических передач и отдельных элементов привода (табл. 1.2.1).

Для привода (рис. 1.2.1) $\eta_o = (\eta_{\text{пр}} \eta_{\text{п}})_2 (\eta_{\text{шк}} \eta_{\text{п}})_3 (\eta_{\text{шк}} \eta_{\text{п}})_4$.

При определении η_o рекомендуется КПД отдельных передач и элементов привода размещать в порядке передачи момента от электродвигателя к выходному валу привода, группируя их по отдельным валам.

3. Расчетная мощность электродвигателя, кВт

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

4. Частота вращения выходного вала, мин⁻¹

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

4.б) $n_{\text{вых}}$ = (известна);

4.в) $n_{\text{вых}} = 30 \omega_{\text{вых}} / \pi$.

5. На основании рекомендуемых min и max величин передаточных чисел u для различных видов механических передач (табл. 1.2.2) определяют рекомендуемое min и max передаточное число привода $u'_o = u'_{1\text{min}} u'_{2\text{min}} u'_{3\text{min}} \dots u'_{j\text{min}}$;
 $u'_o = u'_{1\text{max}} u'_{2\text{max}} u'_{3\text{max}} \dots u'_{j\text{max}}$.

6. Расчетная min и max частота вращения вала электродвигателя, мин⁻¹

$$n_{\text{эд р min}} = P_{\text{вых}} u'_o \text{ min} ;$$

$$n_{\text{эд р max}} = P_{\text{вых}} u'_o \text{ max} .$$

7. По каталогу (табл. 17.7.1 и 17.7.2) выбирают электродвигатель из условий: $P_{\text{эд}} \geq P_{\text{эд р}}$;

$$n_{\text{эд р min}} < n_{\text{эд}} < n_{\text{эд р max}} ;$$

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

8. Действительное общее передаточное число привода $u_o = P_{\text{эд}} / P_{\text{вых}}$ (точность - 2 знака после запятой).

9. Действительные передаточные числа передач привода выбирают так $u_1 \approx u'_1$, $u_2 \approx u'_2$, $u_3 \approx u'_3$, ..., чтобы $u_o = u_1 u_2 u_3 \dots u_j$ (точность - 2 знака после запятой) (при выполнении рекомендаций по разделению передаточных чисел для отдельных ступеней привода и редуктора (табл. 1.2.3 и рис. 1.2.2)).

10. Силовые и кинематические параметры валов привода

$$P_{j+1} = P_j \eta, \text{ кВт}$$

$$n_{j+1} = n_j / u, \text{ мин}^{-1} \quad (j=1, 2, 3 \dots),$$

$$T_{j+1} = T_j u \eta, \text{ Н·м} \quad \text{или} \quad T_j = 9550 P_j / n_j$$

представляют в таблице.

Для привода, схема которого представлена на рис. 1.2.1, указанные параметры валов представлены в табл. 1.2.4.

11. Предварительно определяют диаметры валов привода из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях, мм

$$d_{\text{вал } j} = \sqrt[3]{10^3 T_j / (0,2 [\tau])} \quad (j=1, 2, 3 \dots),$$

где $[\tau] = (20 \div 30)$ МПа - для всех валов (кроме червяков (меньшие величины - для быстроходных валов, большие - для тихоходных валов);

$[\tau] = (10 \div 12)$ МПа - для червяков.

Полученные значения $d_{\text{вал } j}$ округляют до больших целых величин, оканчивающихся на 0 или 5,0 мм.

Рекомендации к расчетам:

1. Прочностной расчет входящих в привод передач рекомендуется выполнять в порядке обратном их размещению в приводе (начиная от выходного вала).

2. После окончания прочностного расчета каждой (кроме последней рассчитываемой) передачи, в связи с уточнением ее передаточного числа, рекомендуется корректировать передаточное число последующей рассчитываемой передачи и содержание столбцов n и T табл. 1.2.4 так, чтобы не было изменено u_o привода.

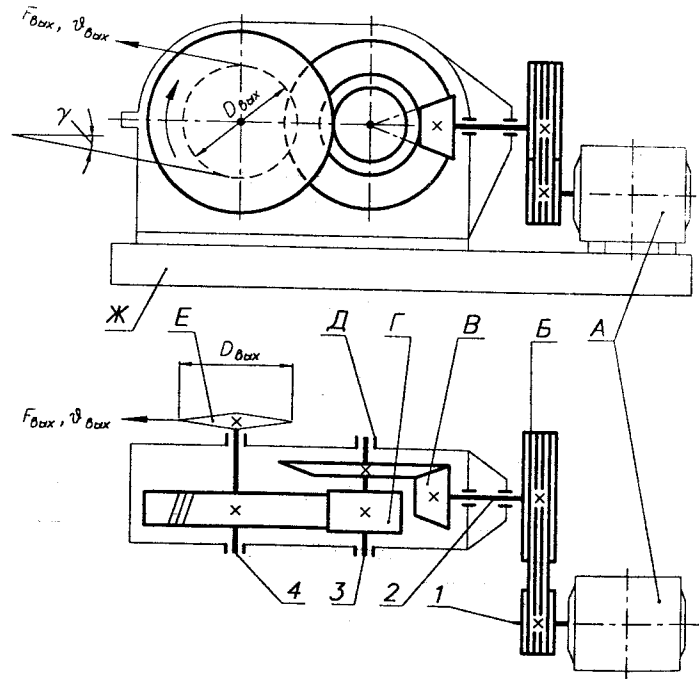


Рис. 1.2.1. Схема привода (обозначения и индексы):
 1, 2, 3, 4 - валы привода (1 - входной; 2, 3 - промежуточные; 4 - выходной);

А - электродвигатель (индекс - эд);
 Б - передача клиноременная (индекс - пр);
 В - передача коническая закрытая (индекс - пк);
 Г - передача цилиндрическая закрытая (индекс - шк);

Д - подшипниковый узел (индекс - п);

Е - звездочка цепной передачи, относящаяся к рабочей машине, которая не входит в состав привода;

Ж - рама привода;

$F_{\text{вых}}$, $v_{\text{вых}}$, $D_{\text{вых}}$ - заданные параметры выходного вала (вала 4), следующие из технического задания на проектирование.

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

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

КПД передач представлены без учета КПД подшипников.

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

Одноступенчатые редукторы и передачи	(табл. 1.2.2)
Цилиндрические редукторы: 2-ступенчатые:	$u_o = 7,0..45$ ($u_o \max \leq 55$) (рис. 1.2.2) ($u_1 > u_2$; $\psi_{bd1} < \psi_{bd2}$)
развернутая схема	$u_2 \approx 0,88 \sqrt{u_o}$
соосная схема	$u_2 \approx 0,95 \sqrt{u_o}$
3-ступенчатые	$u_o = 30..200$ ($u_o \max \leq 300$) (рис. 1.2.2) ($u_1 > u_2 > u_3$; $\psi_{bd1} < \psi_{bd2} < \psi_{bd3}$)
многоступенчатые	$u_o = u_1 u_2 u_3 \dots$ ($u_1 > u_2 > u_3 \dots$; $\psi_{bd1} < \psi_{bd2} < \psi_{bd3} \dots$)
Коническо-цилиндрические редукторы:	
2-ступенчатые	$u_o = 6,3..31,5$ ($u_{пк} < u_{пц}$; $u_{пц} = 1,1 \sqrt{u_o}$)
3-ступенчатые	$u_o = 20..160$ ($u_{пк} < u_{пц1}$; $u_{пц1} > u_{пц2}$)
Червячные редукторы:	
одноступенчатые	$u_o = 8,0..80$
2-ступенчатые	$u_o = 100..4000$
Привод с использованием ременной передачи и коническо-цилиндрического редуктора (рис. 1.2.1)	$u_{пр} \approx u_{пк}$ $u_{пк} \approx 0,8 u_{пц}$

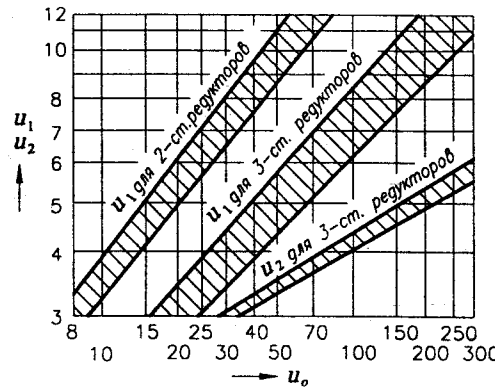


Рис. 1.2.2. Рекомендации по распределению передаточных чисел для 2- и 3-ступенчатых цилиндрических редукторов [12]

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

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

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

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

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

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

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

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

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

- для конической передачи: вал 2 - входной; вал 3 - выходной;

- для цилиндрической передачи: вал 3 - входной; вал 4 - выходной.

2 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2 , кВт; n_1, n_2 , мин⁻¹; u ; T_1, T_2 , Н·м.

Конструкция и материал ремня (2.1.1).

Условия работы и расположение передачи.

Межосевое расстояние σ , мм

(выбирается из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

1. Диаметр ведущего шкива, мм

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

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

1.2. для полиамидных кордленточных ремней

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

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

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

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

3. Действительное передаточное отношение передачи

$$u_a = d_2 / [d_1 (1 - \varepsilon)]^*$$

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

4. Рекомендуемое межосевое расстояние, мм

$$\sigma \geq 2 (d_1 + d_2) \quad (\sigma \geq \sigma')$$

5. Расчетная длина ремня, мм

$$L'_p = 2\sigma + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2/\sigma.$$

Действительная длина ремня, мм:

- для ремней, поставляемых в виде рулонов, должна учитывать величину ΔL_p , необходимую для соединения ремня $L_p = L'_p + \Delta L_p$ ($\Delta L_p \approx 2B_p$; B_p - п. 12).

- для ремней, поставляемых мерной длиной, $L_p \geq L'_p$, где L_p (табл. 2.1.8, 2.1.9).

В этом случае действительное межосевое расстояние передачи, мм $\sigma_a = \sigma + 0,5(L_p - L'_p)$.

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

6. Угол обхвата ремнем ведущего шкива, град

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/\sigma.$$

Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата на ведущем шкиве,

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

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

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

8. Число пробегов ремня, с⁻¹ $\nu = v/L_p \leq [\nu]$.

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

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

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

10. Номинальное удельное окружное усилие, Н/мм

$q_0 = F_t / B_p$, передаваемое ремнями (при $\alpha_1 = 180^\circ, v = 10$ м/с, односменном легком режиме работы, горизонтальном расположении передачи) (табл. 2.1.2).

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

$$[q] = q_0 c_o c_v c_\alpha / c_p,$$

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

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

12. Ширина ремня, мм $B_p' = F_t / [q]$. ($B_p' \leq 1,2 d_1$).

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

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

14. Сила, нагружающая валы передачи, Н $F = 2 F_0 \sin(\alpha^0/2)$, где $F_0 = 0,5 F_t / \varphi$ - предварительное натяжение ремня, Н;

F_t - окружное усилие, Н, (п. 9),

φ - коэффициент тяги.

$\varphi = (0,50 \dots 0,60)$ - для ремней прорезиненных;

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

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

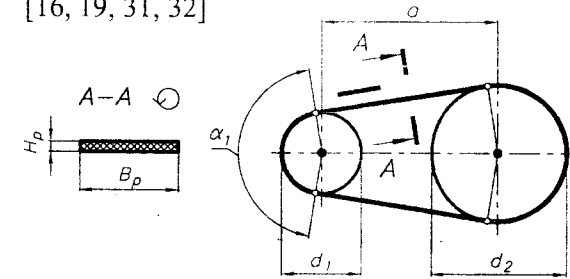


Рис. 2.1.1. Схема и основные размеры плоскоременной передачи

Табл. 2.1.1. Диаметры шкивов d

плоскоременных передач, мм ГОСТ 17383-73

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

Табл. 2.1.2. Номинальное удельное окружное усилие q_0 , передаваемое ремнями

Ремни прорезиненные из ткани БКНЛ-65 и бельтинга Б-820					
Число несущих слоев i , шт.	d_1 , мм	q , Н/мм при удельном предварительном натяжении ремня q_0 Н/мм ($q_0 = F_0/B_p$)			
		2,00	2,25	2,50	3,00
2	80	5,0	5,4	5,8	6,6
	100	5,2	5,6	6,0	6,8
	≥ 125	5,3	5,7	6,1	6,9
3	125	8,1	7,3	8,8	10,0
	160	7,3	8,5	9,1	10,3
	≥ 200	7,5	8,7	9,3	10,5
4	180	10,2	11,1	12,0	13,4
	224	10,5	11,4	12,3	13,8
	≥ 280	10,7	11,6	12,5	14,1
5	250	12,7	14,0	15,1	17,0
	315	13,0	14,4	15,5	17,4
	≥ 400	13,2	14,6	15,8	17,7
Ремни кордшнуровые прорезиненные					
	100		2,5		
	180		4,5		
	220		6,5		
Ремни капроновые с полиамидным покрытием					
	100...200		1,0		
Ремни кордленточные полиамидные. Лента выполнена из:					
				- капрона	- стали
	100	2,0...6,5			$q_0 = 300 \dots 500$ Н/мм
	180	2,5...7,0			$H_p/d_1 = 1000$
	220	3,0...9,0			$H_p = 0,6 \dots 1,0$ мм

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

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

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

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

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

c_o			Передача с автоматическим натяжением ремня
Открытая передача с натяжением ремня за счет его упругости при угле наклона межосевой линии к горизонту			
$0^\circ \dots 60^\circ$	$60^\circ \dots 80^\circ$	$80^\circ \dots 90^\circ$	
1,0	0,9	0,8	1,0

Табл. 2.1.6. Ширина B_p и число несущих слоев i резинотканевых ремней

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

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

Число слоев i , шт.	Бельтинг Б-800 и Б-820				БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2			
	с обкладками		без обкладок		с обкладками		без обкладок	
	H_p , мм	$d_{1 \text{ min}}$, мм	H_p , мм	$d_{1 \text{ min}}$, мм	H_p , мм	$d_{1 \text{ min}}$, мм	H_p , мм	$d_{1 \text{ min}}$, 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

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

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

2.1.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ПЛОСКИХ РЕМНЕЙ [32]

1. РЕМНИ РЕЗИНО-ТКАНЕВЫЕ

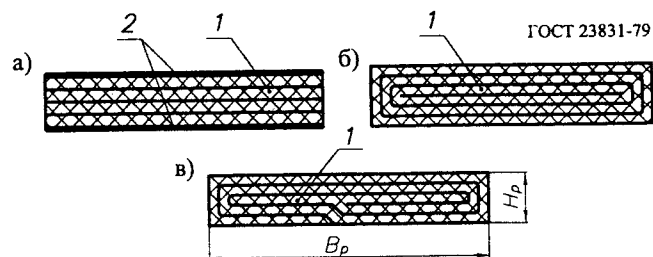


Рис. 2.1.2. Конструкции резинотканевых плоских ремней:

а) нарезная (тип А) с обкладками; б) послойно завернутая (тип Б) с обкладками (без обкладок); в) спирально завернутая (тип В) без обкладок; 1 - слой кордткани; 2 - обкладки

2. РЕМНИ КОРДШНУРОВЫЕ ПРОРЕЗИНЕННЫЕ

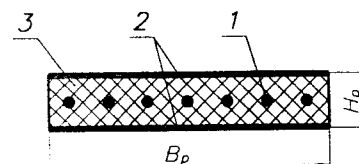


Рис. 2.1.3. Конструкция кордшнуровых плоских ремней: 1 - кордшнуры; 2 - обкладки; 3 - резиновый наполнитель

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

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

3. РЕМНИ КАПРОНОВЫЕ С ПОЛИАМИДНЫМ ПОКРЫТИЕМ

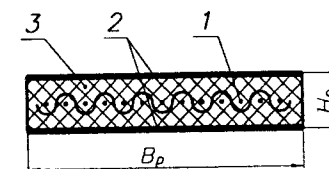


Рис. 2.1.4. Конструкция капроновых плоских ремней с полиамидным покрытием:

1 - капроновая ткань с полиамидной пропиткой; 2 - пленка на основе полиамида с нитрильным каучуком; 3 - наполнитель (резина)

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

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

4. РЕМНИ КОРДЛЕНТОЧНЫЕ ПОЛИАМИДНЫЕ

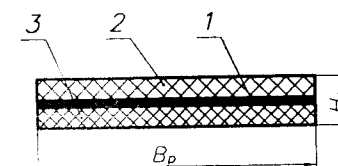


Рис. 2.1.5. Конструкция кордленточных полиамидных плоских ремней:

1 - кордлента; 2 - адгезионный слой; 3 - полиамидное защитное покрытие

2.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

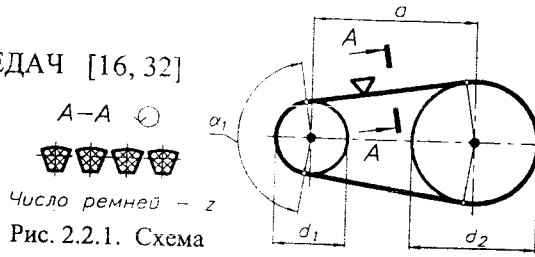
P_1, P_2 , кВт; n_1, n_2 , мин⁻¹; u ; T_1, T_2 , Н·м.
Условия работы и расположение передачи.

Межосевое расстояние a' , мм

(выбирается из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [16, 32]



Число ремней - z

Рис. 2.2.1. Схема

и основные размеры клиноременной передачи

- Сечение ремня = $f(P_{1p}, n_1)$ (рис. 2.2.2б, 2.2.3б), где $P_{1p} = P_1 c_p$ - расчетная передаваемая мощность, кВт; c_p - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 2.2.2). Размеры сечения (рис. 2.2.2а, рис. 2.2.3а, табл. 2.2.1), (Рекомендуется выполнять расчет передачи для двух ближайших рекомендуемых сечений ремня).

- Расчетный диаметр ведущего шкива, мм

$$d_1 = f(P_{1p}, n_1) \text{ (рис. 2.2.2б, рис. 2.2.3б);}$$

$$d_1 \geq d_{1 \min}; \quad d_{1 \min} \text{ (табл. 2.2.1).}$$

- Диаметр ведомого шкива, мм $d_2' = d_1 u$. Расчетный диаметр, мм $d_2 \leq d_2'$ (табл. 2.2.4) (первый меньший).

- Действительное передаточное отношение проектируемой передачи $u_d = d_2 / [d_1(1-\varepsilon)]$, где $\varepsilon = (0,01 \div 0,02)$ - коэффициент упругого скольжения.

- Минимальное межосевое расстояние, мм

$$a'_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + H_p, \quad (a' > a'_{\min}).$$

- 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 $L_p \geq L_p'$ (табл. 2.2.6).

- Межцентровое расстояние, мм $a = a' + 0,5(L_p - L_p')$.

- Коэффициент, учитывающий длину ремня, $c_l = f(L_p, \text{сечение ремня})$ (табл. 2.2.6).

- Угол обхвата ремнем меньшего шкива, град

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1) / a. \quad c_\alpha = f(\alpha_1) \text{ (табл. 2.1.4).}$$

- Скорость ремня, м/с $v = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) < 30$ м/с.

- Число пробегов ремня, с⁻¹ $\nu = v / L_p \leq [\nu]$.

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

- Число ремней передачи, шт $z = P_1 c_p / (P_0 c_l c_\alpha c_k)$,

где P_0 - мощность, передаваемая одним ремнем, кВт.

$P_0 = f(\text{сечение ремня}, d_1, v)$ (табл. 2.2.7 или 2.2.8);

c_k - коэффициент, учитывающий число ремней в передаче. $c_k = f(z)$ (табл. 2.2.5). Предварительно

можно принять $c_k = 1,0$, а потом уточнить.

можно принять $c_k = 1,0$, а потом уточнить.

можно принять $c_k = 1,0$, а потом уточнить.

можно принять $c_k = 1,0$, а потом уточнить.

можно принять $c_k = 1,0$, а потом уточнить.

можно принять $c_k = 1,0$, а потом уточнить.

можно принять $c_k = 1,0$, а потом уточнить.

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

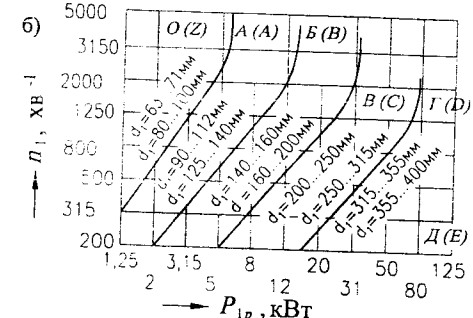
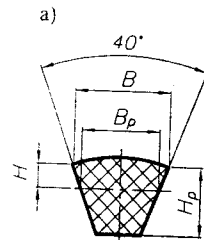


Рис. 2.2.2. Параметры поперечных сечений (а) и диаграмма их выбора (б) для клиновых ремней нормального сечения

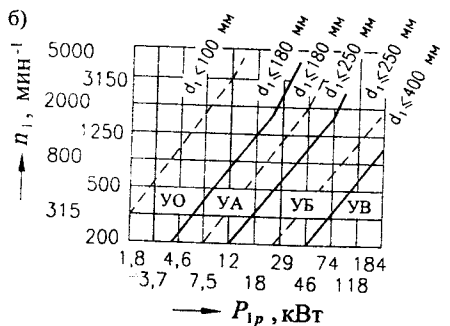
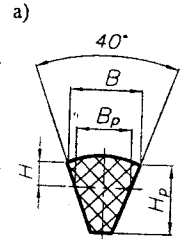


Рис. 2.2.3. Параметры поперечных сечений (а) и диаграмма их выбора (б) для клиновых ремней узкого сечения

- увеличить d_1 или принять большее сечение ремня.
- Сила, нагружающая валы передачи, Н $F = 2 F_0 \sin(\alpha_1'/2)$, где $F_0 = 0,5 F_t / \varphi$ - предварительное натяжение ремня, Н; $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$ - окружное усилие, Н; $\varphi = (0,45 \dots 0,55)$ - коэффициент тяги.
Для передач с периодическим контролем натяжения ремня $F_{\max} \approx 1,3 F$.

Табл. 2.2.1. Размеры и параметры поперечных сечений клиновых ремней [4, 16] ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 20889-88, ТУ 38-40534-75

Обозначение сечения ремней	T_{1p} , Н·м	$d_{1 \min}$, мм	Колич. ремней z, шт.	Размеры, мм			
				B_p	B	H_p	H
Нормальные сечения	O (Z)	< 30	2...4	8,5	10	6	2,5
	A (A)	15...60	2...4	11,0	13	8	3,3
	B (B)	50...150	2...4	14,0	17	11	4,2
	B (C)	120...600	2...5	19,0	22	14	5,7
Gamma (D)	450...2400	315	2...5	27,0	32	19	8,1
Узкие сечения	YO	< 150	2...4	8,5	10	8	2,0
	YA	90...400	2...4	11,0	13	10	2,8
	YB	300...2000	2...5	14,0	17	13	3,5
	YB	> 1500	224	2...5	19,0	22	18

Табл. 2.2.2. Значения коэффициента c_p , учитывающего динамичность нагружения передачи и режим ее работы ГОСТ 1284.3-96

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

- В табл. 2.2.2:
- Электродвигатели переменного тока общепромышленного применения, электродвигатели постоянного тока шунтовые, турбины;
 - Электродвигатели постоянного тока компаундные, ДВС при $n \geq 600$ мин⁻¹;
 - Электродвигатели переменного тока с повышенным пусковым моментом, электродвигатели постоянного тока серийные, ДВС при $n < 600$ мин⁻¹.

- Легкий режим работы ($T_{\max} \approx 1,2 T_{\text{ном}}$):
- 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 ($T_{\max} \approx 1,5 T_{\text{ном}}$):
- станки фрезерные, зубофрезерные и револьверные, полиграфические машины, поршневые насосы и компрессоры с 3-мя и более цилиндрами, вентиляторы и воздуходувки, цепные транспортеры, элеваторы, дисковые пилы для дерева, тяжелые грохоты, вращающиеся печи и т.д.
- Тяжелый режим работы ($T_{\max} \approx 2,0 T_{\text{ном}}$):
- 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 ($T_{\max} \approx 3,0 T_{\text{ном}}$):
- подъемники, экскаваторы, драги, ножицы, молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы и т.д.

Табл. 2.2.3. Классы ремней ГОСТ 1284.2-89

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

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

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

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

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

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

Число ремней	2	3	4	5...6	Св. 6
c_k	0,80...0,85	0,70...0,82	0,76...0,80	0,75...0,79	0,75

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

Ремень B(C)-2500 IV ГОСТ 1284.1-89

- ремня узкого сечения YA расчетной длиной $L_p = 2500$ мм, IV класса:

Ремень YA-2500 IV ГОСТ 1284.1-89

2.2.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ [32]

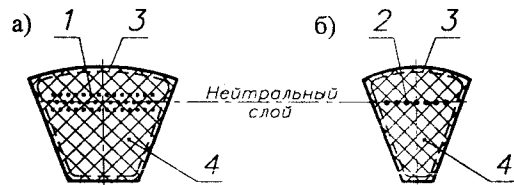


Рис. 2.2.3. Конструкции клиновых ремней: а) кордтканевая (ремни нормальные); б) кордшнуровая (ремни узкие); 1 - кордткань; 2 - кордшнур; 3 - обкладка; 4 - наполнитель (резина)

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

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

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

Сечение ремня	d_1 , мм	P_o , кВт, при скорости ремня v , м/с					
		5	6	7	8	10	12
YO	63	0,81	0,96	1,12	1,28	1,58	1,87
	80	0,87	1,04	1,21	1,38	1,70	2,02
	100	0,98	1,17	1,36	1,59	1,92	2,28
	125	1,01	1,21	1,41	1,60	1,98	2,35
	≥ 140	1,07	1,27	1,49	1,70	2,10	2,49
YA	71	1,20	1,43	1,67	1,90	2,35	2,78
	90	1,30	1,56	1,81	2,06	2,55	3,02
	112	1,40	1,67	1,94	2,22	2,74	3,24
YB	140	1,50	1,79	2,09	2,38	2,94	3,48
	≥ 180	1,61	1,92	2,24	2,54	3,14	3,72
	112	1,99	2,38	2,77	3,16	3,90	4,62
	140	2,24	2,68	3,12	3,56	4,40	5,21
	180	2,60	3,11	3,62	4,14	5,10	6,04
≥ 224	2,76	3,30	3,82	4,36	5,40	6,40	
		P_o , кВт, при скорости ремня v , м/с					
		15	20	25	30	35	40
YO	63	2,28	2,88	3,32	3,60	3,68	3,48
	80	2,45	3,08	3,57	3,87	3,94	3,74
	100	2,76	3,50	4,03	4,38	4,44	4,25
	125	2,86	3,60	4,16	4,52	4,59	4,40
	≥ 140	3,02	3,82	4,40	4,79	4,85	4,66
YA	71	3,39	4,28	4,94	5,36	5,45	5,11
	90	2,67	4,64	5,35	5,81	5,90	6,60
	112	3,94	4,98	5,75	6,24	6,34	6,00
	140	4,24	5,35	6,16	6,70	6,80	6,00
	≥ 180	4,52	5,70	6,62	7,15	7,26	6,00
YB	112	5,62	7,10	8,20	8,90	9,04	8,00
	140	6,34	8,00	9,24	10,0	10,2	9,00
	180	7,34	9,27	10,7	11,6	11,8	11,00
≥ 224	7,66	9,80	11,3	12,3	12,5	12,00	

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2 , кВт; n_1, n_2 , мин⁻¹; u ; T_1, T_2 , Н·м.
 Условия работы передачи.
 Межосевое расстояние a , мм
 (выбирается из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

- Сечение ремня = $f(P_{1p}, n_1)$ (рис. 2.3.3), где $P_{1p} = P_1 c_p$ - расчетная передаваемая мощность, кВт; c_p - коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 2.2.2). Размеры сечения (рис. 2.3.2, табл. 2.3.1),
- Расчетный диаметр ведущего шкива, мм $d_1 = f(P_{1p}, n_1)$ (рис. 2.3.3); $d_1 \geq d_{1min}$; d_{1min} (табл. 2.3.1).
- Диаметр ведомого шкива, мм $d_2' = d_1 u$. Расчетный диаметр, мм $d_2 \leq d_2'$ (табл. 2.2.4) (первый меньший).
- Действительное передаточное отношение проектируемой передачи $u_d = d_2 / [d_1(1-\varepsilon)]$, где $\varepsilon = (0,01...0,02)$ - коэффициент упругого скольжения.
- Минимальное межосевое расстояние, мм $a'_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + H_p$, ($a' > a'_{min}$).
- 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 $L_p \geq L'_p$ (табл. 2.2.6 и табл. 2.3.1).
- Межцентровое расстояние, мм $a = a' + 0,5(L_p - L'_p)$.
- Коэффициент, учитывающий длину ремня, $c_L = f(L_p/L_6, \text{сечение ремня})$ (табл. 2.3.3), где L_6 - базовая длина ремня. Для сечений К, Л и М $L_6 = 710, 1600$ 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. 1.2.4).

Табл. 2.3.1. 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 L_p , мм
				t_p	H_p	H	h_p	R_1	R_2	
К	< 40	40	2...36	2,4	4,0	1,0	2,35	0,1	0,4	400...2000
Л	18...400	80	4...20	4,8	9,0	2,4	4,85	0,2	0,7	1250...4000
М	>130	180	2...20	9,6	16,5	3,5	10,35	0,4	1,0	2000...4000

- Скорость ремня, м/с $v = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3)$.
- Число пробегов ремня, с⁻¹ $\nu = v / L_p \leq [\nu]$. $[\nu] \leq 40,0$ с⁻¹ - для ремней мерной длины.
- Угол обхвата ремнем ведущего шкива, град $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a$.
 Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата на ведущем шкиве, $c_\alpha = f(\alpha_1)$ (табл. 2.1.4).
- Поправка мощности, учитывающая влияние уменьшения изгиба ремня на большем шкиве, кВт $\Delta P_1 = 0,0001 \Delta T_1 n_1$, где ΔT_1 - поправка к моменту на быстроходном валу, Н·м (табл. 2.3.2).
- Допускаемая мощность для 10 ребер, кВт $[P_{10}] = ([P_{10}]_o c_\alpha c_L + \Delta P_1) c_p$, где $[P_{10}]_o$ - номинальная мощность, передаваемая 10-ю ребрами ремня, кВт (табл. 2.3.4).
- Число ребер ремня, шт $z = 10 P_1 / [P_{10}]$. z - число целое (табл. 2.3.1).
- Сила, нагружающая валы передачи, Н $F = 2 F_o \sin(\alpha_1/2)$, где $F_o = 0,5 F_t / \varphi$ - предварительное натяжение ремня, Н; $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$ - окружное усилие, Н; $\varphi = (0,45...0,55)$ - коэффициент тяги.
 Для передач с периодическим контролем натяжения ремня $F_{max} \approx 1,3 F$.

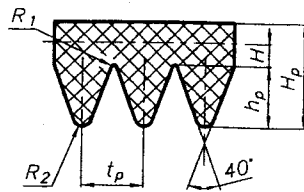


Рис. 2.3.2. Параметры поперечного сечения поликлиновых ремней

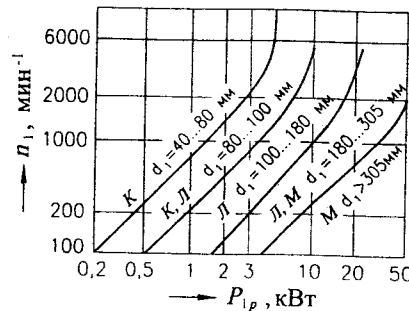


Рис. 2.3.3. Диаграмма для выбора сечения $f(P_{1p}, n_1)$ поликлинового ремня

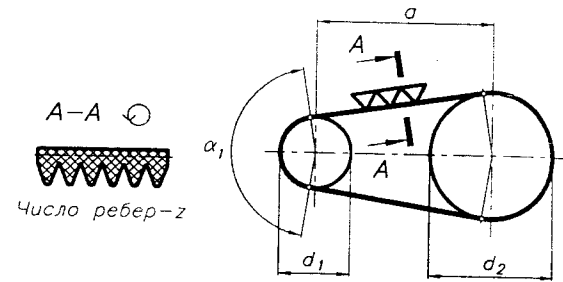


Рис. 2.3.1. Схема и основные размеры поликлиноременной передачи

Табл. 2.3.2. Поправка ΔT_1 к моменту на быстроходном валу, Н·м

Сечение ремня	ΔT_1 при передаточном отношении u передачи							
	1,03...1,07	1,08...1,13	1,14...1,20	1,21...1,30	1,31...1,40	1,41...1,60	1,61...2,39	$\geq 2,40$
К	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,55	0,6	0,7
Л	0,9	1,9	2,7	3,6	4,0	4,5	5,0	5,4
М	7,0	13,8	20,7	27,6	31,0	34,5	38,0	41,4

Табл. 2.3.3. Значения коэффициента c_L , учитывающего длину ремня

L_p/L_6	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

2.3.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ПОЛИКЛИНОВЫХ РЕМЕНЕЙ [32]

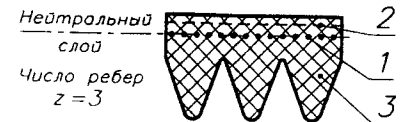


Рис. 2.3.4. Конструкция поликлиновых ремней: 1 - кордткань; 2 - обкладка; 3 - наполнитель (резина)

Табл. 2.3.4. Номинальная мощность $[P_{10}]_0$, передаваемая поликлиновым ремнем с 10-ю ребрами [30]

Сечение ремня	d_1 , мм	$[P_{10}]_0$, кВт, при скорости ремня v , м/с								Сечение ремня	d_1 , мм	$[P_{10}]_0$, кВт, при скорости ремня v , м/с								Сечение ремня	d_1 , мм	$[P_{10}]_0$, кВт, при скорости ремня v , м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35			2	5	10	15	20	25	30	35			2	5	10	15	20	25	30	35
К	40	0,65	1,40	2,4	3,2	3,7	-	-	-	Л	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	-	-	-	М	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	-
	45	0,70	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	-	-		90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	-	-	-		200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	-
	50	0,76	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	-	-		100	2,3	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	-	-		224	8,5	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37,0
	56	0,80	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2	-		112	2,5	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	-	-		250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57,0	56,0	48,0
	63	0,85	1,90	3,4	4,6	5,6	6,4	6,8	-		125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0	-		280	9,7	21,0	37,4	50,3	59,8	65,0	64,0	58,0
	71	0,88	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4	7,6		140	2,8	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	21,5	20,0		315	10,2	22,5	40,0	54,3	65,0	71,0	72,0	68,0
	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2		160	2,9	6,7	11,5	16,2	19,4	21,2	19,0	17,2		355	10,7	23,7	42,4	58,0	70,0	78,0	80,0	76,0
	90	0,95	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4	-		180	3,1	7,0	12,6	17,0	20,6	22,8	23,4	23,6		400	11,0	24,8	44,6	61,0	74,0	83,0	86,0	84,0
	100	0,97	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	-		200	3,2	7,2	13,0	17,9	21,6	24,0	24,8	-		450	11,5	25,7	46,5	64,0	78,0	87,0	92,0	91,0
	112	1,00	2,25	4,1	5,8	7,2	8,2	9,1	-		224	3,3	7,5	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	-		500	11,8	26,5	47,8	66,0	81,0	91,0	96,0	95,0
	125	1,02	2,30	4,2	6,0	7,5	8,7	9,4	-		250	3,4	7,7	14,0	19,2	23,4	26,2	27,5	-		630	12,3	28,0	50,7	70,0	87,0	98,0	105	105
	140	1,05	2,35	4,3	6,2	7,6	8,8	9,6	-		280	3,5	7,9	14,3	19,7	24,0	27,2	28,6	-		800	12,8	29,0	53,1	74,0	91,0	104	112	113
											315	3,6	8,0	14,7	20,3	24,8	28,0	29,7	-		1000	13,0	29,8	54,7	76,0	94,0	108	117	119
											355	3,6	8,2	15,0	20,7	25,5	28,8	30,6	-										

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

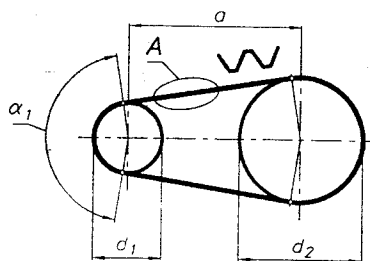


Рис. 2.4.1. Схема и основные размеры зубчато-ременной передачи

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2 , кВт; n_1, n_2 , мин⁻¹; u ; T_1, T_2 , Н·м.

Условия работы передачи.

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

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

1. Модуль ремня с трапецидальными зубьями, мм
 $m = f(P_{1p}, n_1)$, (рис. 2.4.3), где P_{1p} (2.3 п. 1).
2. Шаг зубьев, мм $t_p = \pi m$.

Для ремней, где определяющим параметром является шаг зубьев, последний выбирается

$$t_p = f(P_{1p}, n_1), \text{ (рис. 2.4.5).}$$

3. Размеры ремня (рис. 2.4.2, табл. 2.4.1).
4. Минимальное число зубьев ведущего шкива, шт

$$z_1 = f(n_1, m) \text{ (табл. 2.4.2).}$$

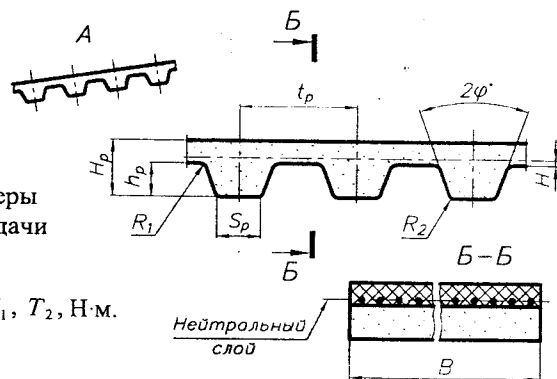


Рис. 2.4.2. Параметры зубчатого ремня с трапецидальными зубьями

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

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

ТУ 38-05114-76, ISO 5296

Определяющий параметр	Величина, обозначение	t_p , мм	Размеры, мм							
			H_p	H	b_p	S_p	R_1	R_2	$2\phi^\circ$	
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°		

5. Число зубьев ведомого шкива $z_2 = z_1 u$. z_2 - целое число.
6. Действительное передаточное отношение $u_d = z_2 / z_1^*$.
7. Диаметры шкивов, мм $d_1 = z_1 m$; $d_2 = z_2 m$.

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

8. Минимальное межосевое расстояние, мм
 $a'_{min} = 0,55 (d_1 + d_2) + H_p$, ($a' \geq a'_{min}$). H_p - (табл. 2.4.1).
9. Число зубьев ремня, шт z_p :

$$\text{- для } z = z_1 = z_2 \quad z_p = 2 a' / t_p + z;$$

$$\text{- для } z_2 > z_1 \quad z_p = 2 a' / t_p + 0,5 (z_1 + z_2) + f_1 t_p / a',$$

$$\text{где } f_1 = (z_2 - z_1)^2 / (4 \pi^2). \quad z_p \text{ - целое число (табл. 2.4.4).}$$

10. Межосевое расстояние передачи при выбранном z_p , мм
 - для $z = z_1 = z_2$ $a = 0,5 (z_p - z) t_p$;
 - для $z_2 > z_1$ $a = [2z_p - (z_2 + z_1)] f_2 t_p$,
 где f_2 - коэффициент (табл. 2.4.3).
11. Угол обхвата ремнем ведущего шкива, град.
 $\alpha_1^0 = 180^0 - 57^0 (d_2 - d_1) / a$.
12. Число зубьев на дуге обхвата, шт
 $z_{01} = z_1 \alpha_1^0 / 360^0$ ($z_0 = 3 \dots 15$).
13. Ширина ремня, мм $B_p = P_1 c_p / (P_t z_{01})$,
 где c_p - коэффициент, учитывающий дина-

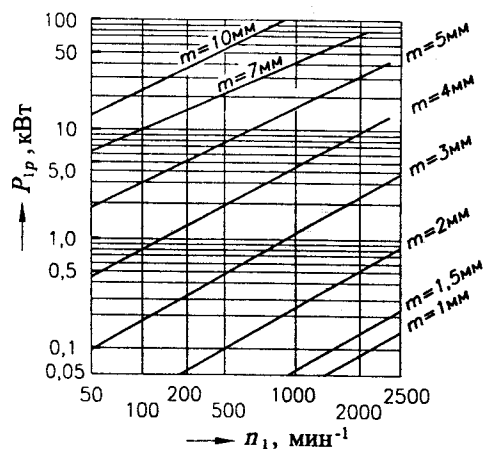


Рис. 2.4.3. Диаграмма для выбора модуля зубчатого ремня

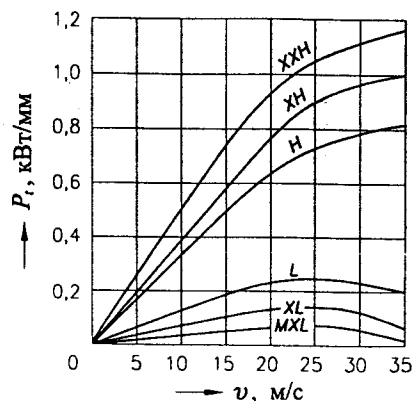


Рис. 2.4.4. Мощность, передаваемая одним зубом ремня шириною 1 мм в стандартном режиме

мичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 2.2.2);

P_t - мощность, передаваемая одним зубом ремня шириною 1 мм в стандартном режиме, кВт/мм (рис. 2.4.4).

Учет количества зубьев на дуге обхвата при $z_{01} \leq 6$ производится следующим образом: если z_{01} принимает значения 6, 5, 4, 3, 2, то величина B_p умножается на 1,0; 1,25; 1,66; 2,5 и 5,0 соответственно. Полученная величина B_p округляется до ближайшего большего значения (табл. 2.4.4).

14. Сила, нагружающая валы передачи, Н

$$F = (1,10 \dots 1,15) F_t,$$

где $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$ - окружное усилие, Н.

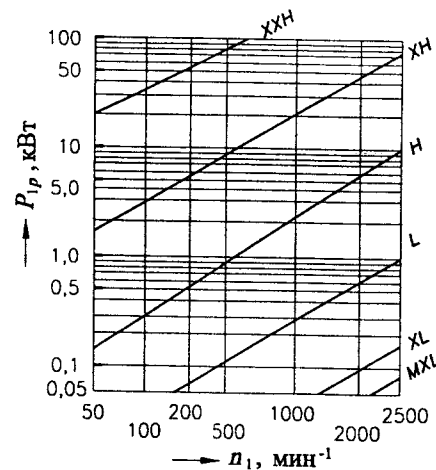


Рис. 2.4.5. Диаграмма для выбора шага зубьев зубчатого ремня

2.4.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ [32]

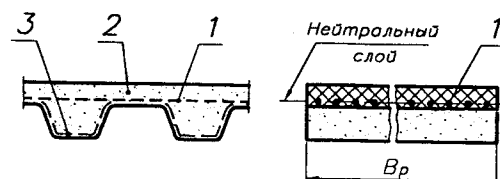


Рис. 2.4.6. Конструкция зубчатого ремня с трапецидальными зубьями: 1 - кордшнур (металлокорд или углеродное волокно); 2 - тело ремня (маслостойкая резина, пластмасса); 3 - тканевая обкладка (для ремней, изготавливаемых методом прессования)

Табл. 2.4.2. Минимальное число зубьев ведущего шкива z_1

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

* Ремень с металлокордом 5Л15, 7Л12.

** Ремень с металлокордом 15Л15, 21Л12.

Табл. 2.4.3. Значения коэффициента f_2

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

Табл. 2.4.4. 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

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ зубчатого ремня с трапецидальными зубьями модулем $m = 2$ мм, шириною $B_p = 8$ мм, с числом зубьев $z_p = 80$:
 Ремень зубчатый $m=2$ мм, $B_p=8$ мм, $z_p=80$ ТУ 38-05114-76

2.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ [21, 44]

2.5.1 МАТЕРИАЛ ШКИВОВ

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

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

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

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

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

2.5.2 СТУПИЦЫ ШКИВОВ (ЗВЕЗДОЧЕК)

1. Диаметр D_{cm} и длина L_{cm} ступицы, мм (рис. 2.5.2) $D_{cm} = (1,6...2,0) d_{вал}$.

2.5.2) $D_{cm} = (1,6...2,0) d_{вал}$.

$L_{cm} = (1,5...2,0) d_{вал}$.

- Тип посадочных отверстий (рис. 2.5.1). Посадка цилиндрического отверстия - Н7.
- Шероховатость поверхностей:
 - отверстие в ступице - $Ra = 1,6...3,2$;
 - боковые поверхности ступицы - на класс ниже шероховатости обработки отверстия.
- Допуски формы и расположения поверхностей:
 - осевое биение ступицы ∇ при $L_{cm}/d_{вал} \leq 1$ (табл. 2.5.1 и рис. 2.5.2).
 - при $L_{cm}/d_{вал} > 1$ ИТн увеличить на (40...50)%.

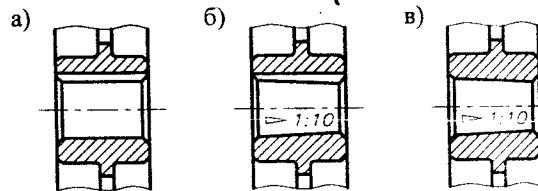


Рис. 2.5.1. Посадочные отверстия шкивов: а) цилиндрическое со шпонкой; б) коническое со шпонкой; в) коническое без шпонки

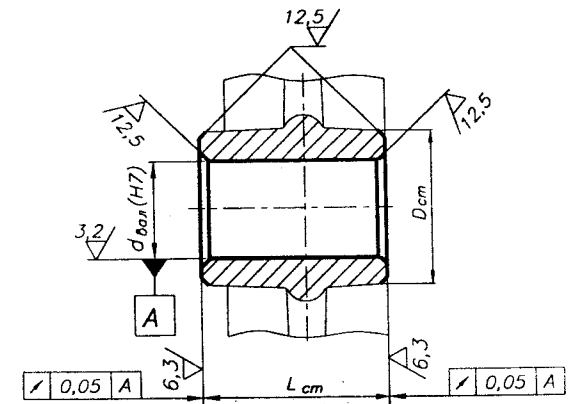


Рис. 2.5.2. Размеры ступиц шкивов (колес, звездочек)

Табл. 2.5.1. Допуск осевого биения ступиц

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

2.5.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [4]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Диаметр шкива d , мм. Диаметр вала $d_{вал}$, мм.

Ширина ремня B_p , мм. Скорость ремня v , м/с.

ВЫБИРАЮТСЯ:

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

2. КОНСТРУКЦИЯ И РАЗМЕРЫ ШКИВА

2.1. Конструкция шкива = $f(d)$ (табл. 2.5.2 и рис. 2.5.3).

2.2. Ширина обода, мм $B = f(B_p)$ (табл. 2.5.3).

2.3. Толщина обода, мм: $e = 0,005d + 3$ мм - для шкивов литых,
 $e = 0,004(B_{ст} + 0,5d) + 4$ мм - для шкивов сварных.

2.4. Выполнение рабочей поверхности обода:

- поверхность цилиндрическая (рис. 2.5.3а),
- поверхность выпуклая (рис. 2.5.3б и табл. 2.5.4),
- поверхность цилиндрическая с двойной конусностью (рис. 2.5.3в).

Выпуклость обычно предусматривается на большем шкиве.

При $v = 1$ выпуклым выполняется ведомый шкив.

При $v > 25$ м/с выпуклыми выполняются оба шкива.

2.5. Высота ребра $S \approx e$, мм.

3. К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЗМЕРОВ ШКИВОВ ДИСКОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

$$\delta = (0,60 \dots 0,65)(D_{ст} - d_{вал}); (\delta \geq 6 \text{ мм}).$$

$$D_{об} = 0,5(d - 2h - 2e + D_{ст}).$$

$$d_{об} = (0,3 \dots 0,4)(d - 2h - 2e - D_{ст}).$$

($\delta, D_{об}, d_{об}$ - целые числа).



литейные уклоны - 3°
литейные радиусы 4...5 мм

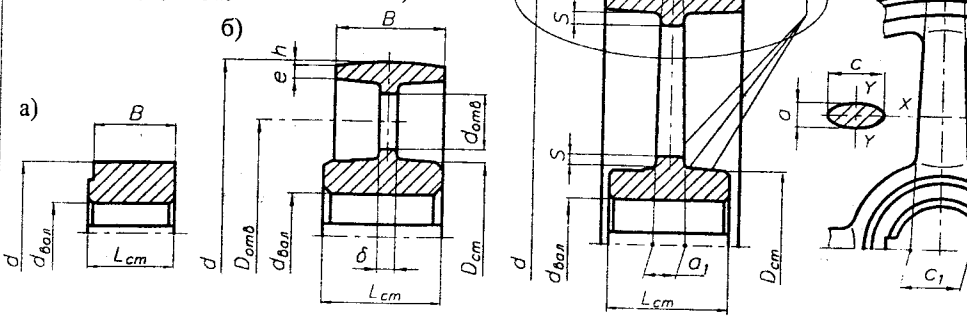
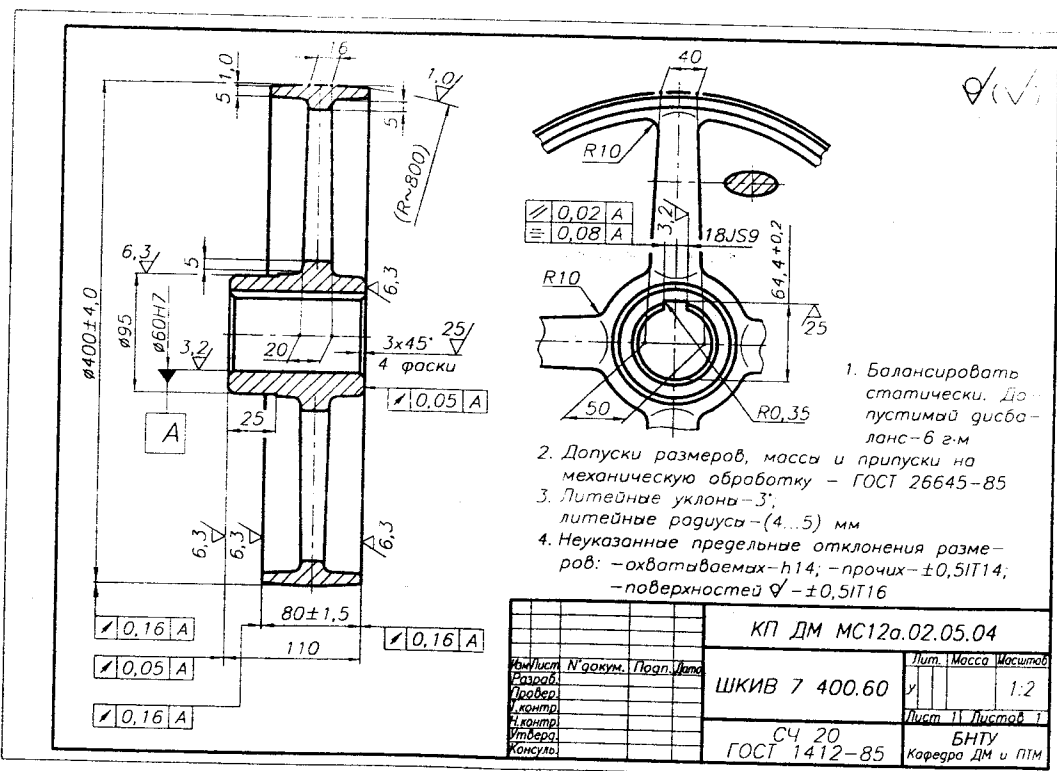


Рис. 2.5.3. Конструкции шкивов:

- а) монолитная, обод цилиндрический; б) с диском, обод выпуклый; в) со спицами, обод цилиндрический с двойной конусностью



4. К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЗМЕРОВ ШКИВОВ СО СПИЦАМИ

1. Число спиц $n_{сп} = (1/6 \dots 1/7)\sqrt{d}$ ($n_{сп} \geq 3$), $n_{сп}$ - целое число.

2. Размеры спиц эллиптического сечения (при расчетном числе спиц $n'_{сп} = n_{сп}/3$, при $a/c = 0,4$, $W_{y-y} = 0,1a \cdot c^2$, $[\sigma]_y = 30 \text{ МПа}$) $F = 2T/(dn'_{сп})$; $L = 0,5d$; $M_y = FL$;

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

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

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

Табл. 2.5.2. Рекомендации для выбора конструкции шкива

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

Табл. 2.5.3. Стандартные ширины обода шкивов B , мм

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

КП ДМ МС12а.02.05.04		Лит. Масса Шкива
ШКИВ 7 400.60	у	1:2
СЧ 20	БНТУ	
ГОСТ 1412-85	Кафедра ДМ и ПТМ	

3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

- посадочное отверстие ступицы (2.5.2).

Табл. 2.5.4. Диаметры шкивов d , их отклонения и стрела выпуклости h , мм ГОСТ 17383-73

Диаметр d	40	45, 50	56, 63	71, 80	90, 100, 112	125
Отклонение d	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	$\pm 1,0$	$\pm 1,2$	$\pm 1,6$
Стрела выпуклости h	0,3					0,4
Диаметр d	140	160, 180, 200	224, 250	280, 315, 355		
Отклонение d	$\pm 1,6$	$\pm 2,0$	$\pm 2,5$	$\pm 3,2$		
Стрела выпуклости h	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	
Диаметр d	400, 450, 500	560, 630, 710	800, 900, 1000, ...			
Отклонение d	$\pm 4,0$	$\pm 5,0$	$\pm 6,3$			
Стрела выпуклости h при $B \leq 125$ мм	1,0					
$140 \leq B \leq 160$ мм	1,2	1,5		2,0	2,0	
$180 \leq B \leq 200$ мм	1,2	1,5	2,0	2,0	2,5	
$224 \leq B$ мм	1,2	1,5	2,0	2,0	2,5	

6. БАЛАНСИРОВКА ШКИВОВ

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

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

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ

- 4.1. Рабочая поверхность шкива $Ra=1,0...1,6$.
- 4.2. Поверхности ступицы (2.5.2).
- 4.3. Другие обрабатываемые поверхности $Ra=6,3...12,5$.
- 4.4. Другие необрабатываемые поверхности -

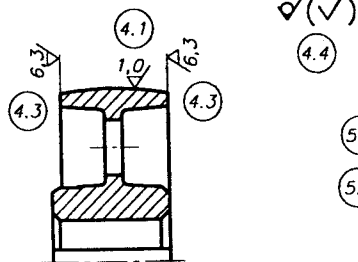


Рис. 2.5.5. Шероховатость поверхностей шкивов

5. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ

- 5.1. Допуск осевого биения поверхности обода относительно оси посадочного отверстия не должен превышать 8-й степени точности ГОСТ 24643-81 (табл. 2.5.5).
- 5.2. Допуск радиального биения поверхности обода относительно оси посадочного отверстия не должен превышать 9-й степени точности ГОСТ 24643-81 (табл. 2.5.5).
- 5.3. Отклонения размеров поверхностей ступицы (2.5.2).
- 5.4. Неуказанные предельные отклонения размеров обрабатываемых поверхностей: охватываемых - $h14$; охватывающих - $H14$; прочих - $\pm 0,5 IT14$.

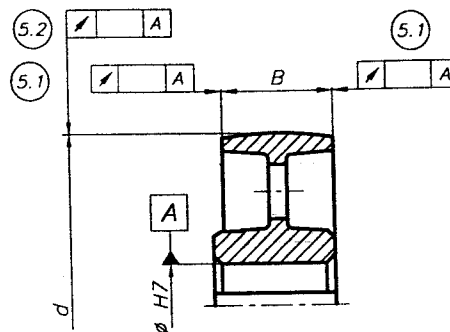


Рис. 2.5.6. Отклонения формы и расположения поверхностей шкивов

Табл. 2.5.5. Допуски радиального и осевого биения поверхностей обода

d шкива, мм	Допуск биения, мм		
	радиального	осевого	
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		

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

- Диаметр шкива d , мм. Сечение ремня.
- Число ремней z , шт. Диаметр вала $d_{вал}$, мм.
- (Число ребер z , шт.) Скорость ремня v , м/с.

ВЫБИРАЮТСЯ:

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

2. КОНСТРУКЦИЯ И РАЗМЕРЫ ШКИВА

2.1. Конструкция шкива = $f(\text{сечение ремня}, d)$:

- для клиновых ремней табл. 2.5.7 и рис. 2.5.8...2.5.11;
- для поликлиновых ремней табл. 2.5.8 и рис. 2.5.8...2.5.11.

2.2. Размеры профиля канавок = $f(\text{сечение ремня})$:

- для клиновых ремней табл. 2.5.7 и рис. 2.5.7;
- для поликлиновых ремней табл. 2.5.8 и рис. 2.5.12.

2.3. Наружный диаметр шкива:

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

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

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

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

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

ГОСТ 1284 2-89. ГОСТ 20889-88

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

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

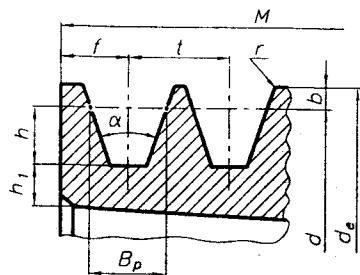


Рис. 2.5.7. Размеры профиля канавок шкивов клиноременных передач

Определение размеров элементов шкивов с диском и со спицами (2.5.3).

— литейные уклоны — 3°
— литейные радиусы 4...5 мм

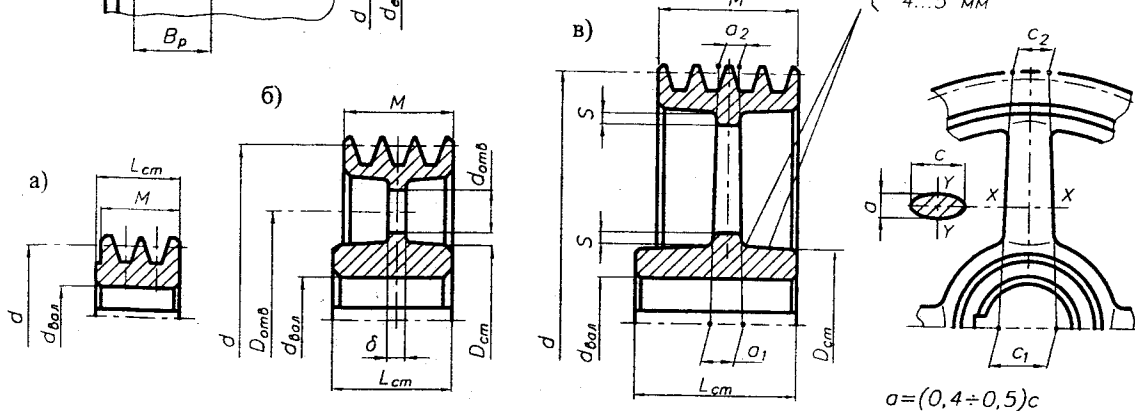


Рис. 2.5.8. Конструкции шкивов:

а) монолитная; б) с диском; в) со спицами

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шкива типа 2 для приводных клиновых ремней сечением А, с тремя канавками, расчетным диаметром $d = 224$ мм, с цилиндрическим посадочным отверстием $d_{вал} = 28$ мм, из чугуна СЧ 20:

Шкив 2А 3.224.28 СЧ 20 ГОСТ 20889-88

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

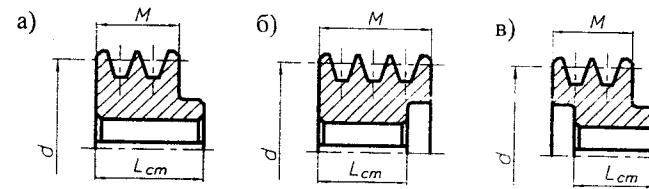


Рис. 2.5.9. Конструкции монолитных шкивов (ГОСТ 20889-88):

- а) тип 1 - с односторонней выступающей ступицей;
б) тип 2 - с односторонней выточкой;
в) тип 3 - с односторонней выточкой и выступающей ступицей

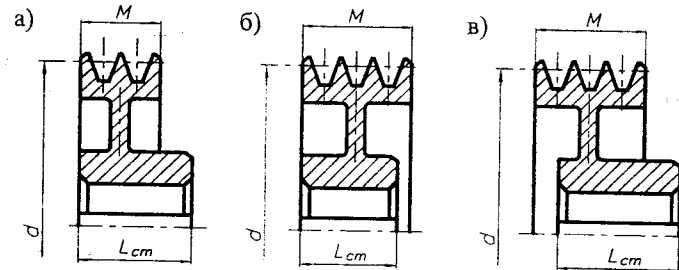


Рис. 2.5.10. Конструкции шкивов с диском и ступицей (ГОСТ 20889-88):

- а) тип 4 - выступающей с одного торца обода;
б) тип 5 - укороченной с одного торца обода;
в) тип 6 - выступающей с одного и укороченной с другого торца обода

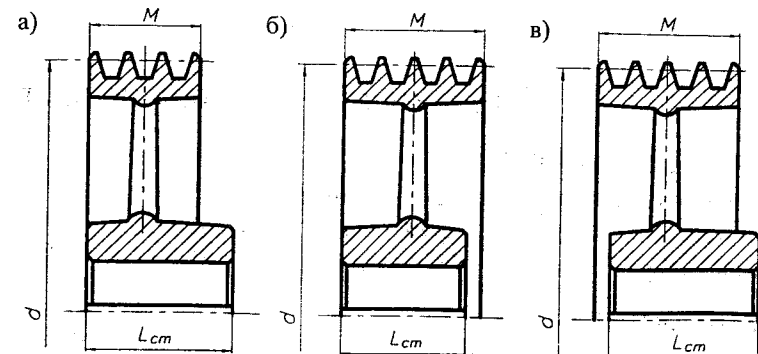


Рис. 2.5.11. Конструкции шкивов со спицами и ступицей (ГОСТ 20889-88):

- а) тип 7 - выступающей с одного торца обода;
б) тип 8 - укороченной с одного торца обода;
в) тип 9 - выступающей с одного и укороченной с другого торца обода

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

Конструкция шкива при d , мм	Сечение ремня	Размеры профиля канавок шкива, мм							
		t^*	$t(z-1)^{**}$	h_0	h_1	δ	f	r_1	r_2
До 90 - монолитная	К	$2,4 \pm 0,03$	$\pm 0,10$	3,30	5,0	1,0	3,5	0,3	0,2
90...200 - с диском	Л	$4,8 \pm 0,04$	$\pm 0,15$	6,60	6,0	2,4	5,5	0,5	0,4
Св. 200 - со спицами	М	$9,6 \pm 0,05$	$\pm 0,20$	13,05	7,5	3,5	10	0,8	0,6

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

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

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ ШКИВОВ (рис. 2.5.14)

- 4.1. Рабочая поверхность канавок $Ra=12,5...25$
- 4.2. Поверхности ступицы (2.5.2).
- 4.3. Другие обрабатываемые поверхности $Ra=6,3...12,5$.
- 4.4. Фаски $Ra=12,5...25$
 $Ra=0,8...1,25$.
- 4.5. Другие необрабатываемые поверхности

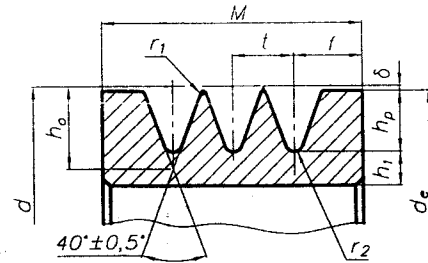


Рис. 2.5.12. Размеры профиля канавок шкивов для поликлиновых ремней

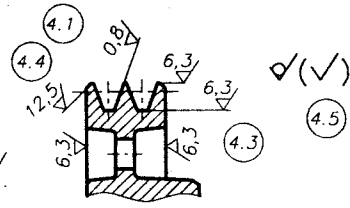
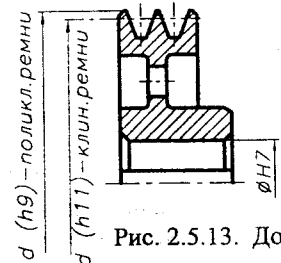


Рис. 2.5.14. Шероховатость поверхностей шкивов

3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШКИВОВ (рис. 2.5.13)



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

Рис. 2.5.13. Допуски и посадки шкивов

5. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ (рис. 2.5.15) ГОСТ 20889-88

- 5.1. Допуск биения \square конусной рабочей поверхности канавки шкива на каждые 100 мм диаметра относительно оси вращения должен быть не более: 0,20 мм - при частоте вращения шкива до 80 с⁻¹; 0,15 мм - при частоте вращения шкива до 160 с⁻¹; 0,10 мм - при частоте вращения шкива св. 160 с⁻¹.
- 5.2. Допуск осевого биения \square поверхности обода относительно оси посадочного отверстия (табл. 2.5.9).
- 5.3. Допуск радиального биения \square поверхности обода относительно оси посадочного отверстия (табл. 2.5.9).
- 5.4. Отклонения размеров поверхностей ступицы (2.5.2).
- 5.5. Предельные отклонения угла канавки шкивов, обработанных резанием, должны быть не более: $\pm 1'$ - для ремней О, А, Б; $\pm 30'$ - для ремней В, Г, Д.

Рис. 2.5.16

Класс	Семестр	Группа	Имя	КП ДМ МС12а.02.05.16
Исполн.	Разработ.	Провер.	Утвержд.	ШКИВ 7С 3.400.60
Лист	Масса	Масштаб	Лист 11	Листов 1
СЧ 20	НТУ "ХПИ"	Кафедра ДМ и ВМ		
ГОСТ 1412-85				

Табл. 2.5.9. Допуск радиального и осевого биения поверхности обода

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

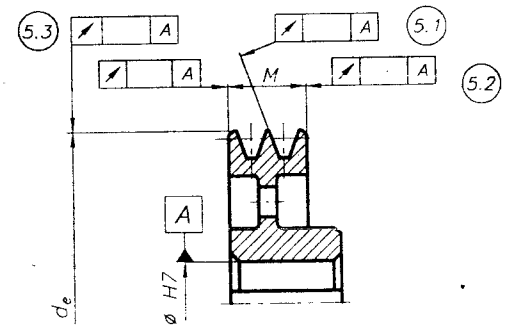


Рис. 2.5.15. Отклонения формы и расположения поверхностей шкивов

6. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНОГО ДИАМЕТРА ШКИВА d

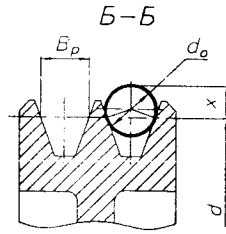
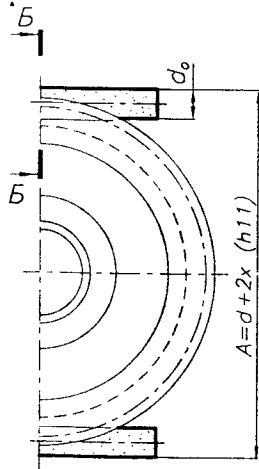


Табл. 2.5.10. Данные для проверки расчетного диаметра шкива d

ГОСТ 20889-88

Сечение ремня	мм			Сечение ремня	мм		
	d_0	x	A		d_0	x	A
О (Z)	9,0 ^{-0,009}	6,0	A (h11)	В (C)	20,0 ^{-0,013}	13,1	A (h11)
А (A)	11,6 ^{-0,011}	7,6	A (h11)	Г (D)	28,5 ^{-0,013}	18,8	A (h11)
Б (B)	14,7 ^{-0,011}	9,6	A (h11)				

7. БАЛАНСИРОВКА ШКИВОВ (2.5.3 п. 6)

Рис. 2.5.17. Схема для определения расчетного диаметра шкива d

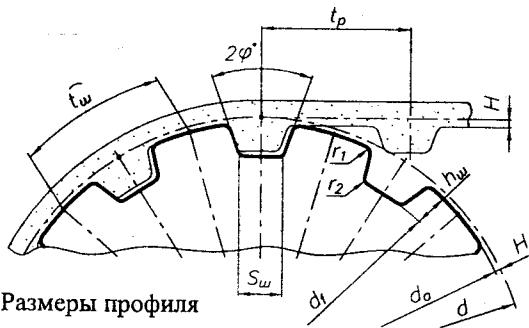


Рис. 2.5.19. Размеры профиля межзубой впадины

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

ТУ 38-05114-76

$t, мм$	$t_p, мм$	Размеры профиля межзубой впадины, мм					
		S_m	h_m	H	r_1	r_2	$2φ°$
1,0	3,14	1,0±0,10	0,9±0,10	0,4	0,3±0,10	0,3±0,10	50°±2°
1,5	4,71	1,5±0,15	1,4±0,15	0,4	0,4±0,10	0,4±0,10	50°±2°
2,0	6,28	1,8±0,15	1,6±0,15	0,6	0,5±0,10	0,5±0,10	50°±2°
3,0	9,42	3,3±0,20	2,4±0,20	0,6	0,7±0,10	0,8±0,10	40°±2°
4,0	12,57	4,5±0,20	3,2±0,20	0,8	1,2±0,15	1,3±0,15	40°±2°
5,0	15,71	4,8±0,20	4,2±0,20	0,8	1,5±0,15	2,0±0,15	40°±2°
7,0	21,99	7,5±0,30	7,7±0,30	0,8	2,5±0,20	3,0±0,20	40°±2°
10,0	31,42	11,5±0,30	11,7±0,30	0,8	3,0±0,30	3,5±0,30	40°±2°

Рис. 2.5.18

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. Неуказанные предельные отклонения размеров: - охватываемых - h14; - прочих - ±0,5IT14; - поверхностей $√$ - ±0,5IT16

Курс	Семестр	Группа	Тема	КП ДМ МС12а.02.05.18		
Выполн	№ докум.	Подп.	Изм.	ШКИВ 7Л 7.200.30	Лист 11	Листов 1
Разработ						
Провер				ГОСТ 1412-85		
Контр				Кафедра ДМ и ПТМ		
Испыт						
Тверд						
Консул						

2.5.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [4]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

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

ВЫБИРАЮТСЯ:

- МАТЕРИАЛ ШКИВА И РАЗМЕРЫ СТУПИЦЫ (2.5.1 и 2.5.2).
- КОНСТРУКЦИЯ И РАЗМЕРЫ ШКИВА
 - Конструкция шкива = $f(d)$ (табл. 2.5.2).
 - Размеры профиля межзубой впадины (табл. 2.5.11 и рис. 2.5.19).
 - Делительный диаметр зубьев, мм (по оси кординура) $d = mz$.

2.4. Диаметр вершин зубьев шкива, мм
 $d_0 = d - 2H + k$,
 где k - поправка на диаметр вершин зубьев для более равномерного нагружения зубьев (табл. 2.5.12).

Табл. 2.5.12. Значения коэффициента k

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

- Диаметр впадин зубьев шкива, мм
 $d_1 = d_0 - 2h_w$.
- Шаг по диаметру вершин зубьев, мм
 $t_w = \pi d_0 / z$.

2.7. Ширина обода шкива, мм

$$B_w = B_p + t.$$

2.8. Толщина обода шкива δ_w , мм

$$\delta_w = (1,5t + 2) \geq 6 \text{ мм.}$$

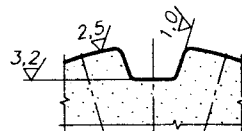
2.9. Для предотвращения соскальзывания ремня один из шкивов (обычно меньший) выполняется с ребордами.

Высота ребора a , мм

$$a = t \text{ (для } t \leq 7 \text{ мм); } a = 8 \text{ мм (для } t > 7 \text{ мм).}$$

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

Рис. 2.5.20. Шероховатость поверхностей межзубой впадины



3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ МЕЖЗУБОЙ ВПАДИНЫ (рис. 2.5.20)

4. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ МЕЖЗУБОЙ ВПАДИНЫ

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

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

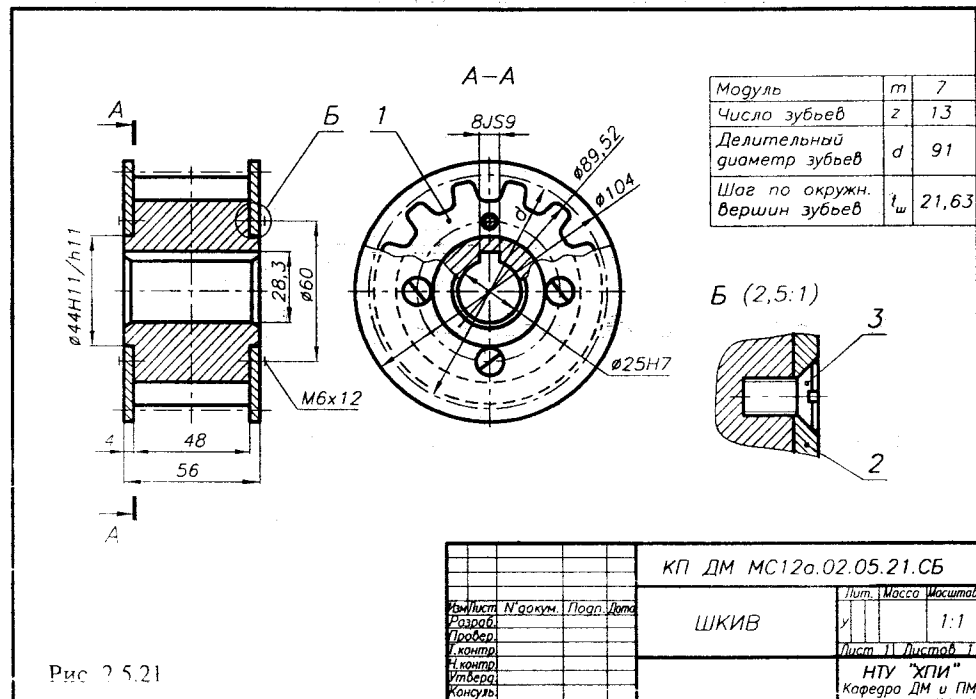


Рис. 2.5.21

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

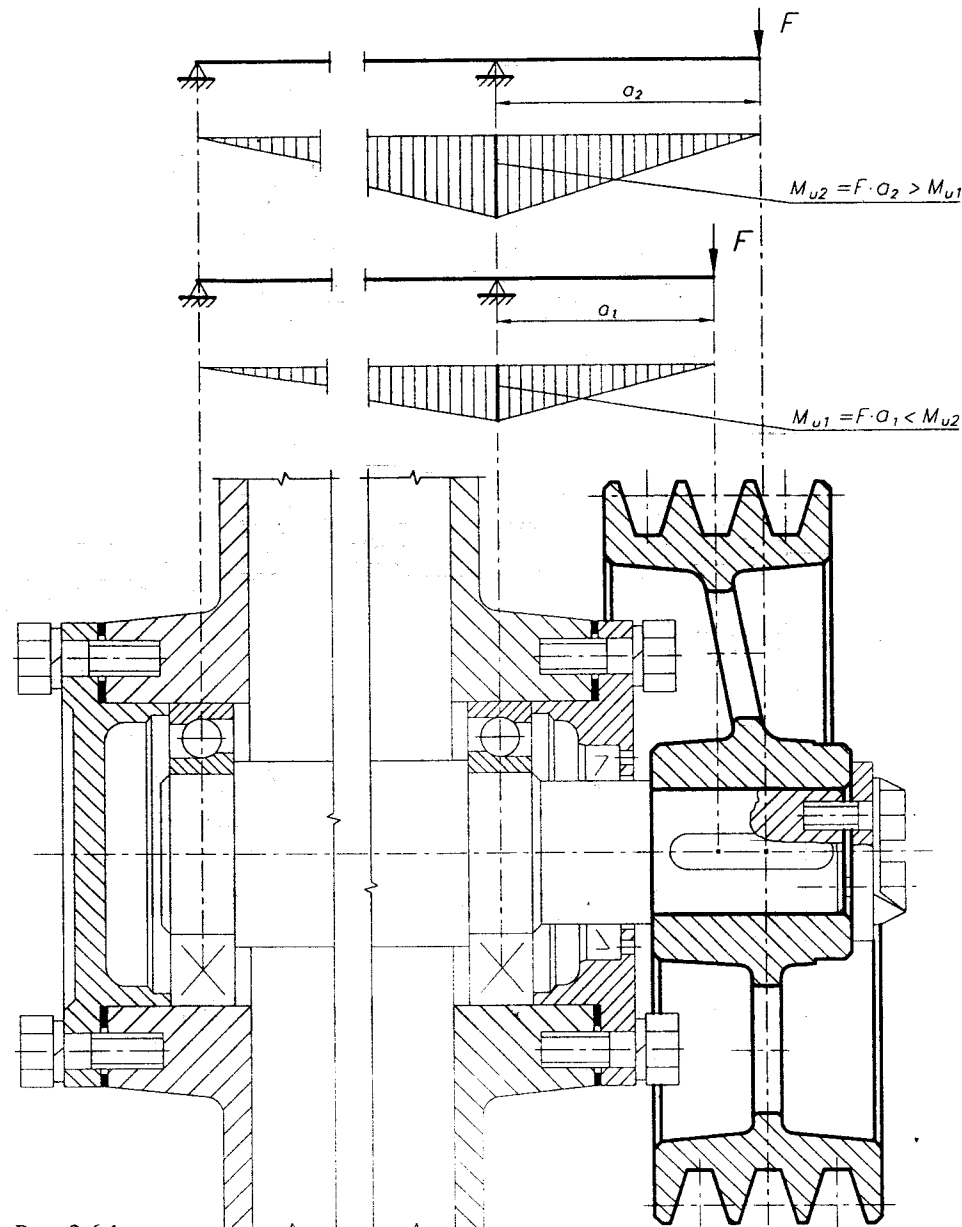


Рис. 2.6.1

2.7. КОНСТРУКЦИЯ ШКИВА,
РАЗГРУЖАЮЩАЯ ВАЛ ОТ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

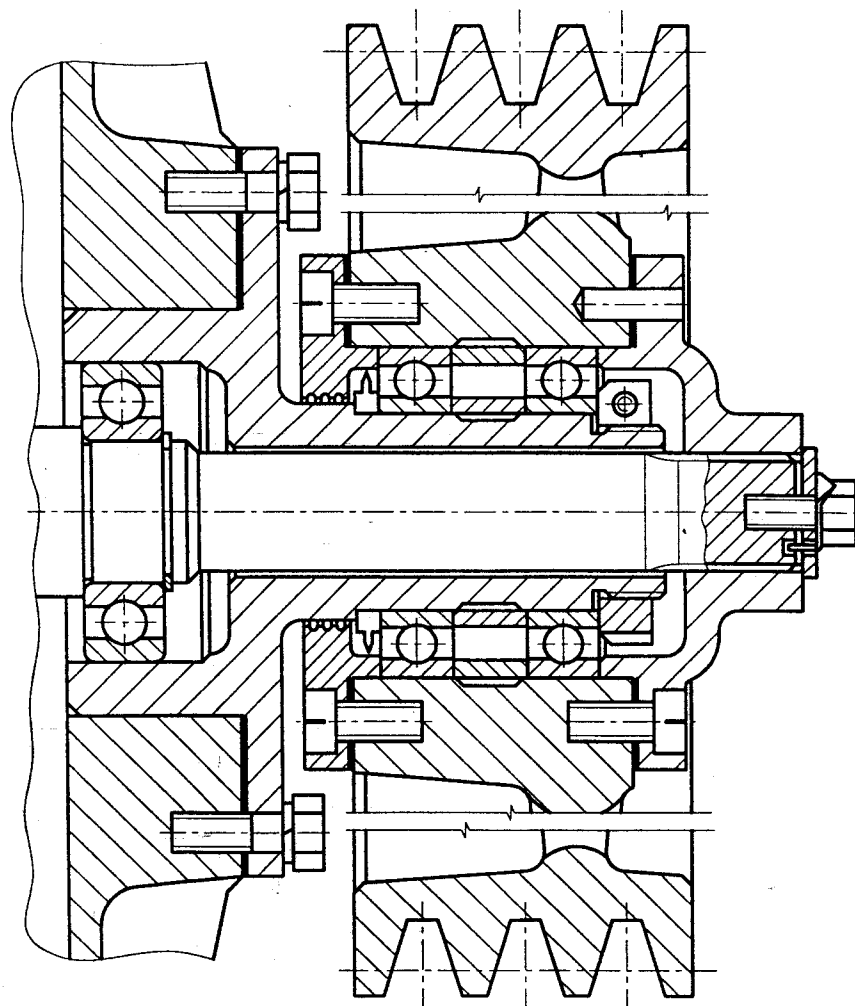


Рис. 2.7.1а

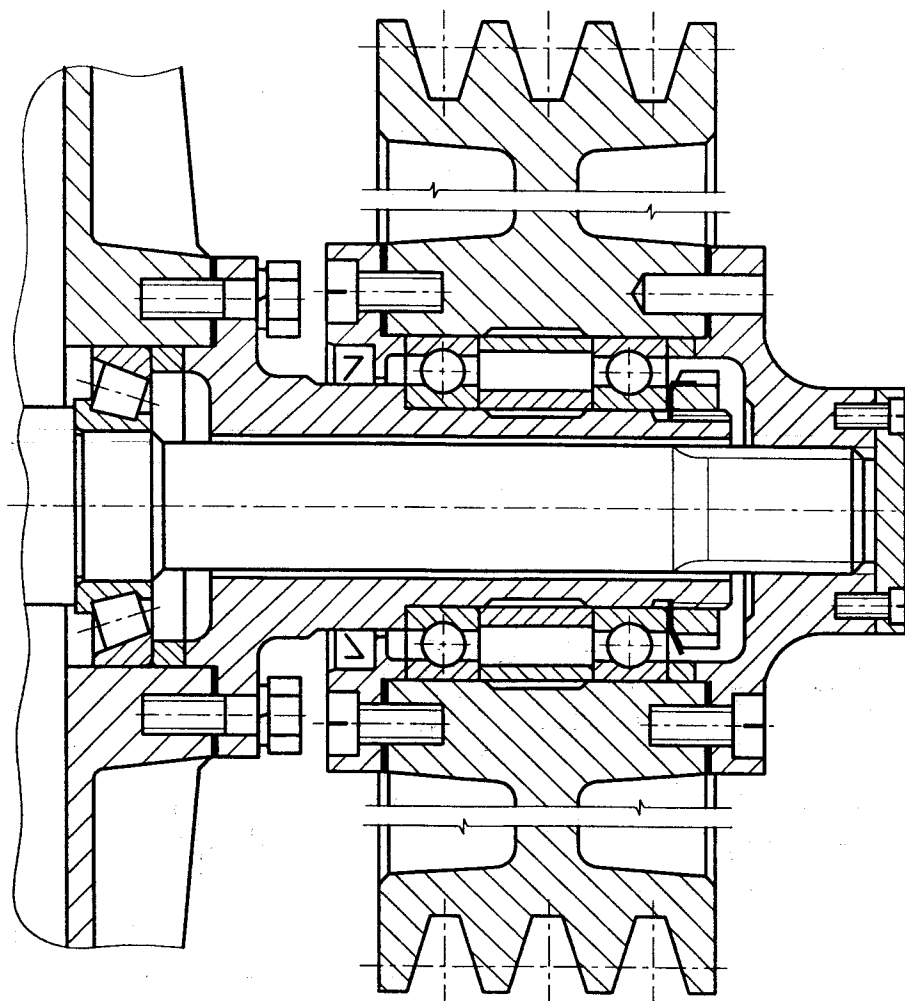


Рис. 2.7.1б

2.8. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ШКИВОВ

12.5 (V)

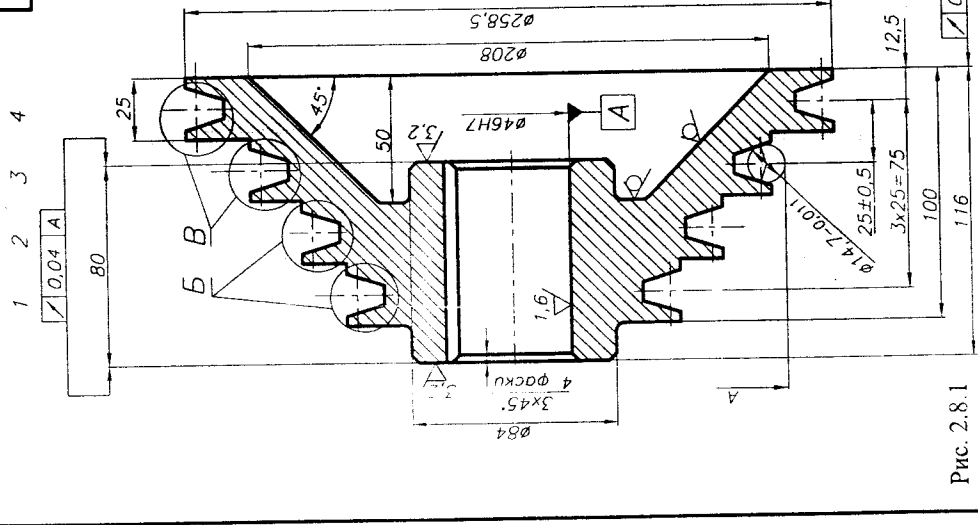
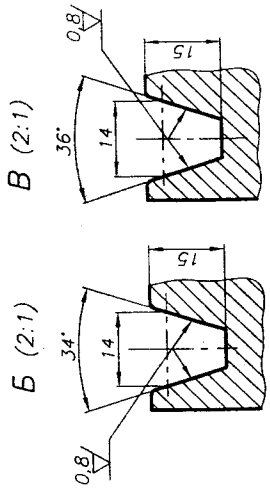


Рис. 2.8.1

Канавка	1	2	3	4
d, мм	φ125-0,25	φ160-0,25	φ200-0,29	φ250-0,29
d _в , мм	φ133,5	φ168,5	φ208,5	φ258,5
A, мм	144,2-0,25	179,2-0,25	219,2-0,29	269,2-0,29
Δ1, мм	0,04	0,04	0,06	0,06
Δ2, мм	0,04	0,05	0,05	0,05



1. Балансировать статически. Допустимый дисбаланс - 6 г·м
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку - ГОСТ 26645-85
3. Литевые радиусы - (4...5) мм
4. Неуказанные предельные отклонения размеров: - охватываемых - h14; - прочих - ±0,5IT14; - поверхностей φ - ±0,5IT16

КП ДМ МС12а.02.08.01	
Исполн.	ШКИВ
Утверд.	СЧ 20
Дата	ГОСТ 1412-85
Материал	БНТУ
Корректур	Корректур ДМ и ПМ

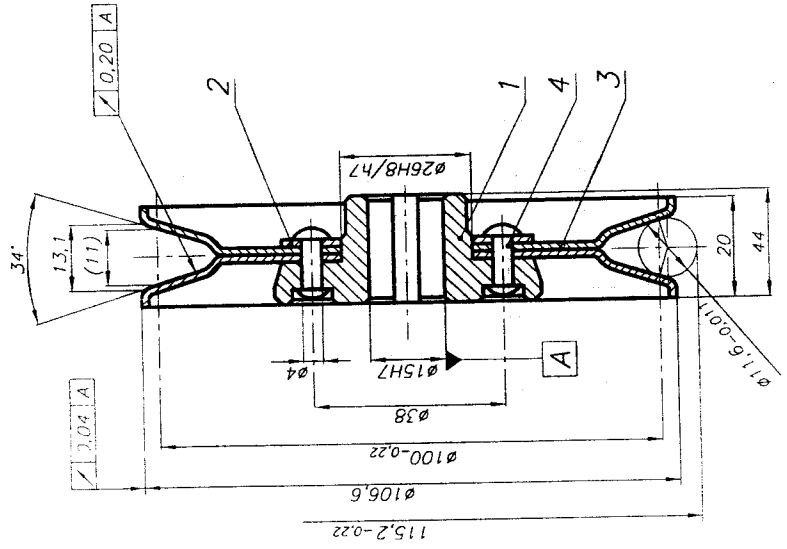
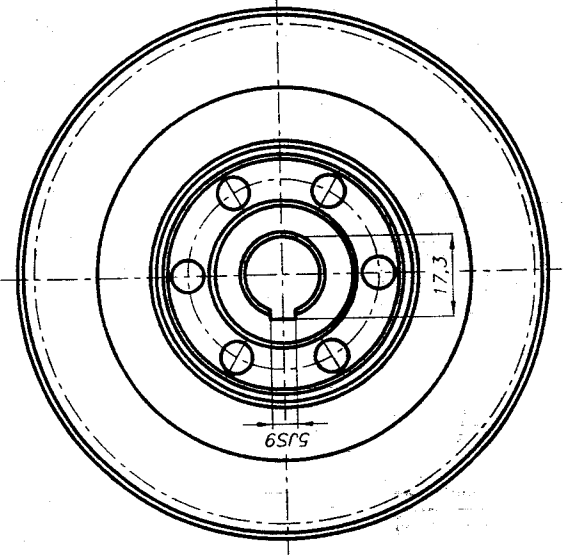
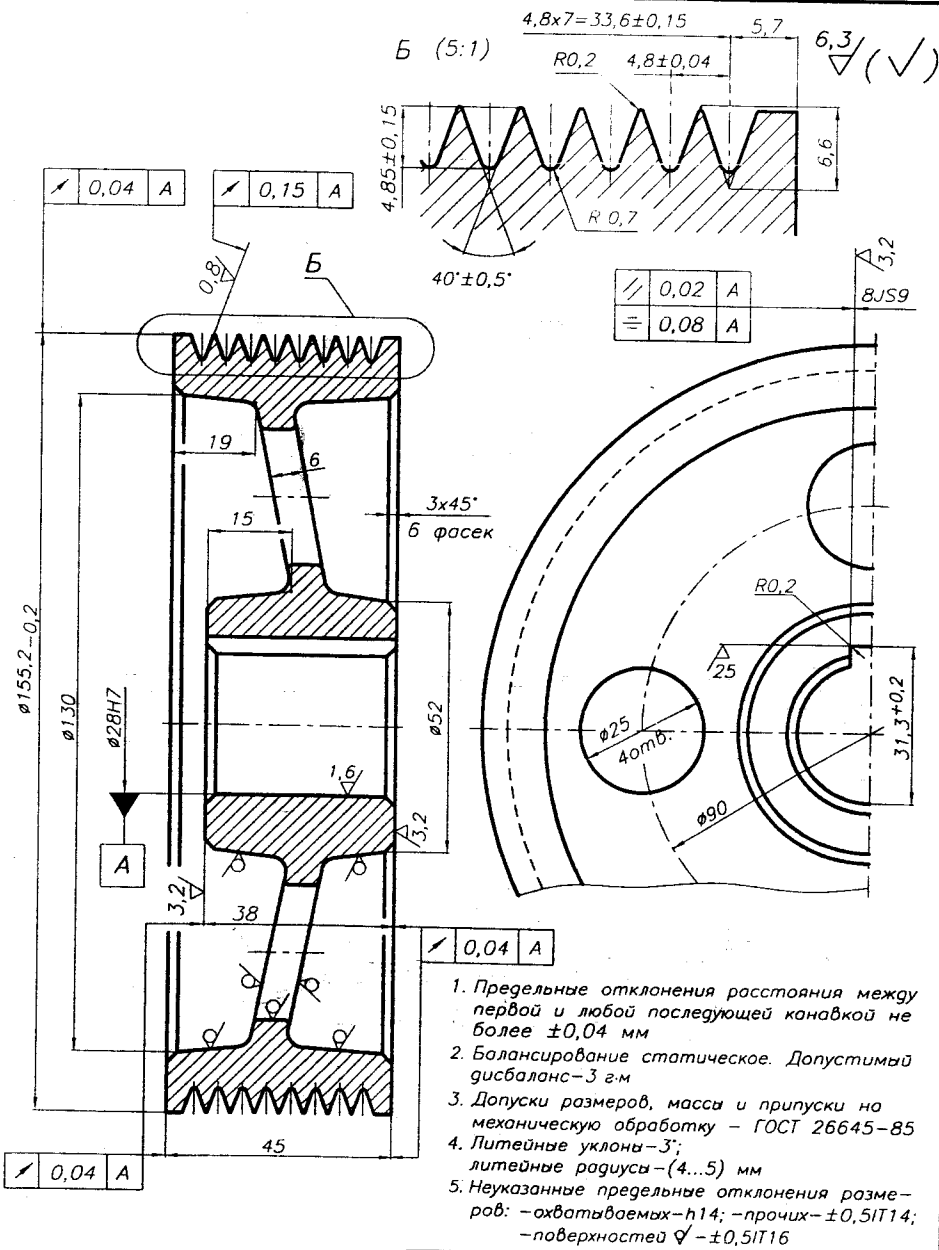


Рис. 2.8.2



Балансировать статически. Допустимый дисбаланс - 3 г·м

КП ДМ МС12а.02.08.02.СБ	
Исполн.	ШКИВ
Утверд.	СЧ 20
Дата	ГОСТ 1412-85
Материал	БНТУ
Корректур	Корректур ДМ и ПМ



1. Предельные отклонения расстояния между первой и любой последующей канавкой не более $\pm 0,04$ мм
2. Балансирование статическое. Допустимый дисбаланс - 3 г·м
3. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку - ГОСТ 26645-85
4. Литейные уклоны - 3°; литейные радиусы - (4...5) мм
5. Неуказанные предельные отклонения размеров: - охватываемых - h14; - прочих - $\pm 0,5IT14$; - поверхностей $\nabla - \pm 0,5IT16$

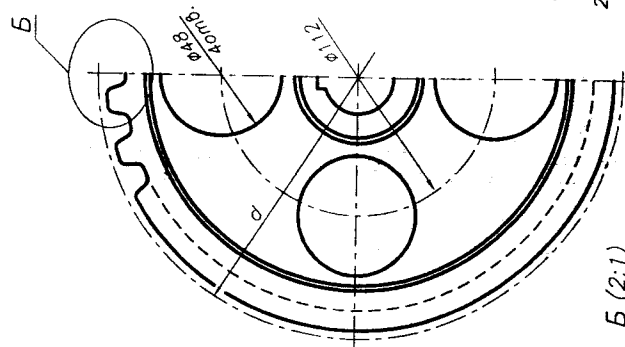
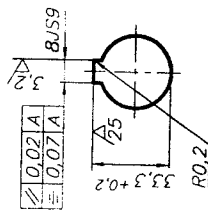
КП ДМ МС12а.02.08.03

Исполн.	Разработ.	Провер.	Инженер.	Утверд.	Консульт.
ШКИВ 5Л 8.160.60			Лит. Масса Массштаб		
СЧ 20 ГОСТ 1412-85			Лист II Листов I БНУ Кафедра ДМ и ПТМ		

Рис. 2.8.3

$\nabla(\checkmark)$

Модуль	m	7
Число зубьев	z	29
Делительный диаметр зубьев	d	203
Шаг по окружн. вершин зубьев	t _в	21,8
Отклонение шага	f _t	$\pm 0,03$
Наклад. 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. Неуказанные предельные отклонения размеров: - охватываемых - h14; - прочих - $\pm 0,5IT14$; - поверхностей $\nabla - \pm 0,5IT16$

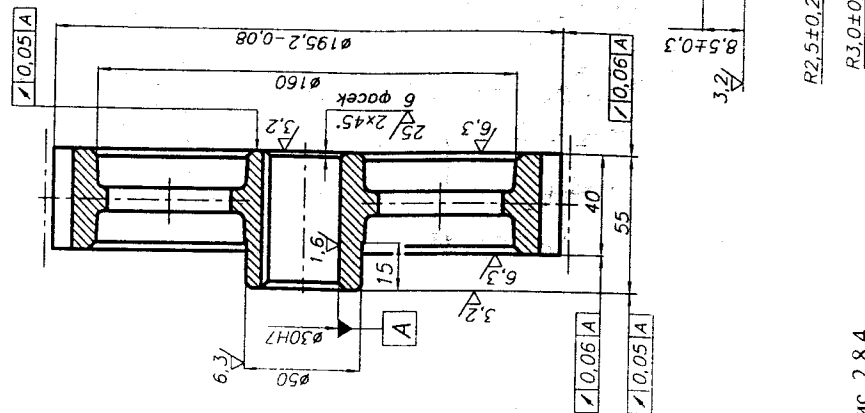


Рис. 2.8.4

КП ДМ МС12а.02.08.04	
Лит. Масса Массштаб	1:1
ШКИВ 9 203.35	
СЧ 20	Лист II Листов I
ГОСТ 1412-85	НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПТМ

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

Натяжные устройства ременных передач разделяются на устройства:

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

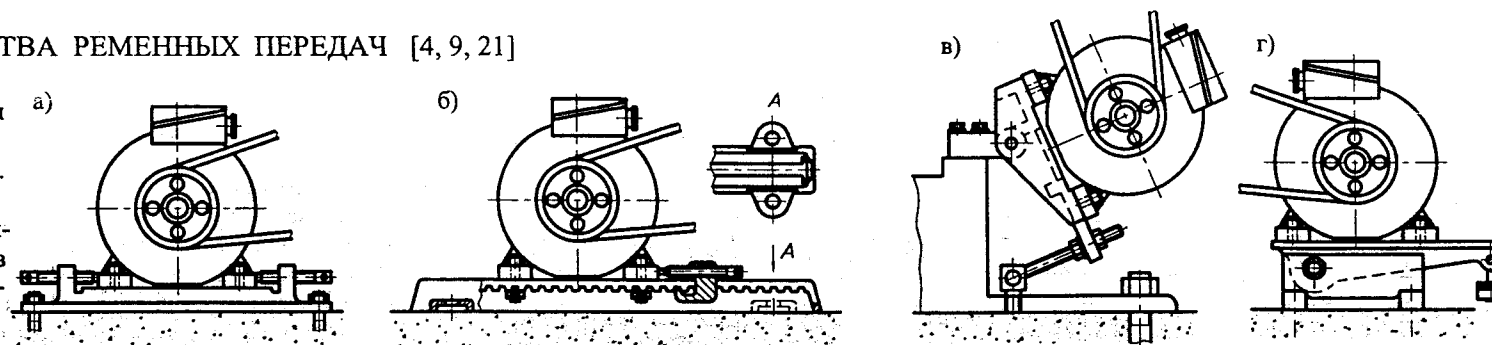


Рис. 2.9.1. Натяжные устройства ременных передач:

1. Периодического действия. Электродвигатель устанавливается на: а) плите; б) салазках; в) поворотной раме;
2. Постоянного действия. Электродвигатель устанавливается г) на поворотной раме

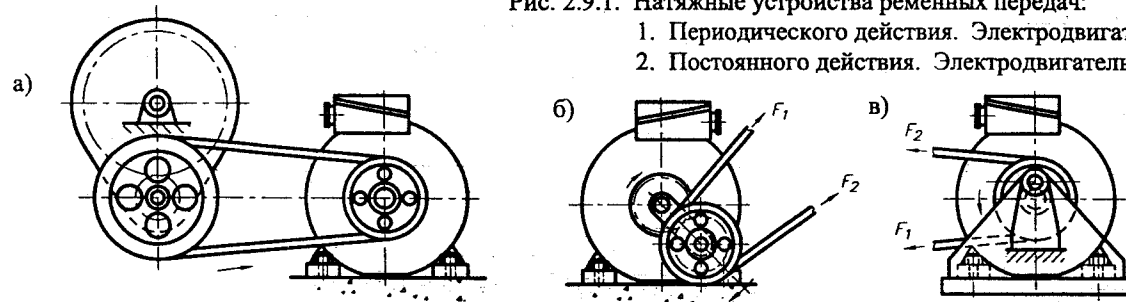


Рис. 2.9.2. Натяжные устройства ременных передач автоматического действия

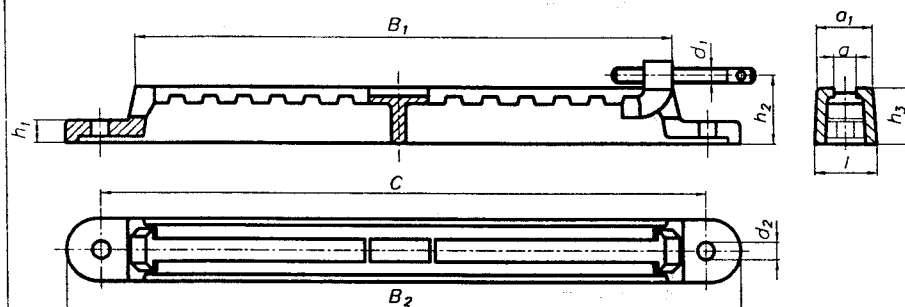


Рис. 2.9.3. Салазки для установки электродвигателя (табл. 2.9.1)

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

Тип	Размеры, мм										Масса комплекта, кг	Болты крепления двигателя	
	a	a ₁	B ₁	B ₂	C	d ₁	d ₂	h ₁	h ₂	h ₃			l
C-3	16	38	370	440	410	M12	12	15	44	36	42	3,8	M10x35
C-4	18	45	430	540	470	M12	14	18	55	45	50	5,3	M12x40
C-5	25	65	570	670	620	M16	18	22	67	55	72	12,5	M16x55
C-6	25	65	630	770	720	M16	18	26	74	60	75	17,5	M16x60
C-7	30	90	770	930	870	M20	24	30	88	70	105	31,0	M20x75

2.10. МОНТАЖНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

1. Макс прогиб ветви ремня, мм $f=1,55 a/100$ под действием усилия F , Н:
 - для нового ремня $F=(1,3F_0+c)/16$;
 - для работающего ремня $F=(F_0+c)/16$,
 где F_0 - предварительное натяжение ремня, Н; c - коэффициент, зависящий от жесткости ремня; $c = f$ (сечение ремня) (табл. 2.10.1).

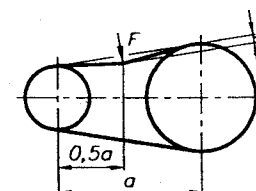


Рис. 2.10.1. Схема для определения прогиба ветви ремня

Табл. 2.10.1. Значения коэффициента c

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

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

2.11. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМАХ

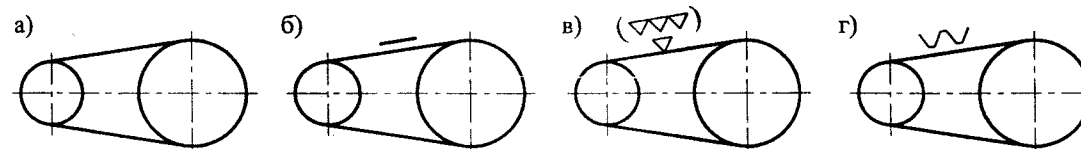


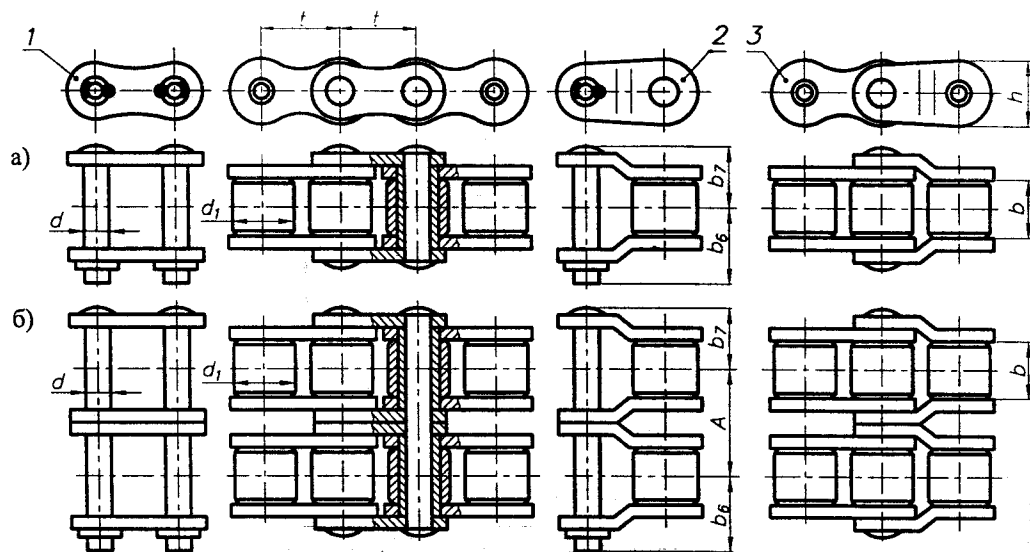
Рис. 2.11.1. Обозначение передачи:

- а) общее без уточнения сечения ремня;
- б) передача плоско-ременная;
- в) передача клино-ременная (поликлиноременная);
- г) передача зубчато-ременная

3. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ И ВТУЛОЧНЫЕ

3.1.1. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ типа ПРА, ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР ГОСТ 13568-75



ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ

- цепи приводной роликовой однорядной нормальной точности, шага 25,4 мм с разрушающей нагрузкой 6000 даН: Цепь ПРА-25,4-6000 ГОСТ 13568-75

- цепи приводной роликовой трехрядной повышенной точности, шага 44,45 мм с разрушающей нагрузкой 51720 даН: Цепь 3ПР-44,45-51720 ГОСТ 13568-75

- соединительного звена цепи приводной роликовой однорядной нормальной точности, шага 25,4 мм с разрушающей нагрузкой 6000 даН:

Звено С-ПРА-25,4-6000 ГОСТ 13568-75

- переходного звена цепи приводной роликовой однорядной нормальной точности, шага 25,4 мм с разрушающей нагрузкой 6000 даН:

Звено П-ПРА-25,4-6000 ГОСТ 13568-75

- двойного переходного звена цепи приводной роликовой трехрядной повышенной точности, шага 44,45 мм с разрушающей нагрузкой 51720 даН:

Звено П2-3ПР-44,45-51720 ГОСТ 13568-75

(В обозначениях типа цепей - ПРА - цепь приводная нормальной точности,
- ПР - цепь приводная повышенной точности,
- 2, 3, 4 - число рядов цепи).

Рис. 3.1.1. Приводные цепи:

а) типа ПР (ПРА); б) типа 2ПР;

1- звено соединительное; 2 - звено переходное; 3 - звено переходное двойное

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

ГОСТ 13568-75

Обозначение цепи	Размеры, мм								S, мм ²	Разрушающая сила F, кН				Масса m, кг/м				
	t	d	d ₁	b	b ₆	b ₇	A	h		ПР	ПРА	2ПР	3ПР	4ПР	ПР	ПРА	2ПР	3ПР
ПР-8-460	8,00	2,31	5,00	3,00	7	5	-	7,5	11	4,60	-	-	-	0,20	-	-	-	-
ПР-9,525-910	9,525	3,28	6,35	5,72	10	7	-	8,5	28	9,10	-	-	-	0,45	-	-	-	-
ПР-12,7-1000-1	12,7	3,66	7,75	2,40	6,3	4,2	-	10,0	13	10,0	-	-	-	0,30	-	-	-	-
ПР-12,7-900-2	12,7	3,66	7,75	3,30	7	5	-	10,0	22	9,00	-	-	-	0,35	-	-	-	-
ПР-12,7-1820-1	12,7	4,45	8,51	5,40	10	9	-	11,8	39	18,2	-	-	-	0,65	-	-	-	-
ПР-12,7-1820-2 **	12,7	4,45	8,51	7,75	11	10	13,92	11,8	50	18,2	31,8	45,4	-	0,75	1,4	2,0	-	-
ПР-15,875-2300-1	15,875	5,08	10,16	6,48	11	9	-	14,8	51	23,0	-	-	-	0,80	-	-	-	-
ПР-15,875-2300-2 **	15,875	5,08	10,16	9,65	13	11	16,59	14,8	67	23,0	45,4	68,1	-	1,0	1,9	2,8	-	-
ПР-19,05-3180 ** ***	19,05	5,94	11,91	12,70	18	15	22,78	18,2	105	31,8	64,0	96,0	128	1,9	2,9	4,3	5,75	-
ПР-25,4-6000 * ** ***	25,4	7,92	15,88	15,88	22	17	29,29	24,2	179	60,0	114	171	228	2,6	5,0	7,5	10,9	-
ПР-31,75-8900 * ** ***	31,75	9,53	19,05	19,05	24	22	35,76	30,2	262	89,0	177	266	355	3,8	7,3	11,0	14,7	-
ПР-38,1-12700 * ** ***	38,1	11,10	22,23	25,40	30	28	45,44	36,2	394	127,0	254	381	508	5,5	11,0	16,5	22,0	-
ПР-44,45-17240 * **	44,45	12,70	25,40	25,40	34	28	48,87	42,4	473	172,4	345	517	-	7,5	14,4	21,7	-	-
ПР-50,8-22700 * ** ***	50,8	14,27	28,58	31,75	38	34	58,55	48,3	645	227,0	454	680	900	9,7	19,1	28,3	38,0	-
ПР-63,5-35400	63,5	19,84	39,68	38,10	48	41	-	60,4	1089	354,0	-	-	-	16	-	-	-	-

Изготавливаются также также цепи:

* ПРА-25,4-6000; ПРА-31,75-8900; ПРА-38,1-12700; ПРА-44,45-17240; ПРА-50,8-22700.

** 2ПР-12,7-3180; 2ПР-15,875-4540; 2ПР-19,05-6400; 2ПР-25,4-11400; 2ПР-31,75-17700; 2ПР-38,1-25400; 2ПР-44,45-34480; 2ПР-50,8-45360.
3ПР-12,7-4540; 3ПР-15,875-6810; 3ПР-19,05-9600; 3ПР-25,4-17100; 3ПР-31,75-26550; 3ПР-38,1-38100; 3ПР-44,45-51720; 3ПР-50,8-68040.

*** 4ПР-19,05-12800; 4ПР-25,4-22800; 4ПР-31,75-35500; 4ПР-38,1-50800; 4ПР-50,8-90000.

В обозначениях цепи, после шага, указана статическая разрушающая сила, даН, и габарит по ширине (1 или 2).

S - площадь опорной поверхности на диаметре d, мм².

Опорная поверхность шарнира многорядной цепи равна произведению опорной поверхности шарнира однорядной на число рядов в цепи.

3.1.2. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ ВТУЛОЧНЫЕ типа ПВ, 2ПВ ГОСТ 13568-75

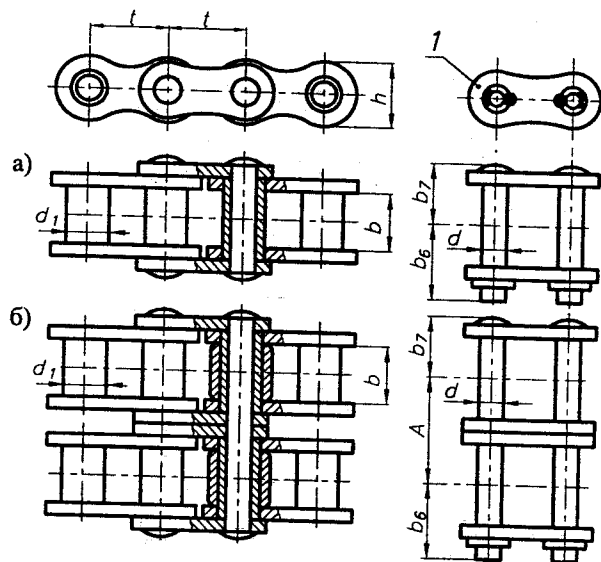


Рис. 3.1.2. Цепи приводные втулочные:
а) типа ПВ; б) типа 2ПВ;
1 - звено соединительное

3.1.3. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ ДЛИННОЗВЕННЫЕ типа ПРД ГОСТ 13568-75

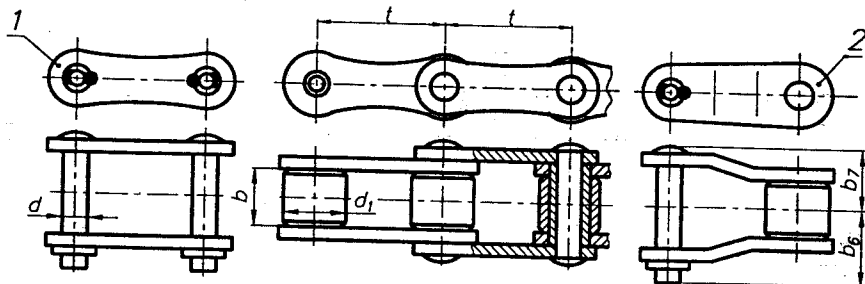


Рис. 3.1.3. Цепь приводная роликотая длиннозвенная типа ПРД:
1 - звено соединительное; 2 - звено переходное

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ

- цепи приводной втулочной шага 9,525 мм с разрушающей нагрузкой 1300 даН:
Цепь ПВ-9,525-1300 ГОСТ 13568-75
- цепи приводной втулочной двухрядной шага 9,525 мм с разрушающей нагрузкой 2000 даН:
Цепь 2ПВ-9,525-2000 ГОСТ 13568-75
- цепи приводной роликотой длиннозвенной шага 38,1 мм с разрушающей нагрузкой 3180 даН:
Цепь ПРД-38,1-3180 ГОСТ 13568-75
- цепи приводной роликотой с изогнутыми пластинами шага 78,1 мм с разрушающей нагрузкой 40000 даН:
Цепь ПРИ-78,1-40000 ГОСТ 13568-75

3.1.4. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ С ИЗОГНУТЫМИ ПЛАСТИНАМИ типа ПРИ ГОСТ 13568-75

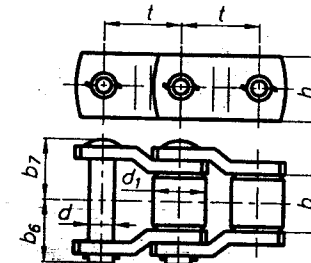


Рис. 3.1.4. Цепь приводная роликотая с изогнутыми пластинами типа ПРИ

Табл. 3.1.2. Размеры и параметры приводных втулочных и роликотых цепей типа ПВ, 2ПВ, ПРД, ПРИ

Обозначение цепи	Размеры, мм								ГОСТ 13568-75		
	t	d	d_1	b	b_6	b_7	A	h	S , мм ²	Разрушающая сила F , кН	Масса m , кг/м
ПВ-9,525-1150	9,525	3,59	5,00	7,60	10	8,50	-	8,80	40	11,5	0,50
ПВ-9,525-1300	9,525	4,45	6,00	9,52	12	9,20	-	9,85	56	13,0	0,65
2ПВ-9,525-2000	9,525	4,45	6,00	5,20	8,5	8,25	10,75	9,85	112	20,0	1,00
ПРД-31,75-2300	31,75	5,08	10,16	9,65	13	9	-	14,8	67	23,0	0,60
ПРД-38,1-3180	38,10	5,94	11,91	12,70	17	14	-	18,2	105	31,8	1,10
ПРД-38,1-3000	38,00	7,92	15,88	22,00	23	19	-	21,3	224	30,0	1,87
ПРД-38,1-4000	38,00	7,92	15,88	22,00	26	21	-	21,3	237	40,0	2,10
ПРД-50,8-6000	50,80	7,92	15,88	15,88	22	17	-	24,2	179	60,0	1,90
ПРД-63,5-8900	63,50	9,53	19,05	19,05	24	22	-	30,2	262	89,0	2,60
ПРД-76,2-12700	76,20	11,1	22,23	25,40	30	27	-	36,2	395	127	3,80
ПРИ-78,1-36000	78,1	17,15	33,3	38,1	51	51	-	45,5	1029	360	14,5
ПРИ-78,1-40000	78,1	19,00	40,0	38,1	51	51	-	56,0	1131	400	19,8
ПРИ-103,2-65000	103,2	24,00	46,0	49,0	73	62	-	60,0	1968	650	28,8
ПРИ-140-120000	140,0	36,00	65,0	80,0	94	88	-	90,0	4320	1200	63,0

В обозначениях цепи, после шага, указана статическая разрушающая сила, даН.
 S - площадь опорной поверхности на диаметре d , мм².

Опорная поверхность шарнира многорядной цепи равна произведению опорной поверхности шарнира однорядной на число рядов в цепи.

3.2. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ГОСТ 13552-81

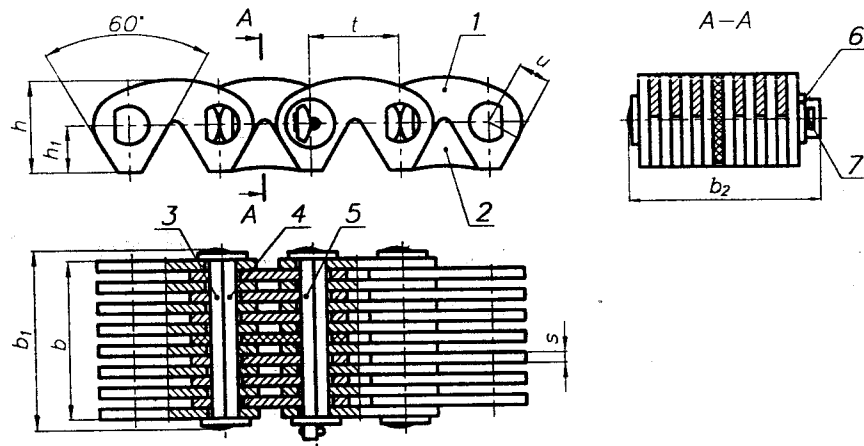


Рис. 3.2.1. Цепь зубчатая типа 1:

1 - рабочая пластина; 2 - направляющая пластина; 3 - удлиненная призма; 4 - внутренняя призма; 5 - соединительная призма; 6 - шайба; 7 - шплинт

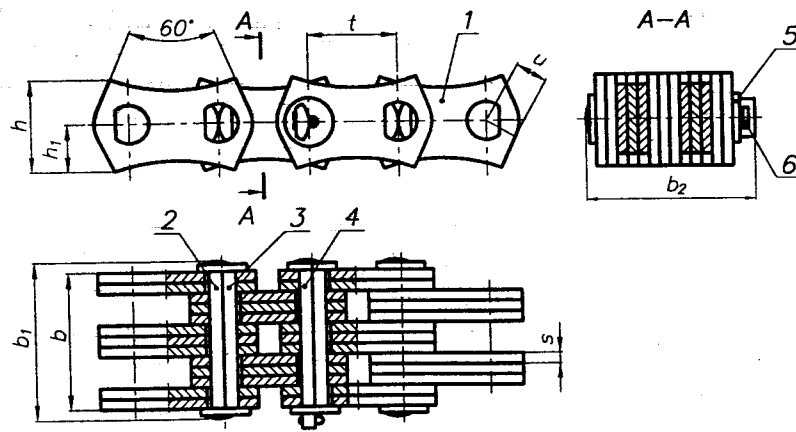


Рис. 3.2.2. Цепь зубчатая типа 2:

1 - рабочая пластина; 2 - удлиненная призма; 3 - внутренняя призма; 4 - соединительная призма; 5 - шайба; 6 - шплинт

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

Табл. 3.2.1. Размеры и параметры приводных зубчатых цепей

ГОСТ 13552-81

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

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

Табл. 3.2.2. Размеры и параметры приводных зубчатых цепей

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

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1 , кВт; T_1 , Н·м; n_1 , мин⁻¹; u .
 Тип цепи (роликовая или втулочная) (3.1).
 Условия работы и расположение передачи.
 Межосевое расстояние σ , мм
 (выбирается из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

- Предварительное значение шага однорядной цепи, мм
 $t = 4,5 \sqrt[3]{T_1}$
- По табл. 3.1.1 выбирают цепь, шаг которой есть наиболее близким к рассчитанному, ее разрушающую силу F , площадь опорной поверхности шарнира S и массу m . При выборе цепи следует отдавать предпочтение однорядным цепям типа ПРА. Цепи ПРД используются в основном в сельскохозяйственном машиностроении, цепи типа ПРИ - строительном и дорожном машиностроении.
- Число зубьев ведущей звездочки $z_1 = f(u)$ (табл. 3.3.1). Число z_1 назначают из ряда простых или нечетных чисел.
- Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 u$.
 z_2 - целое нечетное число ($z_{2\max} = 100 \dots 120$).
- Действительное передаточное число передачи $u_n = z_2 / z_1^{**}$.
- Коэффициент, учитывающий условия эксплуатации цепи,
 $k_3 = k_d k_o k_p k_n k_c k_{реж} \leq 3,0$,
 где k_d - коэффициент, учитывающий динамичность передаваемой нагрузки (табл. 3.3.2);
 k_o - коэффициент, учитывающий длину цепи (межосевое расстояние) (табл. 3.3.3);
 k_p - коэффициент, учитывающий способ регулировки натяжения цепи (табл. 3.3.4);
 k_n - коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту (табл. 3.3.5);
 k_c - коэффициент, учитывающий качество смазывания передачи и условия ее работы (табл. 3.3.6);
 $k_{реж}$ - коэффициент, учитывающий режим работы передачи (табл. 3.3.8).

Если $k_3 > 3$, то изменить условия эксплуатации цепи.

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

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

- Скорость цепи, м/с $v = t z_1 n_1 / (60 \cdot 10^3)$.
- Окружное усилие, Н $F_t = P_1 \cdot 10^3 / v$.
- Удельные давления в шарнирах цепи, МПа
 $p = k_3 F_t / (k_{рад} S)$.
 Значения давления должно находиться в пределах $0,6 [p] \leq p \leq 1,05 [p]$,
 где $[p]$ - допускаемые удельные давления (табл. 3.3.10);
 $k_{рад}$ - (табл. 3.3.9). В случае невыполнения п. 9 изменить шаг цепи, ее рядность или параметры, влияющие на k_3 .
- Вид смазывания передачи = $f(v, \text{желаемое качество смазывания})$ (табл. 3.3.7).
- Число звеньев цепи или длина цепи, выраженная в шагах,
 $z_u = 2 a' / t + 0,5(z_1 + z_2) + f_1 t / a'$,
 где $f_1 = (z_2 - z_1)^2 / (4\pi^2)$; $a' \geq a_{\min}$; a_{\min} - (табл. 3.3.3).
 z_u округляется до целого, желательно четного числа.
- Расчетное межосевое расстояние при принятом z_u , мм
 $\sigma_p = \frac{t}{4} [z_u - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{(z_u - \frac{z_1 + z_2}{2})^2 - 8(\frac{z_2 - z_1}{2\pi})^2}]$.
- Действительное межосевое расстояние, мм $\sigma = 0,996 \sigma_p$.
- Делительные диаметры звездочек, мм
 $d_1 = t / \sin(\pi / z_1)$; $d_2 = t / \sin(\pi / z_2)$.
- Коэффициент запаса прочности цепи
 $n = 10^3 F / (k_d F_t + F_n + F_r) \geq [n]$,
 где F - сила, разрушающая цепь, кН (табл. 3.1.1, 3.1.2);
 $F_n = m v^2$ - нагрузка от центробежных сил, Н;
 $F_r = 9,81 k_r m a'$ - сила от провисания цепи, Н;
 k_r - коэффициент провисания цепи. При вертикальном расположении передачи $k_r = 1$, при горизонтальном $k_r = 6$;
 m - масса одного метра цепи, кг/м (табл. 3.1.1, 3.1.2).
 $\sigma' = 9,81$ м/с². Значения $[n]$ представлены в табл. 3.3.11.
- Сила, нагружающая валы передачи, Н $F = (1,15 \dots 1,20) F_t$ (при угле наклона передачи к горизонту до 40° и без учета веса цепи).

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

u	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
z_1	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15
Оптимальное значение		$z_1 = 29 - 2u$				
Максимальное значение		$z_1 = 3a' / [t(u-1)]$				

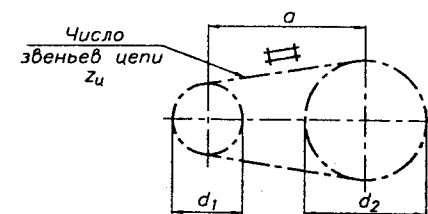


Рис. 3.3.1. Схема и основные размеры передачи с приводной роликовой (втулочной) цепью

Табл. 3.3.2. Значения коэффициента k_d , учитывающего динамичность передаваемой нагрузки

Нагрузка равномерная или близкая к ней	$k_d = 1,0$
Нагрузка неравномерная	$k_d = 1,2 \dots 1,5$
Нагрузка ударная	$k_d = 1,6 \dots 1,9$

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

$\sigma < 25 t_u$	$k_o = 1,25$	Минимальное межосевое расстояние передачи $\sigma_{\min} = (d_{o1} + d_{o2}) / 2 + (30 \dots 50)$, мм
$\sigma = (30 \dots 50) t_u$	$k_o = 1,00$	
$\sigma > (60 \dots 80) t_u$	$k_o = 0,80$	

Табл. 3.3.4. Значения коэффициента k_p , учитывающего способ регулировки натяжения цепи

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

Табл. 3.3.5. Значения коэффициента k_n , учитывающего наклон передачи к горизонту

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

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

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

Табл. 3.3.7. Качество смазывания цепных передач

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2 , кВт; n_1, n_2 , мин⁻¹; u ; T_1, T_2 , Н.м.

Тип цепи - зубчатая (3.2).

Условия работы и расположение передачи.

Межосевое расстояние a' , мм

(выбирается из компоновки привода).

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

- Число зубьев ведущей звездочки $z_1 = f(u)$
 $z_1 = 35 - 2u$. При этом $z_{1\text{min}} = 17$;
 z_1 - целое, желательно нечетное число.
- Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 u$.
 z_2 - целое, желательно нечетное число. $z_{2\text{max}} = 100 \dots 120$.
- Действительное передаточное число передачи $u_d = z_2 / z_1^*$.
- Коэффициент эксплуатации $k_3 = k_d k_\sigma k_p k_n k_c k_{\text{реж}}$.
(см. 3.3 п. 6 и табл. 3.3.2...3.3.8). $k_3 \leq 3,0$.
Если $k_3 > 3$, то изменить условия эксплуатации цепи.
- Расчетная мощность, передаваемая цепью, кВт
 $P_p = P_1 k_3$.
- Выбирается предварительное значение шага цепи t , мм, по табл. 3.2.1 (по возможности меньшее).
- Скорость цепи, м/с $v = t z_1 n_1 / (60 \cdot 10^3)$,
- Предварительная ширина цепи, мм $b' \geq 10 P_p / [P_{10}]$,
где $[P_{10}]$ - расчетная мощность, передаваемая цепью шириной 10 мм, кВт. Ориентировочные значения $[P_{10}] = f(t, v)$ представлены в табл. 3.2.2.
По табл. 3.2.1 выбирают цепь с шагом t из условия $b \geq b'$ ($b' \geq 0,6 b$).
При невыполнении этих условий выбирают цепь с большим шагом.
- Делительные диаметры звездочек, мм
 $d_1 = t / \sin(\pi / z_1)$; $d_2 = t / \sin(\pi / z_2)$.
- Число звеньев цепи или длина цепи, выраженная в шагах, $z_n = 2a'/t + 0,5(z_1 + z_2) + f_1 t / a'$,
где $f_1 = (z_2 - z_1)^2 / (4\pi^2)$.
 z_n округляют до целого, желательно четного числа.

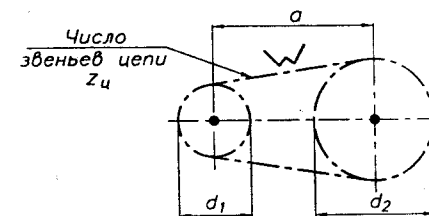


Рис. 3.4.1. Схема и основные размеры передачи с приводной зубчатой цепью

- Расчетное межосевое расстояние при принятом z_n , мм

$$\sigma_p = \frac{t}{4} \left[z_n - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_n - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Действительное межосевое расстояние, мм $\sigma = 0,996 \sigma_p$.

- Коэффициент запаса прочности цепи

$$n = 10^3 F / (k_d F_t + F_n + F_f) \geq [n].$$

Величины F_n и F_f - см. 3.3 п. 16.

Значения $[n]$ представлены в табл. 3.4.1.

- Сила, нагружающая валы передачи, Н $F = (1,15 \dots 1,20) F_t$ (при угле наклона передачи к горизонту до 40° и без учета веса цепи).

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

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

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

3.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ДЛЯ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ И ВТУЛОЧНЫХ ЦЕПЕЙ

ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

Цепь приводная роликотая (втулочная)

Число зубьев звездочки z .

Шаг цепи t , мм.

Диаметр вала $d_{вал}$, мм.

1. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБЬЕВ

Профили зубьев звездочек:

- без смещения центров дуг впадин (рис. 3.5.1а)

ГОСТ 591-69;

- со смещением центров дуг впадин (рис. 3.5.1б) ГОСТ 591-69;

- со смещением центров дуг впадин (рис. 3.5.1в) (для скорости цепи $v < 5$ м/с) ГОСТ 592-81.

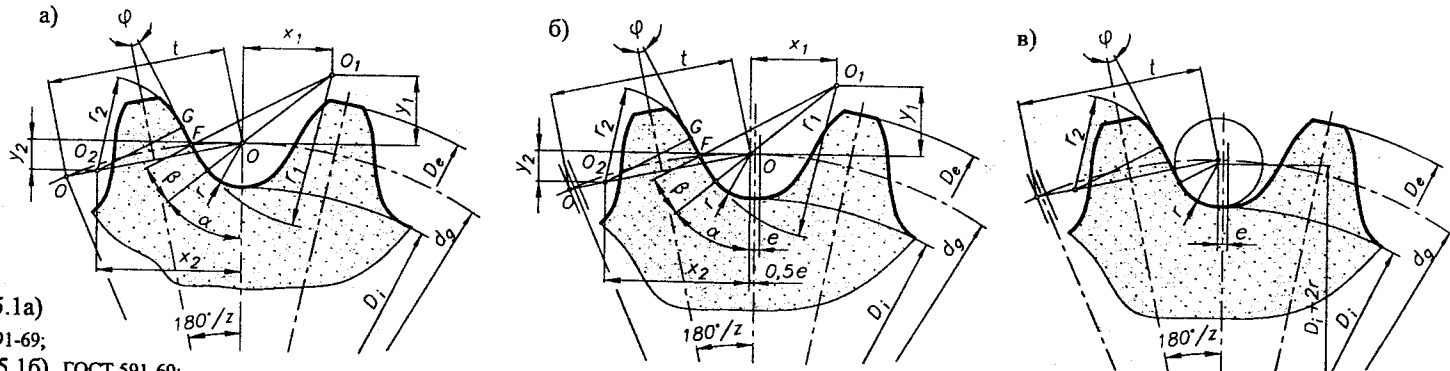


Табл. 3.5.1. Расчет профиля зубьев звездочек втулочных и роликотых цепей

Рис. 3.5.1. Профили зубьев:

а) без смещения центров дуг впадин (ГОСТ 591-69);

б) со смещением центров дуг впадин (ГОСТ 591-69);

в) со смещением центров дуг впадин (ГОСТ 592-81)

Наименование параметра	Расчетная формула для: ГОСТ 591-69 ГОСТ 592-81
1. Диаметр элемента зацепления цепей, мм: - роликотых - втулочных	$D_n = d_1$ $D_n = d_2$
2. Геометрическая характеристика зацепления	$\lambda = t / D_n$
3. Диаметр делительной окружности, мм	$d_g = t / \sin(180^\circ/z)$
4. Коэффициент высоты зуба	$k = \text{ctg}(180^\circ/z)$
5. Диаметр окружности выступов, мм	$D_e = t[k + \text{ctg}(180^\circ/z)]$ $D_e = t(0,7 + k - 0,31/\lambda)$
6. Радиус впадины, мм	$r = 0,5025 D_n + 0,05 \text{ мм}$ $r = 0,5 (D_n - 0,05 t)$
7. Диаметр окружности впадин, мм	$D_i = d_g - 2r$ $D_i = d_g - (D_n + 0,175 \sqrt{d_g})$
8. Радиус сопряжения, мм	$r_1 = 0,8 D_n + r$
9. Половина угла впадины, град.	$\alpha^\circ = 55^\circ - (60^\circ/z)$
10. Угол сопряжения, град.	$\beta^\circ = 18^\circ - (56^\circ/z)$
11. Половина угла зуба	$\varphi^\circ = 17^\circ - (64^\circ/z)$ $\varphi^\circ = 13^\circ \div 20^\circ$
12. Радиус головки зуба, мм	$r_2 = D_n(1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025 - 0,05 \text{ мм})$ $r_2 = (t - 0,5 D_n - 0,5 e) \cos \varphi$
13. Прямой участок профиля, мм	$FG = D_n(1,24 \sin \varphi - 0,8 \sin \beta)$
14. Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба, мм	$OO_2 = 1,24 D_n$
15. Смещение центра дуг впадин, мм	$e = 0,03 t$
16. Координаты точки, мм	$x_1 = 0,08 D_n \sin \alpha$; $y_1 = 0,08 D_n \cos \alpha$
17. Координаты точки, мм	$x_2 = 1,24 D_n \cos(180^\circ/z)$; $y_2 = 1,24 D_n \sin(180^\circ/z)$

* Расчет представлен на звездочке с $\lambda \leq 2$ (2,2).

Диаметр окружности выступов вычисляется с точностью до 0,1 мм, остальные линейные размеры - до 0,01 мм, а угловые - до 1'.

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

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

Число зубьев	z	22
Сопр. цепь	Обозначение	ПР-25,4-6000
	Шаг	t 25,4
	Диаметр ролика	d_1 15,88
Проф. зуба по ГОСТ 591-69 без смещения		
Класс точности ГОСТ 591-69 - В		
	Диам. окружн. впадин	D_i 162,42-0,25
	Допуск на разн. шагов	δ_1 0,10
	Радиальное биение окружности впадин	F_a 0,25
	Осевое биение зубчатого венца	- 0,25
	Диам. делит. окр.	d_g 178,48
Сопр. цепь	Ширина выхлост	h 14,20
	Расст. между вхлост.	b 15,88

1. 240...280 НВ
зубья - h 1,5...2,0;
- НРСз 45...50

2. Неуказанные предельные отклонения размеров:
- охватываемых - Н14,
- охватывающих - Н14,
- прочих - $\pm 0,5IT14$

КП ДМ МС12а.03.05.02 *

ЗВЕЗДОЧКА

40Г
ГОСТ 4543-71

Лит. Масса Масштаб
у 1:1

Лист 1 Листов 1
НТУ "ХПИ"
Кафедра ДМ и ПМ

Рис. 3.5.2

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

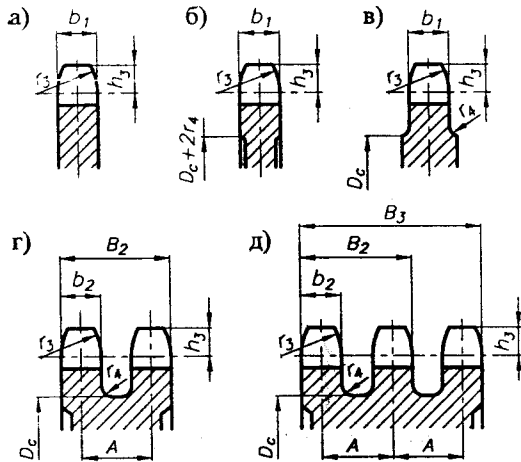


Рис. 3.5.3. Размеры зубьев и венцов звездочек: а)...в) однорядной; г) двухрядной; д) трехрядной цепи

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

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

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

ГОСТ 591-69

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

Табл. 3.5.3. Размеры зубьев и венцов звездочек, мм

Наименование параметра	Расчетная формула
1. Диаметр элемента зацепления цепи: - роликовых - втулочных	$D_n = d_1$ $D_n = d_2$
2. Ширина пластины цепи (наибольшая)	h
3. Расстояние между внутренними пластинами цепи	b
4. Расстояние между осями рядов цепи	A
5. Радиус закругления зуба (наименьший)	$r_3 = 1,70 D_n$
6. Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	$h_3 = 0,80 D_n$
7. Диаметр обода наибольший	$D_c = t \cdot \text{ctg}(180^\circ/z) - 1,3 h$
8. Радиус закругления - при шаге $t \leq 35$ мм - при шаге $t > 35$ мм	$r_4 = 1,6$ мм $r_4 = 2,5$ мм
9. Ширина зуба звездочки - однорядной - двух- и трехрядной - многорядной	$b_1 = 0,93 b - 0,15$ мм $b_2 = 0,90 b - 0,15$ мм $b_n = 0,86 b - 0,30$ мм
10. Ширина венца многорядной звездочки	$B_n = (n-1)A + b_n$

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

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

4. МАТЕРИАЛ ЗВЕЗДОЧЕК

Табл. 3.5.5. Материал звездочек

	Материал	Термообработка	Твердость HRC ₃
1.	15, 20	Цементация + закалка	45...50
2.	15X, 20X	Цементация + закалка	55...60
3.	40, 50	Закалка	50...55
4.	45Г, 50Г, 45Г2	Закалка	50...55
5.	40X, 40XH, 45XH	Закалка	40...50
6.	230-450, 270-480	Закалка	НВ 320...430
Применение			
1.	Ведущие и ведомые звездочки, нагрузка без ударов		
2.	Ведущие и ведомые звездочки, нагрузка ударная		
3.	Ведущие и ведомые звездочки, большие нагрузки, истирание		
4.	Ведущие и ведомые звездочки при повышенных скоростях, больших нагрузках и при повышенной точности		
5.	Ведущие и ведомые звездочки, средняя нагрузка		
6.	Ведомые звездочки, малые скорости, равномерная нагрузка		

5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ

При окружной скорости цепи v :

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

6. СТУПИЦЫ ЗВЕЗДОЧЕК (2.5.2)

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

7. КОНСТРУКЦИИ ЗВЕЗДОЧЕК

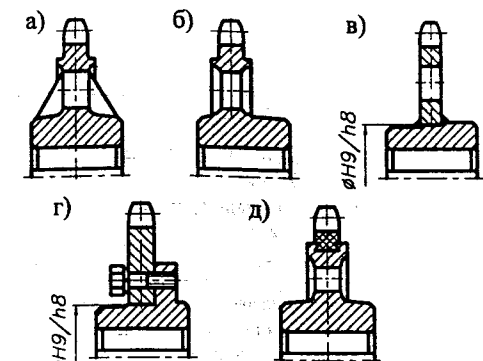


Рис. 3.5.4. Конструкции звездочек:

а) литая с ребрами; б) дисковая; в) сварная; г) составная; д) венец и ступица из различных материалов

8. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧЕК

Табл. 3.5.6. Параметры зубьев и венца звездочки

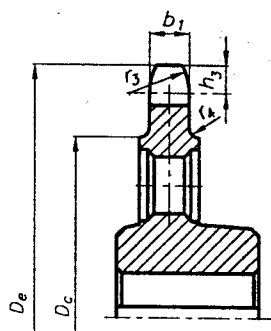


Рис. 3.5.5. Размеры зубьев и венца звездочки

6.3 (√)	
Число зубьев	z
Сопр. Шаг цепи Диаметр ролика d_1	t
Проф. зуба по ГОСТ 591-69	-
Класс точн. по ГОСТ 591-69	-
Диам. окружн. впадин D_i	-
Допуск на разн. шагов δ_i	-
Радиальное биение окружности впадин E_o	-
Осевое биение зубчатого венца	-
Диам. делит. окр. d_g	-
Ширина вн. пласт. h	-
Сопр. цепю	-
Раст. между вн. л. b	-
Раст. между ряд. A	-
Число рядов	-
20	10 35
110	

На чертеже звездочки в соответствии с ГОСТ 2.408-68 указывают размеры (рис. 3.5.5) и помещают таблицу параметров (табл. 3.5.6).
 Необходимые для простановки размеры (рис. 3.5.3).
 Таблица параметров зубьев и венца звездочек состоит из 3-х частей, которые отделяют друг от друга сплошными основными линиями:
 - часть первая (I) - основные данные для изготовления;
 - часть вторая (II) - данные для контроля;
 - часть третья (III) - справочные данные.

ЗАДАНИЕ ПАРАМЕТРЫ:

Цепь приводная зубчатая ГОСТ 13552-81.

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

3.6. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ДЛЯ ПРИВОДНЫХ ЗУБЧАТЫХ ЦЕПЕЙ

ГОСТ 13576-81

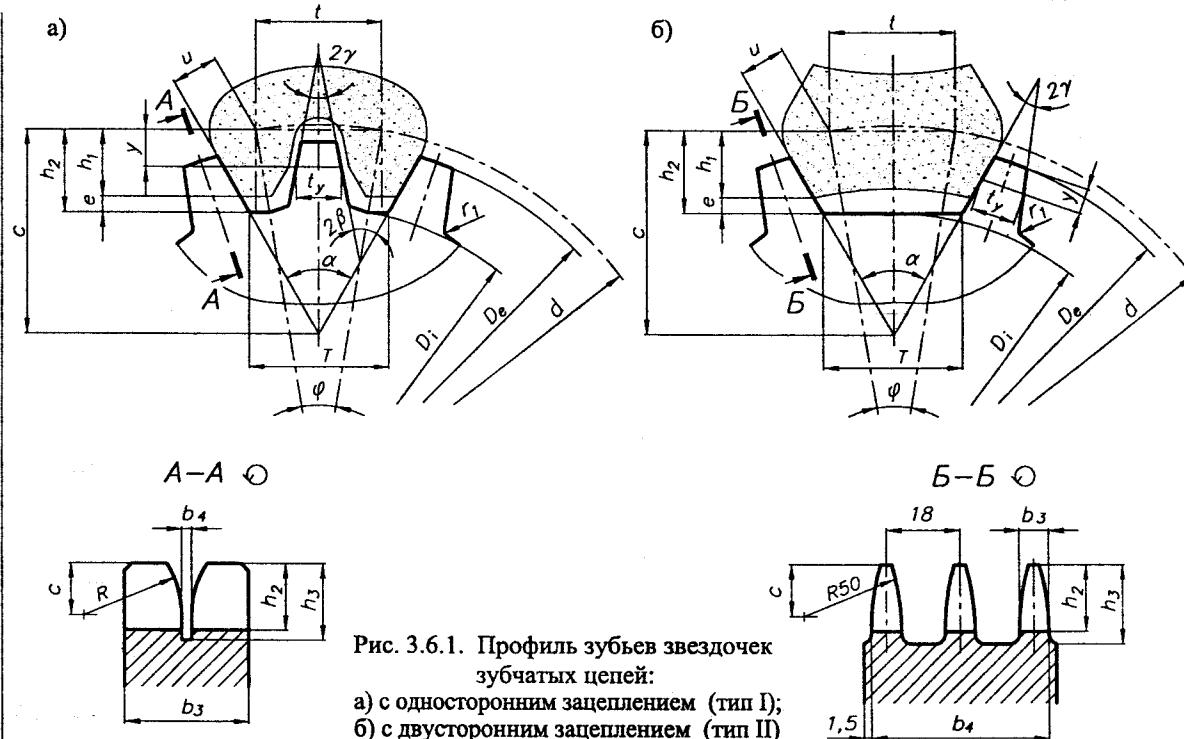


Рис. 3.6.1. Профиль зубьев звездочек зубчатых цепей:
 а) с односторонним зацеплением (тип I);
 б) с двусторонним зацеплением (тип II)

1. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБЬЕВ

Стандарт устанавливает два профиля зубьев звездочек:

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

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

Табл. 3.6.1. Расчет профиля зубьев звездочек зубчатых цепей

ГОСТ 13576-81

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

Продолжение табл. 3.6.1 на след. стр.

Продолжение табл. 3.6.1

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

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

2. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗВЕЗДОЧЕК

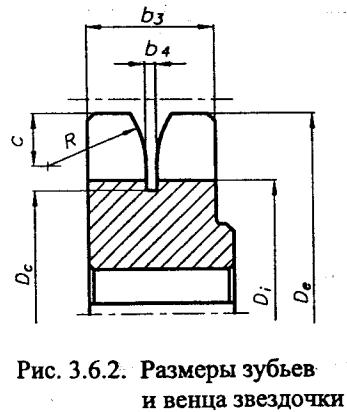


Табл. 3.6.2. Параметры зубьев и венца звездочки

Цепь ПЗ-	
Число зубьев	z
Радиус закругления торца зуба и проточ.	R
Профиль зуба - тип	ГОСТ 13576-81
Класс точн. по ГОСТ 13576-81	
Допуск на разн. шагов δ_i	
Радиальное биение окружности впадин E_o	
Осевое биение зубчатого венца	
Диам. делит. окр. d_g	
	10
	35
	110

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

- Таблица параметров зубьев и венца звездочек состоит из 3-х частей, которые отделяют друг от друга сплошными основными линиями:
- часть первая (I) - обозначение сопрягаемой цепи;
 - часть вторая (II) - параметры звездочки и данные для контроля;
 - часть третья (III) - справочные данные.

3. ТОЧНОСТЬ РАЗМЕРОВ ЗУБЬЕВ ЗВЕЗДОЧЕК

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

Табл. 3.6.3. Предельные отклонения размеров звездочек зубчатых цепей

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

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ

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

5. СТУПИЦЫ ЗВЕЗДОЧЕК (2.5.2)

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

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

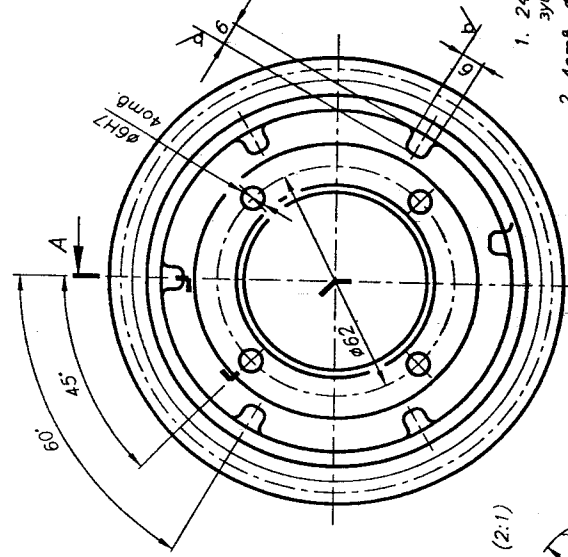
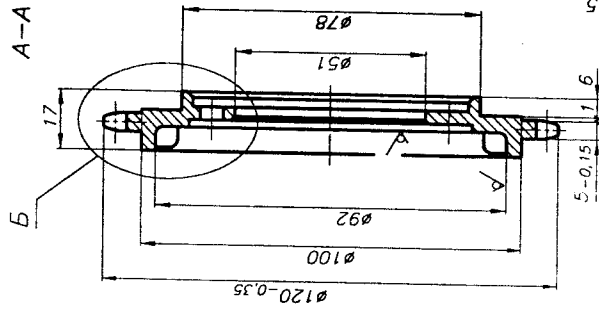
1. 240...280 НВ;
зубья h 1,0...1,5;
50...52 HRCz
2. Неуказанные предельные отклонения размеров:
- охватываемых - h14;
- охватывающих - H14;
- прочих - $\pm 0,5IT14$
3. Радиусы закруглений - 1,6 мм

КП ДМ МС12а.03.06.03	
Исполн.	Разраб.
Провер.	Утвержд.
Констр.	Консульт.
ЗВЕЗДОЧКА	
40X	
ГОСТ 4543-71	
Лист	Масса
у	2:1
БНТУ	
Кафедра ДМ и ПТМ	

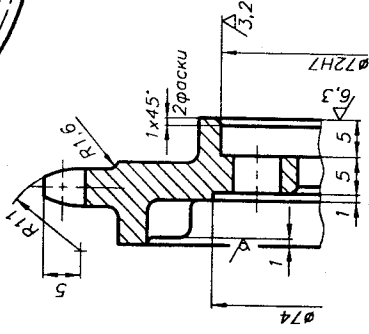
Рис. 3.6.3

3.7. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ЗВЕЗДОЧЕК

12,5/√N



Б (2:1)



1. 240...270 НВ
зубья - h 1,5+2,0; 42...46 НРСз
2. 40тв. 68Н7 обработать совместно с сопрягаемой деталью
3. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку - ГОСТ 26645-85
4. Литейные уклоны - 3°;
5. Неуказанные предельные отклонения размеров: - охватываемых - h14; - прочих - ±0,5IT14; - поверхностей $\nabla - \pm 0,5IT16$

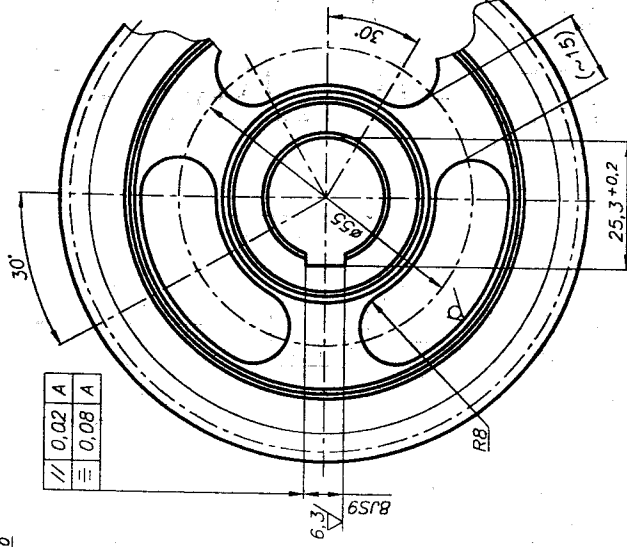
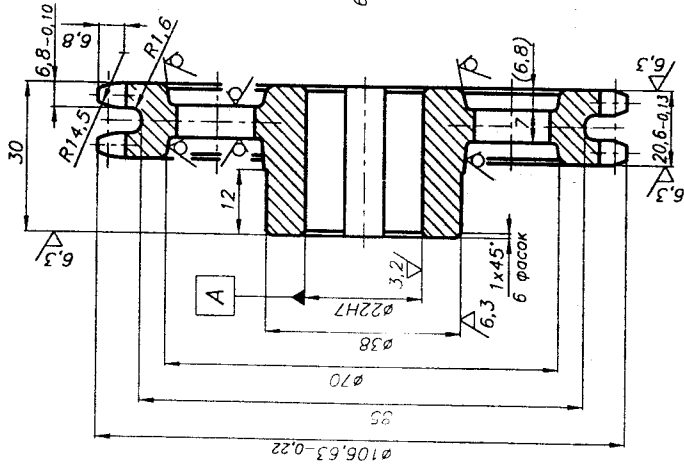
КП ДМ МС12а.03.07.01

ЗВЕЗДОЧКА

40ХП
ГОСТ 977-88

Рис. 3.7.1

25/√N



- | | | |
|--|----------------|------|
| Число зубьев | z | 25 |
| Сопр. Шаг | t | 12,7 |
| цель Диаметр ролика d1 | | 8,51 |
| Прое. зуба по ГОСТ 977-88 без смещения | | |
| Класс точности ГОСТ 977-88 | | В |
| Диам. охватыв. впадины D1 | 92,68 - 0,22 | |
| Допуск на разн. шагов d1 | 0,06 | |
| Радиальные биение окружности впадин | E _s | 0,20 |
| Осевые биение зубчатого венца | | 0,20 |
| Диам. делит. окр. b _г | 107,33 | |
| Сопр. Расст. между впадин b | 7,75 | |
| цель Расст. между реч. А | 13,92 | |
| Число рядов | | 2 |

1. 230...260 НВ
зубья - h 1,5...2,0; 40...45 НРСз
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку - ГОСТ 26645-85

3. Литейные уклоны - 3°;
литейные предельные отклонения размеров: - охватываемых - h14; - прочих - ±0,5IT14; - поверхностей $\nabla - \pm 0,5IT16$

Рис. 3.7.2

КП ДМ МС12а.03.07.02

ЗВЕЗДОЧКА

35ГП
ГОСТ 977-88

Копия	Лист	Масса
	1	
Число зубьев	z	25
Сопр. Шаг	t	12,7
цель Диаметр ролика d1		8,51
Прое. зуба по ГОСТ 977-88 без смещения		
Класс точности ГОСТ 977-88		В
Диам. охватыв. впадины D1	92,68 - 0,22	
Допуск на разн. шагов d1	0,06	
Радиальные биение окружности впадин	E _s	0,20
Осевые биение зубчатого венца		0,20
Диам. делит. окр. b _г	107,33	
Сопр. Расст. между впадин b	7,75	
цель Расст. между реч. А	13,92	
Число рядов		2

3.8. СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ ЦЕПЕЙ

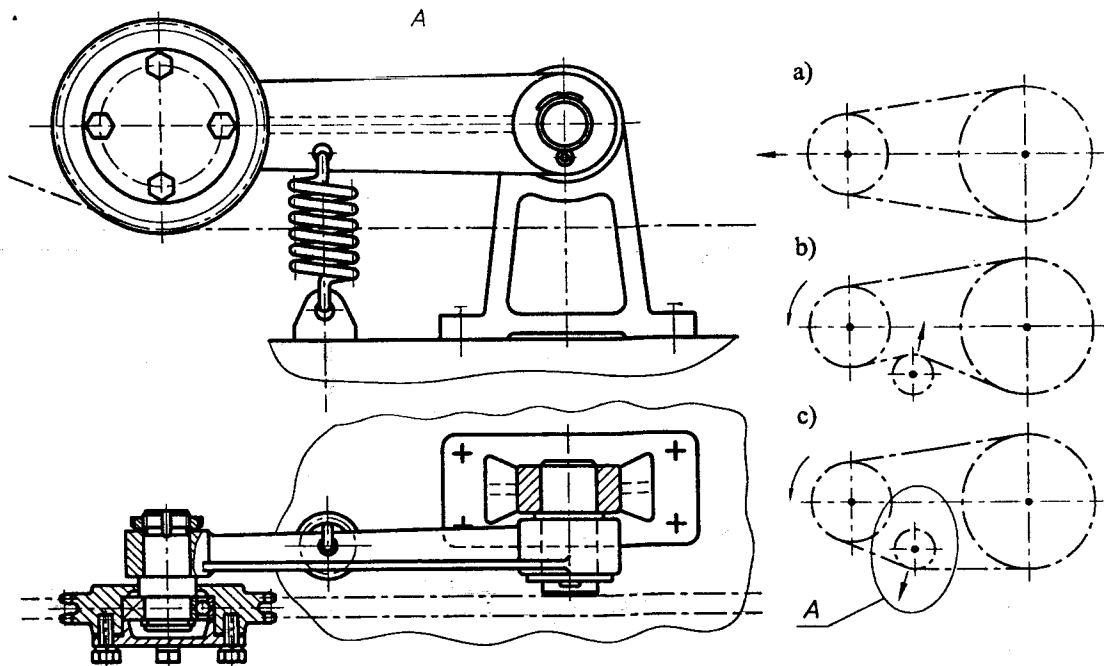


Рис. 3.8.1. Натяжение цепи выполняется:

- а) перемещением одной из звездочек;
- б) прижимной звездочкой; в) отжимной звездочкой

3.9. МОНТАЖНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

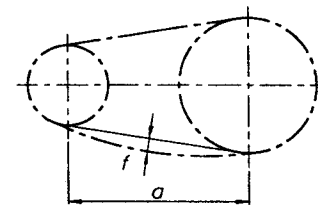


Рис. 3.9.1. Схема измерения провисания ветви цепи

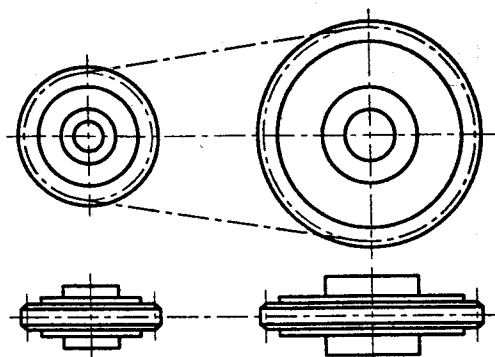
1. Провисание ветви цепи $f \leq (0,01...0,03) a$.
2. Непараллельность осей звездочек не более 0,1 мм на 100 мм межосевого расстояния.
3. Смещение боковых поверхностей звездочек Δ не более величин, представленных в табл. 3.9.1.

Табл. 3.9.1. Зависимость $\Delta = f(a)$

Δ , мм	0,58	0,72	0,85	1,00	1,25
a , мм	300	500	700	1000	1500

3.10. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА ЧЕРТЕЖАХ И СХЕМАХ

1. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА ЧЕРТЕЖАХ



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

Рис. 3.10.1. Обозначение передачи на чертежах

2. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА СХЕМАХ

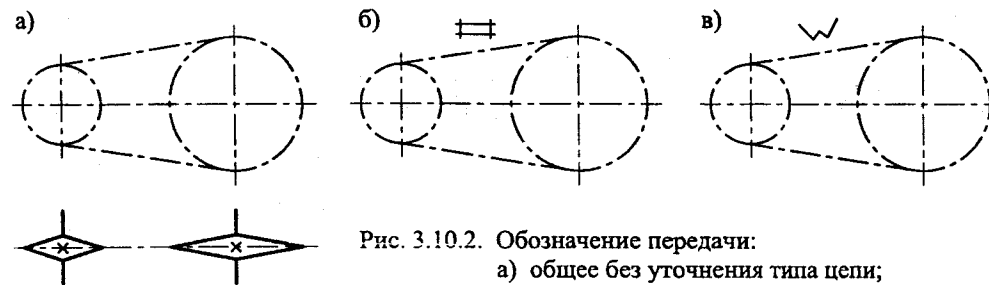


Рис. 3.10.2. Обозначение передачи:

- а) общее без уточнения типа цепи;
- б) с втулочной или роликовой цепью;
- в) с зубчатой цепью

4. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Частота вращения n_1, n_2 , мин⁻¹.

Передаточное отношение u .

Продолжительность работы передачи L_h , час.

или $n_{\text{год}}$ - число лет работы, $n_{\text{см}}$ - число смен,
 $k_{\text{год}}, k_{\text{сут}}$ - коэффициенты использования пере-
 чичи в году и за сутки соответственно.

Режим нарушения передачи (рис. 4.1.5)

или циклограмма нагружения (рис. 4.1.4)

$$\left. \begin{array}{l} t_j/L_h \\ T_j/T_1 \end{array} \right\} (j=1, \text{II, III, ...}) \quad (\sum [t_j/L_h] = 1), \\ (T_j/T_1 \leq 1).$$

Реверсивность передачи.

ГОСТ 21354-87 предусматривает определение до-
 пускаемых напряжений:

а) для проекторочного расчета;

б) для проверочного расчета.

Для закрытых зубчатых передач определение их
 размеров осуществляется проекторочным расчетом
 на контактную выносливость зубьев, что требует оп-
 ределения допускаемых напряжений σ_{HPa} для проек-
 тировочного расчета. Проверочный расчет контакт-
 ной выносливости $\sigma_H \leq \sigma_{HPa}$, а также выносливости
 зубьев при изгибе $\sigma_F \leq \sigma_{FPa}$ требует определения до-
 пускаемых напряжений σ_{HPa} и σ_{FPa} для провероч-
 ного расчета, когда известны параметры передачи.

Для открытых зубчатых передач определение их
 размеров осуществляется проекторочным расчетом
 на выносливость зубьев при изгибе, что требует оп-
 ределения допускаемых напряжений σ_{FPa} для проек-
 тировочного расчета. Проверочный расчет выносли-
 вости зубьев при изгибе $\sigma_F \leq \sigma_{FPa}$ (если таковой вы-
 полняется) требует определения допускаемых напря-
 жений σ_{FPa} для проверочного расчета, когда извест-
 ны параметры передачи.

ВЫБИРАЮТСЯ:

1. МАТЕРИАЛЫ ШЕСТЕРНИ И ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Материалы для зубчатых колес (табл. 4.1.1, 4.1.2).

Рекомендуемые сочетания материалов (табл. 4.1.4).

Условие выбора материалов:

- для колес с твердостью $HB_{1,2} < 350$ $HB_1 = HB_2 + (20...40)$;

- для колес с твердостью $HB_{1,2} > 350$ $HB_1 = HB_2$.

Зависимости $HRC_3 = f(HB)$, $HV = f(HB)$ (рис. 4.1.2).

Выходные параметры п. 1:

1.1. Материал шестерни; HB_1 ; σ_{B1} ; σ_{T1} , МПа.

1.2. Материал зубчатого колеса; HB_2 ; σ_{B2} ; σ_{T2} , МПа.

2. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ для проекторочного расчета закрытых передач

2.1. Базовое число циклов, соответствующее пределу вы-
 носливости для шестерни и зубчатого колеса $N_{H \lim 1(2)}$,

$$N_{H \lim 1(2)} = f(HB_{1(2)}) \quad (\text{рис. 4.1.1})$$

$$(\text{для } HB_{1(2)} \leq 200 \quad N_{H \lim 1(2)} = 10 \cdot 10^6).$$

2.2. Эквивалентное число циклов

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

где $L_h = n_{\text{год}} 365 n_{\text{см}} 8 k_{\text{год}} k_{\text{сут}}$ - продолжительность ра-
 боты передачи, час.;

$c = 1, 2, \dots$ - число зацеплений зуба за один обо-
 колеса (из схемы привода) (рис. 4.1.3);

$k_{HE} = \sum [(T_j/T_1)^{0,5 q_H} (t_j/L_h)]$ ($j=1, \text{II, III, ...}$) - коэффици-
 ент приведения переменного режима нагру-
 жения передачи к эквивалентному постоян-
 ному. Определяется в соответствии с цик-
 лограммой (рис. 4.1.4);

Для типового режима нагружения передачи
 (рис. 4.1.5) k_{HE} определяется по табл. 4.1.3;

$q_H = 6$ - показатель степени кривой усталости.

2.3. Коэффициент долговечности

$$Z_{N1(2)} = \sqrt[q_H N_{H \lim 1(2)} / N_{HE 1(2)}] \quad (1 \leq Z_N \leq 2,6)$$

При $N_{H \lim 1(2)} \leq N_{HE 1(2)}$ $Z_{N1(2)} = 1$.

2.4. Предел контактной выносливости, МПа

$$\sigma_{H \lim 1(2)} = f(HB_{1(2)}) \quad (\text{табл. 4.1.5}).$$

2.5. Допускаемые контактные напряжения, МПа

$$\sigma_{H1(2)} = 0,9 \sigma_{H \lim 1(2)} Z_{N1(2)} / S_H,$$

где S_H - коэффициент запаса прочности.

$S_H = 1,1$ - для зубчатых колес с однородной
 структурой;

$S_H = 1,2$ - для зубчатых колес с поверхност-
 ным упрочнением зубьев.

2.6. Расчетные допускаемые контактные напряжения, МПа:

- для цилиндрических прямозубых колес, а также ци-
 линдрических косозубых колес с небольшим отличии-
 ем их твердости ($HB_1 \approx HB_2$) $\sigma_{HPa} = \sigma_{H1(2) \min}$;

- для конических колес, а также цилиндрических ко-
 лес при $HB_1 \gg HB_2$ $\sigma_{HPa} = 0,5 (\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) \leq$

$$\begin{cases} 1,25 \sigma_{H1(2) \min} & \text{- для цилиндрических колес;} \\ 1,15 \sigma_{H1(2) \min} & \text{- для конических колес.} \end{cases}$$

3. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ для проверочного расчета закрытых передач

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

3.1. Не выполняется п. 1.

3.2. Выполняются п.п. 2.1...2.6. При этом п. 2.5 имеет

вид $\sigma_{H1(2)} = \sigma_{H \lim 1(2)} Z_{N1(2)} Z_R Z_V Z_X / S_{H1(2)}$, МПа,
 где Z_R - коэффициент, учитывающий влияние
 шероховатости поверхностей зубьев (11.2.3 п. 4;
 11.3.5 п. 2):

$$\begin{array}{ll} \text{- для Ra } 1,25...0,63 & Z_R = 1,00; \\ \text{- для Ra } 2,5...1,25 & Z_R = 0,95; \\ \text{- для Ra } 10...2,5 & Z_R = 0,90; \end{array}$$

Z_V - коэффициент, учитывающий влияние
 окружной скорости колес, (рис. 4.1.6);

Z_X - коэффициент, учитывающий размер зуб-
 чатого колеса, (рис. 4.1.7).

Для $d_w < 700$ мм $Z_X = 1,0$.

4. ДОПУСКАЕМЫЕ ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ для проекторочного расчета открытых передач

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

4.2. Эквивалентное число циклов

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

где $k_{FE} = \sum [(T_j/T_1)^{q_F} (t_j/L_h)]$ ($j=1, \text{II, III, ...}$) или
 табл. 4.1.3; $q_F = 6$ для $HB \leq 350$;

$q_F = 9$ для $HB > 350$; c, L_h (п. 2.2).

4.3. Коэффициент долговечности

$$Y_{N1(2)} = \sqrt[q_F N_{F \lim} / N_{FE 1(2)}].$$

($1 \leq Y_N \leq 4,0$) - для $HB \leq 350$;

($1 \leq Y_N \leq 2,5$) - для $HB > 350$.

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

4.4. Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа

$$\sigma_{F \lim 1(2)} = f(HB_{1(2)}) \quad (\text{табл. 4.1.5}).$$

4.5. Допускаемые изгибные напряжения, МПа

$$\sigma_{FPa 1(2)} = 0,4 \sigma_{F \lim 1(2)} Y_{N1(2)} Y_A,$$

где Y_A - коэффициент, учитывающий влияние
 двустороннего приложения нагрузки.

$Y_A = 1,0$ - при отсутствии реверса;

$Y_A = (0,7...0,8)$ - при реверсивной нагрузке.

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

- 5.1. Не выполняется п. 1.
 5.2. Выполняются п.п. 4.1...4.5. При этом п. 4.5 имеет вид $\sigma_{FP(2)} = \sigma_{F \lim(2)} Y_{N(2)} Y_A Y_R Y_X / S_F$, МПа, где $S_F = (1,7...2,2)$ - коэффициент запаса прочности (большие значения для литых заготовок); Y_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба; $Y_R = 1,0$ - для нешлифованной поверхности; Y_R по табл. 4.1.5 - для шлифованной поверхности (11.2.3 п. 4; 11.3.5 п. 2). Y_X - коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса. $Y_X = 1,05 - 0,000125 d_{w(2)}$.

6. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

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

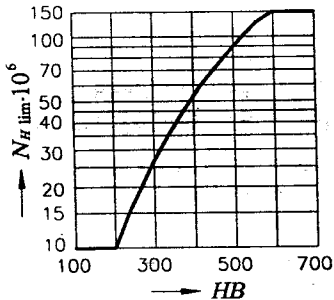


Рис. 4.1.1. Зависимость $N_H \lim = f(HB)$

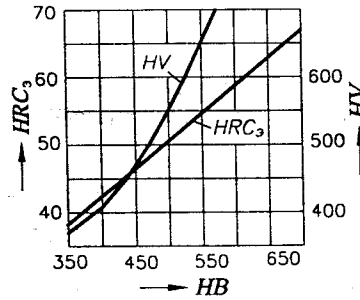


Рис. 4.1.2. Кривые для пересчета твердости HRC_3 и HV на единицы HB

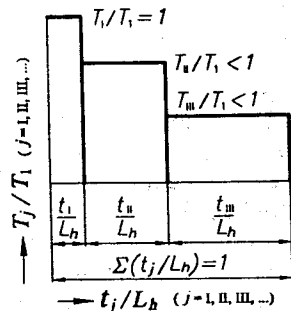


Рис. 4.1.4. Циклограмма нагружения передачи

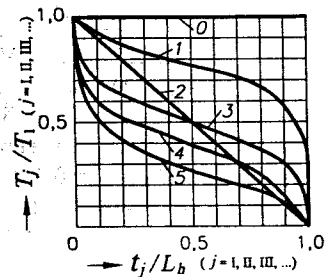


Рис. 4.1.5. Типовые режимы нагружения передачи

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

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

- Т.о. шестерни - улучшение, твердость HB 260...300; т.о. колеса - улучшение, твердость 230...260. Марки сталей для шестерни и колеса (табл. 4.1.4).
 - Т.о. шестерни - улучшение и закалка, твердость HRC₃ 45...53; т.о. колеса - улучшение, HB 270...300. Марки сталей для шестерни и колеса - 40X, 40XH, 35XM и др.
 - Т.о. шестерни и колеса - улучшение и закалка, твердость шестерни и колеса HRC₃ 45...53. Марки сталей для шестерни и колеса одинаковые (п. 2).
 - Т.о. шестерни - цементация и закалка, твердость HRC₃ 56...63; т.о. колеса - улучшение и закалка, твердость HRC₃ 45...53. Материал для шестерни - сталь 18XГТ, 12XH3A, 20XH2M, 20X, 25XГМ и др., для колеса - п. 2.
 - Т.о. шестерни и колеса - цементация и закалка, твердость HRC₃ 56...63. Материалы шестерни и колеса одинаковые - как для шестерни п. 4. Кроме цементации применяют также нитроцементацию и азотирование.
- Т.о. по п. 1 - для индивидуального; по п. 2 - для серийного; по п. 3, 4, 5 - для массового производства зубчатых колес.
 Для колес открытых передач ($v < 1$ м/с) - стали Ст5, Ст6, 35, 40, 45, 35Л; термообработка - нормализация, HB 170...270.

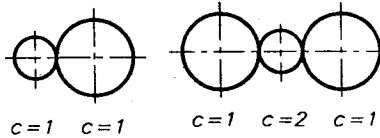


Рис. 4.1.3. Значения коэффициента c

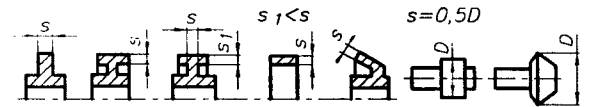
Табл. 4.1.3. Величины k_{HE} и k_{FE} для типовых режимов нагружения передачи

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

Табл. 4.1.4. Рекомендуемые сочетания материалов шестерни и зубчатого колеса

Шестерня	Зубчатое колесо
45	35, 40Л, 45Л, Ст5
55	40, 45, 45Л, Ст6
40X	55, 40XЛ
45X	40X
45XH	40X, 45X

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



Марка стали	Сечение S, мм	HB сердцев. поверхн.	HRC	σ_B МПа	σ_T МПа	Вид т/о
Ст5	40...63	170		470...640	275	Н
	63...80				265	Н
Ст6	40...63	180		570...740	315	Н
	63...80				305	Н
40Л	-	HB~0,285 σ_B		480	270	Н
45Л	-			550	320	Н
40XЛ	-			650	500	Н
40XМЛ	-			700	550	Н
30XНМЛ	-			700	550	Н
35	< 60	187		min 550	315	Н
40	< 60	192...228		700	400	У
45	< 60	240...285	42...50	850	580	З
	< 80	170...217		600	340	У
50	< 80	228...255	42...50	700...800	530	З
	< 80	179...228		640	350	У
40X	< 100	230...260		850	550	У
	< 100	230...280	44...52	750	520	З
45X	< 60	260...280		950	700	У
	< 60	240...280	44...52	1000	800	З
40XH	< 100	230...280	44...52	850	650	З
	< 100	240...300		850	600	У
45XH	< 40	48...54		1600	1400	З
	< 100	270...290		950	750	У
35XM	< 100	48...54		1650	1500	З
	< 40	45...53		1600	1400	З
40XНМА	< 80	300		1100	900	У
35XГСА	< 30	46...53		1800	1400	З
	< 40	310		1100	960	У
20X	< 60	56...63		980	880	У
	< 60	56...63		920	700	Ц
12XH3A	< 40	58...63		1150	950	Ц
	< 40	850...900HV	30...35	1050	900	А

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

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

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

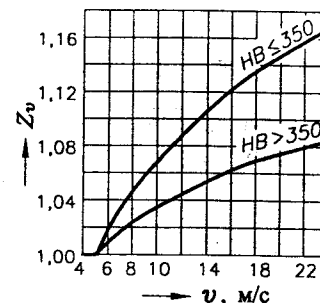


Рис. 4.1.6. Зависимость $Z_v = f(v)$

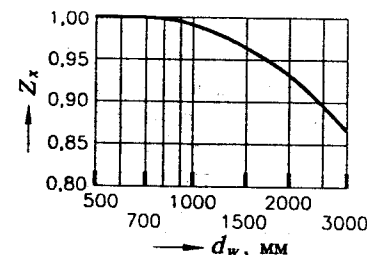


Рис. 4.1.7. Зависимость $Z_x = f(d_w)$

4.2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

4.2.1. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ [12, 16, 17, 21, 37, 38, 42, 45, 47]

(относительно d_{w1}) *

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора; $T_1, T_2, N \cdot \text{м}$; $n_1, n_2, \text{мин}^{-1}$;
 u (табл. 1.2.4); $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$ (17.7);
 σ_{HPa} - для проектировочного расчета, МПа (4.1 п. 2);
 $\sigma_{HP \text{ max}(2)}, \sigma_{FP \text{ max}(2)}$, МПа (4.1 п. 6).

1. РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ШЕСТЕРНИ * И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетный диаметр шестерни, мм

$$d'_1 = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} k_A}{\psi_{bd} \sigma_{HPa}^2} \frac{u+1}{u^2} 10^3}$$

где $k_d = 77 \text{ МПа}^{1/3}$ - для прямозубых передач;
 $k_d = 68 \text{ МПа}^{1/3}$ - для косозубых передач;
 ψ_{bd} - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, $\psi_{bd} = b/d_1 = f(HB, \text{расположение колес относительно опор})$ (табл. 4.2.5);
 $k_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (для контактной прочности), $k_{H\beta} = f(HB, \text{расположение колес относительно опор}, \psi_{bd})$ (рис. 4.2.3а,б);
 k_A - коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 4.2.9);
 \pm - зацепление внешнее / внутреннее (рис. 4.2.1).

1.2. Ширина венца зубчатого колеса, мм $b_2 = b = \psi_{bd} d'_1$.
 Ширина венца шестерни, мм $b_1 = b_2 + (3...5)$.
 Величины b_1 и b_2 округляют до целых чисел, мм.
 Дальнейший расчет выполняют отдельно для косозубых и прямозубых передач.

КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta > 0^\circ$)

- 1.3. Расчетное межосевое расстояние, мм
 $\sigma'_w = d'_1(u+1)/(2 \cos \beta')$,
 где $\beta' \approx 13^\circ$ - предварительный принимаемый угол наклона зуба.
 Величину σ'_w округляют до ближайшего значения σ_w , мм ($\sigma_w \approx \sigma'_w$) в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.3).
- 1.4. Принимая предварительно $z'_1 = 19$, определяют модуль зацепления $m' = d'_1 \cos \beta' / z'_1$, мм и округляют его до ближайшей величины m_n , мм в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).
- 1.5. Суммарное число зубьев передачи
 $z'_2 = 2 \sigma_w \cos \beta' / m_n$.
 z'_2 округляют до ближайшего целого числа z_2 .
- 1.6. \cos угла наклона зуба $\cos \beta = z_2 m_n / (2 \sigma_w)$,
 (точность расчета - 4 знака после запятой).
 Откуда $\beta = \arccos \cos \beta = \text{ }^\circ \text{ }' \text{ }''$.
- 1.7. Число зубьев шестерни $z_1 = z'_2 / (u+1)$.
 z_1 округляют до ближайшего целого числа ($z_1 \geq 17$).
 Число зубьев колеса $z_2 = z'_2 - z_1$.
- 1.8. Действительное передаточное число $u_n = z_2 / z_1^{**}$.
- 1.9. Диаметры зубчатых колес, мм:
 - начальных $d_{w1(2)} = m_n z_{1(2)} / \cos \beta$;
 - вершин зубьев $d_{a1(2)} = m_n (z_{1(2)} / \cos \beta \pm 2)$;
 - ножек зубьев $d_{f1(2)} = m_n (z_{1(2)} / \cos \beta \mp 2,5)$.
 Проверка $\sigma_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2})$, мм.
 (Точность расчетов d и σ_w - 2 знака после запятой).
 Рассчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta = 0^\circ$)

- 1.3. Принимая предварительно $z'_1 = 19$, определяют модуль зацепления $m' = d'_1 / z'_1$, мм и округляют его до ближайшей величины $m_n = m$, мм в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).
- 1.4. Число зубьев шестерни $z_1 = d'_1 / m$.
 z_1 - целое число ($z_1 \geq 17$).
- 1.5. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$; z_2 - целое число.
- 1.6. Расчетное межосевое расстояние, мм $\sigma_w = 0,5 m (z_2 \pm z_1)$.
 При требовании иметь стандартное межосевое расстояние σ_w в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.3), используют коррегирование зацепления (4.2.1 п. 7).
- 1.7. Диаметры зубчатых колес, мм (п. 1.9 при $\beta = 0^\circ$).
- 1.8. Действительное передаточное число $u_n = z_2 / z_1^{**}$.
 Рассчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

2. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ КОНТАКТНЫХ

НАПРЯЖЕНИЙ

- 2.1. Окружная сила в зацеплении, Н $F_t = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_{w2}$.
- 2.2. Окружная скорость колес, м/с $v = \pi d_{w2} n_2 / (60 \cdot 10^3)$.
- 2.3. Степень точности = $f(v, \beta)$ (табл. 4.2.14).

* Существует методика расчета закрытых цилиндрических передач относительно параметра σ_w (4.2.2).
 ** Если изменилось u передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 1.8), необходимо уточнить передаточное число последующей рассчитываемой ступени привода и значения n и T (табл. 1.2.4).

2.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении,

$$k_{H\alpha} = f(v, \text{ степень точности, твердость зубьев}) \quad (\text{табл. 4.2.7}).$$

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

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

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

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

2.6. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм

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

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

2.8. Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u \pm 1}{u}} \leq \sigma_{HP\phi}^*$$

где Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев.

Для прямых зубьев $Z_H = 1,77$.

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

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

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

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

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

ε_α - коэффициент торцевого перекрытия;

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

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

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

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

3.2. Расчетный коэффициент осевого перекрытия

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

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

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

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

3.3.2. Для каждого случая определяют ε'_β .

* При $(|\sigma_{FP} - \sigma_{F100} / \sigma_{FP}| > 5\%)$ соответственно изменяется параметр b_2 передачи (от п. 2.6).

** Имеются также другие рекомендации.

3.3.3. Полученные результаты сводят в таблицу:

$$z_\Sigma = z_\Sigma - 2; \quad \beta = ; \quad \varepsilon'_\beta = ;$$

$$z_\Sigma = z_\Sigma - 1; \quad \beta = ; \quad \varepsilon'_\beta = ;$$

$$z_\Sigma = \text{исходное}; \quad \beta = ; \quad \varepsilon'_\beta = ;$$

$$z_\Sigma = z_\Sigma + 1; \quad \beta = ; \quad \varepsilon'_\beta = ;$$

$$z_\Sigma = z_\Sigma + 2; \quad \beta = ; \quad \varepsilon'_\beta = .$$

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

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

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

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

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

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

4. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

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

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

4.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев, $k_{F\alpha} = f(v, \text{ степень точности}).$

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

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

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

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

4.5. Эквивалентное число зубьев:

- для прямых зубьев $z_{1(2)E} = z_{1(2)}$;

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

4.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,

$$Y_{FS1(2)} = f(z_{1(2)E}, x_{1(2)}) \quad (x_{1(2)} = 0) \quad (\text{рис. 4.2.5}).$$

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

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

4.8. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа

$$\sigma_{F1(2)} = Y_{FS1(2)} Y_\beta Y_\varepsilon W_{Fi} / m_n \leq \sigma_{FP1(2)}.$$

где Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для

Для прямых зубьев $Y_\beta = 1$.

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

Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

Для прямых зубьев $Y_\varepsilon = 1$;

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

5. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

5.1. Максимальные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max} / T_{\text{ном}}} \leq \sigma_{HP \max1(2)}.$$

5.2. Максимальные напряжения изгиба, МПа

$$\sigma_{F \max1(2)} = \sigma_{F1(2)} (T_{\max} / T_{\text{ном}}) \leq \sigma_{FP \max1(2)}.$$

6. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

6.1. Уточненный крутящий момент на шестерне, Н·м

$$T_{1y} = T_1 u / u_d.$$

6.2. Окружные силы, Н

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

6.3. Радиальные силы, Н

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

6.4. Осевые силы, Н

$$F_{a1} = F_{r1} \tan \beta; \quad F_{a2} = F_{r2} \tan \beta \quad (\alpha = 20^\circ).$$

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

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

7.1. Расчетное межосевое расстояние, мм

$$a_{w0} = 0,5 m (z_2 \pm z_1).$$

где \pm - верхний знак - зацепление внешнее;

- нижний знак - зацепление внутреннее.

7.2. Межосевое расстояние a_w , мм в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.3), мм $a_w > a_{w0}$.

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

- внешнего $0,5 m (z_2 + z_1 + 2) < a_w$; $0,5 m (z_2 + z_1 + 3) > a_w$;

- внутреннего $0,5 m (z_2 - z_1) < a_w$; $0,5 m (z_2 - z_1 + 1) > a_w$.

7.3. Угол профиля начальный (угол зацепления скорректированной передачи), град. $\alpha_w = \arccos [(a_{w0} / a_w) \cos \alpha]$.

*** - Не относится к планетарным передачам.

7.4. Коэффициент суммы смещений шестерни и колеса
 $x_{\Sigma} = (\pm \operatorname{inv} \alpha_w \mp \operatorname{inv} \alpha) (z_2 \pm z_1) / (2 \operatorname{tg} \alpha)$,
 где $\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w$; $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$.
 α, α_w - рад. (Точность расчета - 4 знака после запятой).
 Зацепление внешнее - $x_{\Sigma} > 0$; внешнее - $x_{\Sigma} < 0$.

7.5. Условное межосевое расстояние, мм

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

(Точность расчета - 2 знака после запятой).

7.6. Коэффициент уравнивающего смещения

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

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

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

- внутреннее зацепление $x_1 = + (0,7 \dots 1,0)$; $x_2 = x_{\Sigma} - x_1$.

7.8. Геометрические размеры зубьев и колес, мм

- диаметры начальных окружностей
 $d_{w1} = 2 a_w / (u \pm 1)$; $d_{w2} = 2 a_w u / (u \pm 1)$;

- диаметры делительных окружностей

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2;$$

- высота головки зуба h_o ($h'_o = 1,0$)
 $h_{o1} = (h'_o + x_1 - \Delta y) m$; $h_{o2} = (h'_o + x_2 - \Delta y) m$;

- диаметры вершин зубьев
 $d_{a1} = d_1 \pm 2 h_{o1}$; $d_{a2} = d_2 \pm 2 h_{o2}$;

- высота ножки зуба h_f ($h'_f = 1,25$)
 $h_{f1} = (h'_f - x_1) m$; $h_{f2} = (h'_f - x_2) m$;

- диаметры впадин зубьев
 $d_{f1} = d_1 \mp 2 h_{f1}$; $d_{f2} = d_2 \mp 2 h_{f2}$;

- диаметры основных окружностей

$$d_{b1(2)} = d_{1(2)} \cos \alpha.$$

(Точность расчета d - 2 знака после запятой).

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

(относительно a_w) *

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора; T_1, T_2, N -м; n_1, n_2 , мин⁻¹;

u (табл. 1.2.4); $T_{\max} / T_{\text{ном}}$ (17.7);

σ_{HPa} - для проектировочного расчета, МПа (4.1 п. 2);

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

1. РАСЧЕТ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ *

И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетное межосевое расстояние, мм

$$a_w' = k_o (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{HB} k_A}{\psi_{bo} \sigma_{HPa}^2 u^2} 10^3},$$

где $k_o = 49 \text{ МПа}^{1/3}$ - для прямозубых передач;

$k_o = 43 \text{ МПа}^{1/3}$ - для косозубых передач;

ψ_{bo} - коэффициент ширины шестерни относительно межосевого расстояния

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

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

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

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

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

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

1.2. Ширины венцов, мм

- зубчатого колеса $b_2 = b = \psi_{bo} a_w'$;

- шестерни $b_1 = b_2 + (3 \dots 5)$.

Величины b_1 и b_2 округляют до целых чисел, мм. Дальнейший расчет выполняют отдельно для косозубых и прямозубых передач.

КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta > 0^\circ$)

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

1.4. Принимая предварительно

- число зубьев шестерни $z_1' = 19$,

- угол наклона зуба $\beta' = 13^\circ$,

определяют модуль зацепления, мм

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

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

1.5. Суммарное число зубьев передачи $z_{\Sigma}' = 2 a_w \cos \beta' / m_n$. z_{Σ}' округляют до ближайшего целого числа z_{Σ} .

1.6. Действительный угол наклона зуба

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

$$\beta = \arccos \cos \beta = \text{ }^\circ \text{ }' \text{ }''.$$

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

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

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

1.8. Действительное передаточное число $u_n = z_2 / z_1^{**}$.

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

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

Расчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ ($\beta = 0^\circ$)

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

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

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

z_1 - целое число; $z_1 \geq 17$.

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

z_2 - целое число.

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

1.8. Действительное передаточное число $u_n = z_2 / z_1^{**}$.

1.9. Диаметры зубчатых колес (4.2.1 п. 1.9) при $\beta = 0^\circ$. Дальнейший расчет (4.2.1 п. 2, 4, 5, 6).

Расчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

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

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

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора; T_1, T_2 , Н·м; n_1, n_2 , мин⁻¹;
и (табл. 1.2.4); $T_{\max}/T_{\text{ном}}$ (17.7);

$\sigma_{FPa1(2)}$ - для проектировочного расчета, МПа (4.1 п. 4);

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

1. РАСЧЕТ МОДУЛЯ

И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетный модуль зацепления, мм

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

где $k_m = 1,4$;

$z_1 = 17 \dots 19$;

$z_2 = z_1 u$ - целое число.

Эквивалентное число зубьев $z_{1(2)E} = z_{1(2)}$.

$Y_{FS1(2)}$ - коэффициент, учитывающий форму зуба,

$Y_{FS1(2)} = f(z_{1(2)E}, x_{1(2)}); (x_{1(2)} = 0)$ (рис. 4.2.5).

Расчет производят для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FPa1(2)}/Y_{FS1(2)}$.

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

$k_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. $k_{F\beta} = f(HB, \text{расположение колес относительно опор}, \psi_{bd})$ (рис. 4.2.3в,г);

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

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

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

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

1.3. Диаметры зубчатых колес, мм

- делительных $d_{1(2)} = m z_{1(2)}$;

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

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

(Точность расчетов d и σ_w - 2 знака после запятой).

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

1.5. Ширины венцов, мм

- зубчатого колеса $b_2 = \psi_{bd} d_1$;

- шестерни $b_1 = b_2 + (3 \dots 5)$.

Величины b_1 и b_2 округляют до целых чисел, мм.

1.6. Действительное передаточное число $u_d = z_2/z_1^{**}$

Расчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

2. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

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

3. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ

ПЕРЕГРУЗКАХ

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

4. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

4.1. Уточненный крутящий момент на шестерне, Н·м

$$T_{1y} = T_1 u / u_d.$$

4.2. Окружные силы, Н

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

4.3. Радиальные силы, Н

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha; \quad F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \quad (\alpha = 20^\circ).$$

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

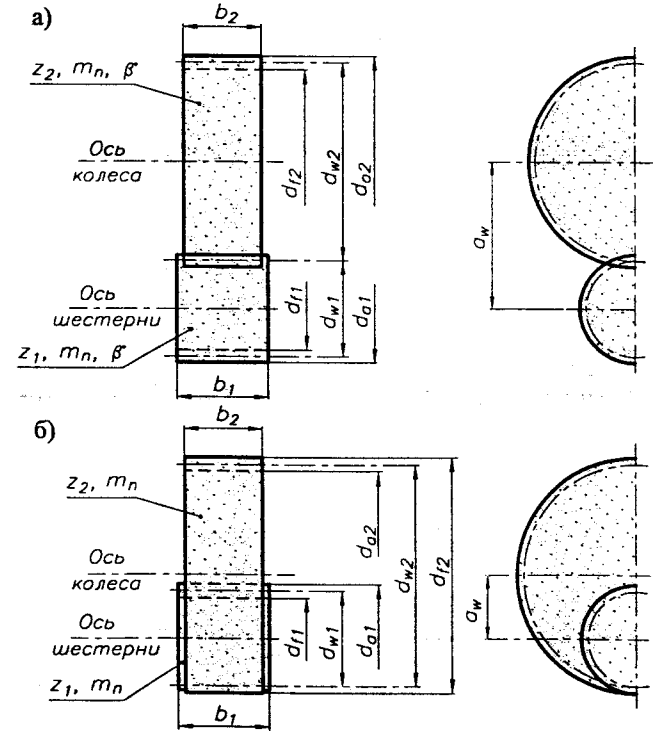


Рис. 4.2.1. Основные параметры и размеры, полученные в результате прочностного расчета цилиндрической передачи:
а) внешнего зацепления; б) внутреннего зацепления

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора; $T_1, T_2, N \cdot \text{м}$; $n_1, n_2, \text{мин}^{-1}$;

u (табл. 1.2.4); $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$ (17.7);

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

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

1. РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ШЕСТЕРНИ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетный внешний диаметр шестерни, мм

$$d'_{e1} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} k_A 10^3}{\psi_H \sigma_{HP \alpha}^2 (1 - k_{bc}) k_{bc} u^2}}$$

где $k_d = 101 \text{ МПа}^{1/3}$ - для прямозубых передач ($\beta = 0^\circ$);
 k_{bc} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния

$$k_{bc} = b/R_e = 0,2 \dots 0,3;$$

$k_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;
 $k_{H\beta} = f(HV, \text{расположение колес относительно опор, } k_{bc}, u)$ (рис. 4.2.4а, б);

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

ψ_H - коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической, ($\psi_H = 0,85$).

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

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

1.4. Действительное передаточное число $u_n = z_2/z_1^{**}$.

1.5. Углы делительных конусов, град.

$$\delta_1 = \arctg(z_1/z_2); \quad \delta_2 = \arctg(z_2/z_1).$$

1.6. Внешние диаметры, мм

$$\text{- делительные} \quad d_{e1(2)} = m_{te} z_{1(2)};$$

$$\text{- вершин зубьев} \quad d_{oe1(2)} = d_{e1(2)} + 2 m_{te} \cos \delta_{1(2)};$$

$$\text{- впадин зубьев} \quad d_{fe1(2)} = d_{e1(2)} - 2,4 m_{te} \cos \delta_{1(2)}.$$

(Точность расчетов - 2 знака после запятой).

1.7. Внешнее конусное расстояние, мм

$$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

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

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

1.10. Параметры колес в среднем сечении, мм

- средний модуль $m_m = m_{te} R_m / R_e$.

- средние делительные диаметры $d_{m1(2)} = m_m z_{1(2)}$.

Расчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.2.

2. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ КОНТАКТНЫХ

НАПРЯЖЕНИЙ

2.1. Окружная сила в зацеплении, Н $F_t = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_{m2}$.

2.2. Окружная скорость колес, м/с $v = \pi d_{m2} n_2 / (60 \cdot 10^3)$.

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

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

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

2.6. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм

$$W_{H1} = F_t k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\alpha} k_A / b.$$

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

2.8. Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon \sqrt{\frac{W_{H1} \sqrt{u^2 + 1}}{\psi_H d_{m1} u}} \leq \sigma_{HP \phi}, \quad ***$$

где Z_H, Z_E, Z_ϵ (4.2.1 п. 2.8).

Для прямых зубьев $\psi_H = 0,85$;

3. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

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

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

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

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

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

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

3.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе, Н/мм
 $W_{F1} = F_t k_{F\beta} k_{F\alpha} k_{F\alpha} k_A / b$.

3.5. Эквивалентное число зубьев

$$\text{- для прямых зубьев} \quad z_{1(2)E} = z_{1(2)} / \cos \delta_{1(2)}.$$

3.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,

$$Y_{FS1(2)} = f(z_{1(2)E}, x_{1(2)}) \quad (x_{1(2)} = 0) \quad (\text{рис. 4.2.5}).$$

Расчет производят для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP \phi 1(2)} / Y_{FS1(2)}$.

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

3.8. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа

$$\sigma_{F1(2)} = Y_{FS1(2)} Y_\beta Y_\epsilon W_{F1} / (\psi_H m_m) \leq \sigma_{FP \phi 1(2)},$$

где Y_β, Y_ϵ (4.2.1 п. 4.8);

ψ_F - коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической $\psi_F = 0,85$.

4. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

4.1. Максимальные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_H \sqrt{T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}} \leq \sigma_{HP \text{ max}1(2)}$$

4.2. Максимальные напряжения изгиба, МПа

$$\sigma_{F \text{ max}1(2)} = \sigma_{F1(2)} (T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}) \leq \sigma_{FP \text{ max}1(2)}$$

5. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

5.1. Уточненный крутящий момент на шестерне, Н·м

$$T_{1y} = T_1 u / u_d.$$

5.2. Окружные силы, Н

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_{1y} / d_{m1}; \quad F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_{m2}.$$

5.3. Радиальные силы, Н

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

5.4. Осевые силы, Н

$$F_{o1} = F_{t1} \text{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1; \quad F_{o2} = F_{t2} \text{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1.$$

$$(\alpha = 20^\circ).$$

Геометрический расчет конической передачи - 11.3.2.

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора; T_1, T_2 , Н·м; n_1, n_2 , мин⁻¹;
 u (табл. 1.2.4); $T_{\max}/T_{\text{ном}}$ (17.7);
 σ_{HPa} - для проекторочного расчета, МПа (4.1 п. 2);
 $\sigma_{HP \max 1(2)}, \sigma_{FP \max 1(2)}$, МПа (4.1 п. 6).

1. РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ШЕСТЕРНИ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетный внешний диаметр шестерни, мм

$$d'_{c1} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} k_A 10^3}{\vartheta_H \sigma_{HPa}^2 (1 - k_{bc}) k_{bc} u^2}}$$

где $k_d = 90 \text{ МПа}^{1/3}$ - для передач с прямым зубом;
 k_{bc} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния

$$k_{bc} = b/R_e = 0,2 \dots 0,3;$$

$k_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца.
 $k_{H\beta} = f(HB, \text{расположение колес относительно опор}, k_{bc}, u)$ (рис. 4.2.4а, б)

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

ϑ_H - коэффициент, учитывающий изменение прочности конических колес с прямым зубом по сравнению с прочностью цилиндрических колес. $\vartheta_H = (u, HB)$ - табл. 4.2.13.

1.2. Число зубьев шестерни z_1 [$z_1 = f(u)$] (табл. 4.2.12).

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$.

Числа зубьев z_1, z_2 - целые числа.

1.3. Действительное передаточное число $u_n = z_2/z_1^*$.

1.4. Число зубьев плоского колеса

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

1.5. Предварительная величина внешнего окружного модуля зацепления, мм $m'_e = d'_{c1}/z_1$.1.6. Предварительная величина внешнего конусного расстояния, мм $R_e = 0,5 m'_e z_c$.1.7. Ширина венца зубчатых колес, мм $b = R_e' k_{bc}$.
 Величина b округляется до целого числа.1.8. Предварительная величина среднего конусного расстояния, мм $R_m = R_e' - 0,5 b$.1.9. Средний нормальный модуль, мм $m'_n = 2 R_m' \cos \beta_n / z_c$,
 где $\beta_n = 35^\circ$ - расчетный угол наклона зуба (рекомендуется принимать одно из значений ряда - $25^\circ; 30^\circ; 35^\circ; 40^\circ$).

Значение m'_n округляют до ближайшей величины m_n в соответствии с ГОСТ ** (табл. 4.2.2).

$$(m_n \geq (1/8 \dots 1/10) b, \text{ мм}).$$

1.10. Средние делительные диаметры колес, мм

$$d_{m1(2)} = m_n z_{1(2)}.$$

1.11. Углы делительных конусов, град.

$$\delta_1 = \arctg(z_1/z_2); \delta_2 = \arctg(z_2/z_1); \delta_{1(2)} = \text{---}^\circ \text{---}' \text{---}''.$$

1.12. Среднее конусное расстояние, мм

$$R_m = 0,5 m_n z_c / \cos \beta_n.$$

1.13. Внешнее конусное расстояние, мм

$$R_e = R_m + 0,5 b.$$

1.14. Внешний окружной модуль, мм

$$m_{te} = 2 R_e / z_c.$$

1.15. Внешние делительные диаметры колес, мм

$$d_{e1(2)} = m_{te} z_{1(2)}.$$

2. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ КОНТАКТНЫХ

НАПРЯЖЕНИЙ

2.1. Окружная сила в зацеплении, Н $F_t = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_{m2}$.2.2. Окружная скорость колес, м/с $v = \pi d_{m2} n_2 / (60 \cdot 10^3)$.2.3. Степень точности $= f(v, \beta)$ (табл. 4.2.14).2.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, $k_{Hv} = f(v, \text{степень точности}, \text{твердость зубьев})$ (табл. 4.2.7).2.5. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев, $k_{H\alpha} = f(v, \text{степень точности})$.

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

2.6. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм

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

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

2.8. Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_c \sqrt{\frac{W_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{\vartheta_H d_{m1} u}} \leq \sigma_{HP \phi}, \quad ***$$

где Z_H, Z_E, Z_c (4.2.1 п. 2.8).

Для круговых зубьев ϑ_H (табл. 4.2.13).

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

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

3. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

3.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, $k_{Fv} = f(v, \text{степень точности}, \text{твердость зубьев})$ (табл. 4.2.7).3.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (для изгибной прочности), $k_{F\beta} = 1 + 1,5(k_{H\beta} - 1)$.3.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев, $k_{F\alpha} = f(v, \text{степень точности})$ (табл. 4.2.11).3.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе, Н/мм $W_{Fi} = F_t k_{F\beta} k_{Fv} k_{F\alpha} k_A / b$.3.5. Эквивалентное число зубьев для передачи с непрямыми зубьями $z_{1(2)E} = z_{1(2)} / (\cos^3 \beta \cdot \cos \delta_{1(2)})$.3.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба, $Y_{FS1(2)} = f(z_{1(2)E}, x_{1(2)})$ ($x_{1(2)} = 0$) (рис. 4.2.5).

Расчет производят для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения $\sigma_{FP \phi 1(2)} / Y_{FS1(2)}$.

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

3.8. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа

$$\sigma_{F1(2)} = Y_{FS1(2)} Y_{\beta} Y_{\epsilon} W_{Fi} / (\vartheta_F m_m) \leq \sigma_{FP \phi 1(2)},$$

где Y_{β}, Y_{ϵ} (4.2.1 п. 4.8);

ϑ_F - коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической, (табл. 4.2.13).

4. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

4.1. Максимальные контактные напряжения, МПа

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

4.2. Максимальные напряжения изгиба, МПа

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

5. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

5.1. Уточненный крутящий момент на шестерне, Н·м

$$T_{1y} = T_1 u / u_n.$$

5.2. Окружные силы, Н

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_{1y} / d_{m1}; \quad F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_{m2}.$$

5.3. Радиальные силы, Н

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_n} (\text{tg } \alpha \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \sin \delta_1); \quad (1)$$

См. след. стр. ($\alpha = 20^\circ$)

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

5.4. Осевые силы, Н

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

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

Рассчитанные параметры и размеры колес (рис. 4.2.2).

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

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

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

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора; T_1, T_2 , Н·м; n_1, n_2 , мин⁻¹;

u (табл. 1.2.4); $T_{\max}/T_{\text{ном}}$ (17.7);

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

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

1. РАСЧЕТ МОДУЛЯ

И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетный внешний модуль, мм

$$m'_e = k_m \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{F\beta} k_A}{\varphi_F z_1^2 \sigma_{FP \text{ a} 1(2)} u \sqrt{u^2 + 1} k_{bc} (1 - 0,5 k_{bc})^2 Y_{FS 1(2)} \cdot 10^3}}$$

где $k_m = 1,75$ ($\beta = 0^\circ$);

k_{bc} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния

$$k_{bc} = b/R_e = 0,2 \dots 0,3;$$

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

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

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

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

φ_F - коэффициент, учитывающий понижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической ($\varphi_F = 0,85$); $z_1 = 17 \dots 19$; $z_2 = z_1 u$ - целое число.

Действительное передаточное число $u_n = z_2/z_1$ **

Угол делительного конуса шестерни и колеса, град $\delta_1 = \arctg(z_1/z_2)$; $\delta_2 = \arctg(z_2/z_1)$.

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

Y_{FS} - коэффициент, учитывающий форму зуба,

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

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

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

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

1.3. Внешнее конусное расстояние, мм

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

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

Величину b округляют до целых чисел, мм.

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

1.6. Внешние диаметры колес, мм

- делительные $d_{e 1(2)} = m_e z_{1(2)}$;
 - вершин зубьев $d_{oe 1(2)} = d_{e 1(2)} + 2 m_e \cos \delta_{1(2)}$;
 - впадин зубьев $d_{fe 1(2)} = d_{e 1(2)} - 2,4 m_e \cos \delta_{1(2)}$.
- (Точность расчетов - 2 знака после запятой).

1.7. Параметры колес в среднем сечении, мм

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

Рассчитанные параметры и размеры колес (рис. 4.2.2).

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

*** По технологическому процессу нарезания колес с прямыми зубьями стандартизация m_e не обязательна.

2. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

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

3. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

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

4. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

4.1. Уточненный крутящий момент на шестерне, Н·м

$$T_{1Y} = T_1 u / u_n.$$

4.2. Окружные силы, Н

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_{1Y} / d_{m1}; \quad F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_{m2}.$$

4.3. Радиальные силы, Н

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

4.4. Осевые силы, Н

$$F_{a1} = F_{r1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1; \quad F_{a2} = F_{r2} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1. \quad (\alpha = 20^\circ).$$

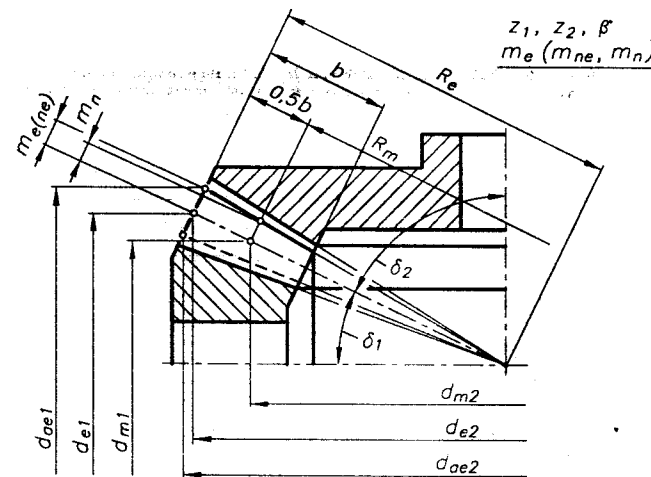


Рис. 4.2.2. Основные размеры и параметры конических передач, полученные в результате прочностного расчета

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

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

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

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

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

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

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

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

Примечания: 1. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.
2. Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5% при $u \leq 4,5$ и на 4% при $u > 4,5$.
3. Ряд номинальных передаточных чисел используется при проектировании редукторов серийного или массового производства.

Табл. 4.2.5. Рекомендуемые значения коэффициента ширины шестерни относительно ее диаметра $\psi_{bd} = b/d_1$ [12]

Расположение колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$HV_{1(2)} \leq 350$	$HV_{1(2)} > 350$
Симметричное	0,8...1,4	0,4...0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,25

Примечания: 1. Большие значения - для постоянных и близких к ним нагрузок, для жестких конструкций валов и опор.
2. Для шевронных передач, где b - сумма полушевранов, ψ_{bd} можно увеличить в 1,3...1,4 раза.

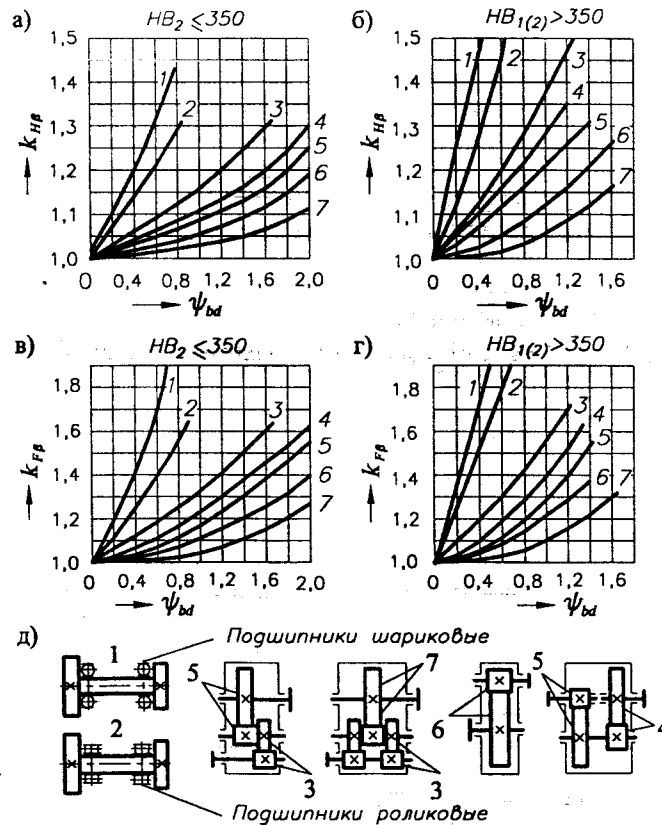


Рис. 4.2.3. Графики для определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки по ширине венца:

а) и б) при расчете контактной прочности зубьев $k_{H\beta}$; в) и г) при расчете зубьев на изгиб $k_{F\beta}$ (для схем редукторов 1...7); д) схемы редукторов [12]

Примечания: 1. а - $HV_2 \leq 350$; б - $HRC_{s2} > 45$.
2. Данные в числителе - для прямозубых колес; данные в знаменателе - для косозубых колес.
3. Для конических колес значения $k_{H\beta}$ и $k_{F\beta}$ добиваются с понижением точности на одну ступень.

Табл. 4.2.6. Рекомендуемые значения межосевых расстояний редукторов a_w , мм ГОСТ 2185-66

Для двухступенчатых несоосных редукторов											
Вх. ст.	40	50	63	80	100	125	(140)	160	(180)	200	(225)
Вых. ст.	63	80	100	125	160	200	(225)	250	(280)	315	(355)
Вх. ст.	250	(280)	315	(355)	400	(450)	500	(560)	630
Вых. ст.	400	(450)	500	(560)	630	(710)	800	(900)	1000
Для трехступенчатых несоосных редукторов											
Вх. ст.	40	50	63	80	100	125	(140)	160
Пр. ст.	63	80	100	125	160	200	(225)	250
Вых. ст.	100	125	160	200	250	200	(355)	400
Вх. ст.	(180)	200	(225)	250	(280)	315	(355)	400
Пр. ст.	(280)	315	(355)	400	(450)	500	(560)	630
Вых. ст.	(450)	500	(560)	630	(710)	800	(900)	1000

Вх. ст. - входная ступень, Пр. ст. - промежуточная ступень, Вых. ст. - выходная ступень.

Табл. 4.2.7. Значения коэффициентов $k_{H\beta}$ и $k_{F\beta}$, учитывающих внутренние динамические нагрузки зацепления

Степень точности зубьев	Твердость зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость колес v , м/с				
			1	3	5	8	10
6	а	$k_{H\beta}$	1,03/1,01	1,09/1,03	1,16/1,06	1,25/1,09	1,32/1,13
		$k_{F\beta}$	1,06/1,03	1,18/1,09	1,32/1,13	1,50/1,20	1,64/1,26
6	б	$k_{H\beta}$	1,02/1,01	1,06/1,03	1,10/1,04	1,16/1,06	1,20/1,08
		$k_{F\beta}$	1,02/1,01	1,06/1,03	1,10/1,04	1,16/1,06	1,20/1,08
7	а	$k_{H\beta}$	1,04/1,02	1,12/1,06	1,20/1,08	1,32/1,13	1,40/1,16
		$k_{F\beta}$	1,08/1,03	1,24/1,09	1,40/1,16	1,64/1,25	1,80/1,32
7	б	$k_{H\beta}$	1,02/1,01	1,06/1,03	1,12/1,05	1,19/1,08	1,25/1,10
		$k_{F\beta}$	1,02/1,01	1,06/1,03	1,12/1,05	1,19/1,08	1,25/1,10
8	а	$k_{H\beta}$	1,05/1,02	1,15/1,06	1,24/1,10	1,38/1,15	1,48/1,19
		$k_{F\beta}$	1,10/1,04	1,30/1,12	1,48/1,19	1,77/1,30	1,96/1,38
8	б	$k_{H\beta}$	1,03/1,01	1,09/1,03	1,15/1,06	1,24/1,09	1,30/1,12
		$k_{F\beta}$	1,03/1,01	1,09/1,03	1,15/1,06	1,24/1,09	1,30/1,12
9	а	$k_{H\beta}$	1,06/1,02	1,12/1,06	1,28/1,11	1,45/1,18	1,56/1,22
		$k_{F\beta}$	1,11/1,04	1,33/1,12	1,56/1,22	1,90/1,36	2,25/1,45
9	б	$k_{H\beta}$	1,03/1,01	1,09/1,03	1,17/1,07	1,28/1,11	1,35/1,14
		$k_{F\beta}$	1,03/1,01	1,09/1,03	1,17/1,07	1,28/1,11	1,35/1,14

Табл. 4.2.8. Рекомендуемый ряд значений коэффициента ширины шестерни относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = b/a_w$ для редукторов ГОСТ 2185-66

0,100	0,125	0,160	0,200	0,250	0,315	0,40	0,50	0,63	0,80	1,00	1,25
-------	-------	-------	-------	-------	-------	------	------	------	------	------	------

Примечание: Численные значения ширины зубчатых колес округляются до ближайшего числа из ряда R_{20} по ГОСТ 6636-69.

Табл. 4.2.9. Значения коэффициента внешней динамической нагрузки k_A ГОСТ 21354-87

Режим нагружения двигателя	Режим нагружения ведомой машины			
	1	2	3	4
1 Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
2 С малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
3 Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,00
4 Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	и выше 2,25 и выше

Характерные режимы нагружения двигателей:

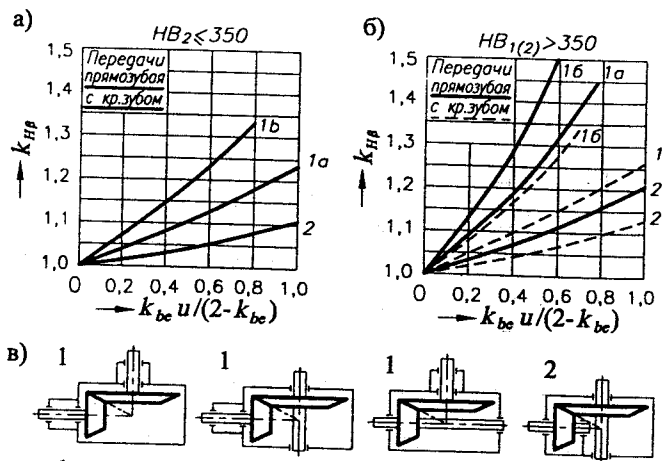
1. равномерный - электродвигатели;
2. с малой неравномерностью - гидравлические двигатели;
3. со средней неравномерностью - многоцилиндровые ДВС;
4. со значительной неравномерностью - одноцилиндровые ДВС.

Характерные режимы нагружения ведомых машин:

1. равномерный - равномерно работающие ленточные, пластинчатые конвейеры, легкие подъемники, вентиляторы и т.д.;
2. с малой неравномерностью - неравномерно работающие ленточные и пластинчатые транспортеры, шестеренчатые и ротационные насосы, главные приводы станков, тяжелые подъемники, крановые механизмы, промышленные и рудничные вентиляторы, поршневые многоцилиндровые насосы, станы холодной прокатки и т.д.;
3. со средней неравномерностью - мешалки для резины и пластмасс, легкие шаровые мельницы, деревообрабатывающие станки, одноцилиндровые поршневые насосы и т.д.;
4. со значительной неравномерностью - экскаваторы, черпалки, тяжелые шаровые мельницы, дробилки, буровые машины, брикетировочные прессы, станы горячей прокатки и т.д.

Табл. 4.2.10. Рекомендуемые значения общих передаточных чисел редукторов u_o ГОСТ 2185-66

		Для двухступенчатых редукторов						
u_o	Ряд	1	2	3	4	5	6	7
	1	6,3	8,0	10,0	12,5	16	20,0	25
	2	7,1	9,0	11,2	14	18	22,4	28
	1	20,0	25	31,5	40	50	63	80
	2	22,4	28	35,5	45	56	71	90
		Для трехступенчатых редукторов						
u_o	Ряд	1	2	3	4	5	6	7
	1	31,5	40	50	63	80	100	125
	2	35,5	45	56	71	90	112	140
u_o	Ряд	1	2	3	4	5	6	7
	1	112	140	180	224	280	355	400
	2	125	160	200	250	315	355	400



1а - опоры на роликовых подшипниках, 1б - опоры на шариковых подшипниках

Рис. 4.2.4. а), б) графики для определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки по ширине венца при расчете контактной прочности зубьев $k_{H\beta}$ для схем конических редукторов 1, 2; в) схемы редукторов [12]

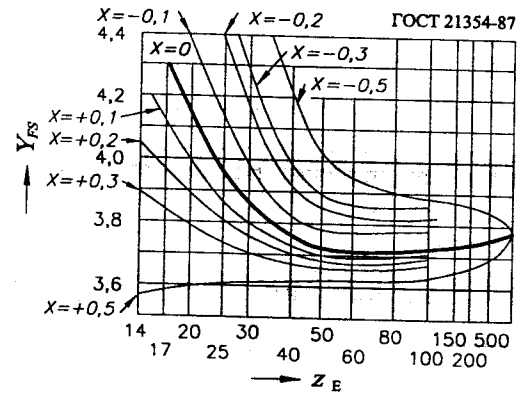


Рис. 4.2.5. Графики для определения коэффициента Y_{FS} , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений

1. Цилиндрические передачи:
 - 1.1. $\beta = 0^\circ$; $Z_{E1(2)} = Z_{1(2)}$;
 - 1.2. $\beta > 0^\circ$; $Z_{E1(2)} = Z_{1(2)} / \cos^3 \beta$.
2. Конические передачи:
 - 2.1. $\beta = 0^\circ$; $Z_{E1(2)} = Z_{1(2)} / \cos \delta_{1(2)}$;
 - 2.2. $\beta > 0^\circ$; $Z_{E1(2)} = Z_{1(2)} / (\cos^3 \beta \cdot \cos \delta_{1(2)})$.

Табл. 4.2.11. Значения коэффициентов k_{Ha} и k_{Fa} , учитывающих неравномерность нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев [12]

Окружная скорость колес v , м/с	Степень точности	k_{Ha}	k_{Fa}
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Св. 5 до 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30
Св. 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Табл. 4.2.12. Числа зубьев шестерни и колеса, а также u_{min} конической передачи ГОСТ 19624-74

Число зубьев шестерни Z_1	Наименьшее число зубьев колеса Z_2	Наименьшее u
12	30	2,5
13	26	2,0
14	20	1,4
15	19	1,3
16	18	1,1
17	17	1,0

Табл. 4.2.13. Значения коэффициентов ϑ_H и ϑ_F , учитывающих изменение прочности конической передачи с непрямым зубом по сравнению с прочностью цилиндрической передачи [12]

	$HB_1 \leq 350$ $HB_2 \leq 350$	$HRC_1 \geq 45$ $HB_2 \leq 350$	$HRC_1 \geq 45$ $HRC_2 \geq 45$
ϑ_H	$1,22 + 0,21 u$	$1,13 + 0,13 u$	$0,81 + 0,15 u$
ϑ_F	$0,94 + 0,08 u$	$0,85 + 0,04 u$	$0,65 + 0,11 u$

Табл. 4.2.14. Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач [12]

Степень точности не ниже	Окр. скорость v , м/с		Характеристика передачи
	$\beta = 0^\circ$	$\beta > 0^\circ$	
6 (высокоточная)	до 15	до 25	Высокоскор. передачи кинематич. механизмы
7 (точная)	до 10	до 17	Повышенные скорости, повышенные нагрузки
8 (средней точности)	до 6	до 10	Общего применения
9 (пониженной точн.)	до 2	до 3,5	Тихоходные передачи

4.2.8. РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ [12, 21, 36, 42, 46]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

P_1, P_2 , кВт; T_1, T_2 , Н·м; n_1, n_2 , мин⁻¹; u .
Схема, реверсивность и нагрузочный режим передачи.

1. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Червяки изготавливают из стали.

Из таблицы 4.2.16 выбирают материал венца червячного колеса (σ_b, σ_T , МПа) при предварительно оцененной скорости скольжения $v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1^3 \sqrt{T_2}$, м/с.

1.1. Допускаемые контактные напряжения, МПа:

$HВ$ червяка ≤ 350 ; HRC_3 червяка ≥ 45 ;

группа I $[\sigma_H] = 0,75 Z_N c_v \sigma_b$; $[\sigma_H] = 0,90 Z_N c_v \sigma_b$;

группа II $[\sigma_H] = 250 - 25 v_s$; $[\sigma_H] = 300 - 25 v_s$;

группа III $[\sigma_H] = 175 - 35 v_s$; $[\sigma_H] = 200 - 35 v_s$,

где c_v - коэффициент, учитывающий износ материала колеса (табл. 4.2.15);

Z_N - коэффициент долговечности

$Z_N = \sqrt[3]{N_{Hlim}/N_{HE}}$. При $N_{Hlim} \leq N_{HE}$ $Z_N = 1$.

Здесь $N_{Hlim} = 10^7$ - базовое число циклов;

N_{HE} - эквивалентное число циклов (4.1 п. 2.2).

При расположении червяка вне масляной ванны значения $[\sigma_H]$ следует уменьшить на 15%.

1.2. Допускаемые изгибные напряжения, МПа:

Передача неререверсивная реверсивная

группа I, II $[\sigma_F] = (0,08 \sigma_b + 0,25 \sigma_T) Y_N$; $[\sigma_F] = 0,12 \sigma_b Y_N$;

группа III $[\sigma_F] = 0,12 \sigma_H Y_N$; $[\sigma_F] = 0,06 \sigma_H Y_N$,

где Y_N - коэффициент долговечности

$Y_N = \sqrt[3]{N_{Flim}/N_{FE}}$. При $N_{Flim} \leq N_{FE}$ $Y_N = 1$.

Здесь $N_{Flim} = 10^6$ - базовое число циклов;

N_{FE} - эквивалентное число циклов (4.1 п. 4.2).

2. РАСЧЕТ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ

И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. При числе заходов червяка $z_1 = 1; 2; 4$ определяют число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 u$, откуда выбирается z_2 . z_2 - целое число; $z_{2min} = 28$.

2.2. Расчетное межосевое расстояние, мм

$$a_w' = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt{\left[\frac{170}{[\sigma_H] z_2 / q} \right]^2 T_2 k_H \cdot 10^3}$$

где $k_H = 1,1$ - коэффициент динамической нагрузки.

Предварительно принимают коэффициент диаметра червяка $q' = 10$.

2.3. Расчетный осевой модуль, мм $m' = 2 a_w' / (q' + z_2)$.

По табл. 4.2.17 принимают стандартный модуль m , мм, наиболее близкий к расчетному m' .

По табл. 4.2.18 выбирают значение коэффициента q таким, чтобы $\sigma_w = 0,5(q + z_2)m$, мм было максимально близким к расчетному a_w' .

2.4. Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left[\frac{(z_2/q) + 1}{\sigma_w} \right]^3 T_2 k_H \cdot 10^3 \leq [\sigma_H]}$$

2.5. Проверяют предварительно принятую скорость скольжения, м/с $v_s = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3 \cos \gamma)$,

где $d_1 = qm$, мм; $\gamma = \arctg(z_1/q)$, град.

Для материалов, где $[\sigma_H] = f(v_s)$, при полученной v_s должно быть выполнено условие $\sigma_H \leq [\sigma_H]$, МПа.

2.6. При требовании иметь стандартное межосевое расстояние a_w в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.19), используют корректирование червячного колеса.

Коэффициент смещения колеса

$$x_2 = \sigma_w / m - 0,5(q + z_2); \quad [|x_2| \leq 0,7; |x_{2max}| \leq 1,0]$$

Для червяков ZA, ZJ, ZN, ZK (рис. 10.4.1) рекомендуется $x_2 = -0,5$; для червяков ZT $x_2 = +1,0$.

2.7. Размеры червяка, мм червячного колеса, мм

$$\begin{aligned} d_1 &= m q; & d_2 &= m z_2; \\ d_{w1} &= m q; & d_{w2} &= m(z_2 + 2x_2); \\ d_{o1} &= m(q + 2); & d_{o2} &= m(z_2 + 2 + 2x_2); \\ d_{f1} &= m(q - 2,4); & d_{f2} &= m(z_2 - 2,4 + 2x_2); \\ b_1 & & b_2 & \text{(табл. 4.2.20)}. \end{aligned}$$

3. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

3.1. Окружная сила в зацеплении, Н $F_{t2} = 2 T_2 \cdot 10^3 / d_{w2}$.

3.2. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм

$$W_{Ft} = F_{t2} k_F / b_2 \quad (k_F = 1,1).$$

3.3. Коэффициент, учитывающий форму зуба,

$$Y_F = f(z_{2E}) \quad \text{(табл. 4.2.21);} \quad (z_{2E} = z_2 / \cos^3 \gamma).$$

3.4. Расчетные напряжения изгиба зуба червячного колеса, МПа

$$\sigma_F = 0,7 W_{Ft} Y_F / m \leq [\sigma_F].$$

Параметры и размеры передачи, полученные в результате ее прочностного расчета, представлены на рис. 4.2.6.

4. ЖЕСТКОСТЬ И ТЕРМООБРАБОТКА ЧЕРВЯКА

4.1. Степень точности передачи = $f(v_s)$ (табл. 4.2.23).

4.2. Твердость и термообработка червяка (табл. 4.2.23).

4.3. Прогиб червяка, мм $f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} L^3 / (48 EJ) \leq [f]$,

где F_{t1}, F_{r1} - п. 7, Н;

$L = (0,9 \dots 1,0) d_2$ - расстояние между опорами червяка, мм;

$E = 2 \cdot 10^5$ - модуль упругости, МПа;

$J = J_f \varphi$ - момент инерции сечения червяка, мм⁴;

$$J_f = \pi d_{f1}^4 / 64 \text{ мм}^4; \quad \varphi = 0,4 + 0,6(d_{o1}/d_{f1}).$$

Допускаемый прогиб, мм $[f] = (0,005 \dots 0,01)m$.

5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

5.1. КПД передачи $\eta_{чрп} = \text{tg} \gamma / \text{tg}(\gamma + \rho')$,

где $\rho' = \arctg f'$ - угол трения, град;

$f' = f(v_s)$ (табл. 4.2.24).

5.2. Выделяющаяся тепловая мощность, кВт $Q_1 = (1 - \eta) P_1$.

5.3. Тепловая мощность, передаваемая в окружающую среду, кВт $Q_2 = k_t (T_p - T_o) S$,

где $T_o = 20^\circ\text{C}$ - температура окружающей среды;

$T_p = (60 \dots 70)^\circ\text{C}$ - внутренняя температура редуктора (масла);

S - поверхность охлаждения. Для одноступенчатых редукторов $S = 20 \sigma_w^2 / 10^6$, м². Для 2-х и более ступенчатых редукторов S оценивается из их компоновки без учета площади дна редуктора (размеры $B_{нар}$, $L_{нар}$ и H - рис. 5.6.1);

$k_t = (0,008 \dots 0,011)$ кВт/(м²·град) - при слабой циркуляции;

$k_t = (0,014 \dots 0,017)$ - при хорошей циркуляции воздуха.

5.4. Если $Q_1 = Q_2$, то температура редуктора $T = T_p = 70^\circ\text{C}$.

Если $Q_1 < Q_2$, то температура $T = T_o + Q_1 / (k_t S) < 70^\circ\text{C}$.

Если $Q_1 > Q_2$, то $T > 70^\circ\text{C}$, и следует применить искусственное охлаждение редуктора, чтобы увеличить Q_2 :

а) корпус выполнить ребристым, увеличивая S ;

б) редуктор выполнить с вмонтированным вентилятором. При этом учитывается только $0,5 S$ ребер.

$k_t = (0,020 \dots 0,028)$ кВт/(м²·град);

в) редуктор выполнить с проточным охлаждением

$k_t = (0,090 \dots 0,200)$ кВт/(м²·град);

г) редуктор выполнить с циркуляционной системой смазки.

6. СМАЗЫВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ

Вязкость масла и способ смазывания передачи (табл. 4.2.25 и рекомендации 13.13).

(табл. 4.2.25 и рекомендации 13.13).

7. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ, Н

Уточненная мощность и момент на входном валу передачи $P_{1y} = P_2 / \eta_{чрп}$, кВт; $T_{1y} = 9550 P_{1y} / n_1$, Н·м.

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

Радиальные $F_{r2} = F_{t2} \text{tg} \alpha$; $F_{r1} = F_{t1} \text{tg} \alpha / \text{tg} \gamma$;

Осевые $F_{o2} = F_{t2} \text{tg} \gamma$. $F_{o1} = F_{t1} / \text{tg} \gamma$.

($\alpha = 20^\circ$)

Табл. 4.2.15. Значения коэффициента c_v [36]

$v_s, \text{ м/с}$	1	2	3	4	5	6	7	8
c_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Табл. 4.2.16. Материалы и допускаемые напряжения колеса [36]

Материал Группа	Марка	Способ отливки	$\sigma_b, \text{ МПа}$ σ_H (для СЧ)	$\sigma_T, \text{ МПа}$	$v_s, \text{ м/с}$
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	3	355	-	< 2
	СЧ15	3	315	-	

Примечание. Условное обозначение способа литья: к - литье в кокиль; з - литье в землю; ц - центробежное литье.

Табл. 4.2.17. Значения модулей червяка в осевом сечении m , мм

		ГОСТ 19672-74, ГОСТ 2144-93														
m	1-й ряд	..., 1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10	12,5	16	20	25
	2-й ряд	..., 1,5				3,0	3,5		6,0	7,0		12,0				
	3-й ряд	..., 1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	4,5	9,0	11	14	18	22				

Табл. 4.2.18. Значения коэффициентов диаметра червяка q

		ГОСТ 19672-74, ГОСТ 2144-93									
q	1-й ряд	6,3	8,0	10	12,5	16	20	25			
	2-й ряд	7,1	9,0	11,2	14	18	22,4				

Примечание. Допускается применение $q = 7,5$ и $12,0$.

Табл. 4.2.19. Значения межосевых расстояний σ_w , мм

		ГОСТ 2144-93											
σ_w	1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
	2-й ряд	45	56	71	90	112	140	180	224	280	355	450	

Табл. 4.2.20. Длина нарезной части червяка b_1 , ширина венца b_2 , и наибольший диаметр червячного колеса d_{a2} , мм

Коэффициент смещения x	Число заходов червяка z_1		
	$z_1 = 1$	$z_1 = 2$	$z_1 = 4$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,10 z_2) m$		$b_1 \geq (13,0 + 0,10 z_2) m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,10 z_2) m$		$b_1 \geq (12,5 + 0,10 z_2) m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) m$		$b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 z_2) m$		$b_1 \geq (9,5 + 0,09 z_2) m$
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$		$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$
d_{a2}	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq d_{a2} + 1,5m$	$\leq d_{a2} + m$
b_2	$\leq 0,75 d_{a1}$		$\leq 0,67 d_{a1}$

Примечание. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков длину b_1 следует увеличить: на 25 мм - при $m < 10$ мм, на 35...40 мм - при $m = 10...16$ мм, на 50 мм - при $m > 16$ мм.

Табл. 4.2.21. Значения коэффициента Y_F , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений в зубе червячного колеса

z_{2E}	26	28	30	32	35	37	40
Y_F	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55
z_{2E}	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Табл. 4.2.22. Значения номинальных передаточных чисел u

		ГОСТ 2144-93							
u	1-й ряд	5,0	6,3	8,0	10	12,5	16,0	20,0	25,0
	2-й ряд	5,6	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4	
u	1-й ряд	31,5	40,0	50,0	63,0	80,0	100		
	2-й ряд	28,0	35,5	45,0	56,0	71,0	90,0		

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

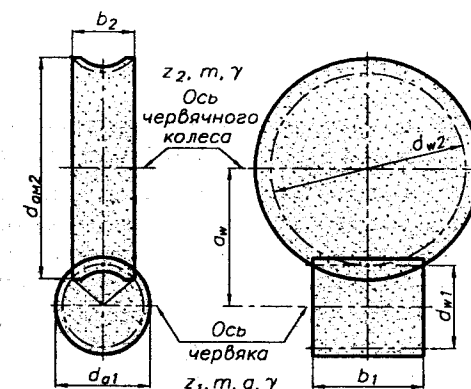


Рис. 4.2.6. Основные параметры червячной цилиндрической передачи, полученные в результате прочностного расчета

Табл. 4.2.23. Рекомендации по выбору степени точности червячных передач

Степень точности	$v_s, \text{ м/с}$	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 нарезается любым способом	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие, ручные с пониженными требованиями

Табл. 4.2.24. Зависимость коэффициента трения f от скорости скольжения $v_s, \text{ м/с}$ (червяк стальной, колесо из оловянистой бронзы)

$v_s, \text{ м/с}$	0,1	0,25	0,5	1,0	1,5	
f'	0,08...0,09	0,065...0,075	0,055...0,065	0,045...0,055	0,04...0,05	
$v_s, \text{ м/с}$	2	2,5	3	4	7	10
f'	0,035...0,045	0,03...0,04	0,028...0,035	0,023...0,03	0,018...0,026	0,016...0,024

Табл. 4.2.25. Рекомендуемые значения вязкости масла в град. Энглера (E°)

$v_s, \text{ м/с}$	< 1	< 2,5	< 5	5...10	10...15	15...25	> 25
$E_{50}^\circ (E_{100}^\circ)$	60 (7)	36 (4,5)	24 (3)	16 (2)	11	8	6
Способ смазки	Погружение в ванну					Струйная или в ванне	Под давлением

5. КОМПОНОВКА РЕДУКТОРОВ [16, 21, 42]

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Компоновка редуктора выполняется после завершения прочностных расчетов зубчатых передач на ММ-бумаге карандашом в масштабе 1:1 (1:2).

Компоновка редуктора выполняется для:

- размещения внутри редуктора зубчатых колес всех ступеней так, чтобы получить минимальные внутренние размеры редуктора ($B_{вн}$ и $L_{вн}$);
- определения расстояния между опорами валов L и длин консольных участков;
- определения точек приложения сил, нагружающих валы;
- проверки, не накладываются ли валы (зубчатые колеса) одной ступени редуктора на валы (зубчатые колеса) другой ступени.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

- 1.1. Размеры зубчатых цилиндрических, конических и червячных передач (4.2.1, 4.2.2, рис. 4.2.1; 4.2.4, 4.2.5, рис. 4.2.2; 4.2.8, рис. 4.2.6).
- 1.2. Диаметры валов $d_{вв}$ после их предварительного определения (табл. 1.2.4).

2. ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

- 2.1. $L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1,6 \dots 1,8) d_{вв}$ — длина и диаметр ступицы.
- 2.2. Выбираются из каталога подшипников качения или из 8.10.3... 8.10.11 (без расчета) габаритные размеры $[D, B (T)]$ соответствующих подшипников качения средней серии с внутренним диаметром $d = d_{вв}$ (рис. 5.1.1).

3. РАЗМЕРЫ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОМПОНОВКИ

3.1. δ — толщина стенки редуктора (табл. 12.2.3).

Для редукторов минимальная толщина стенки $\delta_{\min} = 8,0$ мм.

- 3.1.1 — Для редукторов цилиндрических:
- одноступенчатых — $\delta = (0,025 \sigma_{w \text{цил I}} + 1)$ мм;
 - двухступенчатых — $\delta = (0,025 \sigma_{w \text{цил II}} + 3)$ мм.
- 3.1.2 — Для конических редукторов:
- одноступенчатых — $\delta = (0,05 R_e + 1)$ мм;
 - коническо-цилиндрических — $\delta = (0,025 \sigma_{w \text{цил}} + 3)$ мм.
- 3.1.3 — Для редукторов червячных:
- одноступенчатых — $\delta = (0,04 \sigma_{w \text{черв}} + 2)$ мм;
 - червячно-цилиндрических — $\delta = (0,04 \sigma_{w \text{черв}} + 3)$ мм;
 - (большая величина) $\delta = (0,025 \sigma_{w \text{цил}} + 3)$ мм.
- 3.2. Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора:
- до боковой поверхности вращающейся части — $c = (1,0 \dots 1,2) \delta$ мм;
 - до боковой поверхности подшипника качения — $c_1 = (3 \dots 5)$ мм.

3.3. Расстояние в осевом направлении между вращающимися частями, смонтированными на:

$$\begin{aligned} \text{на одном валу} & - c_2 = (0 \dots 5) \text{ мм;} \\ \text{на разных валах} & - c_3 = (0,5 \dots 1,0) \delta \text{ мм.} \end{aligned}$$

3.4. Радиальный зазор между зубчатым колесом одной ступени и валом другой ступени (min) — $c_4 = (1,2 \dots 1,5) \delta$ мм.

3.5. Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев:

- до внутренней поверхности стенки редуктора $c_5 = 1,2 \delta$ мм;
- до внутренней нижней поверхности стенки корпуса (величину c_6 определяет также объем масляной ванны 12.3...12.5, 13.13) $c_6 = (5 \dots 10) m$ мм.

3.6. Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных наружных частей редуктора — $c_7 = (5 \dots 8)$ мм.

3.7. Ширина фланцев S , соединяемых болтом диаметром $d_{болт} = 1,5 \delta$, $k = f(d_{болт})$ (табл. 5.1.1) — $S = k + \delta + 6$ мм.

3.8. Толщина фланца боковой крышки (рис. 12.1.2, табл. 12.1.1) — $h_1 = f(D)$ мм.

3.9. Высота головки болта — $h = 0,8 h_1$ мм.

3.10. Толщина фланца втулки — $h_2 = h_1$ мм.

3.11. Толщина стакана (табл. 12.11.1) — $h_3 = f(D)$ мм.

3.12. Длина цилиндрической части крышки (выбирается конструктивно) — $h_{4 \min} = 5$ мм.

3.13. Расстояние между боковыми поверхностями подшипников, монтируемых парами — $h_5 = (0 \dots 5)$ мм.

3.14. Другие неуказанные параметры корпуса редуктора — (12.1, 12.3...12.5).

После определения ориентировочных размеров следует выполнить компоновку редуктора в соответствии с 5.2...5.7.

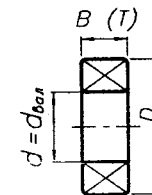


Рис. 5.1.1. Габаритные размеры подшипника качения

Табл. 5.1.1. Зависимость $k = f(d_{болт})$

$d_{болт}$	k
мм	
M8	24
M10	28
M12	33
M16	40
M20	48
M24	55

5.2. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры цилиндрической передачи (4.2.1, 4.2.2, рис. 4.2.1), мм:

- межосевое расстояние a_w ;
- диаметры колес $d_{w1(2)}$, d_{a2} ;
- ширины колес b_1 , b_2 .⁽²⁾

Диаметры валов $d_{вал1(2)}$, мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

$$L_{ст} = D_{ст} \approx (1,6 \dots 1,8) d_{вал}.$$

Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

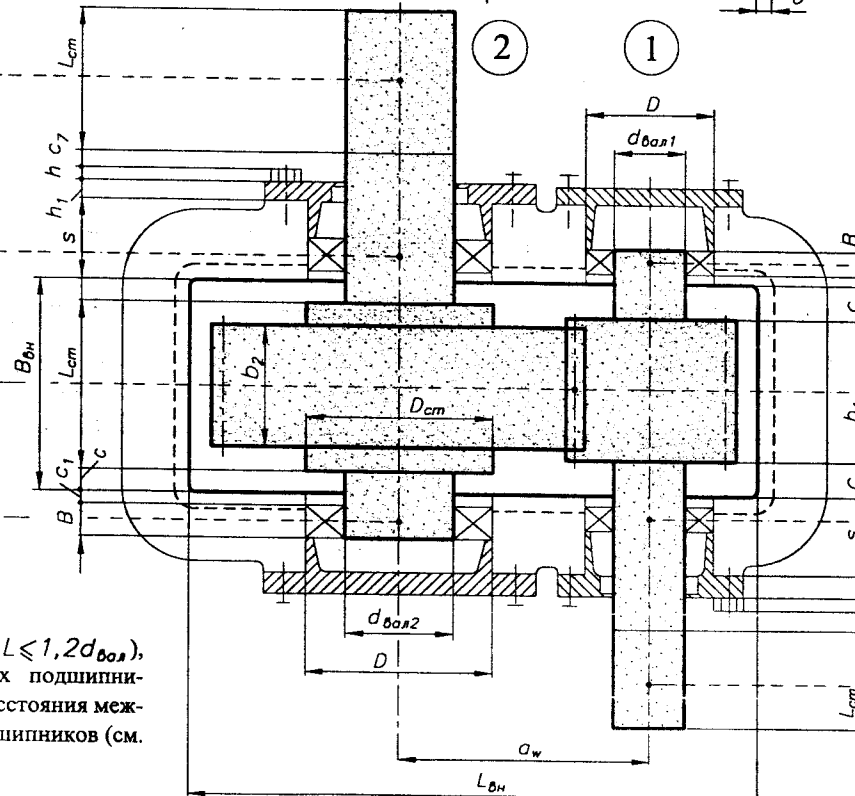
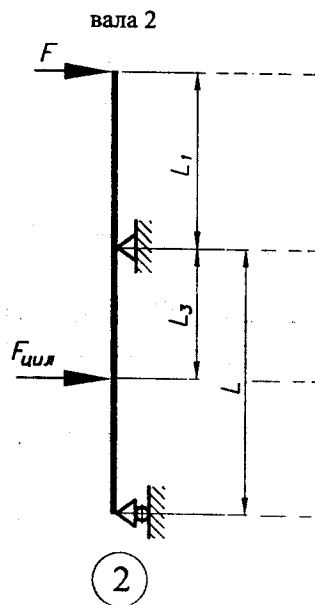
Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3)

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (11.2.2).

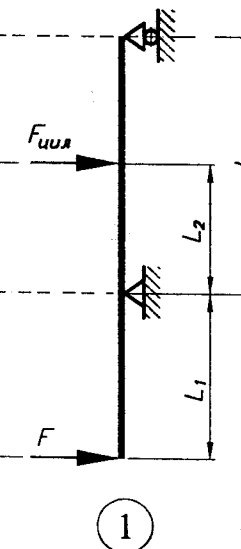
Результатом компоновки являются величины L , L_1 , L_2 , L_3 , определяемые замером их на ММ-бумаге.

При использовании врезных подшипниковых крышек длина консольного участка вала уменьшается на $(h+h_1)$.

Расчетная схема вала 2



Расчетная схема вала 1



$F_{цил}$ — силы, нагружающие вал от зацепления колес цилиндрической передачи.

F — силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

Примечание: Для "коротких" валов ($L \leq 1,2 d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояния между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).

Рис. 5.2.1

5.3. КОМПОНОВКА ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры цилиндрических передач I и II ступеней (4.2.1, 4.2.2, рис. 4.2.1), мм:

- межосевые расстояния $a_{w(II)}$;
- диаметры колес $d_{w(2) I(II)}$, $d_{o(2) I(II)}$;
- ширины колес $b_{1(2) I(II)}$.

Диаметры валов $d_{вал 1, 2, 3}$, мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

$$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1,6 \dots 1,8) d_{вал}$$

Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

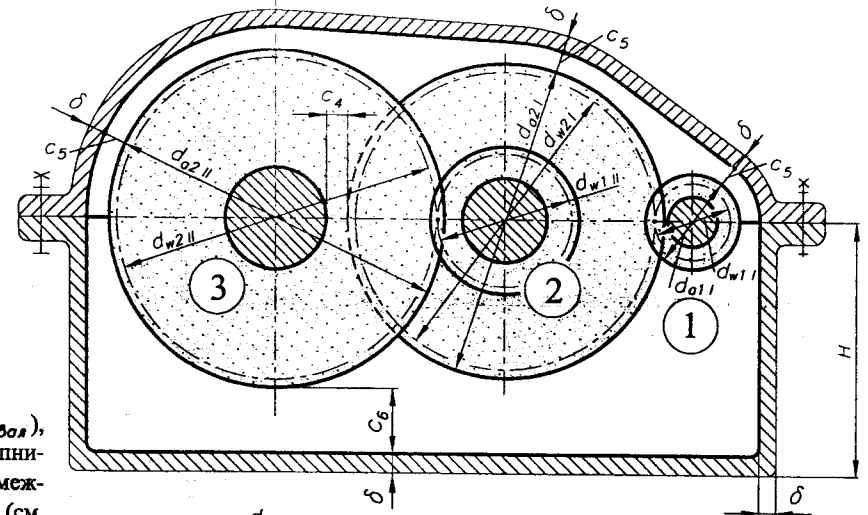
Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3).

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (11.2.2).

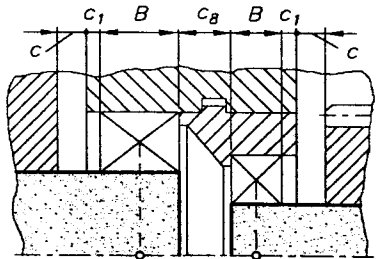
Результатом компоновки являются величины L, L_1, L_2, L_3 , определяемые замером их на ММ-бумаге.

При использовании врезных подшипниковых крышек длина консольного участка вала уменьшается на $(h+h_1)$.

Примечание: Для "коротких" валов ($L \leq 1,2d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояния между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).



КОМПОНОВКА внутреннего подшипникового узла соосных редукторов



$$c_B = (0,7 \dots 1,0) \delta$$

Рис. 5.3.2

$F_{цил I}$ — силы, нагружающие вал от зацепления колес цилиндрической передачи первой ступени.

$F_{цил II}$ — силы, нагружающие вал от зацепления колес цилиндрической передачи второй ступени.

F — силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

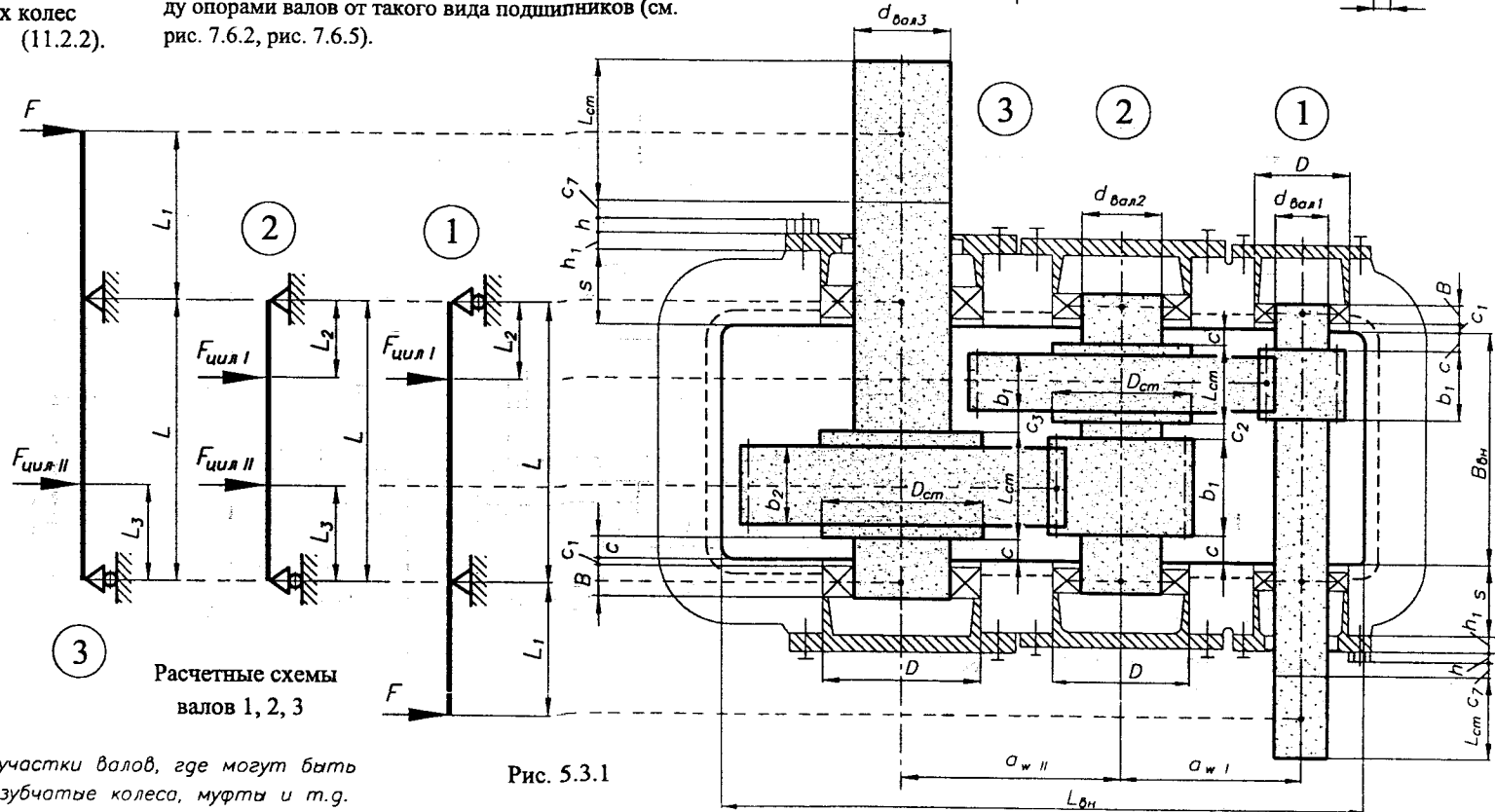


Рис. 5.3.1

Расчетные схемы
валов 1, 2, 3

5.4. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры конической передачи (4.2.4, 4.2.5, рис. 4.2.2), мм:

- диаметры колес $d_{e1(2)}$, $d_{oe1(2)}$;
- внешнее конусное расстояние R_e ;
- ширина колес b .

Диаметры валов $d_{вал1(2)}$, мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

$$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1,6 \dots 1,8) d_{вал}.$$

Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3).

Конструкции конических зубчатых колес (11.3.4).

Выполнение компоновки следует начинать с нанесения диаметров d_{e1} и d_{e2} .

Результатом компоновки являются величины L , L_1 , L_2 , L_3 , определяемые замером их на ММ-бумаге.

$F_{кон}$ — силы, нагружающие вал от зацепления колес конической передачи.

F — силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

Примечание: Для "коротких" валов ($L \leq 1,2d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояния между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).

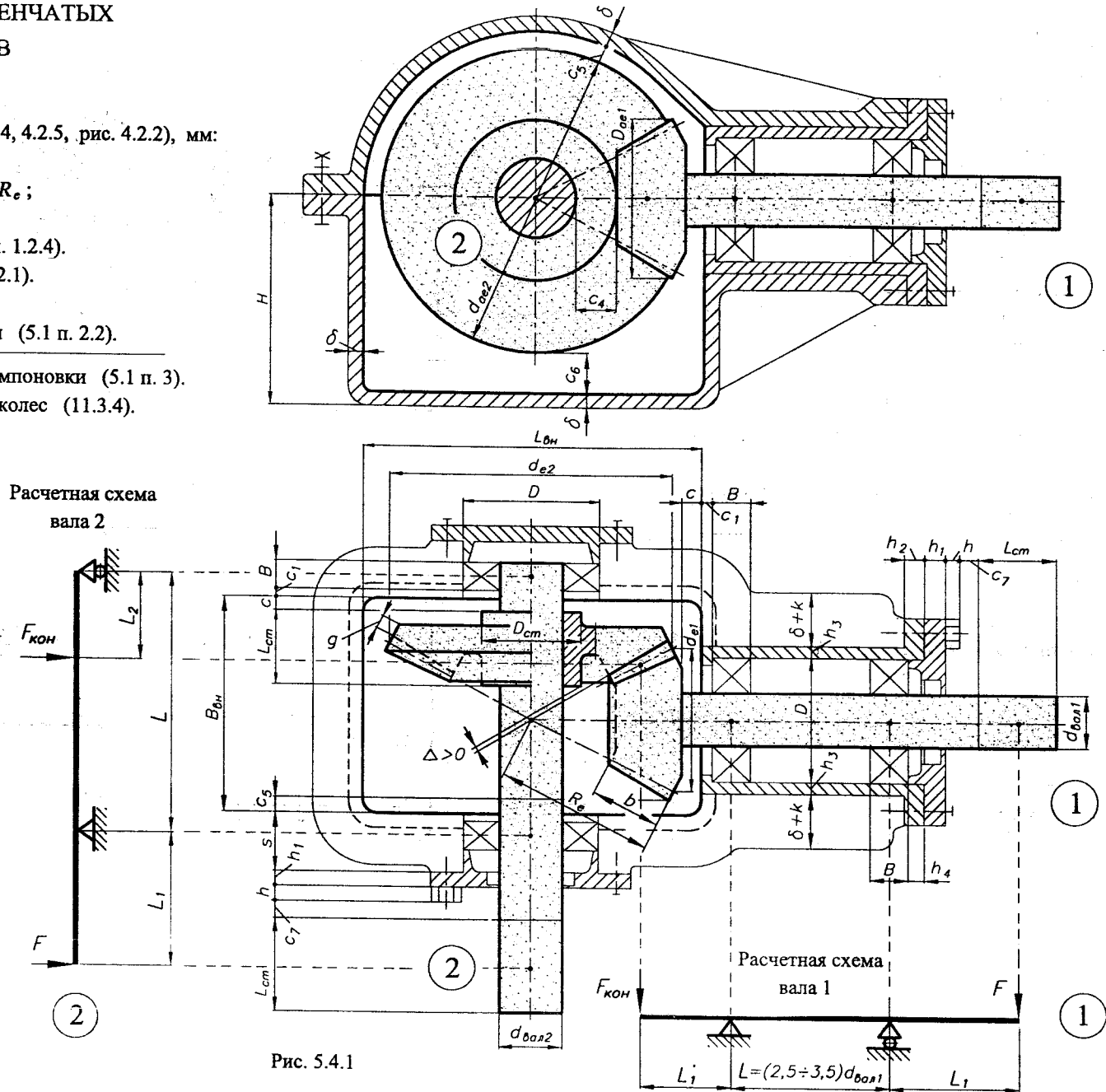


Рис. 5.4.1

5.5. КОМПОНОВКА КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры конической передачи (4.2.4, 4.2.5, рис. 4.2.2), мм:

- диаметры колес $d_{e1(2)}$, $d_{ae1(2)}$;
- ширина колес b ;
- внешнее конусное расстояние R_e .

Размеры цилиндрической передачи (4.2.1, 4.2.2, рис. 4.2.1), мм:

- межосевое расстояние a_w ;
- диаметры колес $d_{w1(2)}$, $d_{o1(2)}$;
- ширины колес b_1 , b_2 .

Диаметры валов $d_{вал1,2,3}$, мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

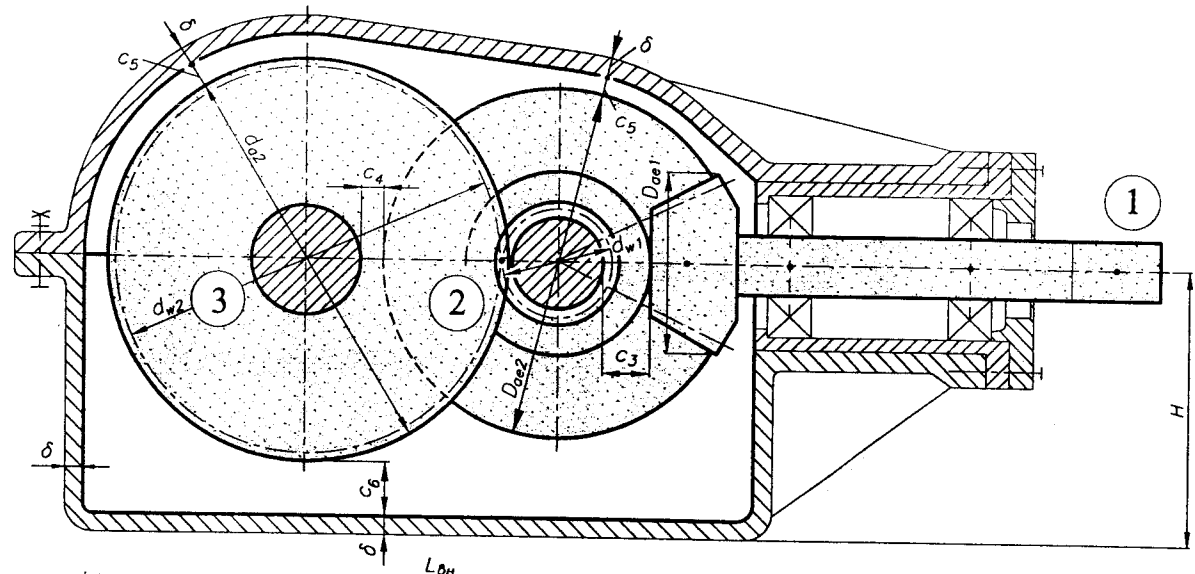
$$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1,6 \dots 1,8) d_{вал}$$

Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3).

Конструкции конических зубчатых колес (11.3.4).

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (11.2.2).



Выполнение компоновки следует начинать с нанесения диаметров d_{e1} и d_{e2} .

Результатом компоновки являются величины L , L_1 , L_2 , L_3 , определяемые их замером на ММ-бумаге.

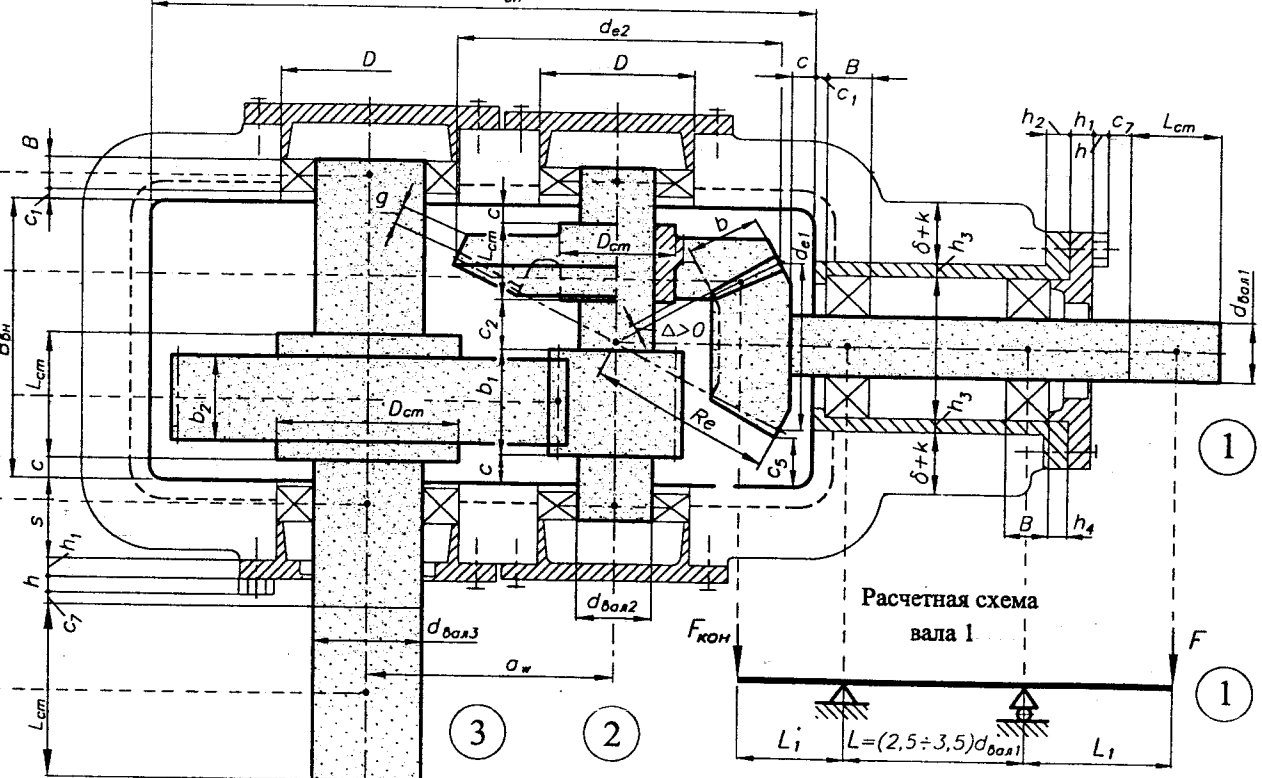
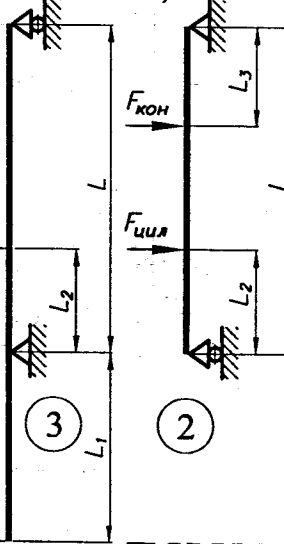
$F_{кон}$ — силы, нагружающие вал от зацепления колес конической передачи.

$F_{цил}$ — силы, нагружающие вал от зацепления колес цилиндрической передачи.

F — силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

Примечание: Для "коротких" валов ($L \leq 1,2 d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояние между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).

Расчетные схемы валов 2, 3



Расчетная схема вала 1

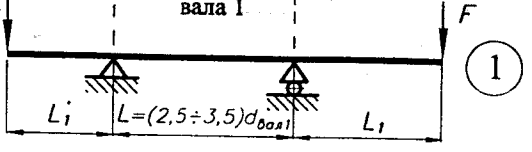


Рис. 5.5.1

5.6. КОМПОНОВКА ОДНУСТУПЕНЧАТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

- Размеры червячной передачи (4.2.8, рис. 4.2.6), мм:
 - межосевое расстояние a_w ;
 - диаметры червяка и червячного колеса $d_{w1(2)}, d_{o1}, d_{o2}$;
 - длина червяка и ширина червячного колеса b_1, b_2 .

Диаметры валов $d_{вал1(2)}$, мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

$$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1,6 \dots 1,8) d_{вал}$$

Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3)

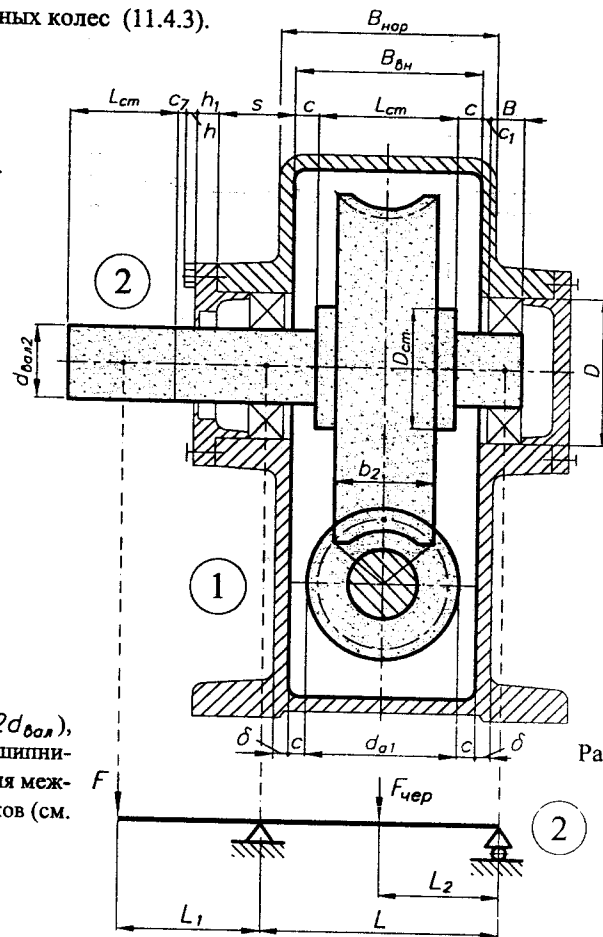
Конструкции червяков и червячных колес (11.4.3).

Результатом компоновки являются величины L, L_1, L_2, L_3 , определяемые их замером на ММ-бумаге.

$F_{чер}$ — силы, нагружающие вал от зацепления колес червячной передачи.

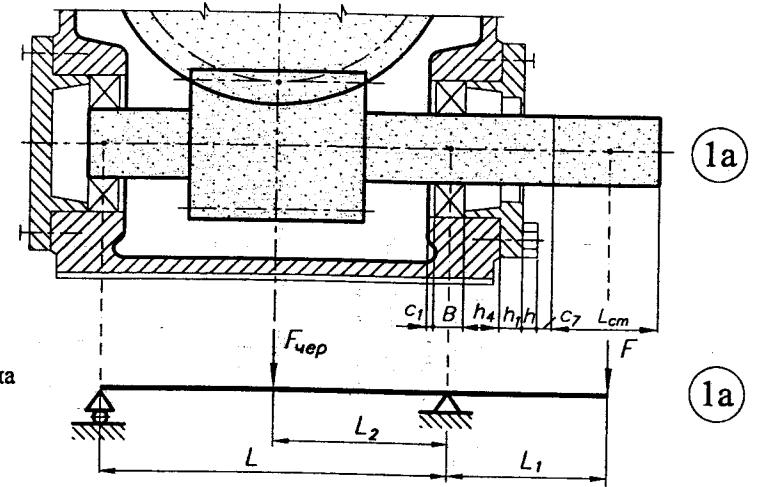
F — силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

Примечание: Для "коротких" валов ($L \leq 1,2 d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояния между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).

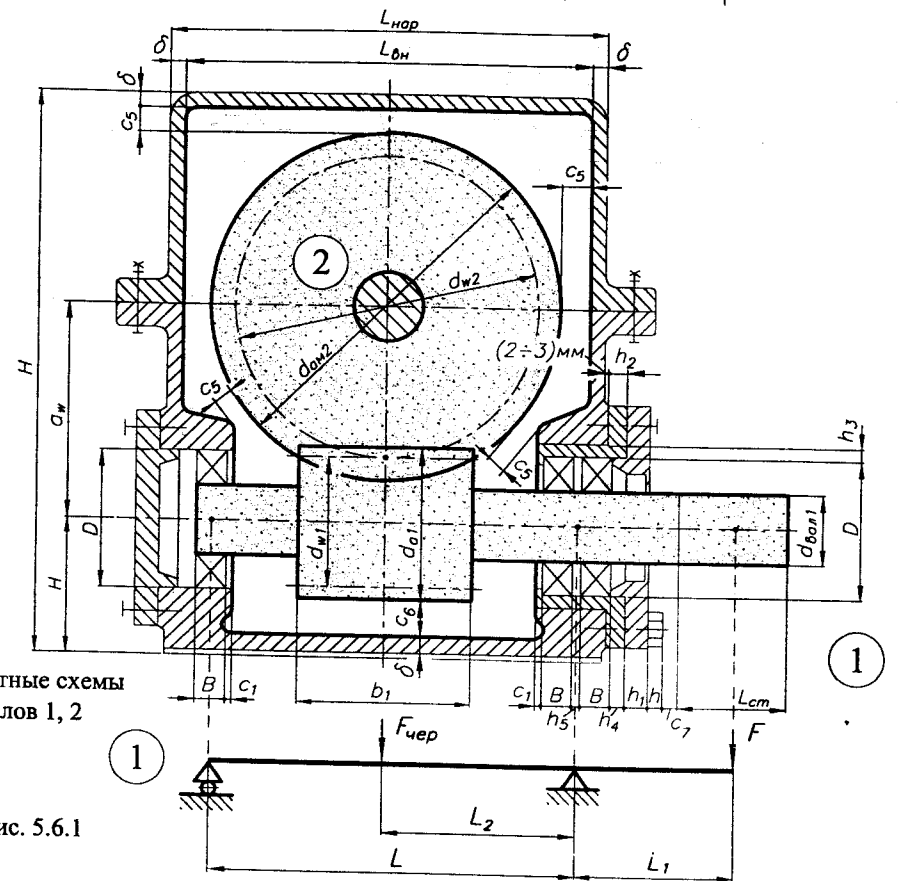


ВАРИАНТ ВЫПОЛНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ЧЕРВЯКА

Рис. 5.6.2



Расчетная схема вала 1а



Расчетные схемы валов 1, 2

Рис. 5.6.1

5.7. КОМПОНОВКА ЧЕРВЯЧНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Размеры червячной передачи (4.2.8, рис. 4.2.6), мм:

- межосевое расстояние a_w ;
- диаметры червяка и червячного колеса $d_{w(2)ч}$, d_{a1} , d_{a2} ;
- длина червяка и ширина червячного колеса b_1 , b_2 .

Размеры цилиндрической передачи (4.2.1, 4.2.2, рис. 4.2.1), мм:

- межосевое расстояние a_w ;
- диаметры колес $d_{w(2)ц}$, $d_{a(2)}$;
- ширины колес b_1 , b_2 .

Диаметры валов $d_{вал(2)}$, мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

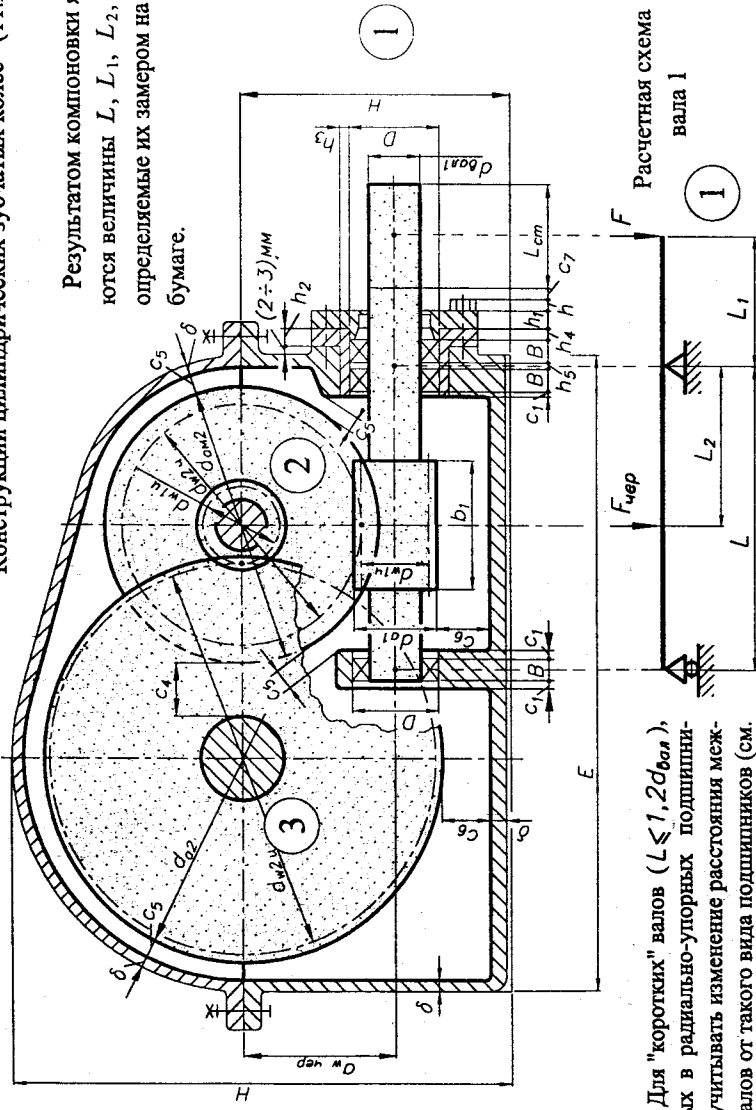
$$L_{ст} \approx D_{ст} \approx (1,6 \dots 1,8) d_{вал}$$

Размеры подшипников качения, мм (5.1 п. 2.2).

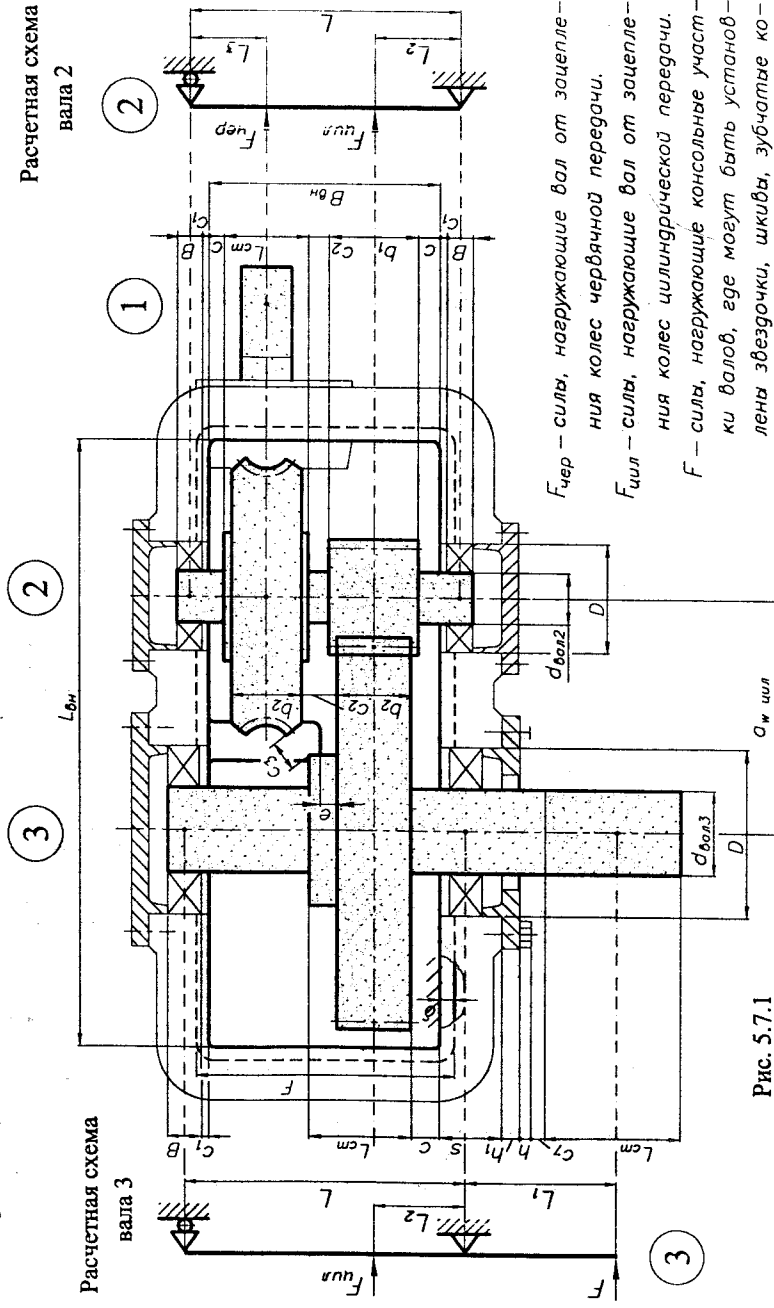
Другие размеры для выполнения компоновки (5.1 п. 3)

Конструкции червяков и червячных колес (11.4.3).

Конструкции цилиндрических зубчатых колес (11.2.2).



Примечание: Для "коротких" валов ($L \leq 1,2 d_{вал}$), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояния между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).



$F_{чер}$ — силы, нагружающие вал от зацепления колес червячной передачи.
 $F_{цил}$ — силы, нагружающие вал от зацепления колес цилиндрической передачи.
 F — силы, нагружающие консольные участки валов, где могут быть установлены звездочки, шкивы, зубчатые колеса, муфты и т.д.

Рис. 5.7.1

6. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ [21, 42]

6.1. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

1. Силы, действующие в зацеплении передач:
 - закрытых (4.2.1 п. 6);
 - открытых (4.2.3 п. 4).
2. Пункт приложения сил - полюс зацепления Π .
3. Направления сил:
 - 3.1. Окружная сила F_t - под углом 90° к межосевой линии в направлении:
 - обратном направлению вращения - для ведущего колеса (шестерни), (вал 1) - сила F_{t1} (рис. 6.1.2б);
 - по направлению вращения - для ведомого колеса (вал 2) - сила F_{t2} (рис. 6.1.2а).
 - 3.2. Радиальная сила F_r - по межосевой линии (по радиусу) от полюса зацепления Π к оси вала:
 - для шестерни - сила F_{r1} от Π к O_1 (рис. 6.1.2б);
 - для колеса - сила F_{r2} от Π к O_2 (рис. 6.1.2а).
 - 3.3. Осевая сила F_o - вдоль оси вала.

Для определения направления осевой силы F_o должно быть известно направление линии зуба шестерни (левое или правое) и колеса (правое или левое) (рис. 6.1.3). Стороны зубчатых колес, где определено направление линии зуба, выделены на рис. 6.1.1 утолщенной линией.

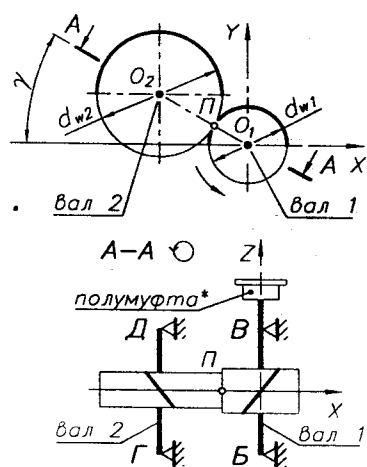


Рис. 6.1.1. Схема цилиндрической передачи

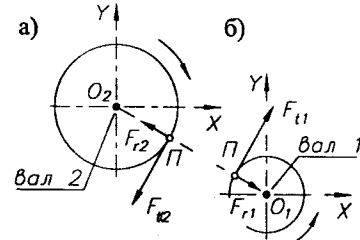


Рис. 6.1.2. Схемы сил F_t и F_r , нагружающих валы: а) зубчатого колеса; б) шестерни

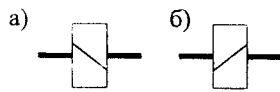


Рис. 6.1.3. Направление линии зуба: а) правос; б) левос

- 3.3.1. Условно перемещают зубчатое колесо - рис. 6.1.4б (шестерню - рис. 6.1.4а) в положение, где полюс зацепления Π будет находиться со стороны, определяющей направлении линии зуба (в положении Π_1).
- 3.3.2. Прикладывают в условном полюсе зацепления Π_1 окружную силу F_t в соответствии с п. 3.1.
- 3.3.3. Осевая сила F_o будет одной из составляющих силы F_n' , направленной под углом 90° к линии зуба в условном полюсе зацепления Π' . Второй составляющей силы F_n' будет окружная сила F_t , направленная в соответствии с п. 3.1.
- 3.3.4. Определенную по направлению осевую силу F_o переносят в действительный полюс зацепления Π .

На основании вышеизложенного, составляют расчетные схемы валов 1 и 2, нагруженных силами F_t , F_r и F_o в плоскостях XOZ и YOZ (рис. 6.1.5). На рис. 6.1.6 представлены расчетные схемы валов при $\gamma = 0^\circ$.

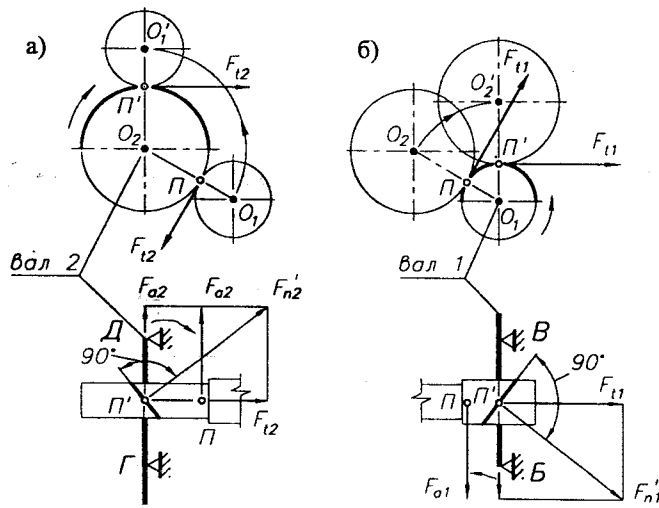


Рис. 6.1.4. К определению направления осевой силы F_o : а) для зубчатого колеса; б) для шестерни

* Силы, нагружающие вал от муфт F_M (6.5).

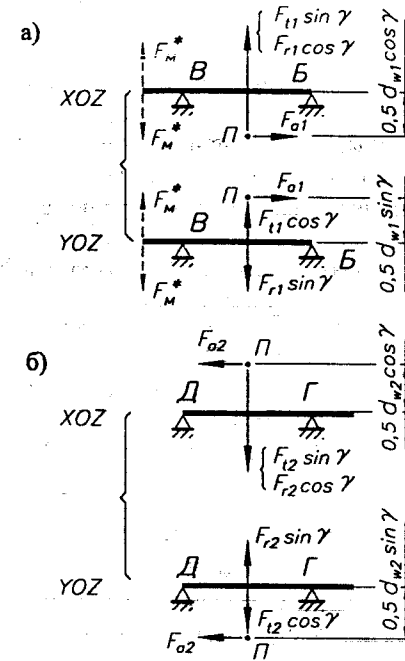


Рис. 6.1.5. Расчетные схемы: а) вала 1; б) вала 2

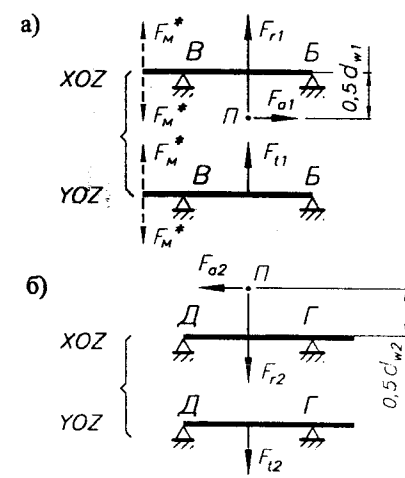


Рис. 6.1.6. Расчетные схемы (при $\gamma = 0^\circ$): а) вала 1; б) вала 2

6.2. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

- Силы, действующие в зацеплении прямозубых конических передач (4.2.4 п. 5, 4.2.6 п. 4).
Силы, действующие в зацеплении конических передач с непрямыми зубьями (4.2.5 п. 5)
- Пункт приложения сил - полюс зацепления Π .
- Направления сил:
 - Окружная сила F_t - под углом 90° к радиусу в полюсе зацепления в направлении:
 - обратном направлению вращения - для ведущего колеса (шестерни), (вал 1) - сила F_{t1} (рис. 6.2.2а);
 - по направлению вращения - для ведомого колеса (вал 2) - сила F_{t2} (рис. 6.2.2б).
 - Радиальная сила F_r - по радиусу от полюса зацепления Π к оси вала:
 - для шестерни - сила F_{r1} от Π к O_1 (рис. 6.2.2а),
 - для колеса - сила F_{r2} от Π к O_2 (рис. 6.2.2б).
 - Осевая сила F_o - 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_o в плоскостях XOZ и YOZ (рис. 6.2.3).

(Для конических колес с круговым зубом направление сил F_r и F_o меняется на противоположное, если величины этих сил в результате расчета (4.2.5 п. 5.3 и 5.4) имеют отрицательное значение).

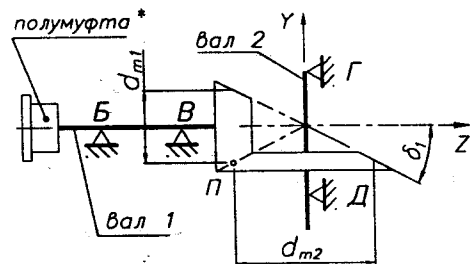


Рис. 6.2.1. Схема конической передачи

Рис. 6.2.2. Схемы сил F_t , F_r и F_o , нагружающих валы: а) шестерни (вал 1); б) зубчатого колеса (вал 2)

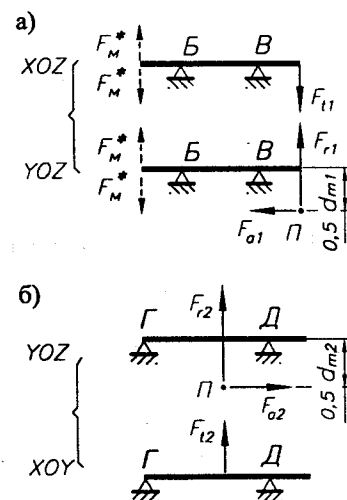
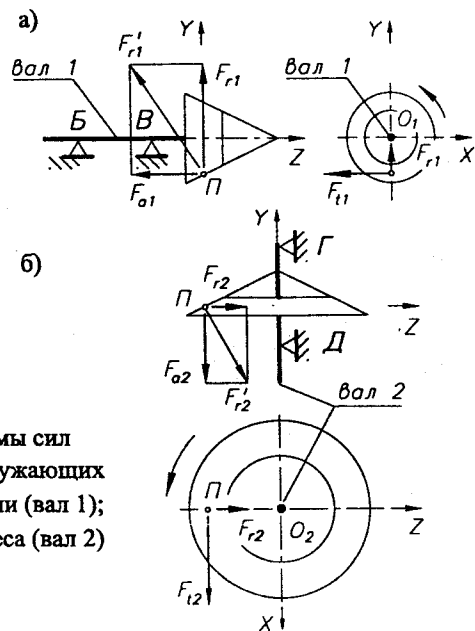


Рис. 6.2.3. Расчетные схемы: а) вала 1; б) вала 2



6.3. СИЛА, НАГРУЖАЮЩАЯ ВАЛЫ РЕМЕННЫХ И ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

- Сила, нагружающая валы:
 - от ременной передачи (2.1 п. 14; 2.2 п. 13; 2.3 п. 15; 2.4 п. 14);
 - от цепной передачи (3.3 п. 16; 3.4 п. 14) (без учета веса колес и цепи).
- Пункт приложения силы F - ось вала в плоскости установки колеса ременной или цепной передачи (плоскость $A-A$ рис. 6.3.1).
- Направление силы - к оси сопряженного колеса (с определенной неточностью).

На основании вышеизложенного, составляют расчетные схемы валов 1 и 2 ременной (цепной) передачи, которые нагружены составляющими силы F в плоскостях XOZ и YOZ (рис. 6.3.2).

На рис. 6.3.3 представлены расчетные схемы валов при $\gamma = 0^\circ$.

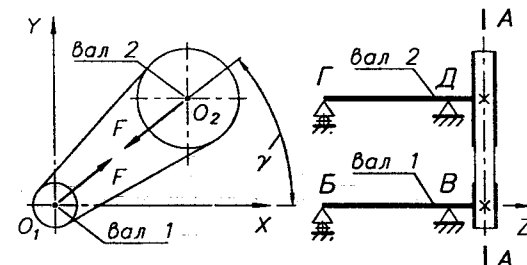


Рис. 6.3.1. Схема ременной (цепной) передачи

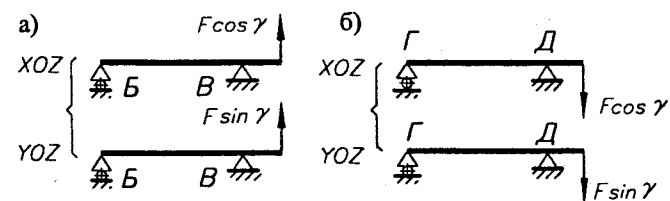


Рис. 6.3.2. Расчетные схемы: а) вала 1; б) вала 2

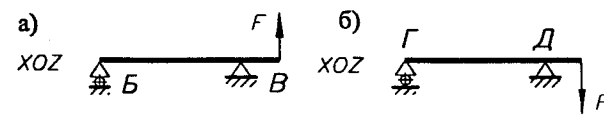


Рис. 6.3.3. Расчетные схемы (при $\gamma = 0^\circ$): а) вала 1; б) вала 2

* Силы, нагружающие вал от муфт F_m (6.5).

6.4. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ВАЛЫ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Силы, действующие в зацеплении передач (4.2.8 п. 7).
2. Пункт приложения сил - полюс зацепления Π .
3. Перед определением направления сил, возникающих в зацеплении передач и нагружающих валы, должны быть известны:
 - направление линии витка червяка (левое или правое) (рис. 6.4.2).
 - направления вращения валов червяка (вал 1) и червячного колеса (вал 2) (рис. 6.4.1).

Направления сил:

- 3.1. Окружная сила F_t - под углом 90° к радиусу в полюсе зацепления в направлении:
 - обратном направлению вращения - для ведущего элемента червяка), (вал 1) - сила F_{t1} (рис. 6.4.3б);
 - по направлению вращения - для ведомого элемента (червячного колеса), (вал 2) - сила F_{t2} (рис. 6.4.3а).
 - 3.2. Радиальная сила F_r - по радиусу от полюса зацепления Π к оси вала:
 - для червяка - сила F_{r1} от Π к O_1 (рис. 6.4.3б);
 - для червячного колеса - сила F_{r2} от Π к O_2 (рис. 6.4.3а).
 - 3.3. Осевая сила F_o - вдоль оси вала в направлении:
 - для червяка - сила F_{o1} - от полюса зацепления Π в направлении противоположном силе F_{t2} (рис. 6.4.3б);
 - для червячного колеса - сила F_{o2} - от полюса зацепления в направлении противоположном силе F_{t1} (рис. 6.4.3а).
- Возможно также использование рекомендаций (6.1 п. 3.3).

На основании вышеизложенного, составляют расчетные схемы валов 1 и 2, нагруженных силами F_t , F_r и F_o в плоскостях XOZ и YOZ (рис. 6.4.4).

6.5. СИЛА, НАГРУЖАЮЩАЯ ВАЛЫ ОТ МУФТ [12, 21, 42]

Сила, нагружающая валы механических передач от муфт (без учета их веса), N - для жестких муфт $F_m = (0,20 \dots 0,30) F_{tm}$;
- для подвижных муфт $F_m = (0,15 \dots 0,20) F_{tm}$,

где F_{tm} - окружная сила, передаваемая элементами, которые соединяют полушестерни. $F_{tm} = 2T/d_s$, где d_s - диаметр расположения в муфте элементов, передающих крутящий момент (14).

Сила F_m есть силой вращающейся. Поэтому нагружает валы как в плоскости XOZ , так и в плоскости YOZ , имея как положительное, так и отрицательное направление в принятой системе координат.

Плоскость приложения и направление силы F_m следует выбрать так, чтобы нагрузка на вал (M_n) либо реакция в опоре была наибольшей.

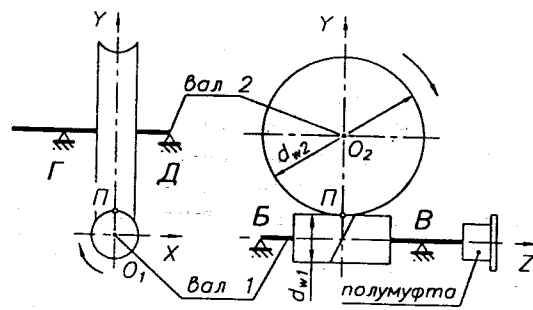


Рис. 6.4.1. Схема червячной передачи

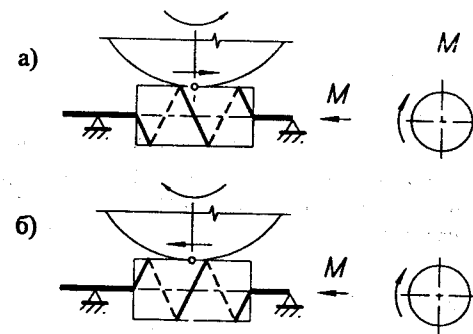


Рис. 6.4.2. Виды червяков в зависимости от направления линии их витков: а) червяк с правым направлением линии витков; б) червяк с левым направлением линии витков

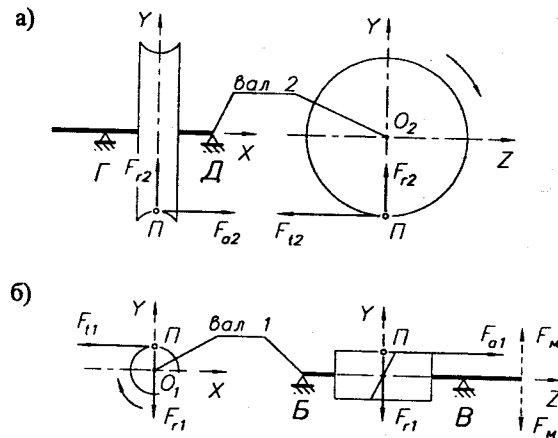


Рис. 6.4.3. Схемы сил F_t , F_r и F_o , нагружающих валы: а) червячного колеса (вал 2); б) червяка (вал 1)

Для определения F_m необходимо:

1. Выбрать тип муфты (14.1; 14.2; 14.3);
2. Выбрать типоразмер муфты $= f(T)$ (табл. 14.1.1...14.1.3; 14.2.1...14.2.3; 14.3.1...14.3.6) и определить значение диаметра расположения элементов (d_s), передающих крутящий момент;
3. Вычислить окружную силу, передаваемую элементами, соединяемыми полушестернями, N $F_{tm} = 2T \cdot 10^3 / d_s$. Дальнейший расчет - 6.5.

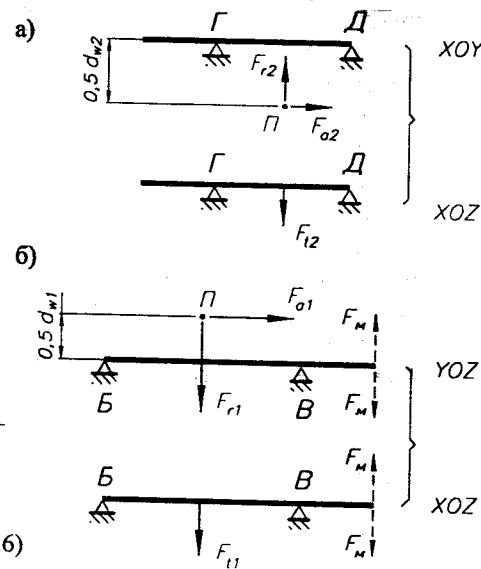


Рис. 6.4.4. Расчетные схемы: а) вала 2; б) вала 1

7. ВАЛЫ

7.1. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ [13, 16, 21, 42]

(на примере вала 4 привода рис. 1.2.1)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема вала привода	(рис. 7.1.1);
Расстояние между опорами вала	L мм
Длина консольного участка вала	L_1 мм
Координаты пункта приложения сил	L_2 мм
Размеры зубчатых колес	d_{w2} мм (4.2.1);

Силы в зацеплении колес F_{t2}, F_{r2}, F_{a2} , Н (4.2.1 п. 6);
 Внешняя нагрузка на вал $F_{\text{внх}}, \gamma$, Н, град (рис. 1.2.1);
 Крутящий момент на валу $T=T_4$, Н·м (табл. 1.2.4);
 Реверсивность передачи;
 Материал вала (назначает конструктор) (7.3 п.1).

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА

1. Определяют пункты приложения, направления и величины сил, нагружающих вал в плоскости XOZ (рис. 7.1.2а).
2. Определяют пункты приложения, направления и величины сил, нагружающих вал в плоскости YOZ (рис. 7.1.2в).
3. Вычисляют реакции $R_{\text{бх}}$ и $R_{\text{вх}}$, Н в опорах $Б$ и $В$ вала в плоскости XOZ (рис. 7.1.2а).
4. Вычисляют реакции $R_{\text{бы}}$ и $R_{\text{вй}}$, Н в опорах $Б$ и $В$ вала в плоскости YOZ (рис. 7.1.2в).
5. Определяют полные поперечные реакции $R_{\text{б}}$ и $R_{\text{в}}$ в опорах вала $Б$ и $В$ $R_{\text{б}} = \sqrt{R_{\text{бх}}^2 + R_{\text{бы}}^2}$, $R_{\text{в}} = \sqrt{R_{\text{вх}}^2 + R_{\text{вй}}^2}$, Н.
6. Определяют изгибающие моменты в характерных точках вала с построением эпюры изгибающих моментов $M_{\text{нх}}$ Н·м, в плоскости XOZ (рис. 7.1.2б).
7. Определяют изгибающие моменты в характерных точках вала с построением эпюры изгибающих моментов $M_{\text{нй}}$ Н·м, в плоскости YOZ (рис. 7.1.2г).
8. Вычисляют суммарные изгибающие моменты $M_{\text{из}}$ в характерных участках вала $M_{\text{из}} = \sqrt{M_{\text{нх}}^2 + M_{\text{нй}}^2}$, Н·м с построением эпюры изгибающих моментов $M_{\text{из}}$ (рис. 7.1.2ж).
9. Представляют эпюру крутящих моментов T , Н·м, передаваемых валом (рис. 7.1.2е).
10. Вычисляют эквивалентные изгибающие моменты $M_{\text{экв}}$, Н·м в характерных точках вала $M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{из}}^2 + (\alpha T)^2}$, с представлением их эпюры (рис. 7.1.2з), где $\alpha = \sigma_{-1н} / 2\sigma_{0н} \approx \sqrt{3}/2$ - в случае реверсивной передачи; $\alpha = \sigma_{-1н} / 4\sigma_{0н} \approx \sqrt{3}/4$ - в случае неререверсивной передачи. Здесь $\sigma_{-1н}$, $\sigma_{0н}$ (табл. 17.2.1).
11. Определяют расчетные диаметры вала в характерных пунктах $d_{\text{расч}} = \sqrt[3]{10^3 M_{\text{экв}} / (0,1[\sigma_{н}])}$, мм и представляют полученные результаты на рисунке (рис. 7.1.2з). Здесь $[\sigma_{н}] = \sigma_{-1н} / S_{\text{зап}}$ ($S_{\text{зап}} = 3 \dots 4$).

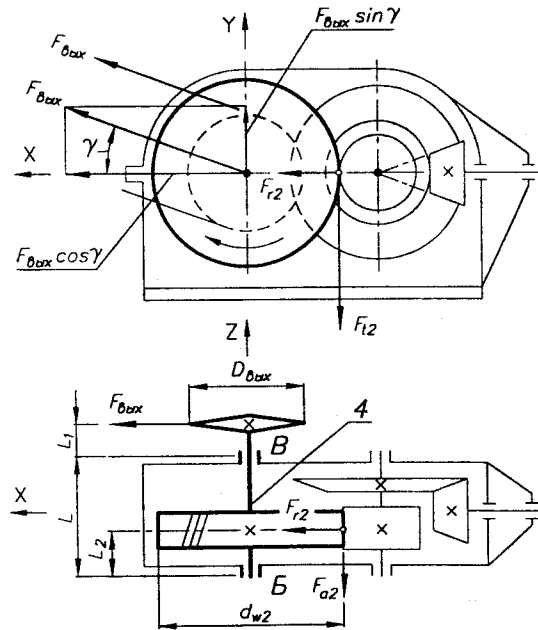


Рис. 7.1.1. Схема вала 4 привода (рис. 1.2.1)

1. Вычисление реакций в подпорах $Б$ и $В$ вала в плоскостях XOZ и YOZ (п. 3, 4) рекомендуется выполнять из уравнений $\sum M_{B(В)} = 0$. Уравнения $\sum F_{X(Y)} = 0$ будут служить проверкой правильности вычисления реакций.
2. На схемах сил (рис. 7.1.2а,в), нагружающих вал, направление реакций в опорах должно соответствовать положительному их значению.
3. Вычисление диаметров вала $d_{\text{расч}}$ рекомендуется выполнять для ряда его сечений (через 10...15 мм длины вала).
4. Расчетные схемы вала и эпюры моментов, нагружающих вал, рекомендуется представлять в одинаковом масштабе, размещая их на одном листе (рис. 7.1.2) вместе с принятой конструкцией вала (7.2).

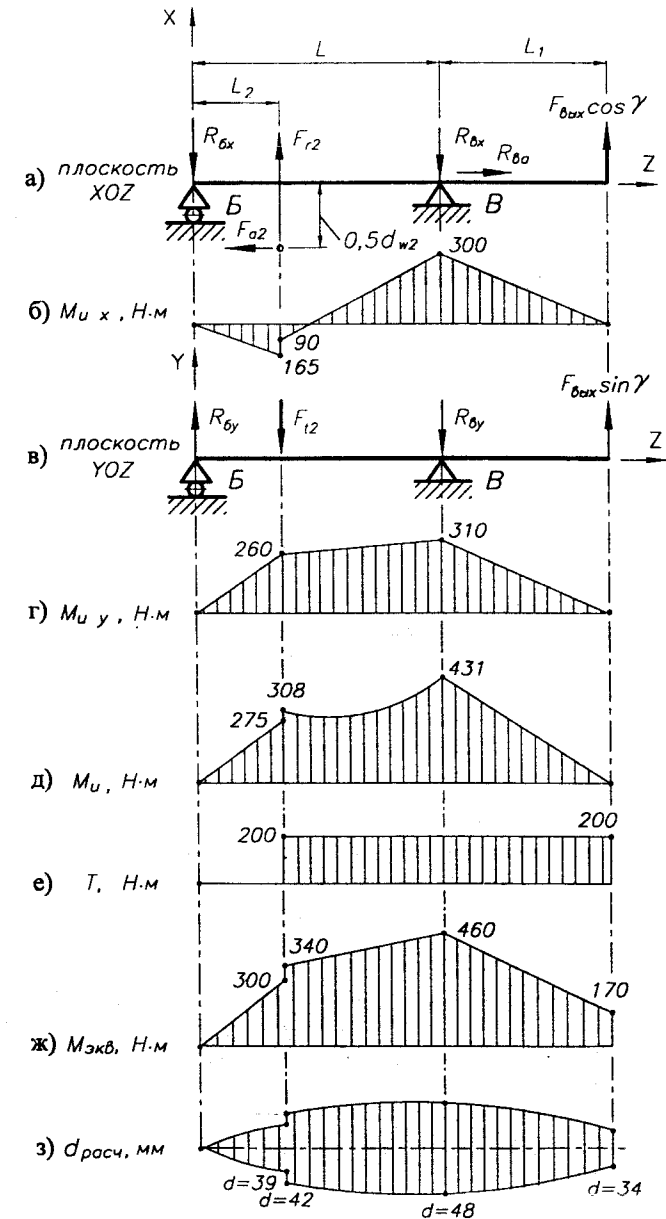


Рис. 7.1.2. Результаты проектного расчета вала

7.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ И ФОРМЫ ВАЛА [21, 42]

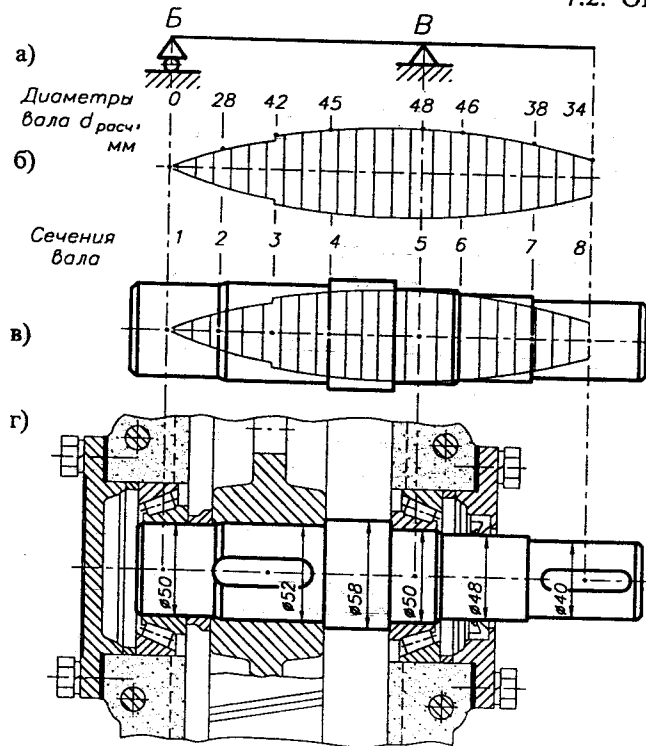


Рис. 7.2.1. Конструктивное оформление вала (вариант 1)

ВАРИАНТ 1 (рис. 7.2.1)

- 1.1. Диаметр вала в подшипниках опор *Б* и *В* (сечения 1, 5) должен:
 - быть большим или равным диаметрам в сечениях 1, 2, 5 $d_{1\text{ расч}} = 0$ мм, $d_{2\text{ расч}} = 28$ мм, $d_{5\text{ расч}} = 48$ мм;
 - заканчиваться на цифру 0 или 5 (внутренние диаметры подшипников качения заканчиваются на 0 или 5 мм). Принимается $d_1 = d_5 = 50$ мм.
- 1.2. Диаметр вала под ступицу (сечения 3, 4) должен быть:
 - большим или равным диаметру $d_{4\text{ расч}} = 45$ мм;
 - большим, чем принятые диаметры $d_1 = d_5 = 50$ мм, чтобы при монтаже колеса на вал не повредить поверхность под подшипник. Принимается $d_3 = 52$ мм.
- 1.3. С одной стороны ступицы (желательно со стороны консольного участка вала) между ступицей и подшипником вал выполняют диаметром $d = 58$ мм, что следует из высоты заплечика под подшипник (размер *H* или d_a - рис. 8.9.16).

Определение основных размеров и формы вала производится в процессе обрисовки линий расчетных сечений вала $d_{\text{расч}}$ линиями действительных сечений d при условии $d \geq d_{\text{расч}}$ и при выполнении конструктивных, технологических и монтажных требований, предъявляемых к его конструкции.

Для схемы вала (рис. 7.2.1а, 7.2.2а) линия расчетных сечений, где приведенные изгибные напряжения $\sigma_{\text{изг}}$ равны допускаемым $[\sigma_{\text{изг}}]$, представлена на рис. 7.2.1б, 7.2.2б.

Конструктивное оформление вала может быть выполнено в двух вариантах:

1. Подшипники в опорах *Б* и *В* (сечения 1 и 5) выполняются одинаковыми (рис. 7.2.1в) (вариант 1, рекомендуемый).
2. Подшипники в опорах *Б* и *В* (сечения 1 и 5) выполняются различными (рис. 7.2.2в) (вариант 2).

Конструкция вала с окружающими и установленными на нем деталями представлена на рис. 7.2.1г и 7.2.2г.

- 1.4. С другой стороны ступицы (между ступицей и подшипником) устанавливают втулку с внутренним диаметром $d_1 = 50$ мм.

Такое конструктивное решение позволит с левой стороны вала установить до заплечика ($d = 58$ мм) ступицу ($d = 52$ мм), втулку ($d = 50$ мм) и внутреннее кольцо подшипника ($d = 50$ мм).

- 1.5. Все диаметры консольного участка вала должны быть меньшими, чем $d_5 = 50$ мм.
- 1.6. Диаметр вала под уплотнение (сечения 6, 7) должен:
 - быть большим, чем $d_{6\text{ расч}} = 46$ мм;
 - быть меньшим или равным $d_5 = 50$ мм;
 - соответствовать ряду внутренних диаметров уплотнений (табл. 9.1.1). Принимается $d_6 = 48$ мм.
- 1.7. Диаметр консольного участка вала d_8 должен:
 - быть большим или равным расчетному диаметру в сечениях 7 и 8 ($d_{7\text{ расч}} = 38$ мм, $d_{8\text{ расч}} = 34$ мм);
 - соответствовать ряду диаметров выходных концов валов (7.4.2). Принимается $d_8 = 40$ мм.

ВАРИАНТ 2 (рис. 7.2.2)

- 2.1. Диаметр вала в подшипнике опоры *В* (сечение 5) должен:
 - быть большим или равным диаметру $d_{5\text{ расч}} = 48$ мм;
 - заканчиваться на цифру 0 или 5 (см. п. 1.1). Принимается $d_5 = 50$ мм.
- 2.2. Диаметр вала в подшипнике опоры *Б* (сечения 1, 2) должен:
 - быть большим или равным диаметру $d_{2\text{ расч}} = 28$ мм;

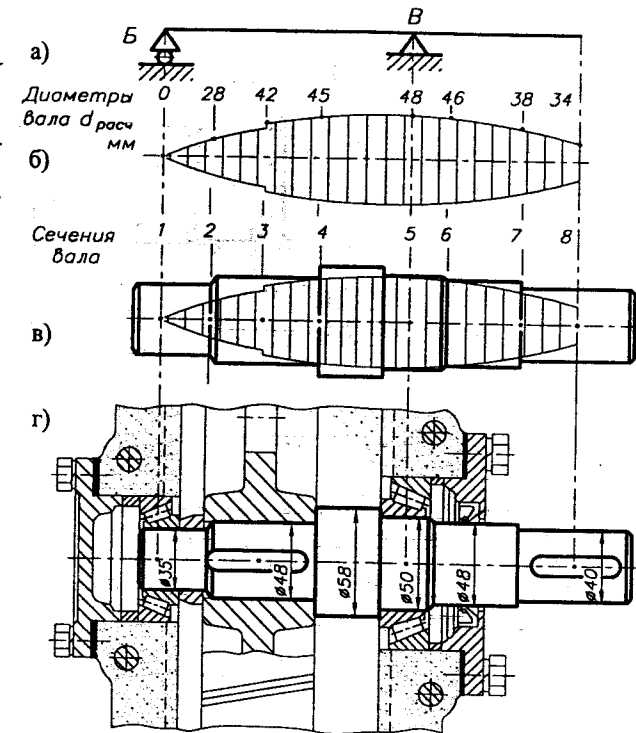
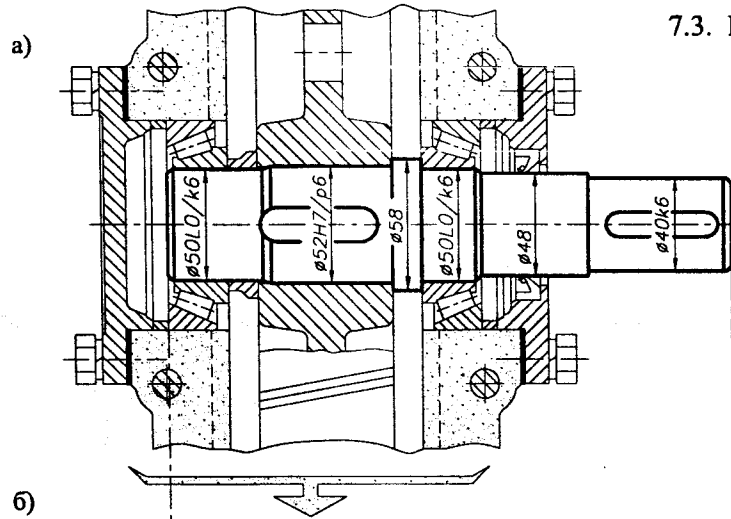


Рис. 7.2.2. Конструктивное оформление вала (вариант 2)

- заканчиваться на цифру 0 или 5 (см. п. 1.1). Можно принять $d_1 = 30$ мм. Принимается $d_1 = 35$ мм.
- 2.3. Диаметр вала под ступицу (сечения 3, 4) должен быть:
 - большим или равным диаметрам $d_{3\text{ расч}} = 42$ мм и $d_{4\text{ расч}} = 45$ мм;
 - большим, чем принятый диаметр $d_1 = 35$ мм. Принимается $d_4 = 48$ мм.
 - 2.4. С правой стороны ступицы (между ступицей и подшипником) вал выполняют диаметром $d = 58$ мм (п. 1.3).
 - 2.5. С левой стороны ступицы (между ступицей и подшипником) устанавливают втулку с внутренним диаметром $d = 35$ мм. Такое конструктивное решение позволит с левой стороны вала установить до заплечика ($d = 58$ мм) ступицу ($d = 48$ мм), втулку ($d = 35$ мм) и внутреннее кольцо подшипника ($d = 35$ мм).
 - 2.6. Конструктивное решение консольного участка вала (п. 1.5, 1.6, 1.7).

7.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ [4, 16, 21, 42]



Конструирование валов производится в процессе выполнения сборочного чертежа редуктора.

Принятое конструктивное оформление вала (7.2), окружающие и установленные на нем части редуктора (рис. 7.3.1а), технологические, монтажные и эксплуатационные требования к валу определяют:

1. необходимые допуски и посадки (п. 2);
2. требования к шероховатости поверхностей (п. 3);
3. допуски формы и расположения его поверхностей (п. 4).

Некоторые конструктивные решения при проектировании валов, рекомендации, типовые узлы, обозначения и т.д. приведены в п. 7.4.

1. МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ИХ ТЕРМООБРАБОТКА

Прямые валы и оси для средних нагрузок изготавливаются без термообработки из углеродистых сталей 25, 30, 35, Ст3, Ст4, Ст5. В некоторых случаях применяется сталь 40, 45 или 40Х с термообработкой (улучшение).

Тяжелонагруженные валы и оси изготавливаются из легированных сталей 40ХН, 40ХНМА, 30ХГС и др. с последующей термообработкой.

При повышенных требованиях к твердости рабочих поверхностей, например, цапф, шлицев применяются цементованные стали 20Х, 12ХН3А или азотированные стали типа 38МЮА.

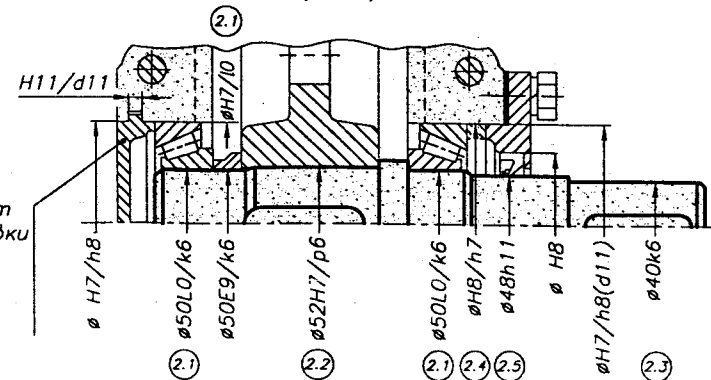
Для вал-шестерен материал вала определяется материалом шестерни.

Участок вала в месте установки уплотнений рекомендуется термообработать на глубину $h = 0,3...0,4$ мм, 45...48 HRC_э (обозначение термообработки на чертежах (рис.9.1.3)).

Механические характеристики материалов (17.2).

2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (рис. 7.3.1б и 7.3.2)

2.1. Подшипников качения (8.8.1).



Вариант установки врезных крышек показан условно

Рис. 7.3.2. Посадки, связанные с установкой валов

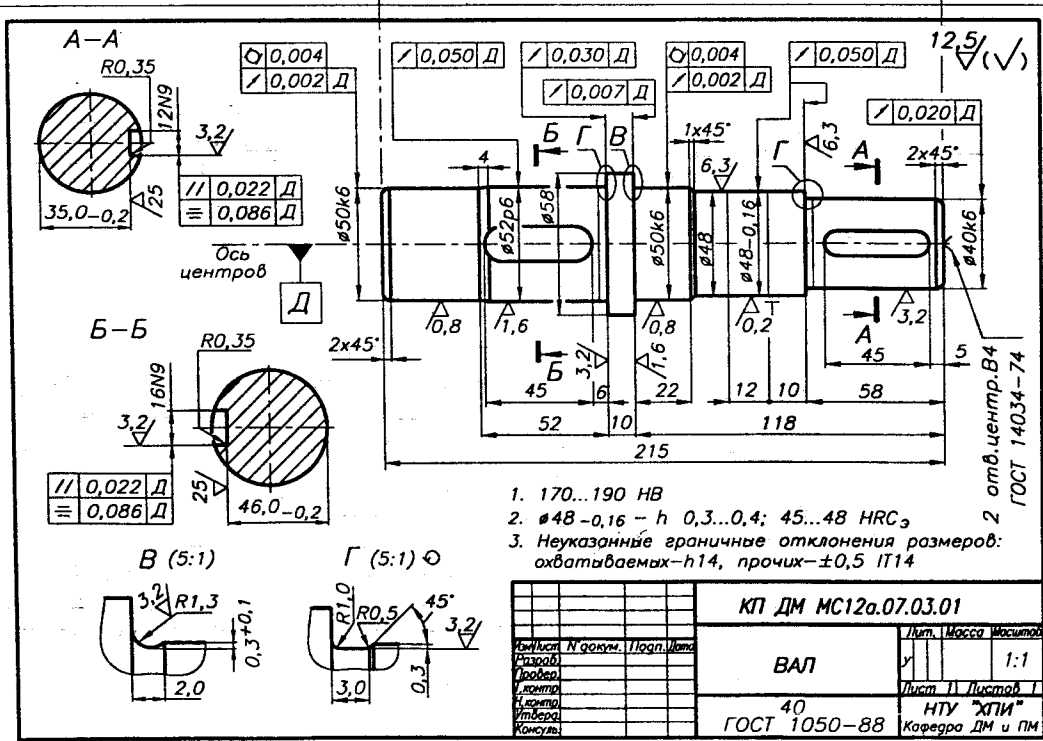


Рис. 7.3.1. Конструирование валов:

- а) вал с окружающими и установленными на нем частями редуктора;
- б) рабочий чертеж вала

- 2.2. Зубчатых колес
- 2.2.1. Для обычных соединений: $H7/r6$ ($d < 120$), $H7/r6$, $H7/s6$ ($d \geq 100$).
- 2.2.2. Для соединений при ударных нагрузках: $H7/r6$ ($d < 120$), $H7/s6$ ($d \geq 100$).
- 2.2.3. Для соединений при частом демонтаже: $H7/k6$; $H7/m6$; $h7/n6$.
- 2.3. Муфт
- 2.3.1. Для обычных соединений: $H7/k6$; $H7/m6$; $H7/n6$.
- 2.3.2. Для соединений при ударных нагрузках: $H7/r6$; $H7/g6$.
- 2.4. Распорных втулок $H7/h6$; $H8/h7$.
- 2.5. Отклонения вала в месте установки уплотнений - $h10$ (9.1.1 п. 2).
- 2.6. Посадки соединений "вал-ступица" (10.1, 10.2).
- 2.7. Рекомендуемые посадки, связанные с установкой валов, - рис. 7.3.2.

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 7.3.16 и 7.3.3)

- 3.1. Поверхности установки подшипников (8.8.2).
- 3.2. Поверхности установки ступиц колес зубчатых передач:
- для $d \leq 80$ - $1,6/\sqrt{\Delta}$; - для $d > 80$ - $3,2/\sqrt{\Delta}$.
- 3.3. Поверхности установки ступиц колес незубчатых передач, муфт и т.д.
для $d \leq 80$ - $3,2/\sqrt{\Delta}$; для $d > 80$ - $6,3/\sqrt{\Delta}$.
- 3.4. 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. 3.1, 3.2, 3.3.
- 3.5. Поверхности вала, взаимодействующие:
- с манжетами резиновыми $0,1/\sqrt{\Delta}$... $0,2/\sqrt{\Delta}$; $10/\sqrt{\Delta}$ (\checkmark)

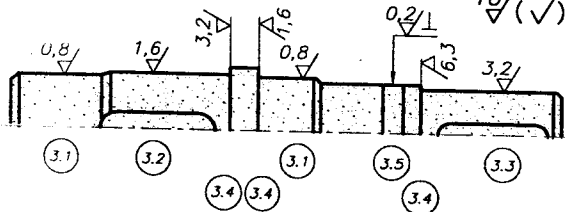


Рис. 7.3.3. Шероховатость поверхностей вала

- с войлочными уплотнениями:
для $V \leq 4$ м/с - $1,6/\sqrt{\Delta}$; для $V \leq 6$ м/с - $0,8/\sqrt{\Delta}$.
- 3.6. Поверхности вала в местах соединений "вал-ступица" (10.1, 10.2).
- 3.7. Других необозначенные поверхности $6,3/\sqrt{\Delta}$, $12,5/\sqrt{\Delta}$. Их представление на чертеже (рис. 7.3.4).

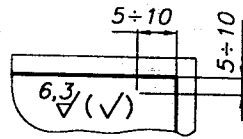


Рис. 7.3.4. Представление шероховатости необозначенных на чертеже поверхностей

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 7.3.16 и 7.3.5)

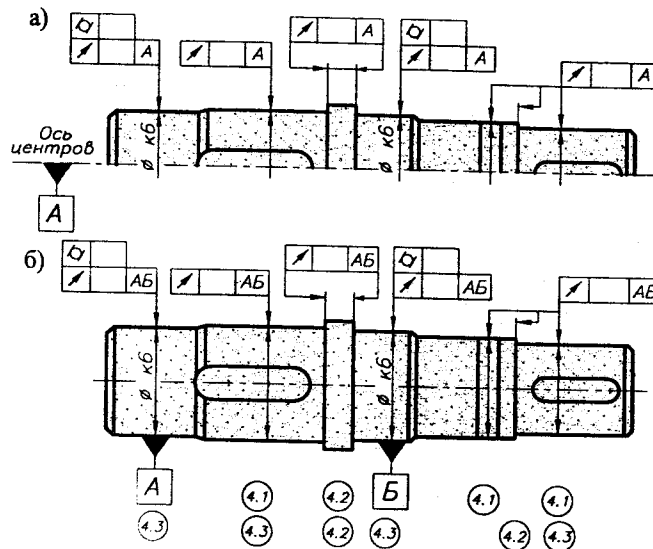


Рис. 7.3.5. Обозначение допусков формы и расположения поверхностей вала, когда:
а) базой является ось центров отверстий;
б) базой является ось вала

- 4.1. Допуск радиального биения ∇ :
- поверхностей установки подшипников качения (когда допуск относится к оси вала) - 0,5 допуска круглости (п. 4.3);

- поверхностей установки ступиц различного вида колес, муфт и т.д. (табл. 7.3.1);
- поверхностей установки уплотнений - 0,05 мм.
- 4.2. Допуск осевого биения ∇ уступов (заплечиков) вала для установки: подшипников качения (табл. 8.8.10); колес зубчатых передач (табл. 7.3.2); колес незубчатых передач, муфт и т.д. (табл. 7.3.3).
- 4.3. Допуск круглости \circ и профиля продольного сечения \square (или цилиндричности \square): подшипников качения (табл. 8.8.9); других деталей, устанавливаемых на валу - не более 0,5 ITn диаметра вала в месте установки этих деталей. Значения ITn (табл. 17.3.3).
- 4.4. Допуски параллельности \parallel и симметричности \equiv элементов соединений "вал-ступица" относительно оси вала (10.1, 10.2).

Табл. 7.3.1. Допуски радиального биения поверхностей вала

Окружная скорость v , м/с деталей, установленных на валу	$v \leq 2$	$2 < v \leq 6$	$6 < v \leq 10$	$v > 10$
Допуск радиального биения поверхности установки по отношению к ITn вала	2,0 ITn	1,4 ITn	1,0 ITn	0,7 ITn

Табл. 7.3.2. Допуски осевого биения уступов (заплечиков) вала для установки колес зубчатых передач

Допуск осевого биения * уступов (заплечиков) вала, мкм	Степень точности зубчатых колес		
	$d_{вал} \leq 55$	$55 < d_{вал} \leq 80$	$d_{вал} > 80$
6, 7	20	30	40
8, 9	30	40	50

Табл. 7.3.3. Допуски осевого биения уступов (заплечиков) вала для установки колес незубчатых передач, муфт

Допуск осевого биения * уступов (заплечиков) вала, мкм	Окружная скорость v , м/с деталей, устанавливаемых на валу				
	≤ 5	≤ 8	≤ 12	≤ 18	≤ 25
60	50	40	30	20	

* Данные для длины ступицы $L_{ст} \leq d_{вал}$.
Для $L_{ст} > d_{вал}$ допуск увеличивается в 1,5 раза.

7.4. НЕКОТОРЫЕ РЕШЕНИЯ И ТИПОВЫЕ УЗЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ ВАЛОВ

7.4.1. ОСЕВОЕ КРЕПЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ НА ВАЛАХ [2, 8, 9, 14, 18, 19, 21, 42]

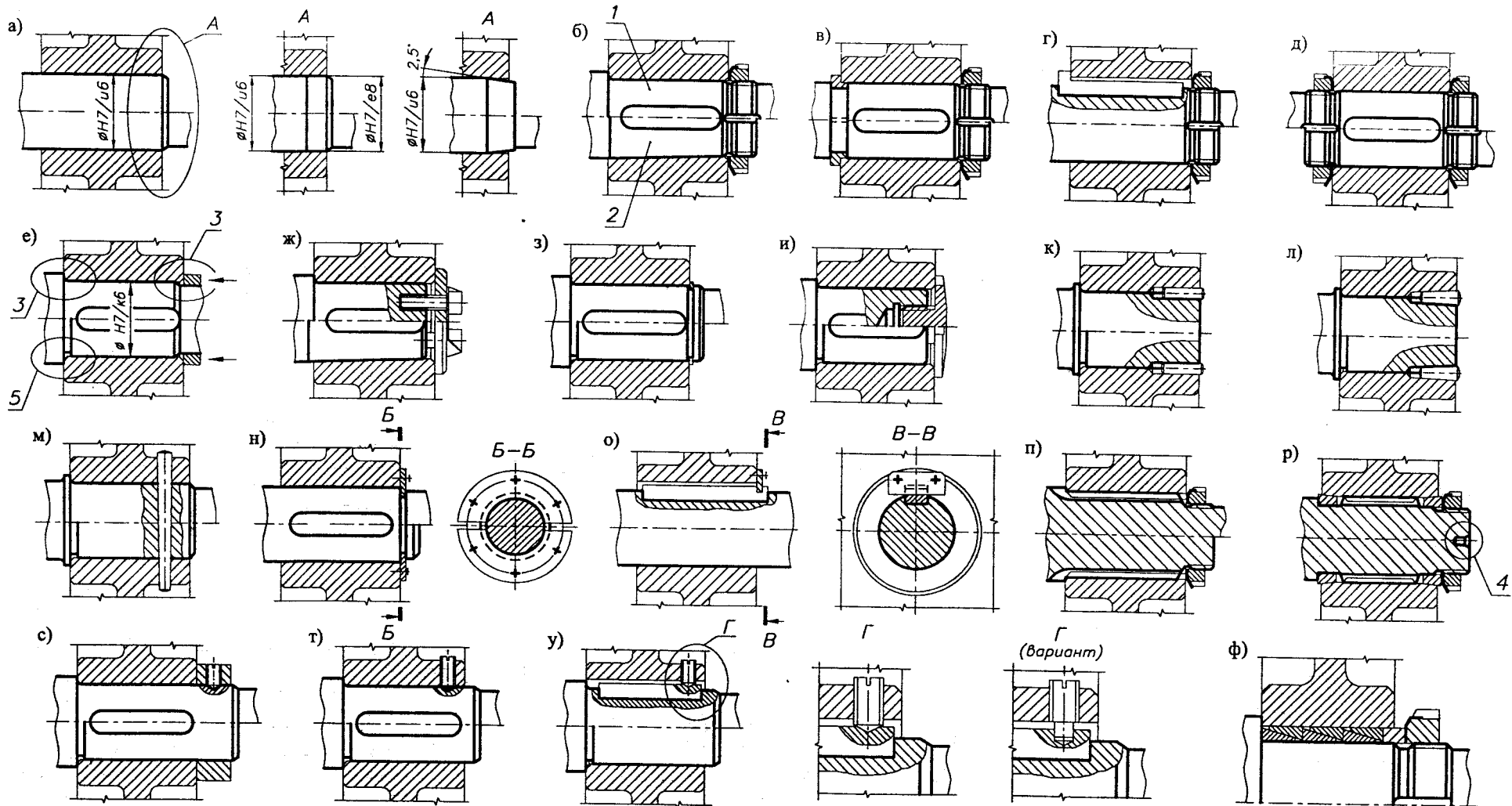


Рис. 7.4.1. Осевое крепление деталей на валах с использованием:

а) посадок с натягом; б) круглой шлицевой гайки; в) закладной разрезной втулки и круглой шлицевой гайки; г) шпонки с головкой и круглой шлицевой гайки; д) двух круглых шлицевых гаек; е) распорной втулки; ж) торцевой шайбы; з) пружинного кольца; и) специальной шайбы для внутренней резьбы в валу; к) цилиндрических штифтов с осевой установкой; л) конических штифтов с осевой установкой; м) конического штифта с радиальной установкой; н) разрезного кольца, входящего в паз вала и крепящегося к коническим втулкам, и круглой шлицевой гайки; о) установочного кольца с винтами; п) шлицевого соединения и круглой шлицевой гайки; р) шлицевого соединения, центрируемого на ступицу и входящего в шпонку; ф) конических пружинных колец; 1 - концы валов цилиндрические (7.4.2); 2 - концы валов конические (7.4.2); 3 - радиусы закруглений, фаски и высоты заплечиков (7.4.3); 4 - отверстия центровые (7.4.5); 5 - канавки для выхода шлифовального круга (7.4.6)

7.4.2. КОНЦЫ ВАЛОВ

1. КОНЦЫ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

Табл. 7.4.1. Концы валов цилиндрические, мм ГОСТ 12080-66

d		Поле допуска	L		R	c	L ₁	L ₂	d ₁
1-й ряд	2-й ряд		Исполнение 1	Исполнение 2					
...	14	j6 (к6)	30	25	1,0	0,6	30	18	M8x1
16	18		40	28			40	28	M10x1,25
20	24		50	36	1,6	1,0	50	36	M12x1,25
25	28		60	42			60	42	M16x1,5
32	35	к6	80	58	2,5	1,6	80	58	M20x1,5
36	38								M24x2
40	42		110	82	2,0		110	82	M30x2
45	48								M36x3
50	(52)	m6	140	105	3,0	2,5	170	130	M42x3
55	53								M48x3
60	63		170	130	3,0	2,5	170	130	M56x4
70	75								M56x4
80	85	210	165	3,0	2,5	210	165		
90	95								
100	105								
110	120								
125	...								

Исполнения валов: 1 - длинные, 2 - короткие. При выборе диаметров концов валов следует 1-й ряд предпочитать 2-му ряду. Допускается исполнение концов валов с двумя шпоночными пазы, расположенными под углом 120°.

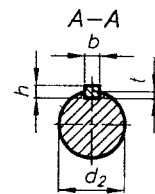


Рис. 7.4.3. Конические концы валов: а) с наружной резьбой; б) с внутренней резьбой

2. КОНЦЫ ВАЛОВ КОНИЧЕСКИЕ С КОНУСНОСТЬЮ 1:10

Табл. 7.4.2. Концы валов конические, мм

ГОСТ 12081-72

d		L ₁		L ₂		d ₂		b	h	t	d ₃	d ₄
1-й ряд	2-й ряд	Исполнение 1	Исполнение 2	Исполнение 1	Исполнение 2	Исполнение 1	Исполнение 2					
...	14	30	-	18	-	13,1	-	3	3	1,8	M8x1	M4
16	18	40	28	28	16	14,6	15,2	4	4	2,5	M10x1,25	M5
20	24	50	36	36	22	16,6	17,2					
25	28					17,6	18,2					
32	35	110	82	82	54	18,2	18,9	10	8	5,0	M12x1,25	M6
36	38					20,2	20,9					
40	42					22,2	22,9					
45	48					22,9	23,8					
50	55	25,9	26,8	12	12	12	12	12	12	12	M16x1,5	M8
55	60	27,1	28,2									
60	65	29,1	30,2	140	105	105	70	16	10	6,0	M20x1,5	M10
65	70	32,1	33,2									
70	75	33,1	34,2									
75	80	35,1	36,2									
80	85	140	105	105	70	54,7	56,5	14	9	5,5	M24x2	M12
85	90											
90	95	40,9	42,3	170	130	130	90	14	9	5,5	M30x2	M16
95	100	43,9	45,3									
100	110	45,9	47,3									
110	120	50,9	52,3									
120	125	51,9	53,3	18	11	7,0	18	11	7,0	18	M42x3	M24
125	...	57,7	59,5									
130	140	59,7	61,5	210	165	165	120	22	14	9,0	M48x3	M30
140	150	64,7	66,5									
150	160	65,7	67,5									
160	170	69,7	71,5									
170	180	210	165	165	120	91,7	94,0	25	16	10	M56x4	M36
180	190											
190	200	88,5	90,5	210	165	165	120	28	16	10	M64x4	M42
200	210	91,7	94,0									
210	220	101,7	104									
220	230	111,7	114									
230	240	116,7	119	210	165	165	120	28	16	10	M90x4	M48
240	250	116,7	119									

Рекомендуется применять призматические шпонки высокие ГОСТ 10748-79.

3. ЗНАЧЕНИЯ ДИАМЕТРОВ d ВАЛОВ

И ДОПУСКАЕМЫХ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ T

Табл. 7.4.3. Значения диаметров валов и допускаемых крутящих моментов

ГОСТ 24266-80

Валы тихоходные						Валы быстроходные							
d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м	d, мм	T, Н·м
18	31,5	(30)	180	55	1000	(100)	5600	14	22,4	25	125	38	400
(20)	45	35	250	(60)	1400	110	8000	16	31,5	28	180	40	500
22	63	(40)	355	70	2000	125	11200	18	45	30	200	42	560
(25)	90	45	500	(80)	2800	20	63	32	250	45	710
28	125	50	710	90	4000	22	90	35	355	50	1000

Значения диаметров, указанных в скобках, применять не рекомендуется.

Значения допускаемых крутящих моментов определены для длительной работы редукторов в непрерывном режиме с постоянной или переменной по значению нагрузкой (не более номинальной) и с передачей двукратных пусковых моментов.

7.4.3. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ВАЛА В МЕСТАХ УСТАНОВКИ СТУПИЦ [2, 21, 24, 34, 42]

1. РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЙ И ФАСКИ

ГОСТ 10948-64

Табл. 7.4.4. Значения радиусов закругления и фасок, мм

1-й ряд	...	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	4,0	...
2-й ряд	...	0,5	0,8	1,2	2,0	3,2	5,0	...

При выборе размеров радиусов и фасок 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

2. ДИАМЕТРЫ ВАЛОВ И РАЗМЕРЫ ФАСОК

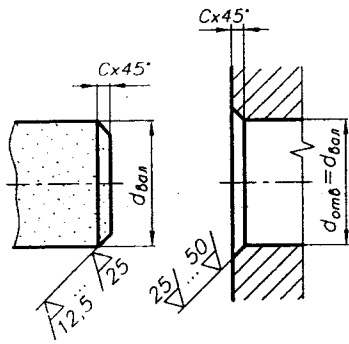
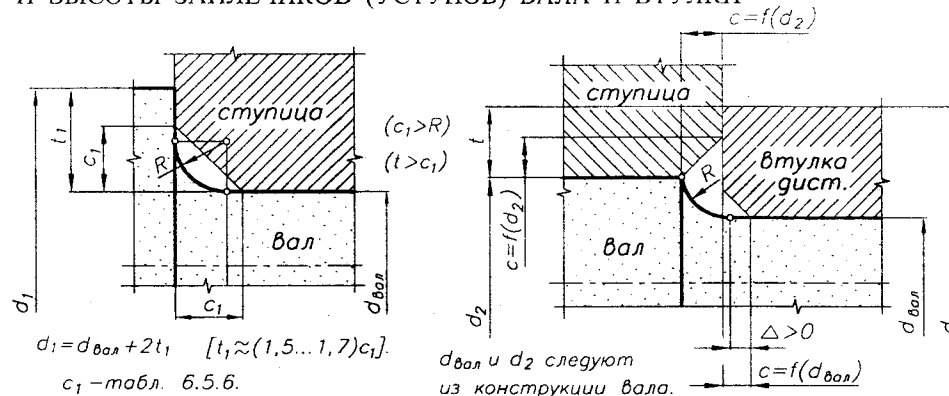


Рис. 7.4.4. Размеры фасок

Табл. 7.4.5. Рекомендуемые размеры фасок $c = f(d_{вал})$

$d_{вал}$ ММ	c
...	...
10...18	0,6
20...28	1,0
30...48	1,6
50...75	2,0
80...125	2,5
130...180	3,2
190...320	4,0
...	...

3. ФАСКИ, РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЙ (ГАЛТЕЛИ) И ВЫСОТЫ ЗАПЛЕЧИКОВ (УСТУПОВ) ВАЛА И ВТУЛКИ



$d_1 = d_{вал} + 2t_1$ [$t_1 \approx (1,5...1,7)c_1$].
 c_1 — табл. 6.5.6.

$d_{вал}$ и d_2 следуют из конструкции вала.
 $d_3 \leq d_2 + 2t$ [$t \approx (1,5...1,7)c$].

Рис. 7.4.5. Установка ступицы к заплечику (уступу) вала

Рис. 7.4.6. Установка ступицы к дистанционной втулке

Табл. 7.4.6. Рекомендуемые зависимости $R, c = f(d_{вал})$

$d_{вал}$ ММ	R	c	≤ 20	≤ 30	≤ 45	≤ 70	≤ 100	≤ 150
...
10...18	0,6	0,6	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0
20...28	1,0	1,0	1,2	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
30...48	1,6	1,6						
50...75	2,0	2,0						
80...125	2,5	2,5						
130...180	3,2	3,2						
190...320	4,0	4,0						

Все радиусы закруглений (галтели) на переходных участках вала желательно выполнять одинаковыми.

4. ПОДТОЧКИ

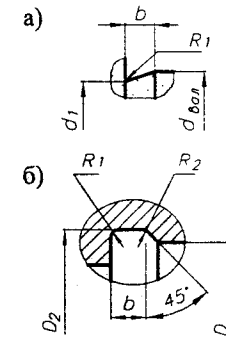


Рис. 7.4.7. Размеры подточек:

а) для вала;
б) для корпуса

Табл. 7.4.7. Размеры подточек, мм

$d_{вал}$	b	d_1	D_2	R_1	R_2
10...50	3	$d_{вал} - 0,5$	$D + 0,5$	1,0	0,5
> 50...100	4	$d_{вал} - 1,0$	$D + 1,0$	1,6	0,5
> 100	5	$d_{вал} - 1,5$	$D + 1,5$	2,0	1,0

7.4.4. РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ДИАМЕТРЫ ОТВЕРСТИЙ И ИХ РАЗМЕЩЕНИЕ В СЕЧЕНИИ ВАЛА [21, 42]

Табл. 7.4.8. Размеры одиночных отверстий в сечении вала

$d_{вал}$	d_1	d_2	l_{min}	l_1	l_2	l_3
...
12, 14, 16	M4	4,3	14	10	3,2	2,5
18, 19	M5	5,3	17	12,5	4,0	2,8
20, 22, 24	M6	6,4	21	16	5,0	3,1
25, 28	M8	8,4	25	19	6,0	3,6
30, 32, 35, 36	M10	10,5	30	22	7,5	4,7
38, 40, 42	M12	13	37,5	28	9,5	6
45, 48, 53	M16	17	45	36	12	7
55, 56, 60, 63, 65	M20	21	53	42	15	9
70, 71	M24	25	63	50	18	13
80, 85, 90	M30	31	75	60	22	16
95, 100, 105	M36	37	90	71	25	16

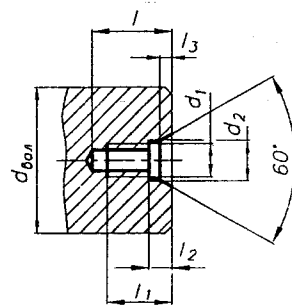


Рис. 7.4.8. Размеры одиночного отверстия в сечении вала

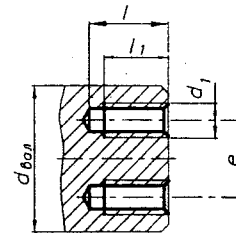


Рис. 7.4.9. Размещение двух отверстий в сечении вала

Табл. 7.4.9. Размеры размещения двух отверстий в сечении вала

$d_{вал}$	d_1	l_{min}	l_1	e
...
35, 36, 38, 40, 42	M8	14	10	20
45	M8	14	10	20
48, 50, 53	M8	14	10	25
55, 56, 60	M12	21	16	30
63, 65, 70	M12	21	16	36
71, 75, 80	M12	21	16	40
85, 90	M16	25	19	45
95, 100	M16	25	19	50

7.4.5. ОТВЕРСТИЯ ЦЕНТРОВЫЕ ГОСТ 14034-74

1. ЦЕНТРОВЫЕ ОТВЕРСТИЯ С УГЛОМ КОНУСА 60°

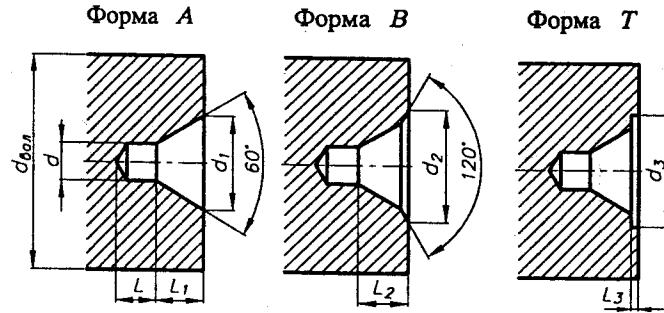


Рис. 7.4.10. Центровые отверстия с углом конуса 60° (табл. 7.4.10)

2. ЦЕНТРОВЫЕ ОТВЕРСТИЯ С УГЛОМ КОНУСА 75°

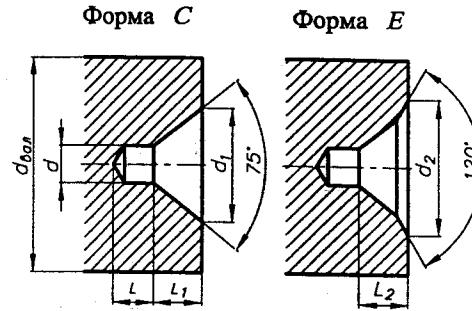


Рис. 7.4.11. Центровые отверстия с углом конуса 75° (табл. 7.4.10)

3. ЦЕНТРОВЫЕ ОТВЕРСТИЯ С МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБОЙ

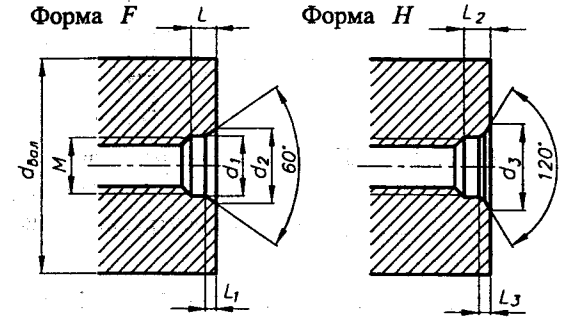


Рис. 7.4.12. Центровые отверстия с метрической резьбой (табл. 7.4.11)

Табл. 7.4.10. Размеры центровых отверстий форм А, В, Т, С и Е, мм

$d_{вкл}$	d	d_1	d_2	d_3	L_{min}	L_1	L_2	L_3
Формы А, В и Т								
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 С и Е								
120	8,0	23,3	30,2		10	10	12,0	
180	12	36,6	45,4		15	16	18,5	

Табл. 7.4.11. Размеры центровых отверстий форм F и H, мм

$d_{вкл}$	M	d_1	d_2	d_3	L_{max}	L_1	L_2	L_3	
Ф F H									
16	25	M6	6,4	10,0	13,3	5,5	3,0	6,5	4,0
20	32	M8	8,4	12,5	16,0	7,0	3,5	8,0	4,5
25	40	M10	11	15,6	19,8	9,0	4,0	10,2	5,2
32	50	M12	13	18,0	22,0	10,0	4,3	11,2	5,5
40	63	M16	17	22,8	28,7	11,0	5,0	12,5	6,5
63	80	M20	21	28,0	33,0	12,5	6,0	14,0	7,5
100		M24	25	36,0	43,0	14,0	9,5	16,0	11,5
160		M30	31	44,8	51,8	18,0	12	20,0	14,0

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ центрового отверстия формы А диаметром $d = 4$ мм: *Отв.центр. А4 ГОСТ 14034-74* - центрового отверстия формы F с диаметром $d = M3$: *Отв.центр. F M3 ГОСТ 14034-74*

4. ЦЕНТРОВОЕ ОТВЕРСТИЕ С ДУГООБРАЗНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ

Форма R

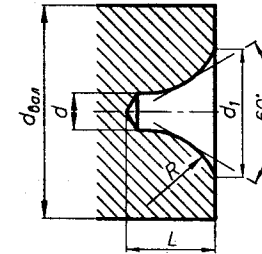


Рис. 7.4.13. Центровое отверстие с дугообразной образующей

Табл. 7.4.12. Размеры центровых отверстий формы R, мм

$d_{вкл}$	d	d_1	L_{min}	R_{min}	R_{max}
14	2,5	5,3	5,5	6,3	8,0
20	3,15	6,7	7,0	8,0	10,0
30	4,0	8,5	8,9	10,0	12,5
40	(5,0)	10,6	11,2	12,5	16,0
60	6,3	13,2	14,0	16,0	20,0
80	(8,0)	17,0	17,9	20,0	25,0
100	10	21,2	22,5	25,0	31,5

5. ПРИМЕНЕНИЕ ФОРМ ЦЕНТРОВЫХ ОТВЕРСТИЙ

Табл. 7.4.13. Применение форм центровых отверстий

А	а) В случаях, когда после обработки необходимость в центровых отверстиях отпадает.	Т С Е R F, H	Для оправок и калибров-пробок.
	б) В случаях, когда сохранность центровых отверстий в процессе их эксплуатации гарантируется соответствующей термообработкой.		Для крупных валов (назначение аналогично с формой А).
В	В случаях, когда центровые отверстия являются базой для многократного использования, а также в случаях, когда центровые отверстия сохраняются в готовых изделиях.		Для крупных валов (назначение аналогично с формой В).
			В случаях, когда требуется повышенная точность обработки. Для монтажных работ, транспортирования, хранения и термообработки деталей в вертикальном положении.

6. ИЗОБРАЖЕНИЕ ЦЕНТРОВЫХ ОТВЕРСТИЙ НА ЧЕРТЕЖАХ

Если в окончательно изготовленном изделии должны быть центровые отверстия, то их изображают условно знаком < с указанием обозначения по ГОСТ 14034-74 на полке линии-выноски. При наличии двух одинаковых отверстий изображают одно из них (рис. 6.5.14а). Если центровые отверстия в готовом изделии недопустимы, то при этом указывают знак К (рис. 6.5.14б).

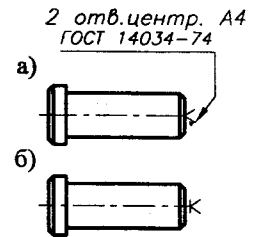


Рис. 7.4.14

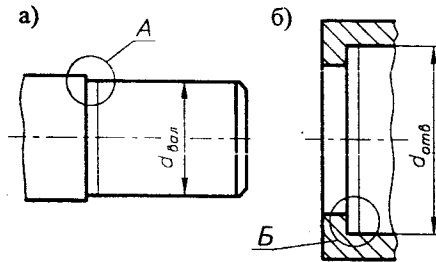


Рис. 7.4.15. Шлифуемые поверхности:
а) вала (наружное шлифование);
б) отверстия (внутреннее шлифование)

2. ШЛИФОВАНИЕ ПО ТОРЦУ

- а) Наружное шлифование – А б) Внутреннее шлифование – Б

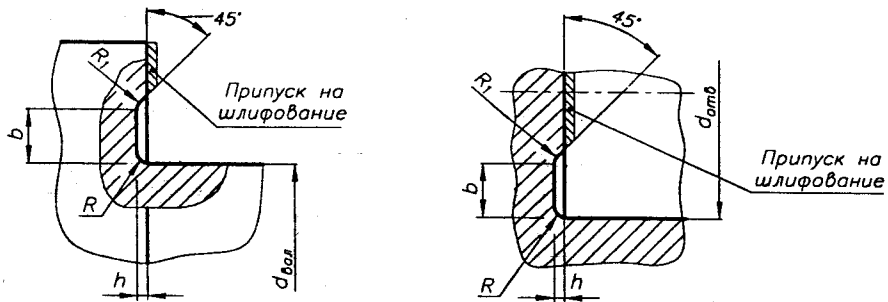


Рис. 7.4.17. Канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании по торцу

3. ШЛИФОВАНИЕ ПО ЦИЛИНДРУ И ТОРЦУ

- а) Наружное шлифование – А

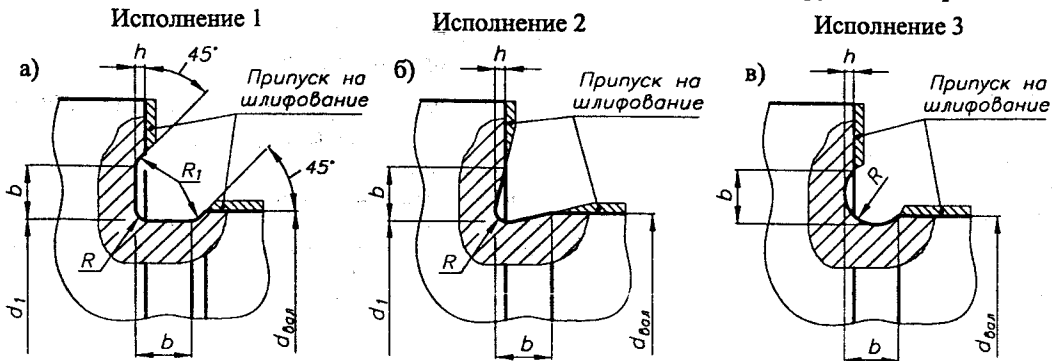


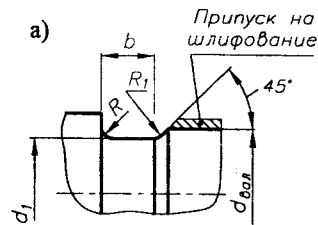
Рис. 7.4.18. Канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании по цилиндру и торцу

7.4.6. КАНАВКИ ДЛЯ ВЫХОДА ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА ГОСТ 8820-69

1. ШЛИФОВАНИЕ ПО ЦИЛИНДРУ

- а) Наружное шлифование – А

Исполнение 1



- б) Внутреннее шлифование – Б

Исполнение 2

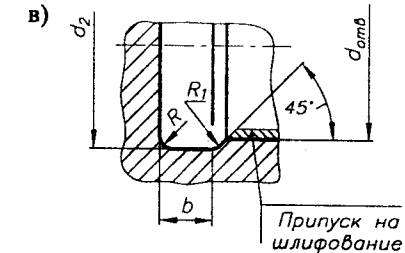
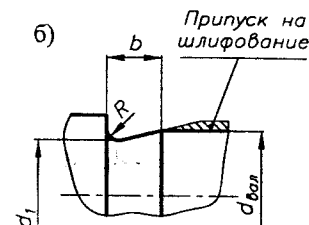


Рис. 7.4.16. Канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании по цилиндру

Табл. 7.4.14. Размеры канавок
исполнений 1, 2 и 3, мм

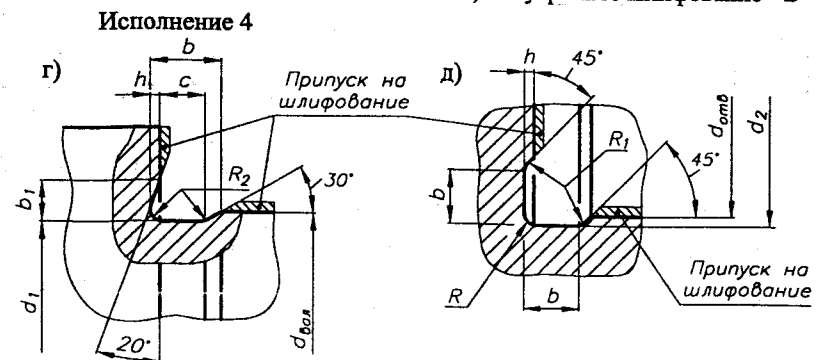
$d_{вал}, d_{отв}$	b для исп.		d_1	d_2	h	R	R_1
	1, 2	3					
10...50	3,0	1,5	$d_{вал} - 0,5$	$d_{отв} + 0,5$	0,3	1,0	0,5
50...100	5,0	2,25	$d_{вал} - 1,0$	$d_{отв} + 1,0$	0,5	1,6	1,0
> 100	8,0	2,8				2,0	
	10	5,0				3,0	

Табл. 7.4.15. Размеры канавок
исполнения 4, мм

$d_{вал}, d_{отв}$	b	d_1	h	b_1	c	R_2
10...50	2,2	$d_{вал} - 0,4$	0,2	1,0	1,5	0,4
50...100	4,3	$d_{вал} - 0,6$	0,3	1,5	3,3	0,6
> 100	6,4	$d_{вал} - 0,8$	0,4	2,3	5,0	1,0

При шлифовании на одной детали нескольких различных диаметров рекомендуется применять канавки одного размера.

- б) Внутреннее шлифование – Б



7.4.7. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В МЕСТАХ ИЗМЕНЕНИЯ ДИАМЕТРА ВАЛА [2, 9, 21, 24, 42]

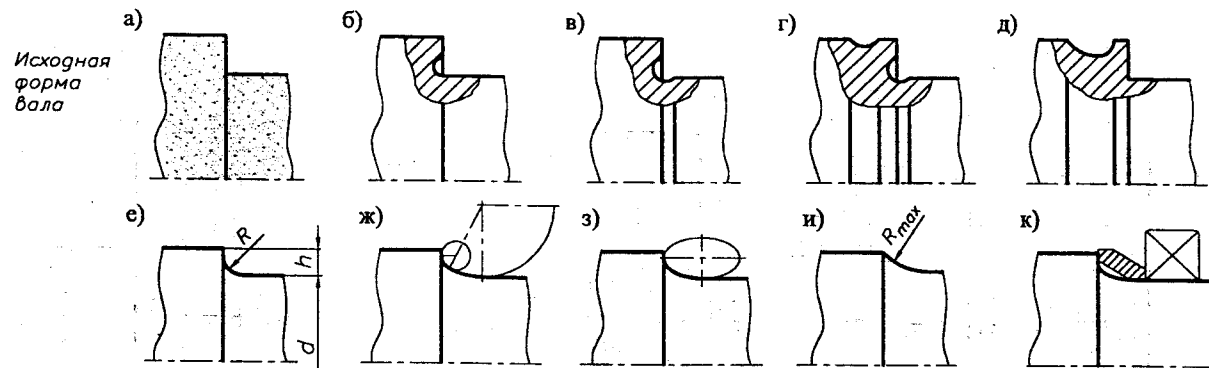


Рис. 7.4.19. Примеры конструктивных решений по уменьшению коэффициента концентрации напряжений в схеме а) вала за счет выполнения: б), в) заглаблений в месте перехода; г), д) разгрузочных канавок; е), ж), з), и) закруглений в месте перехода; к) переходной втулки с возможностью закругления вала

7.4.8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ ВЫСОТЫ УСТУПОВ (ЗАПЛЕЧИКОВ) ВАЛА ИЛИ ПОЛНОЙ ИХ ЛИКВИДАЦИИ [21, 24, 42]

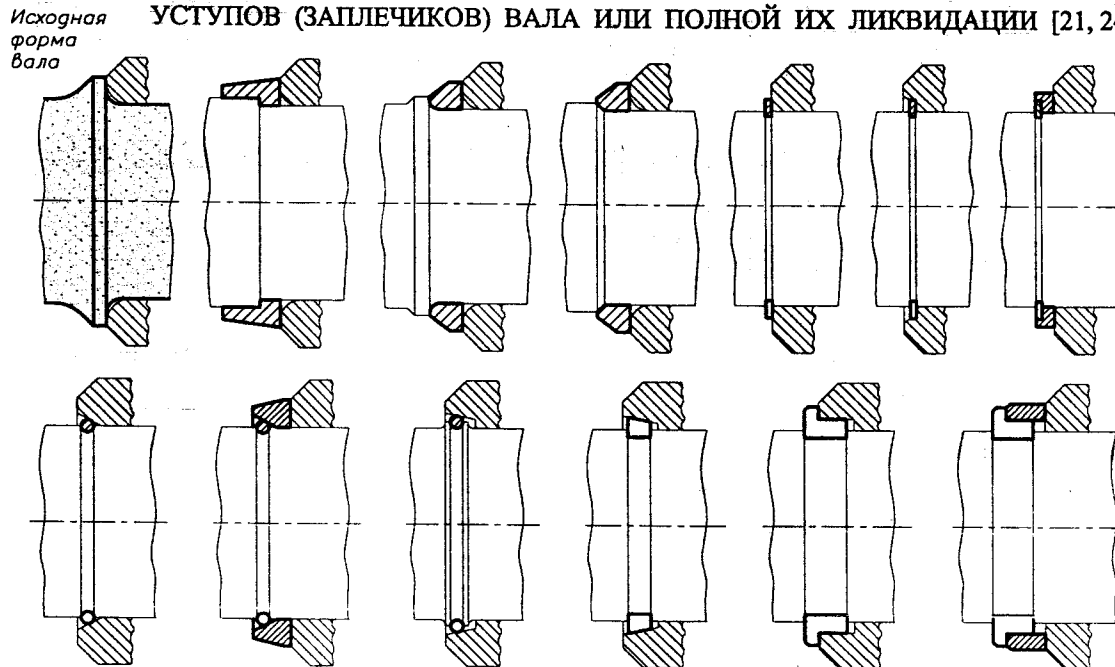


Рис. 7.4.21. Примеры конструктивных решений по уменьшению высоты уступов (заплекиков) вала

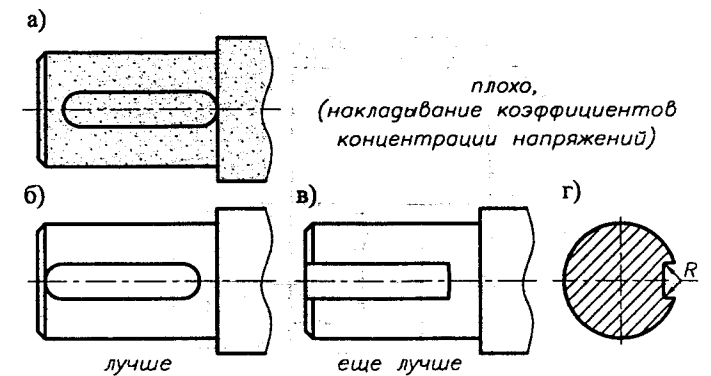


Рис. 7.4.20. Примеры конструктивных решений по уменьшению коэффициента концентрации напряжений от шпоночного паза

7.4.9. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ ОТ ПРЕССОВЫХ ПОСАДОК [9, 21, 42]

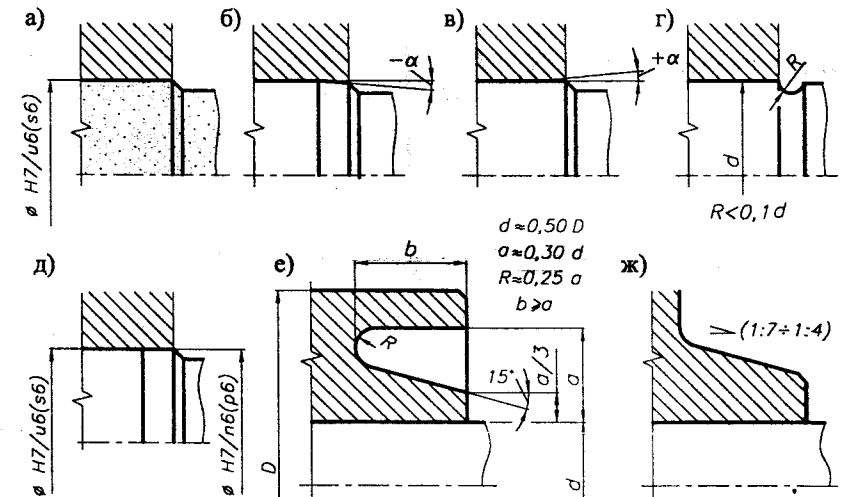
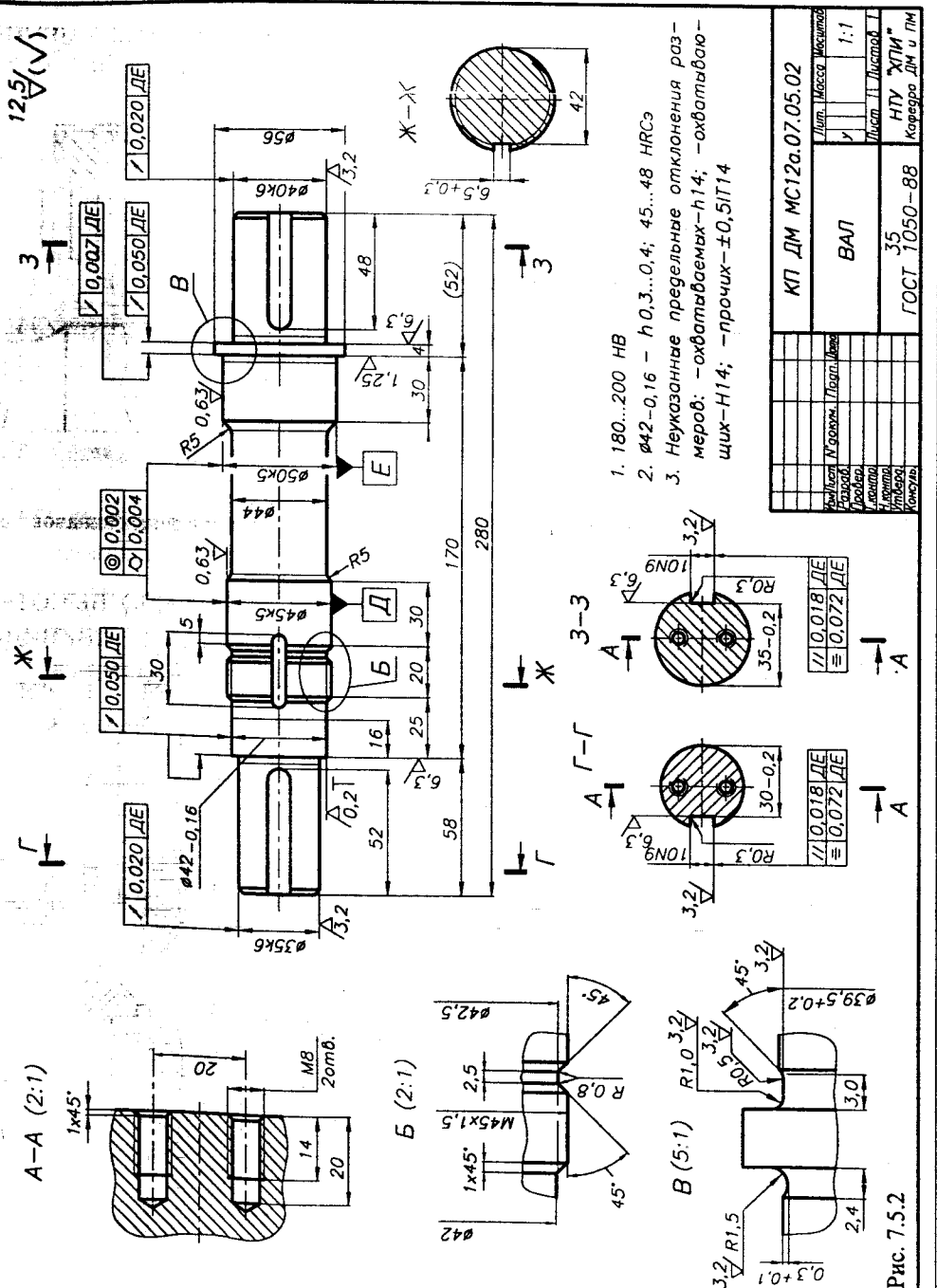
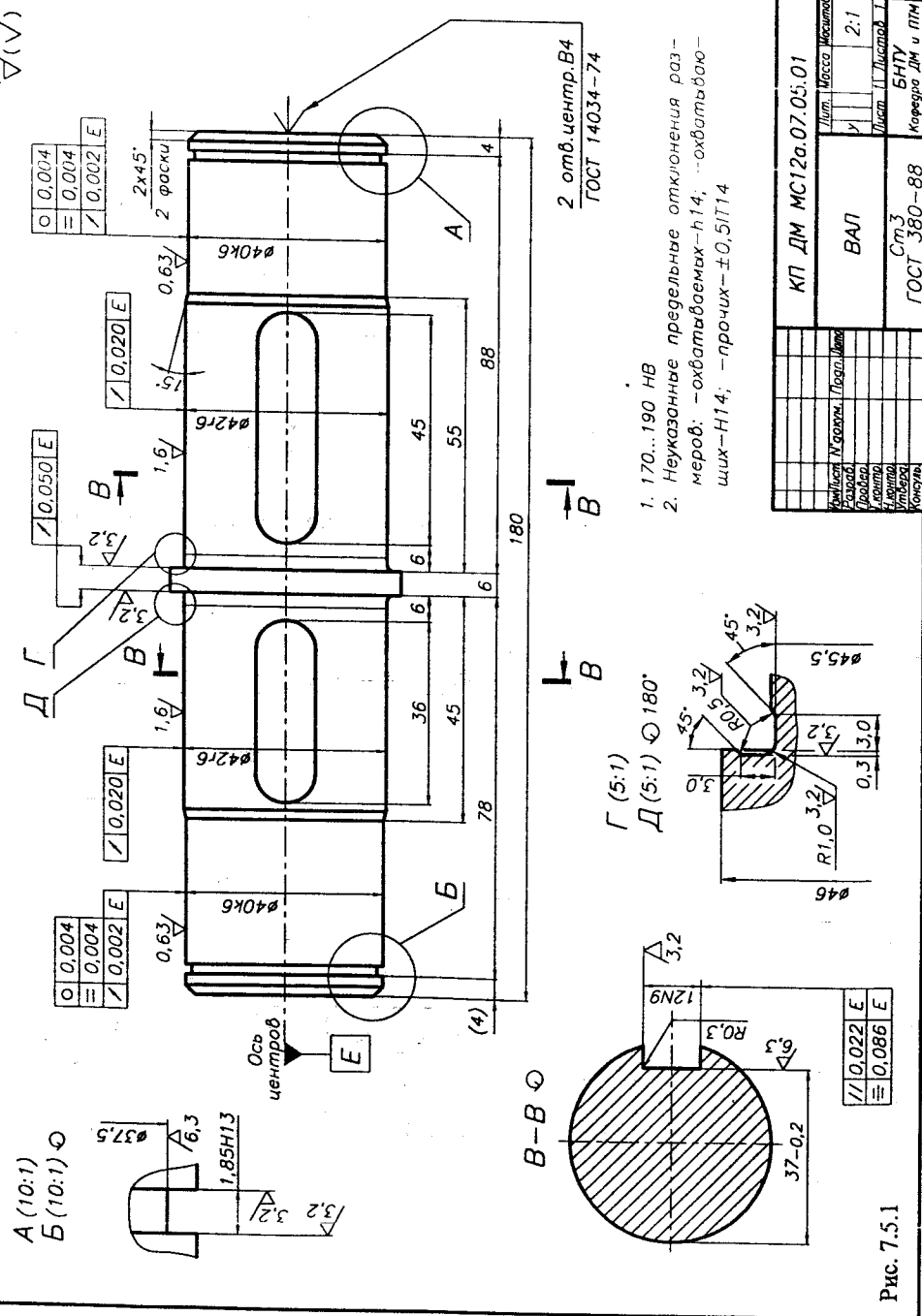


Рис. 7.4.22. Примеры конструктивных решений по уменьшению коэффициента концентрации напряжений от прессовых посадок

7.5. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ВАЛОВ



7.6. ПРОВЕРКА ВАЛА НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ [29]

Проверка вала на усталостную прочность выполняется после разработки рабочего чертежа проверяемого вала.

- Перед началом расчета должно быть:
- а) уточнено расстояние между опорами вала с учетом:
 - действительного расстояния между опорами (замером на сборочном чертеже редуктора);
 - изменения этого расстояния на величину $2(\sigma - 0,5B)$ (рис. 7.6.2 и 7.6.5), учитывающую схему установки радиально-упорных подшипников;
 - б) уточнено расположение пунктов приложения сил, нагружающих вал (замером на сборочном чертеже редуктора);
 - в) произведено уточнение реакций в подшипниках;
 - г) произведено уточнение изгибающих моментов M_n в характерных сечениях вала с представлением эпюры изгибающих моментов.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Конструкция вала (со всеми размерами, посадками, шероховатостями поверхностей, размерами переходных участков и т.д.) (рис. 7.6.1).
2. Материал и термообработка вала (HB , σ_T , σ_B).
3. Значения изгибающих M_n и крутящих T моментов в сечениях вала.
4. Реверсивность передачи (параметр заданный).

Проверка вала на усталостную прочность состоит в определении запасов прочности в опасных сечениях проверяемого вала.

1. Анализируя линию сечений вала, где приведенные напряжения равны допускаемым, а также принятые размеры вала (рис. 7.6.1), можно сделать вывод, что потенциально слабыми сечениями вала являются сечения, обозначенные цифрами 1, 2, 3.

Выбранные сечения имеют параметры:

- сечение 1 $d_{вал1}$, $M_{н1}$, T_1 ;
- сечение 2 $d_{вал2}$, $M_{н2}$, T_2 ;
- сечение 3 $d_{вал3}$, $M_{н3}$, T_3 .

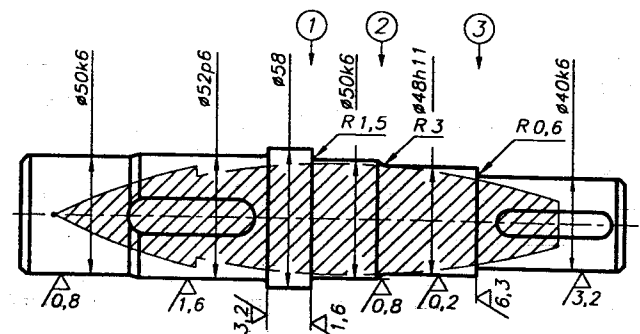


Рис. 7.6.1. Параметры вала, необходимые для его проверки на усталостную прочность

2. Для каждого выбранного сечения вала, следуя из его конструкции (рис. 7.6.1), выбирается тип концентратора напряжений и по табл. 7.6.3 для этого типа концентратора выбираются значения коэффициентов концентрации напряжений по изгибу (k_σ) и по кручению (k_τ):
 - сечение 1 - $k_{\sigma1}$, $k_{\tau1}$; сечение 2 - $k_{\sigma2}$, $k_{\tau2}$;
 - сечение 3 - $k_{\sigma3}$, $k_{\tau3}$.
3. Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям $s_\sigma = \sigma_{-1} / (\sigma_\sigma k_{\sigma d})$, где σ_{-1} - предел выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов при симметричном цикле нагружения, МПа (табл. 17.2.1);
 - σ_σ - амплитуда цикла изменений напряжений изгиба, МПа, $\sigma_\sigma = \sigma_n = M_n \cdot 10^3 / w$;
 - где M_n - изгибающий момент в рассматриваемом сечении вала, Н·м;
 - w - момент сопротивления изгибу с учетом ослабления вала, мм³ (табл. 7.6.3);
 - $k_{\sigma d}$ - коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе $k_{\sigma d} = (\frac{k_\sigma}{k_d} + \frac{1}{k_F} - 1) \frac{1}{k_v}$,
 - где k_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (рис. 7.6.3), $k_d = f(d_{вал}, \text{материал вала})$;
 - k_F - коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности (рис. 7.6.4);
 - k_v - коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 7.6.2).

4. Коэффициент запаса по касательным напряжениям: для реверсивной передачи

$$s_\tau = T_{-1} / (T_\sigma k_{\tau d});$$

- для неревверсивной передачи

$$s_\tau = T_{-1} / (T_\sigma k_{\tau d} + \psi_\tau T_m),$$

где T_{-1} - предел выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов при симметричном цикле кручения, МПа (табл. 17.2.1);

T_σ - амплитуда цикла напряжений кручения;

T_m - постоянная составляющая напряжений кручения.

При реверсивной передаче

$$T_\sigma = \tau = T \cdot 10^3 / w_p, \text{ МПа}; \quad T_m = 0.$$

При неревверсивной передаче

$$T_\sigma = T_m = \tau / 2 = T \cdot 10^3 / 2 w_p, \text{ МПа},$$

где T - крутящий момент на валу, Н·м;

w_p - момент сопротивления кручению с учетом ослабления вала, мм³ (табл. 7.6.3);

$k_{\tau d}$ - коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при кручении

$$k_{\tau d} = (\frac{k_\tau}{k_d} + \frac{1}{k_F} - 1) \frac{1}{k_v},$$

где k_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (рис. 7.6.3)

$$k_d = f(d_{вал}, \text{материал вала});$$

k_F - коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности при кручении (рис. 7.6.4);

k_v - коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 7.6.2);

ψ_τ - коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла изменения пряхений (табл. 7.6.1).

5. Общий запас сопротивления усталости

$$s = s_\sigma s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geq s_{min}; \quad s_{min} = 1,5.$$

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.

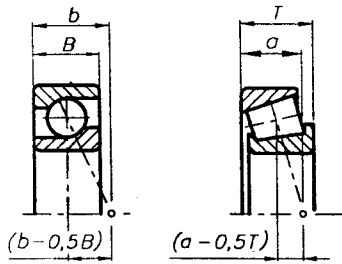


Рис. 7.6.2. Схемы для определения величин $(b-0,5B)$ и $(a-0,5T)$

Табл. 7.6.1. Значения ψ_T

Углеродистые стали:	
- с малым содержанием углерода	$\psi_T = 0$
- со средним содержанием углерода	$\psi_T = 0,05$
Легированные стали	$\psi_T = 0,10$

Размеры a, b, B, T
(8.10.4, 8.10.7)

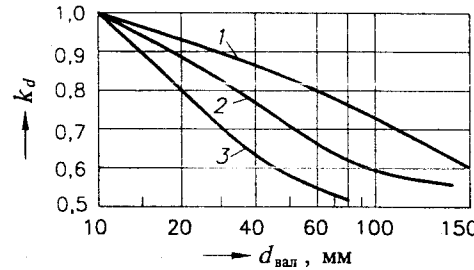


Рис. 7.6.3. Графики для определения k_d :

- 1 - углеродистая сталь без концентрации напряжений;
- 2 - легированная сталь без концентрации напряжений и углеродистая сталь при концентрации напряжений $k_{\sigma} < 2...3$;
- 3 - легированная сталь с концентрацией напряжений

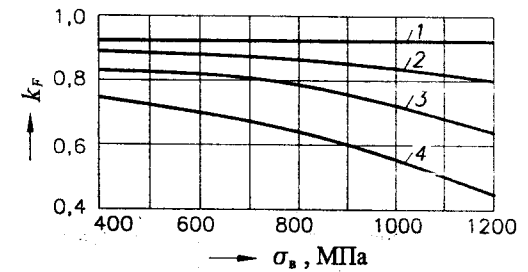


Рис. 7.6.4. Графики для определения k_F :

- 1 - шлифование тонкое ($R_a - 0,32; 0,16$);
- 2 - обточка чистовая ($R_a - 2,5; 1,25; 0,63$);
- 3 - обдирка ($R_z = 20; 40; 80$);
- 4 - необработанные поверхности с окалиной

Табл. 7.6.2. Значения k_v

Вид упрочнения поверхности вала	σ_v , МПа сердцевины	При концентрации напряжений	
		$k_{\sigma} \leq 1,5$	$k_T = 1,8...2,0$
Закалка ТВЧ	600...800	1.6...1.7	2.4...2.6
Накатка роликом	-	1.3...1.5	1.6...2.0
Дробеструйный наклеп	600...1500	1.5...1.6	1.7...2.1

Табл. 7.6.3. Значения k_{σ}, k_T, w, w_p

	k_{σ}		k_T		Эскиз	Момент сопротивления, мм ³	
	σ_v , МПа					w	w_p
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000			
Галтель $D/d = 1,25...2$ при r/d 0,02 0,06 0,10	2,50 1,85 1,60	3,50 2,00 1,64	1,80 1,40 1,25	2,10 1,53 1,35		$\pi d^3/32$	$\pi d^3/16$
Поперечное отверстие при d_1/d 0,05...0,025	1,90	2,00	1,75	2,00		$\frac{\pi d^3}{32} (1,1 - 1,54 \frac{d_1}{d})$	$\frac{\pi d^3}{16} (1 - \frac{d_1}{d})$
Выточка ($t=r$) при r/d 0,02 0,06 0,10	1,90 1,80 1,70	2,35 2,00 1,85	1,40 1,35 1,25	1,70 1,65 1,50		$\pi d^3/32$	$\pi d^3/16$
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 прямоугольные	1,60	1,75	2,45	2,80		$\xi \frac{\pi d^3}{32}$ Для шлицев легкой серии $\xi=1,125$; средней $\xi=1,205$; тяжелой $\xi=1,265$	$\xi \frac{\pi d^3}{16}$
Шлицы эвольвентные и вал-шестерни	1,60	1,75	1,50	1,60		$\frac{\pi d^3}{32}$ d - делительный диаметр шлицев	$\frac{\pi d^3}{16}$
Витки червяка	2,30	2,50	1,70	1,90		$\frac{\pi d_r^3}{32}$ d_r - диаметр впадин червяка	$\frac{\pi d_r^3}{16}$
Резьба	1,80	2,40	1,20	1,50		$\frac{\pi d_3^3}{32}$ d_3 - внутренний диаметр резьбы	$\frac{\pi d_3^3}{16}$

Если в расчетном сечении вала несколько концентраторов напряжений, то в расчет принимается тот, для которого больше k_{σ}/k_d или k_T/k_d .

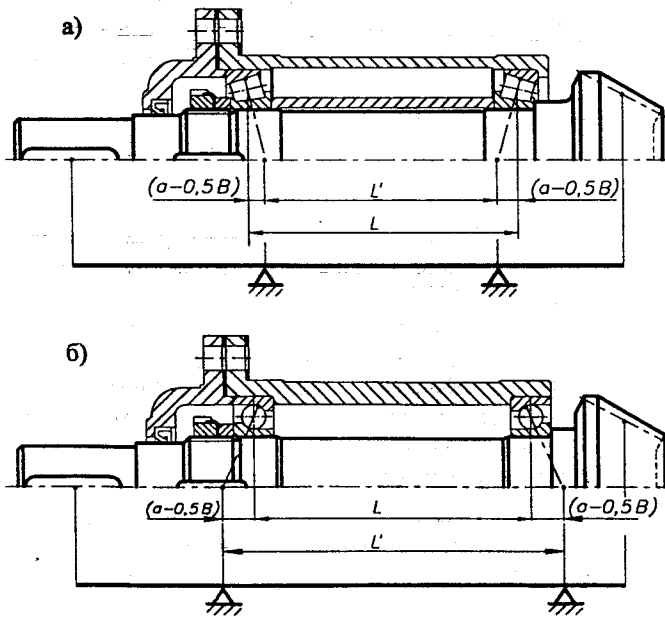


Рис. 7.6.5. Уточненное расстояния между опорами L' в случае применения радиально-упорных подшипников, установленных:
а) "в распор"; б) "в растяжку" (на примере вала конической шестерни)

Подшипники
смонтированы
по схеме
"в распор"

$$L' = L + 2(a - 0,5B)$$

Подшипники
смонтированы
по схеме
"в растяжку"

$$L' = L - 2(a - 0,5B)$$

8. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

8.1. ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ, ИХ ХАРАКТЕРИСТИКА И ПРИМЕНЕНИЕ [5, 15]

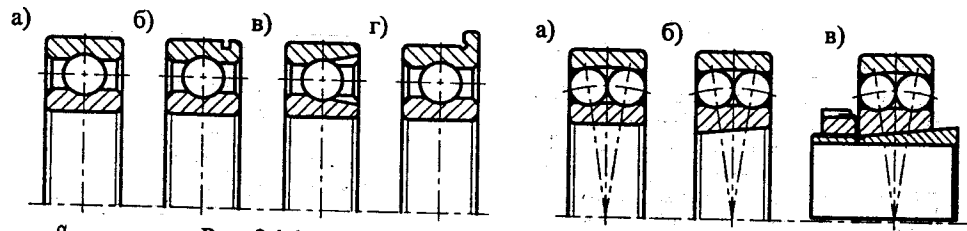


Рис. 8.1.1. Шарикоподшипники радиальные (несамоустанавливающиеся):
 а) однорядный; б) однорядный со стопорной канавкой на наружном кольце; в) однорядный с канавкой для ввода шариков; г) однорядный с упорным буртом на наружном кольце

Рис. 8.1.2. Шарикоподшипники радиальные самоустанавливающиеся:
 а) двухрядный сферический; б) двухрядный сферический с конусным отверстием (конус 1:12); в) двухрядный сферический с конусным отверстием (конус 1:12) на закрепительной втулке

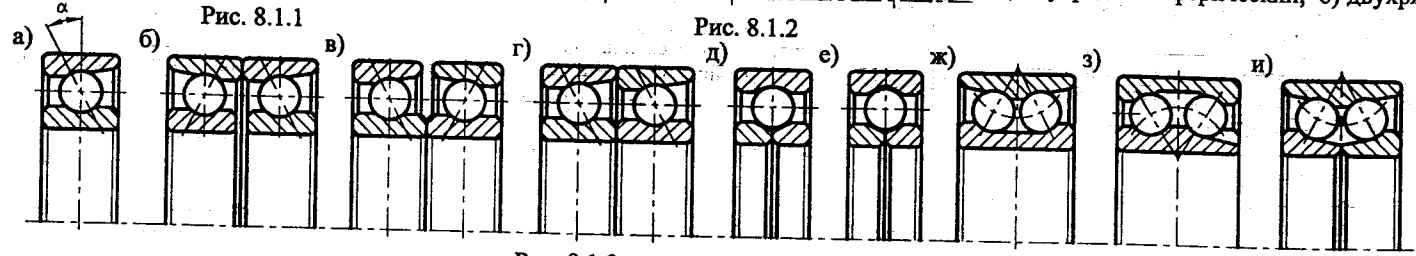


Рис. 8.1.3. Шарикоподшипники радиально-упорные:
 а) однорядный неразъемный с углом контакта $\alpha = 12^\circ, 15^\circ, 26^\circ, 36^\circ, 40^\circ$; б) и в) двоярный с обращенными друг к другу торцами наружных (внутренних) колец; г) двоярный; узкий торец наружного кольца одного подшипника обращен к широкому торцу другого; д) и е) однорядный с двойным внутренним кольцом и трех-(четырёх)-точечным контактом шарика; ж) и з) двухрядный с цельными кольцами; и) двухрядный с двумя внутренними кольцами

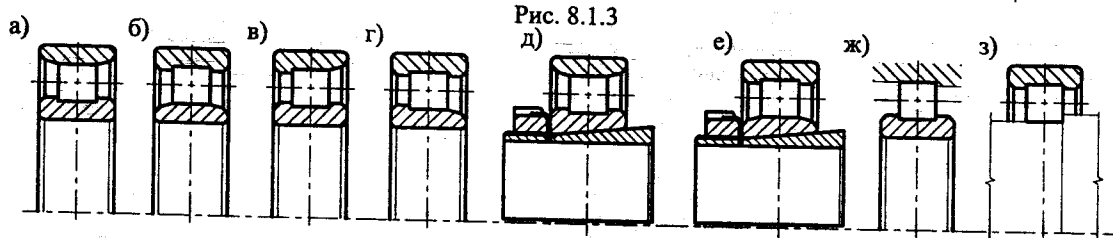


Рис. 8.1.4. Роликоподшипники радиальные:
 а) и б) с безбортовым наружным (внутренним) кольцом; в) и г) с однобортовым наружным (внутренним) кольцом; д) и е) с безбортовым наружным (внутренним) кольцом и конусным отверстием (конус 1:12) на закрепительной втулке; ж) и з) без наружного (внутреннего) кольца

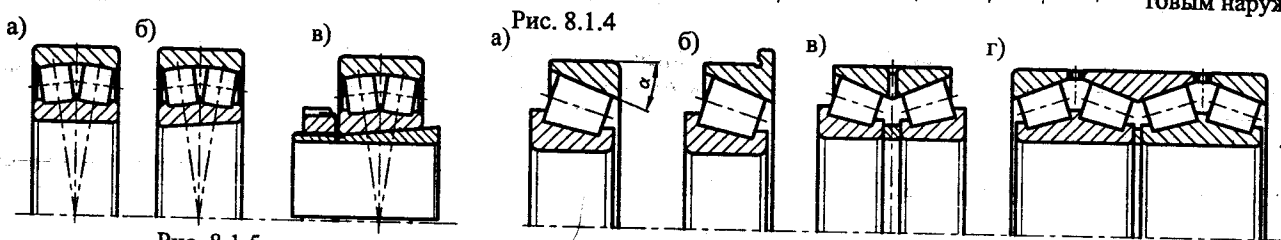


Рис. 8.1.5. Роликоподшипники радиальные (самоустанавливающиеся):
 а) двухрядный сферический; б) двухрядный сферический с конусным отверстием (конус 1:12); в) двухрядный сферический с конусным отверстием (конус 1:12) на закрепительной втулке

Рис. 8.1.6. Роликоподшипники радиально-упорные:
 а) однорядный конический с углом контакта $\alpha = 10^\circ \dots 30^\circ$; б) однорядный конический с упорным буртом на наружном кольце; в) двухрядный конический с двумя внутренними кольцами; г) четырехрядный конический с двумя внутренними и тремя наружными кольцами

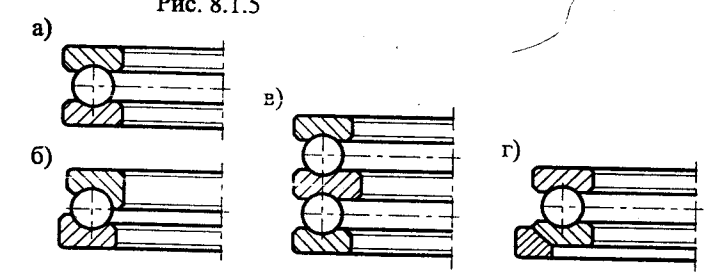
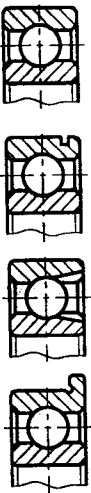
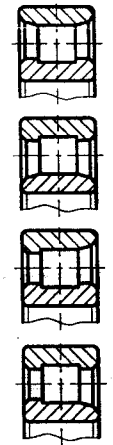

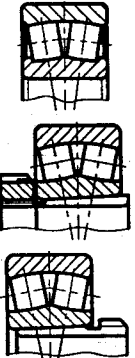

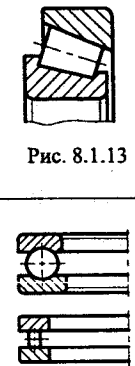
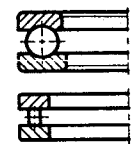
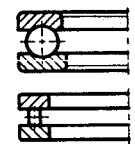


Рис. 8.1.7. Подшипники упорные:
 а) шарикоподшипник упорный радиальный; б) шарикоподшипник упорный радиальный с высоким бортом; в) шарикоподшипник упорный двойной; г) шарикоподшипник упорный одинарный с подкладным сферическим кольцом

Рис. 8.1.7

Табл. 8.1.1. Характеристика и область применения подшипников

Табл. 8.1.1. Характеристика и область применения подшипников					1	2	3	4	5
№ ГОСТа	Допустимая радиальная нагрузка	Допустимая осевая нагрузка (в долях от неиспользованной радиальной нагрузки)	Характеристика, область применения						
1	2	3	4	5					
 Рис. 8.1.8	ГОСТ 8338-75	1,0	До 0,7 в обе стороны	Предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать одновременно с радиальной осевую нагрузку. Угол перекоса внутреннего кольца (вал) по отношению к наружному (корпус) 0,25°...0,5°. Рекомендуются для жестких двухопорных валов, прогиб которых не нарушает нормальной работы подшипника; для валов с малым расстоянием между опорами (отношение расстояния между опорами к диаметру вала меньше 10).	 Рис. 8.1.11	ГОСТ 8328-75	1,7	Не воспринимает	Предназначены для восприятия значительных радиальных нагрузок. В узлах, где действуют осевые нагрузки, применяются только при условии восприятия этих нагрузок подшипником другого типа. Обладают большей грузоподъемностью, чем шариковый радиальный однорядный при равных габаритных размерах. Типы 2000 и 32000 подшипников не ограничивают перемещение вала (корпуса). Типы 12000, 42000 и 52000 - ограничивают перемещение только в одном направлении. Типы 92000 и 62000 - ограничивают перемещение в обоих направлениях в пределах осевой игры подшипника. Перекос внутреннего кольца подшипника (вал) по отношению к наружному (корпус) для всех разновидностей подшипников недопустим.
	ГОСТ 2893-45	1,4	Для осевых нагрузок не рекомендуется	Применяются в узлах с повышенной радиальной нагрузкой. Применение при осевых нагрузках не рекомендуется.		Подшипники с конусным отверстием применяются для установки на валах с конической посадочной шейкой или на гладких валах при помощи конических втулок. Допускают частичную регулировку радиального зазора путем затяжки втулки или самого подшипника на конической шейке вала.			
	ГОСТ 2893-45	1,0	До 0,7 в обе стороны	Применяются при необходимости уменьшения продольных габаритов подшипникового узла.		Подшипники без внутреннего (наружного) кольца применяются при ограниченных размерах в радиальном направлении.			
	ГОСТ 2893-45	1,0	До 0,7 в обе стороны	Применяются при потребности сокращения ширины опоры и упрощения его конструкции (нет потребности в заплечиках корпуса).		Рекомендуются для жестких (коротких) двухопорных валов. Применяется в шпинделях металлорежущих станков, в барабанах лебедок, опорах редукторов с шевронными колесами.			
 Рис. 8.1.9	ГОСТ 28428-90	1,0	До 0,2 в обе стороны	Предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать одновременно с радиальной осевую нагрузку. Способность подшипников к самоустанавливанию позволяет им работать при углах перекоса внутреннего кольца (вал) относительно наружного кольца (корпус) до 2°...3°. Рекомендуются для валов, подверженных значительным прогибам; для узлов, где не обеспечена строгая соосность посадочных мест под подшипники (при смонтированных отдельно друг от друга корпусах), при расточке отверстий в корпусах не за один проход. Подшипники с конусным отверстием и на закрепительной втулке применяются для установки на гладких валах без заплечиков, при пониженных требованиях к точности вращения.	 Рис. 8.1.12	ГОСТ 24696-81 ГОСТ 5721-75	0,9	До 0,3 в одну сторону	Предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок. Обладают значительно большей грузоподъемностью, чем шариковые двухрядные сферические при равных с ними габаритах. Могут воспринимать одновременно с радиальной и осевую нагрузку в ту или другую сторону. Способность подшипников к самоустанавливанию позволяет им работать при перекосах внутреннего кольца (вал) относительно наружного кольца (корпус) до 2°...3°. Рекомендуются применять на валах, подверженных значительным прогибам; в узлах, где не обеспечивается соосность посадочных мест при смонтированных отдельно корпусах подшипников, при расточке в корпусах отверстий не за один проход. Применяются, когда грузоподъемность подшипников других типов недостаточна.
						Подшипники с коническим отверстием и на закрепительной втулке применяются для установки на валах без заплечиков, при пониженных требованиях к точности вращения, в узлах, требующих частого монтажа и демонтажа. Применяются в редукторах большой мощности, буксах железнодорожных вагонов, узлах металлургического оборудования.			
 Рис. 8.1.10	ГОСТ 831-75	1,4	До 1,0 в одну сторону	Предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых (в одном направлении) нагрузок. Могут воспринимать чисто осевую нагрузку. Способны работать при повышенном числе оборотов. Подшипники с углом контакта $\beta = 12^\circ$ применяются в узлах с преобладающей радиальной нагрузкой, с углом контакта $\beta = 26^\circ$ - с преобладающей осевой нагрузкой. Сдвоенные подшипники применяются в узлах с большими осевыми нагрузками при больших числах оборотов. Выполняются разъемным и неразъемным.	 Рис. 8.1.13	ТУ 37.006.162-89	1,9	До 0,7 в одну сторону	Предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых (в одном направлении) нагрузок. Допускают раздельный монтаж колец, а также осевую регулировку как при установке, так и в процессе эксплуатации. Рекомендуется применять на жестких двухопорных валах. Обычно устанавливается по одному подшипнику в каждой из опор с обратным их расположением.
				Однорядные подшипники используются в ступицах передних колес автомобилей, в редукторах; сдвоенные - в шпинделях высокоскоростных станков, в червячных редукторах. Рекомендуются для жестких двухопорных валов с незначительным расстоянием между опорами, для узлов, требующих регулирования зазора в подшипниках при их эксплуатации и работающих при повышенных числах оборотов.		Применяются в редукторах, коробках перемены передач, колесах и задних мостах автомобилей и тракторов, в шпинделях станков.			
 Рис. 8.1.14	ГОСТ 7872-89		До 1,0 в одну сторону	Предназначены для восприятия только осевых нагрузок. Удовлетворительно работают при сравнительно низких оборотах. Для восприятия нагрузки в обоих направлениях служат двойные упорные подшипники.	 Рис. 8.1.14	ГОСТ 23526-79	Не воспринимает	1,6 в одну сторону	
							Не воспринимает		

8.2. ОПОРЫ ВАЛОВ И ТИПЫ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПОДШИПНИКОВ [21, 42]

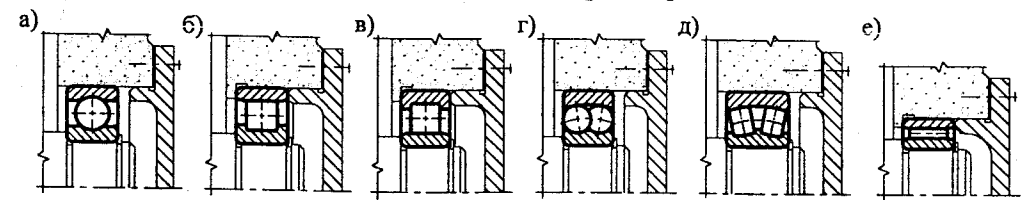
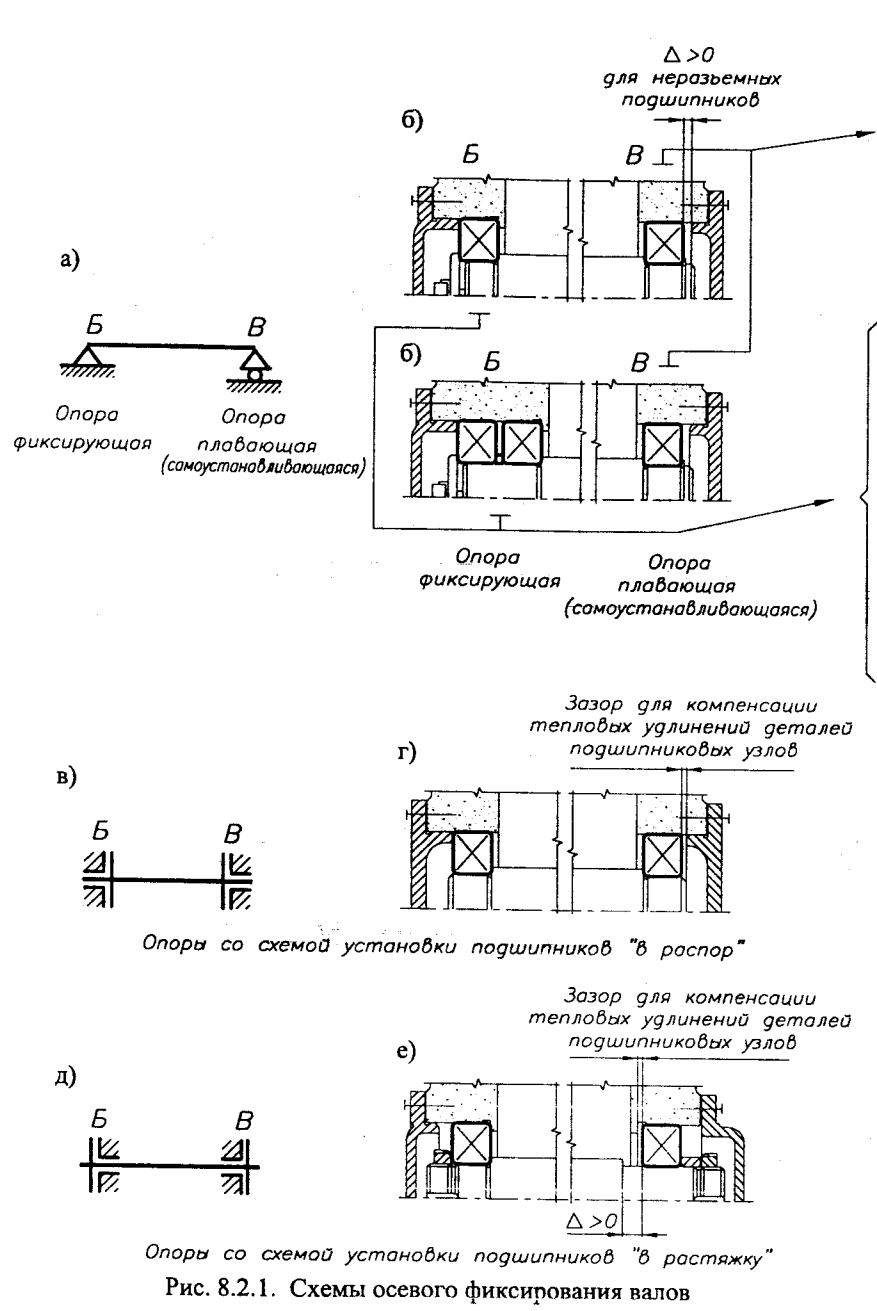


Рис. 8.2.2. Типы подшипников качения, используемых для плавающих (самоустанавливающихся в осевом направлении) опор (опора В)

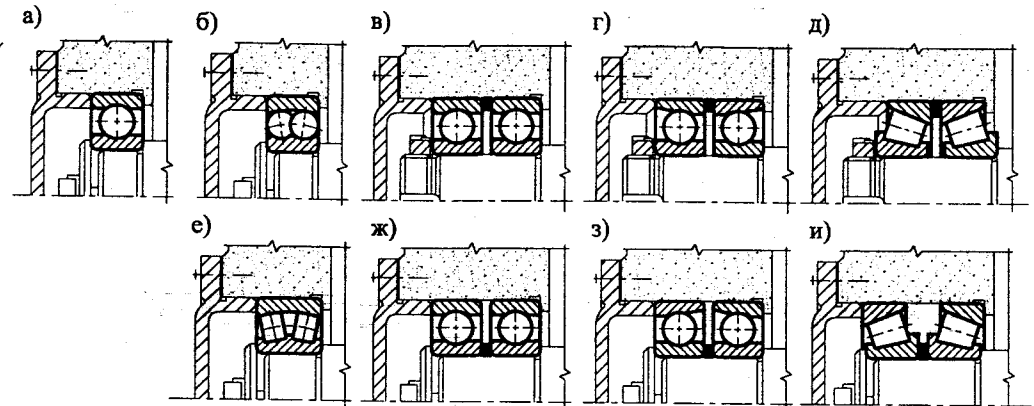
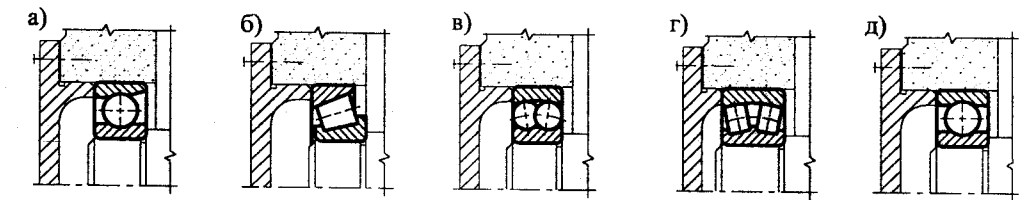
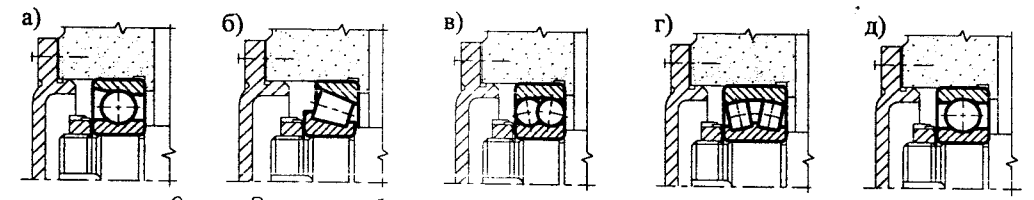


Рис. 8.2.3. Типы подшипников качения, используемых для фиксирующих опор (опора Б)



Опора В имеет обратное опоре Б расположение подшипника
Рис. 8.2.4. Типы подшипников качения, используемых для опор со схемой установки "в распор"



Опора В имеет обратное опоре Б расположение подшипника
Рис. 8.2.5. Типы подшипников качения, используемых для опор со схемой установки "в растяжку"

8.3. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ РЕДУКТОРОВ [9, 22, 34, 42]

8.3.1. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ КОНИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЕН

1. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕННЫ "В РАСПОР" (вал между подшипниками сжат)

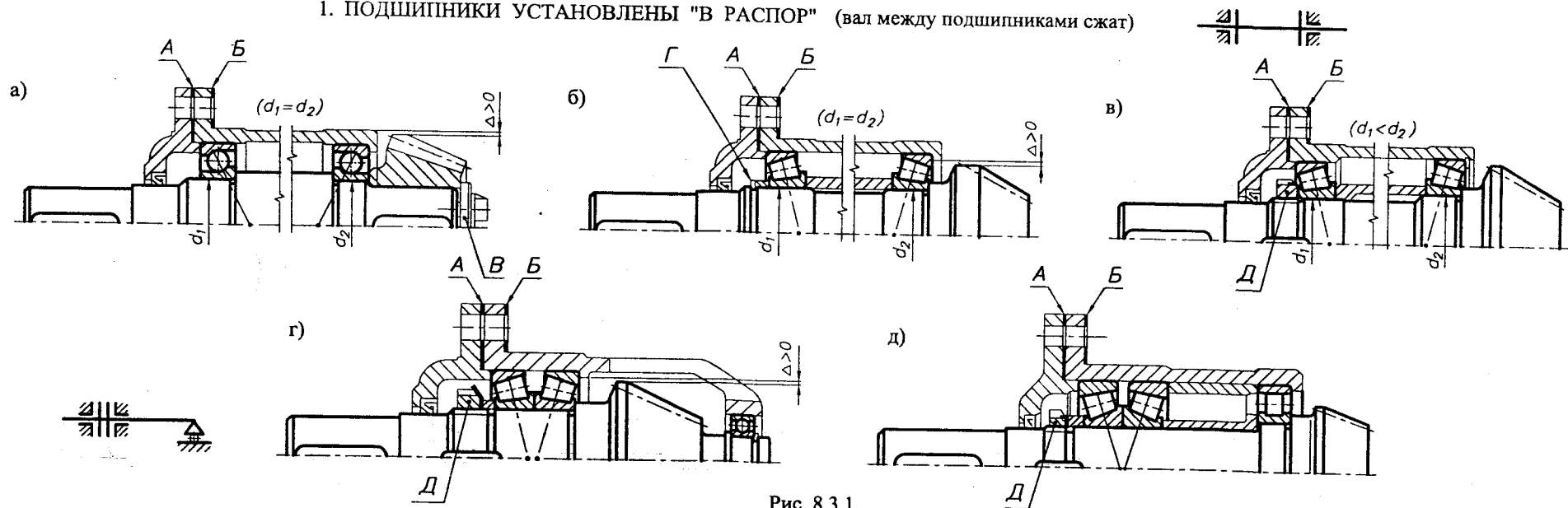


Рис. 8.3.1

2. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕННЫ "В РАСТЯЖКУ" (вал между подшипниками растянут)

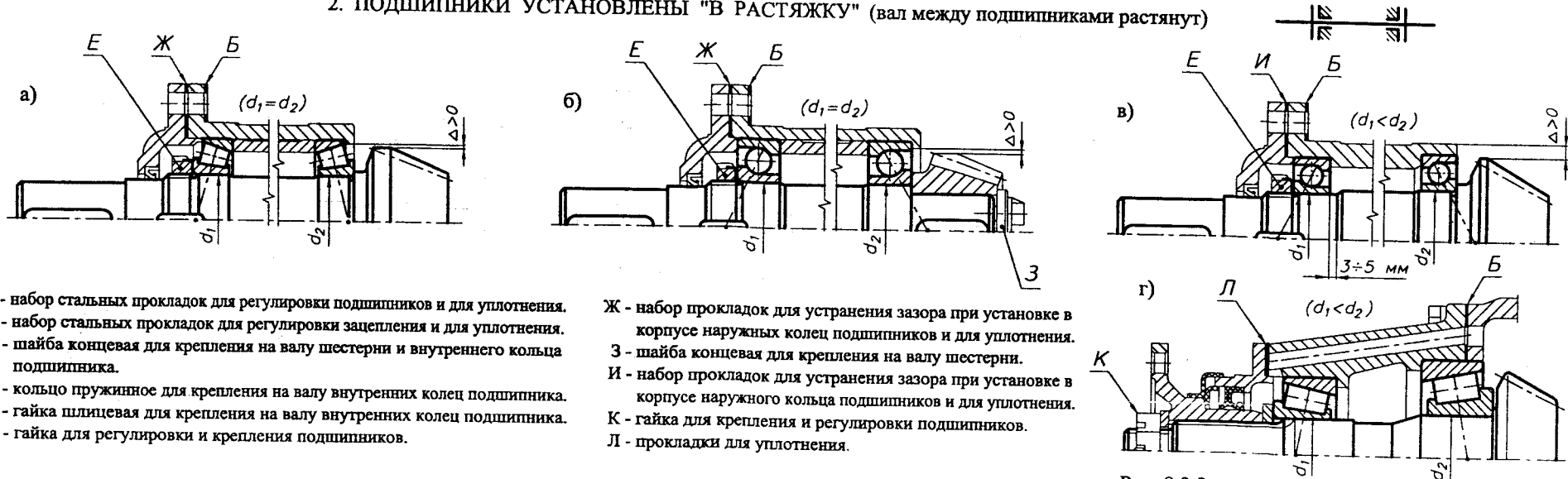


Рис. 8.3.2

А - набор стальных прокладок для регулировки подшипников и для уплотнения.
 Б - набор стальных прокладок для регулировки зацепления и для уплотнения.
 В - шайба концевая для крепления на валу шестерни и внутреннего кольца подшипника.

Г - кольцо пружинное для крепления на валу внутренних колец подшипника.
 Д - гайка шлицевая для крепления на валу внутренних колец подшипника.
 Е - гайка для регулировки и крепления подшипников.

Ж - набор прокладок для устранения зазора при установке в корпусе наружных колец подшипников и для уплотнения.
 З - шайба концевая для крепления на валу шестерни.

И - набор прокладок для устранения зазора при установке в корпусе наружного кольца подшипников и для уплотнения.

К - гайка для крепления и регулировки подшипников.
 Л - прокладки для уплотнения.

8.3.2. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОСОЗУБЫХ, КОНИЧЕСКИХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

1. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕННЫ "В РАСПОР" (вал между подшипниками сжат)



Рис. 8.3.3

2. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕННЫ "В РАСТЯЖКУ" (вал между подшипниками растянут)

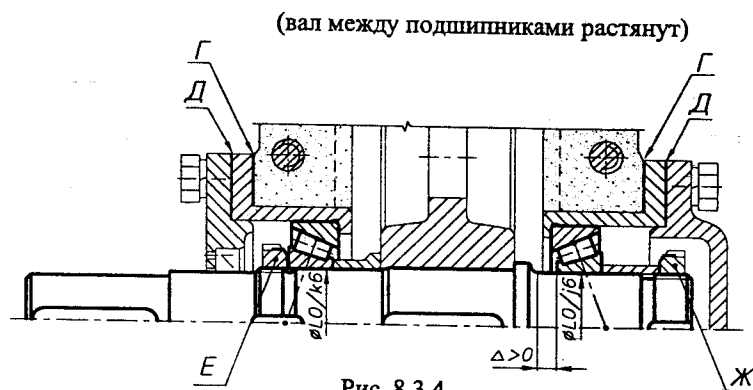


Рис. 8.3.4

- А - набор стальных прокладок для регулировки подшипников, зацепления и для уплотнения.
- Б - винт для регулировки подшипников.
- В - крышки-гайки для регулировки подшипников и зацепления (для червячных колес).
- Г - прокладки для регулировки зацепления и для уплотнения.
- Д - прокладки для уплотнения.
- Е - гайка для осевой фиксации на валу ступицы колеса и подшипника (со стороны консольного участка вала).
- Ж - гайка для регулировки подшипников.

- З - прокладки для устранения зазора при установке в корпусе наружного кольца подшипника и для уплотнения.
- И - кольцо пружинное для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.
- К - кольцо пружинное для крепления в корпусе наружного кольца подшипника.
- Л - концевая шайба для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.
- М - дистанционная втулка для фиксации на валу внутреннего кольца подшипника.

8.3.3. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ И ШЕВРОННЫХ КОЛЕС

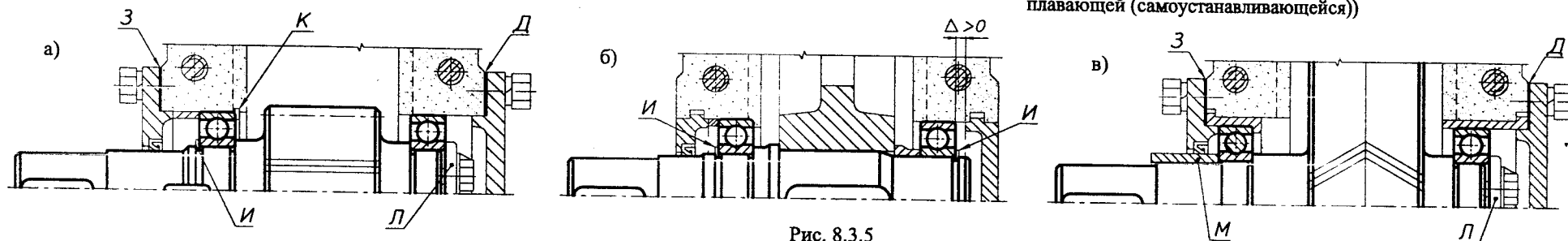


Рис. 8.3.5

(левая опора выполнена фиксированной в осевом направлении, правая - плавающей (самоустанавливающейся))

8.3.4. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ШЕВРОННЫХ ВАЛ-ШЕСТЕРЕН (обе опоры выполнены самоустанавливающимися)

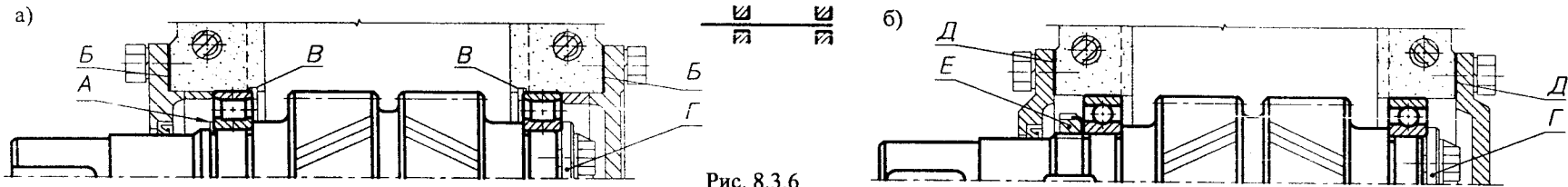


Рис. 8.3.6

8.3.5. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ЧЕРВЯКОВ 1. ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ "В РАСПОР"

(вал между подшипниками сжат)

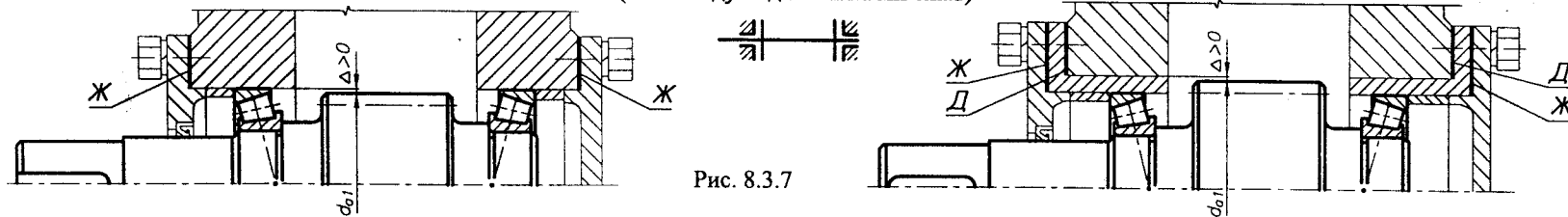
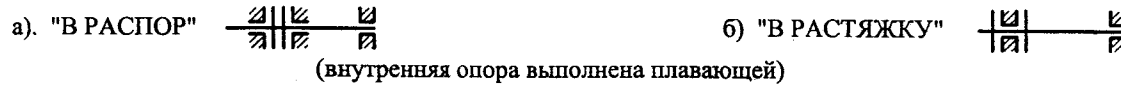


Рис. 8.3.7

2. СО СТОРОНЫ КОНСОЛЬНОГО УЧАСТКА ВАЛА ПОДШИПНИКИ УСТАНОВЛЕНЫ ПАРАМИ



(внутренняя опора выполнена плавающей)

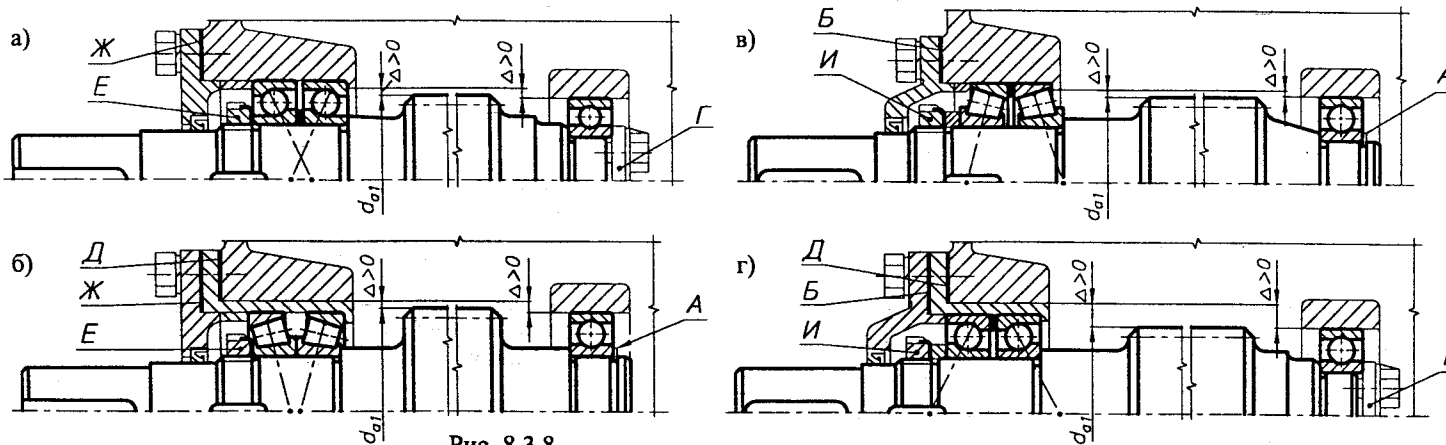


Рис. 8.3.8

3. ОДИН ИЗ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ВЫПОЛНЕН С УПОРНЫМ ПОДШИПНИКОМ

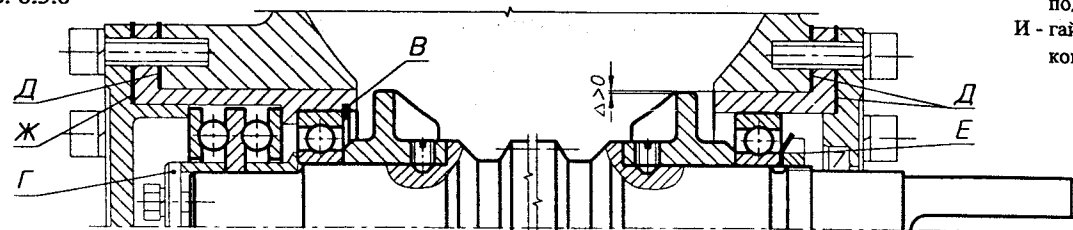


Рис. 8.3.9

- А - кольцо пружинное для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.
- Б - набор прокладок для устранения зазора при установке в корпусе наружных колец подшипников и для уплотнения.
- В - кольцо пружинное для крепления в корпусе наружного кольца подшипника.
- Г - шайба концевая для крепления на валу внутреннего кольца подшипника.
- Д - прокладки для уплотнения.
- Е - гайка шлицевая для крепления на валу внутренних колец (колец) подшипника.
- Ж - набор стальных прокладок для регулировки подшипников и для уплотнения.
- И - гайка шлицевая для регулировки подшипников.

8.4. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ПРИВODНЫХ ВАЛОВ [21, 42]

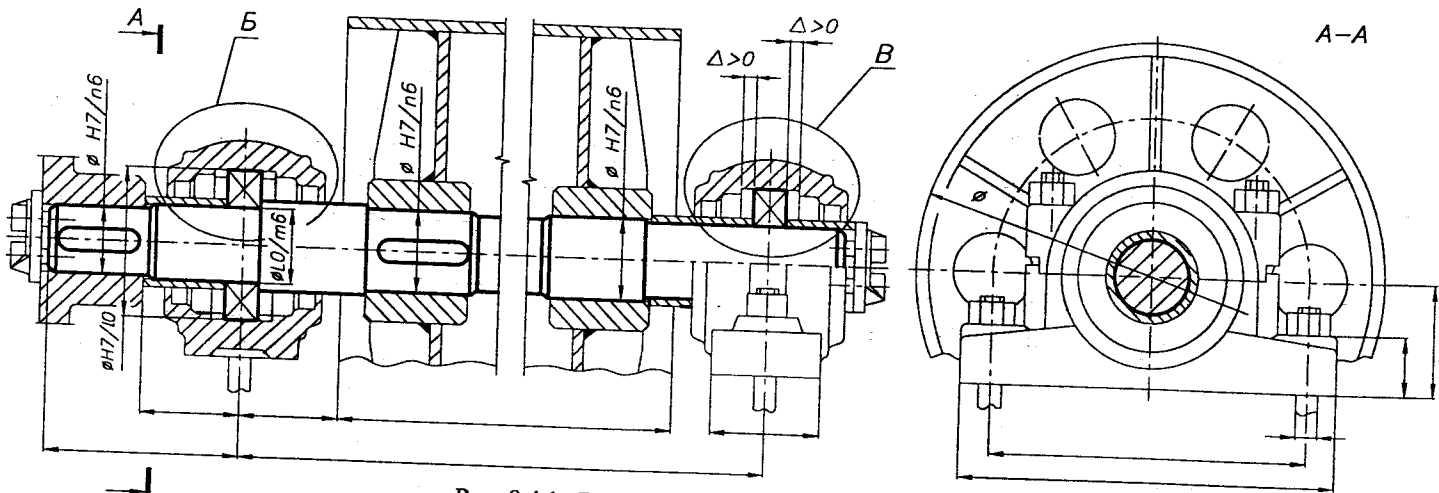


Рис. 8.4.1. Подшипниковые узлы приводного вала барабана

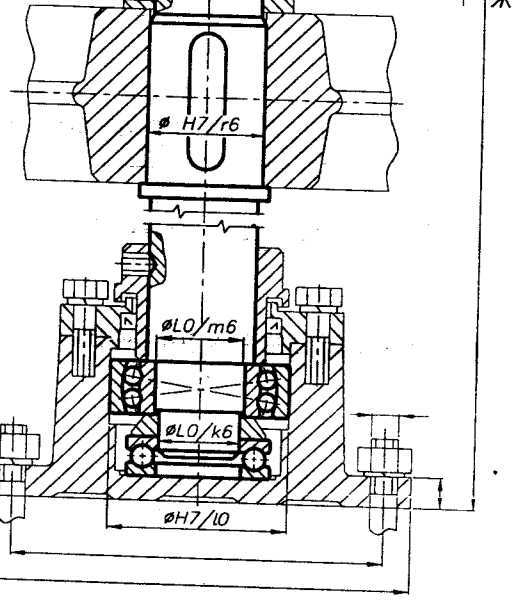
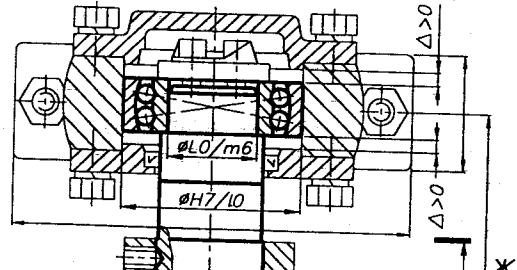
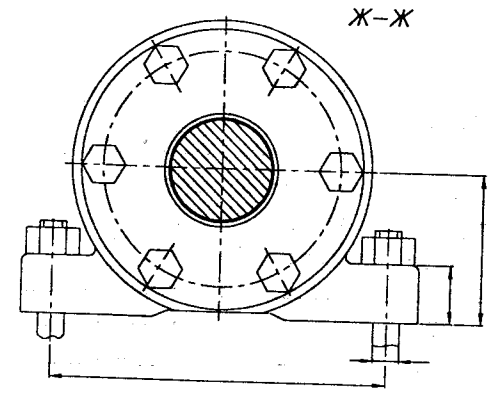


Рис. 8.4.3. Подшипниковые узлы вертикального приводного вала

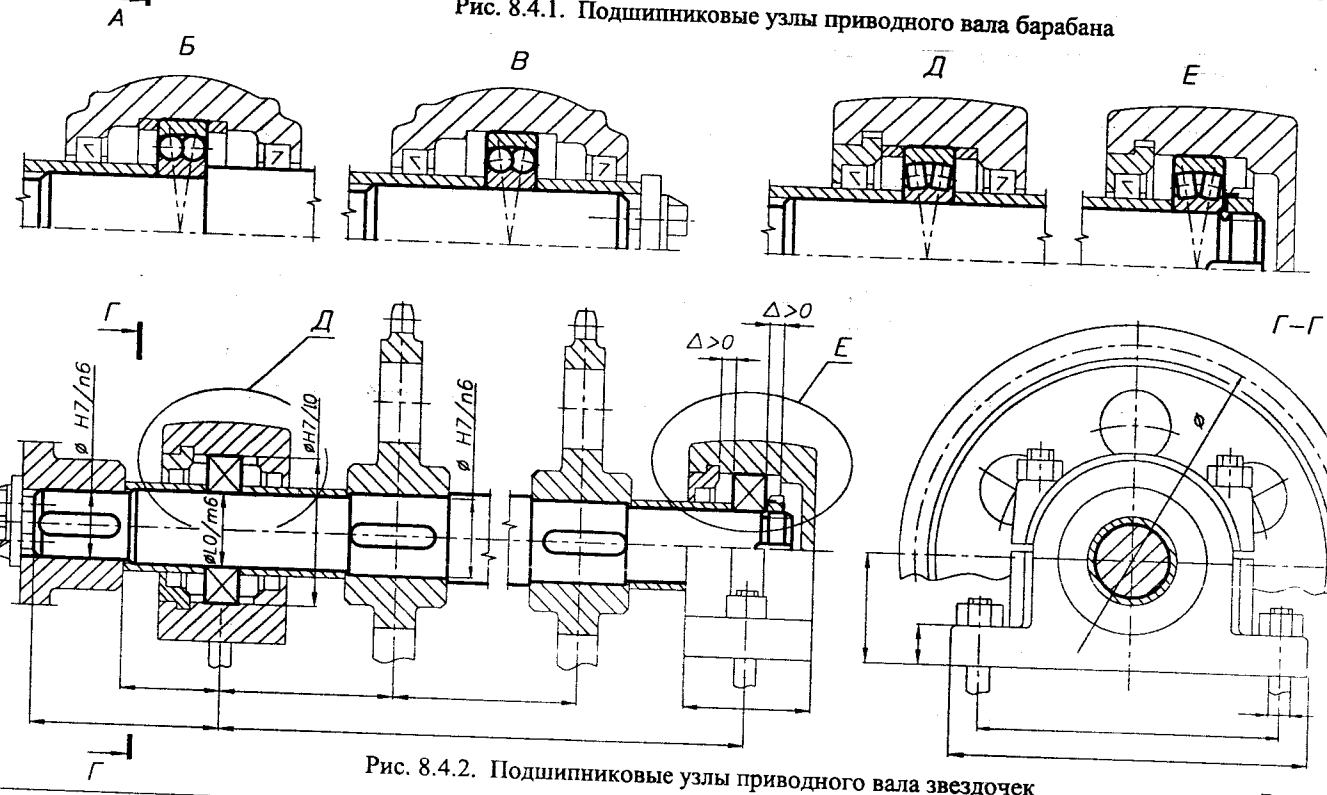


Рис. 8.4.2. Подшипниковые узлы приводного вала звездочек

8.5. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ [15, 21, 42]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Радиальные нагрузки $F_{rб}$ и $F_{rв}$, Н в опорах Б и В вала, где $F_{rб} = R_б$, $F_{rв} = R_в$. Здесь $R_б$ и $R_в$ - реакции в опорах Б и В вала, Н (7.1 п. 5).
2. Суммарная осевая нагрузка F_o , Н, действующая на вал. Для вала (6.2) $F_o = F_{o2}$.
3. Рекомендуемый внутренний диаметр подшипника d , мм, из конструктивного оформления вала (7.2).
4. Частота вращения вала n , мин⁻¹ (табл. 1.2.4).
5. Продолжительность работы передачи (подшипника) L_h , час (4.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ или 4.1 п. 2.2).
6. Циклограмма нагружения передачи (подшипника) (4.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, рис. 4.1.4).
7. Динамика изменения внешней нагрузки, k_t .
8. Температура подшипникового узла, k_T .

Оценивая п.п. 1 и 2 ИСХОДНЫХ ДАННЫХ, выбирают тип используемых подшипников (8.1, 8.2), а также схему их установки (8.3, 8.4).

1. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ФИКСИРУЮЩЕЙ ОПОРЫ (рис. 8.2.1а, опора Б) на примере подшипника шарикового радиального однорядного.

1.1. Для выбранного подшипника с внутренним диаметром d (D, B, C, C_o - из каталога подшипников или 8.10) определяют:

- соотношение F_o/C_o , по величине которого из табл. 8.5.2 выбирают значение параметра e ;
- соотношение $F_o/(VF_{rб})$.

Если $F_o/(VF_{rб}) \leq e$, то $X = 1,00$; $Y = 0$;

если $F_o/(VF_{rб}) > e$, то $X = 0,56$; $Y =$ (табл. 8.5.2), где V - коэффициент вращения:

$V = 1,0$ - при вращении внутреннего кольца по отношению к направлению нагрузки;

$V = 1,2$ - при неподвижном внутреннем кольце по отношению к направлению нагрузки;

X, Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузки.

1.2. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н

$$P_r = [XVF_{rб} + YF_o] k_t k_T,$$

где k_t - коэффициент безопасности, учитывающий характер внешней нагрузки (табл. 8.5.3);

k_T - коэффициент, учитывающий влияние температуры подшипникового узла (табл. 8.5.4).

1.3. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка с учетом изменения внешней нагрузки привода, Н

$$P_{r\text{ср}} = P_r k,$$

где $k = [\sum (T_k/T_1)^3 \cdot (t_k/L_h)]^{(1/p)}$ ($k=1, \text{II, III, ...}$) - коэффициент, учитывающий данные циклограммы изменения внешней нагрузки привода.

Значения T_k/T_1 и t_k/L_h (4.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ);

$p = 3,00$ - для шарикоподшипников;

$p = 3,33$ - для роликоподшипников.

1.4. Расчетная динамическая радиальная грузоподъемность, Н $C_{\text{расч}} = P_{r\text{ср}}^2 \sqrt{60 n L_h / 10^6}$.

Пригодность ранее выбранного подшипника следует из условия $C \geq C_{\text{расч}}$, Н.

Если $C > (2,5...3,0) C_{\text{расч}}$, следует:

- при принятом диаметре вала выбрать более легкую серию подшипника с меньшим значением C ;
- выбрать материал вала с более высокими механическими характеристиками, что уменьшит диаметр вала, внутренний диаметр подшипника и, следовательно, C ;
- выбрать для зубчатой передачи материалы с большей твердостью.

2. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ПЛАВАЮЩЕЙ ОПОРЫ (рис. 8.2.1а, опора В) на примере подшипника шарикового радиального однорядного.

Для выбранного подшипника с внутренним диаметром d (D, B, C, C_o - из каталога подшипников или 8.10) определяют эквивалентную динамическую радиальную нагрузку, Н

$$P_r = [XVF_{rв}] k_T k_t.$$

Дальнейший расчет (п. 1.3, 1.4).

3. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ для схем рис. 8.2.1в, д (подшипники роликовые конические или шариковые радиально-упорные).

Для выбранного подшипника с внутренним диаметром d (D, B, C, C_o, e - из каталога подшипников либо 8.10) определяют:

3.1. Осевые составляющие от радиальных нагрузок в опорах Б и В, Н для подшипников:

$F_{ocб(ш)} = e F_{rб(ш)}$ - шариковых радиально-упорных;

$F_{ocб(р)} = 0,83 e F_{rб(р)}$ - роликовых конических.

Направление осевых составляющих $F_{ocб}$ и $F_{ocв}$ представлено на рис. 8.5.1.

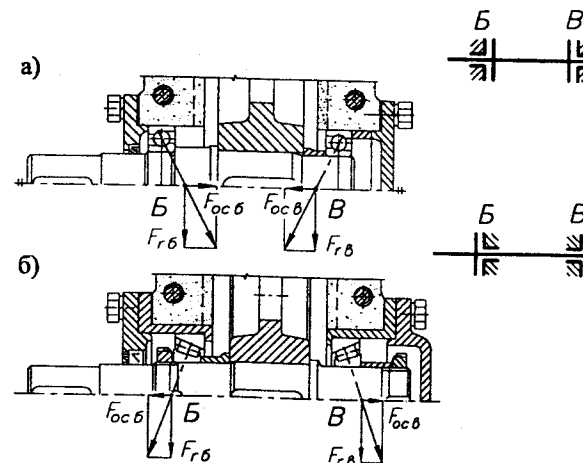


Рис. 8.5.1. Направления осевых составляющих $F_{ocб}$ и $F_{ocв}$ от радиальных реакций в опорах Б и В для схем установки подшипников:

а) - в распор; б) - растяжку

3.2. Определяют величину и направление результирующей осевой силы, Н $\Sigma \bar{F}_{oc} = \bar{F}_{ocб} + \bar{F}_{ocв} + \bar{F}_o$.

3.2.1. Если $\Sigma \bar{F}_{ос}$ направлена от опоры *Б* к опоре *В*, то она воспринимается (табл. 8.5.1):

- для схемы "в распор" (рис. 8.5.1а) подшипником *В*, осевая нагрузка которого, *Н*
 $\bar{F}_{ав} = \bar{F}_{осб} + \bar{F}_а$.

В этом случае осевая нагрузка для подшипника *Б*, *Н*
 $\bar{F}_{об} = \bar{F}_{осб}$;

- для схемы "в растяжку" (рис. 8.5.1г) подшипником *Б*, осевая нагрузка которого, *Н*
 $\bar{F}_{об} = \bar{F}_{осв} + \bar{F}_а$.

В этом случае осевая нагрузка для подшипника *В*, *Н*
 $\bar{F}_{ав} = \bar{F}_{осв}$.

3.2.2. Если $\Sigma \bar{F}_{ос}$ направлена от опоры *В* к опоре *Б*, то она воспринимается:

- для схемы "в распор" (рис. 8.5.1в) подшипником *Б*, осевая нагрузка которого, *Н*
 $\bar{F}_{об} = \bar{F}_{осв} + \bar{F}_а$.

В этом случае осевая нагрузка для подшипника *В*, *Н*
 $\bar{F}_{ав} = \bar{F}_а$;

- для схемы "в растяжку" (рис. 8.5.1б) подшипником *В*, осевая нагрузка которого, *Н*
 $\bar{F}_{ав} = \bar{F}_{осб} + \bar{F}_а$.

В этом случае осевая нагрузка для подшипника *Б*, *Н*
 $\bar{F}_{об} = \bar{F}_{осб}$.

3.3. Для каждой опоры определяют соотношение $F_{об}/(VF_{rб})$ и $F_{ав}/(VF_{rв})$.

Если $F_{об(в)}/(VF_{rб(в)}) \leq e$, то $X = 1,00$; $Y = 0$;
 если $F_{об(в)}/(VF_{rб(в)}) > e$, то $X =$ $Y =$ (табл. 8.5.2 или табл. 8.10.4 и 8.10.7)

3.4. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, *Н*
 $P_{rб} = [XVF_{rб} + YF_{об}] k_r k_f$;
 $P_{rв} = [XVF_{rв} + YF_{ав}] k_r k_f$.

При требовании одинаковых подшипников для обеих опор дальнейший расчет проводят для большей из величин $P_{rб}$ или $P_{rв}$ (P_r).

3.5. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка с учетом изменения внешней нагрузки привода, *Н*
 $P_{rсп} = P_r k$ (k - п. 1.3).

3.6. Расчетная долговечность работы подшипника, час
 $L_{h расч} = 10^6 (C/P_{rсп})^p / (60 n)$.

Пригодность ранее выбранного подшипника следует из условия $L_{h расч} \geq L_h$, час.

Если $L_{h расч} \gg L_h$, следует (п. 1.4).

Табл. 8.5.1. Определение осевых нагрузок на радиально-упорные подшипники

Величины сил	Осевая нагрузка для	
	подшипника <i>Б</i>	подшипника <i>В</i>
$F_{осб} > F_{осв}$ $F_a \geq 0$	$F_{об} = F_{осб}$	$F_{ав} = F_{осб} + F_a$
$F_{осб} < F_{осв}$ $F_a \geq (F_{осв} - F_{осб})$		$F_{ав} = F_{осв} + F_a$
$F_{осб} < F_{осв}$ $F_a \leq (F_{осв} - F_{осб})$	$F_{об} = F_{осв} - F_a$	$F_{ав} = F_{осв}$
$F_{осб} < F_{осв}$ $F_a \geq 0$	$F_{об} = F_{осв} + F_a$	$F_{ав} = F_{осв}$
$F_{осб} > F_{осв}$ $F_a \geq (F_{осб} - F_{осв})$		$F_{ав} = F_{осв}$
$F_{осб} > F_{осв}$ $F_a \leq (F_{осб} - F_{осв})$	$F_{об} = F_{осб}$	$F_{ав} = F_{осб} - F_a$

Табл. 8.5.2. Значения коэффициентов *X* и *Y* для радиальных и радиально-упорных подшипников

Вид подшипника	$\frac{F_a}{C_o}$	<i>e</i>	Подшипник однорядный				Подшипник двухрядный			
			$F_a/(V \cdot F_r) \leq e$		$F_a/(V \cdot F_r) > e$		$F_a/(V \cdot F_r) \leq e$		$F_a/(V \cdot F_r) > e$	
			<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>
Шариковый радиальный	0,014	0,19								2,30
	0,028	0,22								1,99
	0,056	0,26								1,71
	0,084	0,28								1,55
	0,110	0,30	1	0	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45
	0,170	0,34				1,31				1,31
	0,280	0,38				1,15				1,15
	0,420	0,42				1,04				1,04
	0,560	0,44				1,00				1,00
	Шариковый радиально-упорный	0,014	0,30							
0,029		0,34								2,39
0,057		0,37								2,63
0,086		0,41								2,37
0,110		0,45	1	0	0,45	1,22	1	0,74	0,74	2,18
0,170		0,48				1,13				1,98
0,290		0,52				1,04				1,84
0,430		0,54				1,01				1,69
0,570		0,54				1,00				1,64
0,015		0,38								1,62
0,029		0,40								2,39
0,058		0,43								2,28
0,087		0,46								2,11
0,120		0,47	1	0	0,44	1,19	1	0,72	0,72	2,00
0,170		0,50				1,12				1,93
0,290	0,55				1,02				1,82	
0,440	0,56				1,00				1,66	
0,580	0,56				1,00				1,63	
$\alpha = 26^\circ$		0,68			0,41	0,87				1,41
$\alpha = 36^\circ$		0,95	1	0	0,37	0,66	1	0,92	0,67	1,07
$\alpha = 40^\circ$		1,14			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93
Шариковый сферическ. двухрядн.	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,42 \operatorname{ctg} \alpha$	0,65	$0,65 \operatorname{ctg} \alpha$	
Роликовый конический однорядн.	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$	
Роликовый сферическ. двухрядн.	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$					

Табл. 8.5.3. Значения коэффициента k_B

Характер внешней нагрузки	k_B
Спокойная нагрузка без толчков	1,0
Нагрузка с легкими толчками, кратковременные перегрузки до 125%	1,0...1,2
Нагрузка с умеренными толчками, кратковременные перегрузки до 150%	1,2...1,8
Нагрузка со значительными толчками, кратковременные перегрузки до 200%	1,8...2,5
Нагрузка с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300%	2,5...3,5

Табл. 8.5.4. Значения коэффициента k_T

Temperatura, °C	k_T
≤ 150	1,00
≤ 200	1,25
≤ 250	1,40
≤ 300	0,60

8.6. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ [9, 21]

8.6.1. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ НА ВАЛАХ ПОДШИПНИКОВ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ПОСАДОЧНЫМ ОТВЕРСТИЕМ

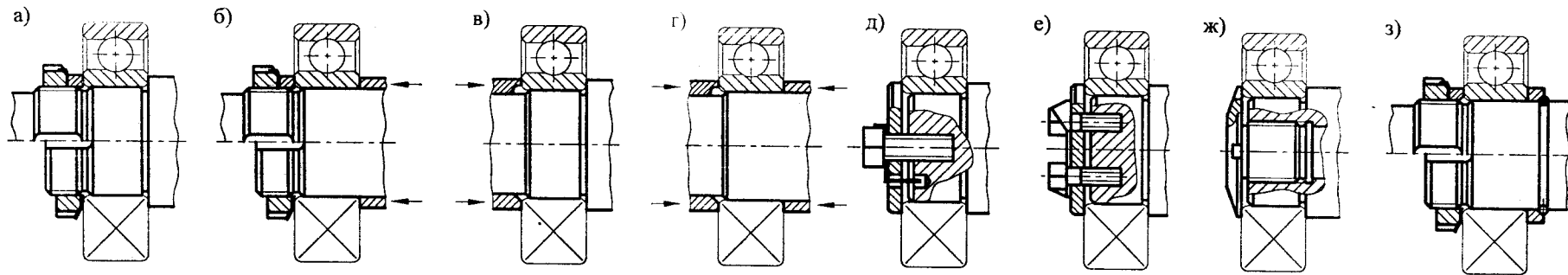


Рис. 8.6.1. Установка подшипника на валу, обеспечивающая силовую его затяжку в осевом направлении

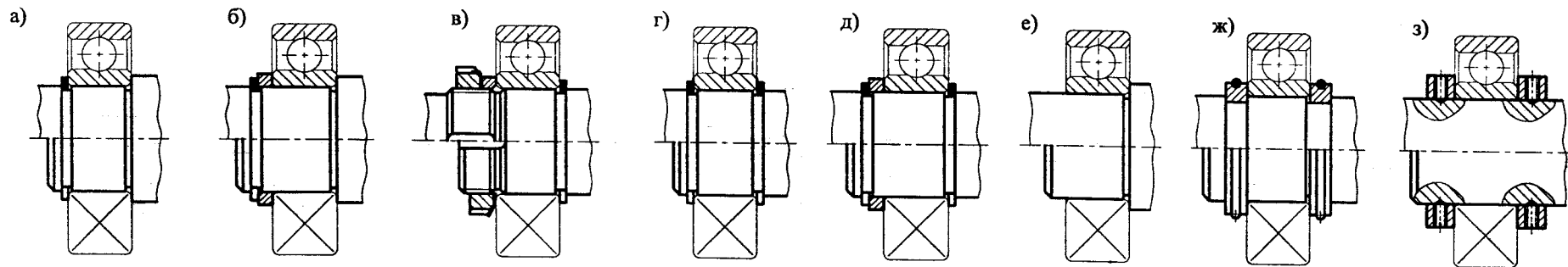


Рис. 8.6.2. Установка подшипника на валу, не обеспечивающая силовую его затяжку в осевом направлении и требующая применения посадок с увеличенным натягом

8.6.2. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ НА ВАЛАХ ПОДШИПНИКОВ С КОНИЧЕСКИМ ПОСАДОЧНЫМ ОТВЕРСТИЕМ

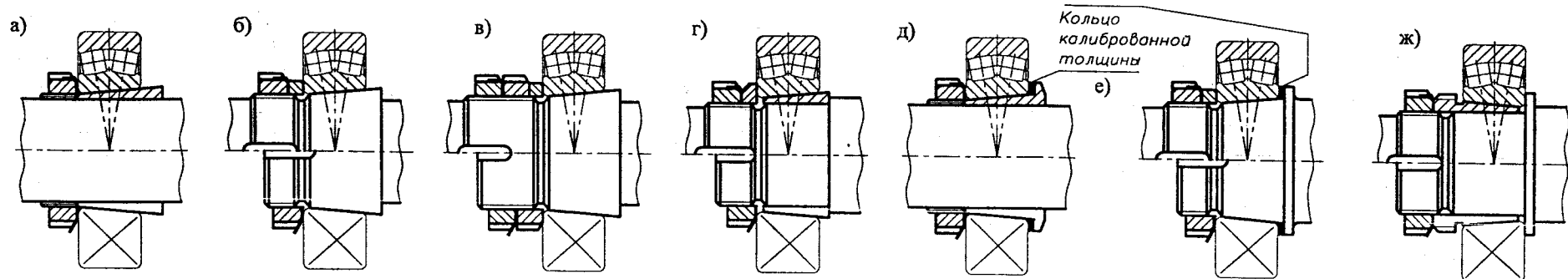


Рис. 8.6.3

8.6.3. УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ В КОРПУСАХ

1. В плавающих (самоустанавливающихся) опорах подшипниковых узлов наружные кольца неразъемных подшипников (рис. 8.2.2а, г, д) в корпусе не крепятся, а устанавливаются с возможностью осевого перемещения. Подшипник крепится на валу внутренним кольцом одним из способов (8.6.1, 8.6.2). Относительно внутреннего кольца устанавливается наружное кольцо (рис. 8.6.4).
2. В плавающих (самоустанавливающихся) опорах подшипниковых узлов наружные кольца разъемных подшипников (рис. 8.2.2б, в) крепятся в корпусе одним из способов, представленным на рис. 8.6.5.
3. Аналогично крепятся в корпусе наружные кольца неразъемных подшипников в фиксирующих опорах (рис. 8.6.6).
4. Радиально-упорные шарико(ролико)подшипники устанавливаются в корпусах в зависимости от схемы их монтажа - "в распор" или "в растяжку". Возможные способы установки представлены на рис. 8.6.7.

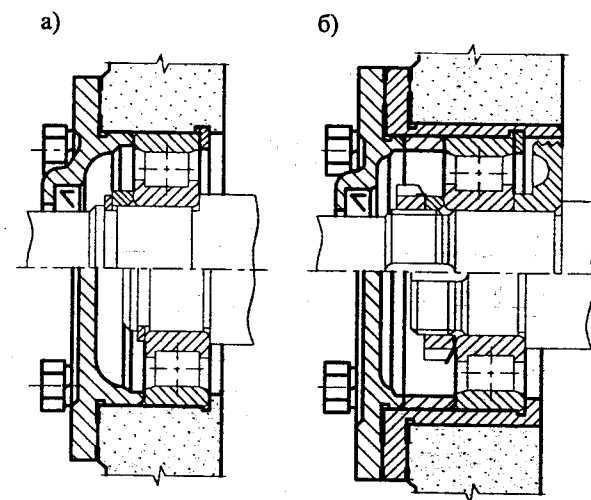


Рис. 8.6.5. Установка наружного кольца разъемного подшипника в корпусе плавающей (самоустанавливающейся) опоры

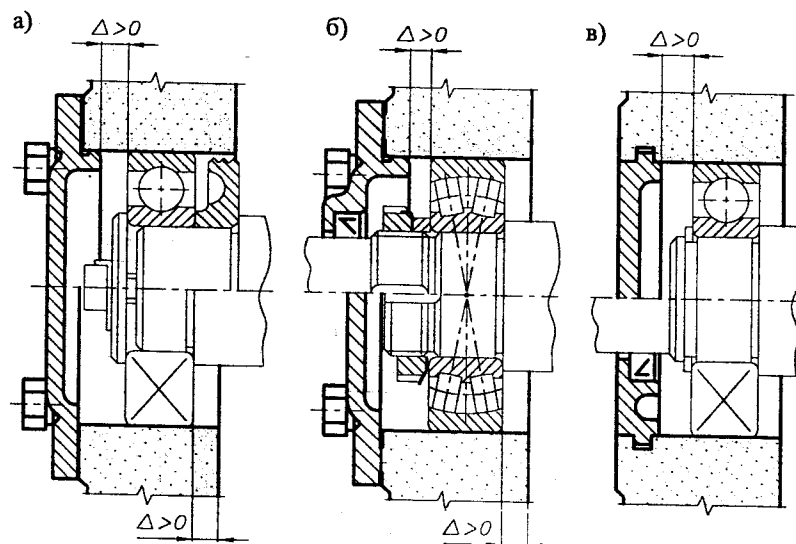


Рис. 8.6.4. Установка наружного кольца неразъемного подшипника в корпусе плавающей (самоустанавливающейся) опоры

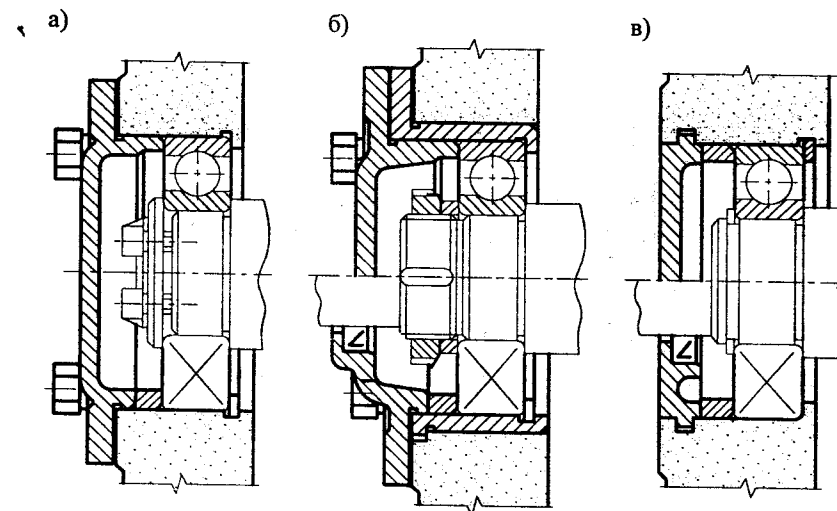


Рис. 8.6.6. Установка наружного кольца неразъемного подшипника в корпусе фиксирующей опоры

Схема установки подшипников "в распор"

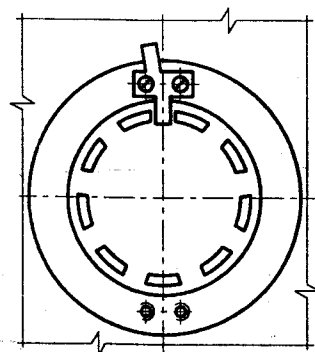
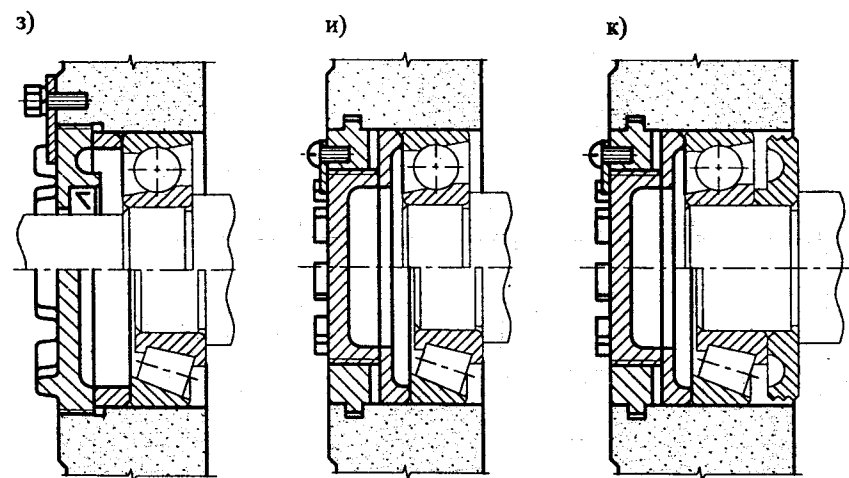
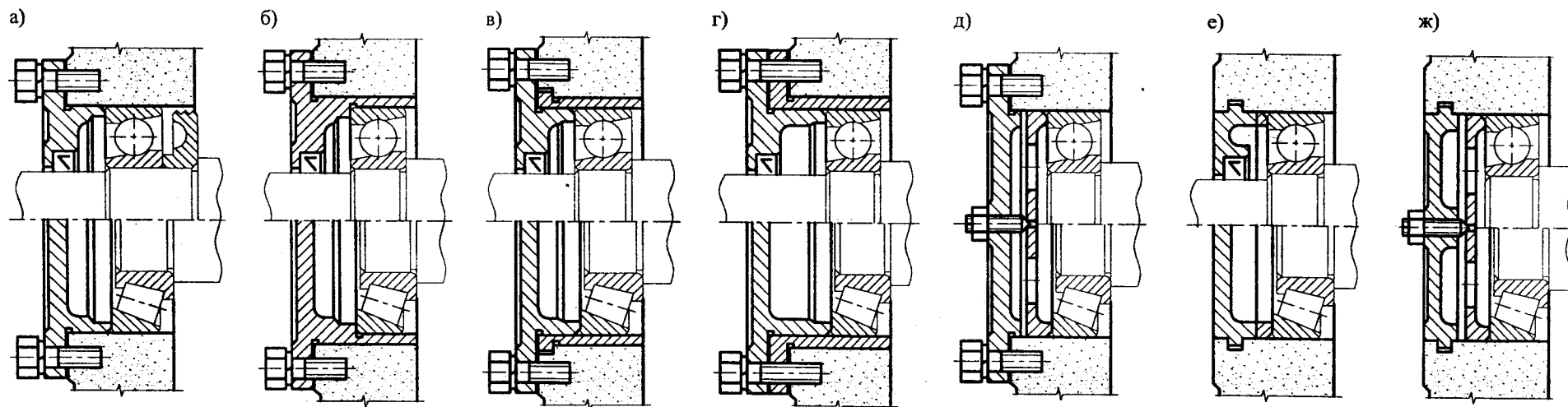
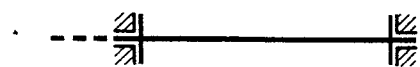


Схема установки подшипников "в растяжку"

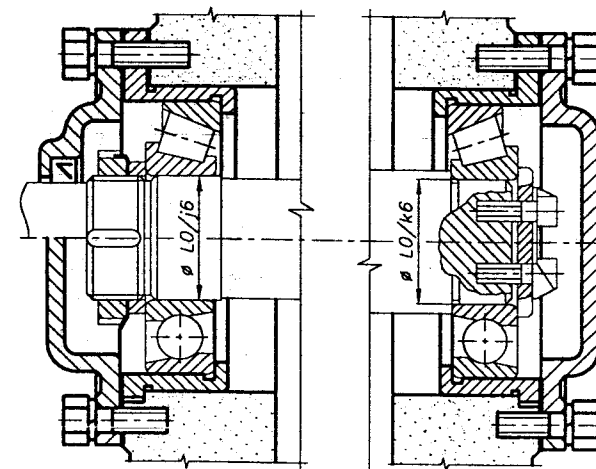
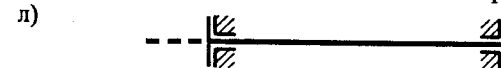


Рис. 8.6.7. Установка в корпусе подшипников по схемам "в распор" и "в растяжку"

8.7. ЭЛЕМЕНТЫ КРЕПЛЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ

8.7.1. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ НАРУЖНЫЕ ЭКСЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13942-86

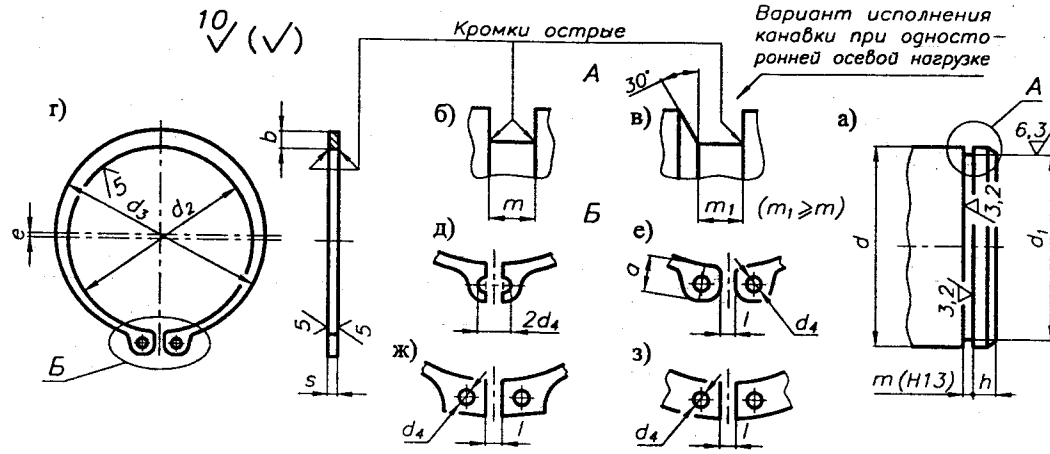


Рис. 8.7.1. Конструкция колец а) и канавок б)...г) для них. Варианты исполнения колец д) для $d \leq 9$ мм; е), ж) для $d \geq 10...165$ мм; з) для $d \geq 170$ мм

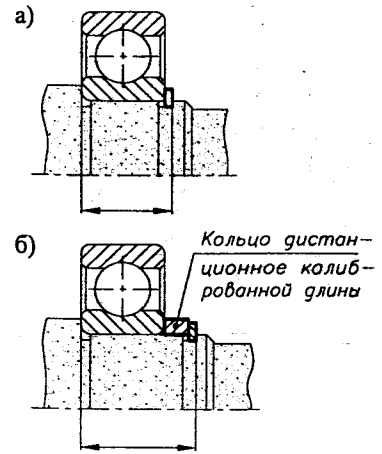


Рис. 8.7.2. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием пружинного кольца (вариант б) - предпочтительный)

Пружинные упорные плоские наружные эксцентрические кольца классов точности А, В и С 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 В с диаметром вала 30 мм из стали 65Г:
 Кольцо В30 ГОСТ13942-86
 То же из стали 60С2: Кольцо В30.60С2 ГОСТ13942-86

Табл. 8.7.1. Размеры наружных колец и канавок для них, мм

Диам. вала d	Кольцо									Канавка			F _о , кН	Диам. вала d	Кольцо									Канавка			F _о , кН													
	d ₂	d ₃	d ₄	s	b	a	l	e	d ₁	m	h	d ₂			d ₃	d ₄	s	b	a	l	e	d ₁	m	h	d ₂	d ₃		d ₄	s	b	a	l	e	d ₁	m	h	F _о , 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	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	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		
11	10,2	12,8			1,8	3,3			10,5		1,1	2,77	42	38,5	44,7			4,5	6,5			39,5			40,0	98	92,5	105,9			8,9	9,5			94,5			132		
12	11,0	13,6			1,8	3,3			11,3			3,39	45	41,5	48,1			4,7	6,7			42,5 ⁰			42,9	100	94,5	108,1			9,0	9,6			96,5			135		
13	11,9	14,7			2,0	3,4			12,2			3,96	46	42,5	49,3			4,8	6,8			43,5 ^{0-0,25}			43,9	102	95,0	108,2			9,1	9,7			97,0			195		
14	12,9	15,9	1,7		2,1	3,5	3,0	0,6	13,2 ⁰ _{-0,11}		1,2	4,27	48	44,5	51,7			5,0	6,9			45,5			45,7	105	98,0	111,6			9,3	9,9			100			204		
15	13,8	17,0			2,2	3,6			14,1		1,4	5,13	50	45,8	53,0			5,1	6,9	5,0		47,0			57,0	108	101,0	114,8			9,4	10,0			103 ⁰			207		
16	14,7	17,9			2,2	3,7			15,0			6,08	52	47,8	55,2			5,2	7,0			49,0			59,4	110	103,0	117,2			9,6	10,1	2,5		105 ^{-0,54}			211		
17	15,7	19,1			2,3	3,8			16,0		1,5	6,47	54	49,8	57,4			5,3	7,0		1,5	51,0			61,7	112	105,0	119,4			9,7	10,2			107			215		
18	16,5	19,9			2,4	3,9		0,7	16,8			8,15	55	50,8	58,6		2,0	5,4	7,2			52,0			62,9	115	108,0	122,6			9,8	10,6			110			221		
19	17,5	21,1			2,5	3,9			17,8		1,8	8,66	56	51,8	59,6			5,5	7,3			53,0	2,2		64,0	120	113,0	128,4			10,2	11,0			115			223		
20	18,2	21,8			2,6	4,0		0,8	18,6	1,4	2,1	10,6	58	53,8	61,6			5,6	7,3			55,0			66,4	125	118,0	133,2			10,4	11,4			120	6,0		240		
22	20,2	24,2			2,8	4,2			20,6			11,7	60	55,8	64,0			5,8	7,4			57,0			68,8	130	122,5	138,3			10,7	11,6			125			250		
23	21,1	25,3			2,9	4,3			21,5			12,7	62	57,8	66,4			6,0	7,5			59,0 ⁰			71,1	135	127,5	143,9			11,0	11,8	8,0	2,8			130			260
24	22,1	26,3	2,0	1,2	3,0	4,4		0,9	22,5 ⁰ _{-0,21}		2,3	13,7	65	60,8	70,0			6,3	7,8		1,7	62,0 ^{-0,30}			74,7	140	132,5	149,3			11,2	12,0			135			270		
25	23,1	27,3			3,0	4,4			23,5			14,2	68	63,6	73,2			6,5	8,0			65,0			78,2	145	137,5	154,9			11,5	12,2			140			280		
26	24,0	28,2			3,1	4,5			24,5			14,9	70	65,6	75,4			6,6	8,1			67,0			80,6	150	142,5	160,5	4,0		11,8	13,0			145 ⁰			289		
28	25,8	30,2			3,2	4,7		1,0	26,5			16,0	72	67,6	77,8			6,8	8,2			69,0			82,9	155	147,5	165,3			12,0	13,0			150 ^{-0,63}			299		
29	26,8	31,6			3,4	4,8			27,5			16,7	75	70,6	80,6		3,0	7,0	8,4	6,0		72,0	2,8		86,4	160	152,5	170,7			12,2	13,3			155			308		
30	27,8	32,8			3,5	5,0			28,5			17,1	78	73,5	84,1			7,3	8,6			75,0			90,0	165	157,0	175,8			12,5	13,5			160			318		
32	29,5	34,5			3,6	5,2			30,2			22,0	80	75,0	85,8			7,4	8,6			76,5			107	170	162,0	181,6			12,9	-			165			328		
34	31,4	36,8			3,8	5,4		1,1	32,0		2,7	22,3	82	77,0	88,2			7,6	8,7			78,5			109	175	167,0	186,6			12,9	-			170	7,5		338		
35	32,2	37,6			3,9	5,6			33,0 ⁰ _{-0,25}			26,7	85	79,5	91,1			7,8	8,7	2,0		81,5 ⁰			114	180	172,0	192,8			13,5	-			175			347		
36	33,0	38,6	2,5	1,7	4,0	5,6	5,0	1,2	34,0			27,4	88	82,5	94,5			8,0	8,8			84,5 ⁰ _{-0,35}			118	185	177,0	197,8			13,5	-			180			358		
37	34,0	39,8			4,1	5,7			35,0	1,9	3,0	28,2	90	84,5	96,5		3,0	2,5				86,5			121	190	182,0	203,8			14,0	-			185 ⁰			368		
38	35,0	40,6			4,2	5,8		1,4	36,0			29,0	92	86,5	98,7			8,3	8,8			88,5			124	200	192,0	213,8			14,0	-			195 ^{-0,72}			387		

F_о - осевая сила

8.7.2. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ ВНУТРЕННИЕ ЭКСЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13943-86

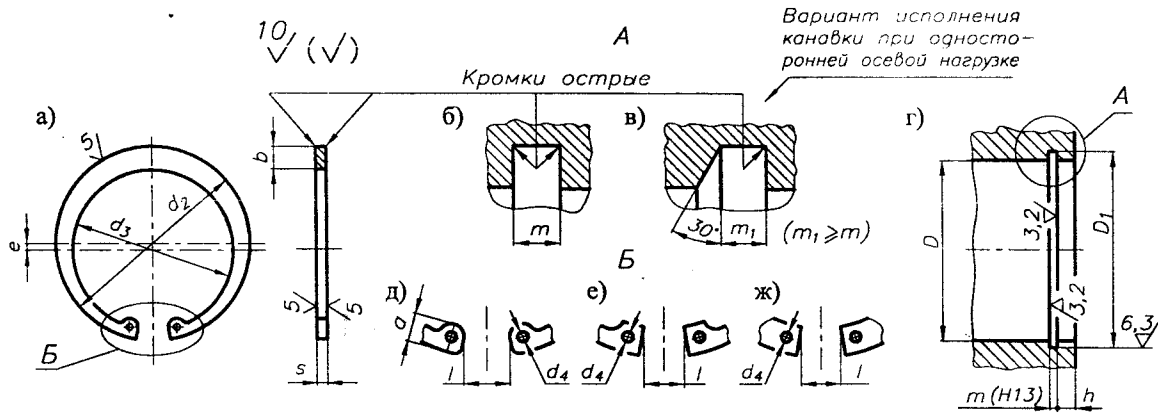


Рис. 8.7.3. Конструкция колец а) и канавок б), в) для них. Вариант исполнения колец д) для $d \leq 165$ мм; е) для $d \geq 40...165$ мм; ж) для $d \geq 170$ мм

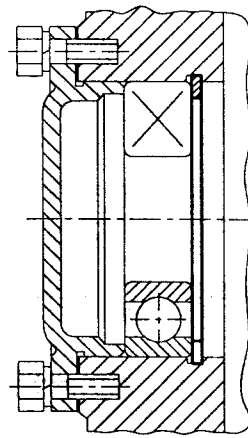


Рис. 8.7.4. Закрепление наружного кольца подшипника качения в корпусе с использованием пружинного кольца

Пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические кольца классов точности А, В и С предназначены для закрепления от осевого смещения подшипников качения и других деталей в отверстиях от 8 до 320 мм.
Материал колец - пружинная сталь (65Г, 60С2 и др.) по ГОСТ 14959-79

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ пружинного упорного плоского внутреннего эксцентрического кольца класса точности В с диаметром 30 мм из стали 65Г:
Кольцо В30 ГОСТ13943-86
То же из стали 60С2: Кольцо В30.60С2 ГОСТ13943-86

Табл. 8.7.2. Размеры внутренних колец и канавок для них, мм

Диам. отв. D	Кольцо								Канавка			F _а , кН	Диам. отв. D	Кольцо								Канавка			F _а , кН	Диам. отв. D	Кольцо								Канавка			F _а , кН
	d ₂	d ₃	d ₄	s	b	a	l	e	D ₁	m	h			d ₂	d ₃	d ₄	s	b	a	l	e	D ₁	m	h			d ₂	d ₃	d ₄	s	b	a	l	e	D ₁	m	h	
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	50	54,2	47,2	4,6	6,5	14	1,1	53,0	1,9	3,8	60,7	102	108,0	94,6	3,5	2,5	8,5	9,2	22	1,8	106,0	2,8	6,0	163		
21	22,8	19,2			2,4	4,2			22,4			11,8	52	56,2	49,4	4,7	6,7			55,0			62,9	105	111,0 ^{+1,08}	97,2		8,7	9,2			109,0			168			
22	23,8 ^{+0,42}	20,2			2,5	4,2			23,4			12,7	54	58,2	51,2	4,8	6,7	2,5	1,7	57,0			64,7	108	114,0 ^{-0,54}	99,8		8,9	9,5			112,0 ^{+0,54}			173			
23	24,9 ^{-0,21}	21,3			2,5	4,2		0,7	24,5			13,7	55	59,2	51,8	5,0	6,8			58,0			66,4	110	116,0	102,2		9,0	10,4			114,0			176			
24	25,9	22,1			2,6	4,4	7,0		25,5			14,5	56	60,2	52,6	5,1	6,8			59,0 ^{+0,30}			67,5	112	118,0	104,0		9,1	10,5		2,1	116,0			179			
25	26,9	23,1			2,7	4,5			26,5			14,7	58	62,2	54,4	5,2	6,9	16	1,3	61,0			69,6	115	121,5	107,1		9,3	10,5			119,0			183			
26	28,0	24,0			2,8	4,7		0,8	27,5		2,3	15,5	60	64,2 ^{+0,92}	56,0	5,4	7,3			63,0			72,5	120	126,5	11,3		9,7	11,0			124,0			191			
28	30,2	26,0		1,2	2,9	4,8			29,5			17,2	62	66,2 ^{-0,46}	57,8	5,5	7,3			65,0		4,5	74,7	125	131,5	116,3		10,0	11,0			129,0			197			
29	31,2	27,2			2,9	4,8	8,0		30,5			17,6	65	69,2	60,2	5,8	7,6			68,0			78,2	130	136,5	120,9		10,2	11,0			134,0			207			
30	32,2	28,0			3,0	4,8			31,5		1,4	18,0	68	72,5	62,9	6,1	7,8			71,0			81,7	135	141,5	125,3	4,0	10,5	11,2	24	2,4	139,0			214			
32	34,5	29,9			3,2	5,4	9,0	0,9	33,8		2,7	23,5	70	74,5	65,1	6,2	7,8			73,0			84,2	140	146,5	129,9		10,7	11,2			144,0			222			
34	36,5	31,7			3,3	5,4			35,8			27,5	72	76,5	66,7	6,4	7,8	3,0		75,0			86,4	145	151,5 ^{+1,26}	134,5		10,9	11,4			149,0			230			
35	37,8 ^{+0,50}	32,8			3,4	5,4			37,0			28,2	75	79,5	69,3	6,6	7,8	18	1,5	78,0			90,0	150	157,5 ^{-0,63}	140,5		11,2	12,0			155,0			298			
36	38,8 ^{-0,25}	33,8			3,5	5,4			38,0		3,0	29,0	78	82,5	72,5	6,8	8,5			81,0			93,5	155	162,5	145,1		11,4	12,0			160,0 ^{+0,63}			309			
37	39,8	34,6			3,6	5,5	10		39,0			29,8	80	85,5	74,5	7,0	8,5			83,5			112	160	167,5	149,7		11,6	13,0			165,0 ⁰			319			
38	40,8	35,4			3,7	5,5		1,0	40,0			31,6	82	87,5	76,5	7,0	8,5			85,5			115	165	172,5	152,5		11,8	13,0	28	2,8	170,0			328			
40	43,5	37,7			3,9	5,8	12		42,5			40,4	85	90,5	79,1	7,2	8,6			88,5			119	170	177,5	156,7		12,2	-			175,0			338			
42	45,5 ^{+0,78}	39,3	2,5	1,7	4,1	5,9			44,5			43,0	88	93,5	81,7	7,4	8,6			91,5 ^{+0,35}	2,2	5,3	123	175	182,5	161,3		12,7	-			180,0			348			
45	48,5 ^{-0,39}	42,1			4,2	6,2			47,5			45,2	90	95,5 ^{+1,08}	83,9	7,6	8,6			93,5 ⁰			126	180	188,0	165,8	5,0	13,2	-			185,0			358			
46	49,5	43,1			4,3	6,3			48,5			46,0	92	97,5	83,5	7,8	8,7	20	1,8	95,5			129	185	193,0 ^{+1,44}	169,8		13,7	-			190,0			368			
47	50,6	44,0			4,4	6,4			49,5	1,9	3,8	47,2	95	100,5	87,9	8,1	8,8			98,5			133	190	198,0 ^{-0,72}	174,6		13,8	-			195,0			377			
48	51,6 ^{+0,92}	44,8			4,5	6,4		1,1	50,5 ^{+0,30}			48,2	98	103,5	90,5	8,3	9,0			101,5			137	195	203,0	179,6		13,8	-			200,0 ^{+0,72}			385			
50	54,2 ^{-0,46}	47,2			4,6	6,5			53,0 ⁰		4,5	60,7	100	105,5	92,3	8,4	9,0			103,5			139	200	208,0	184,2		14,0	-			205,0 ⁰			394			

8.7.3. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ НАРУЖНЫЕ КОНЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13940-86

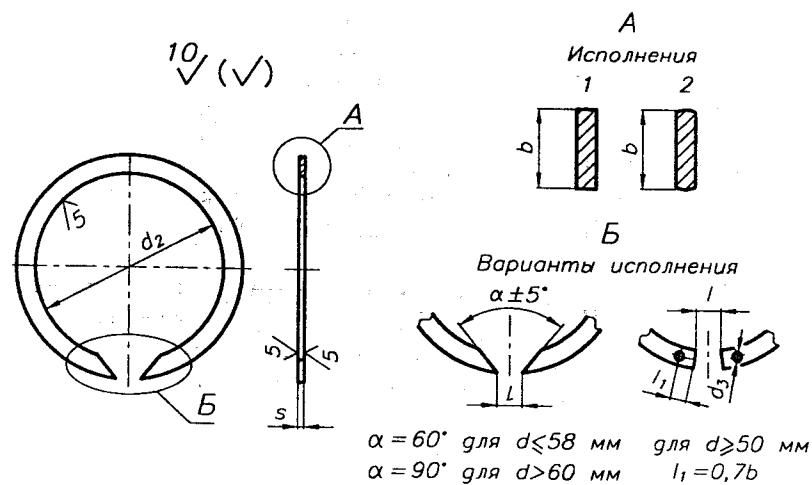


Рис. 8.7.5. Конструкция колец и канавок для них

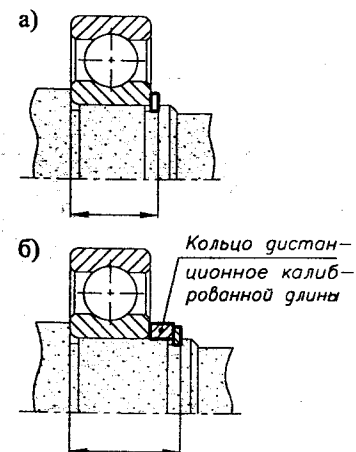
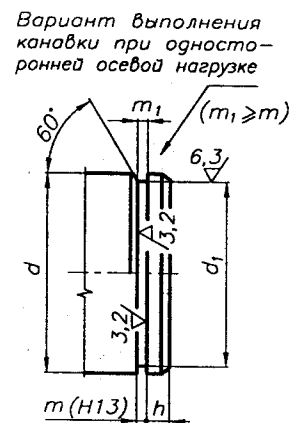


Рис. 8.7.6. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием пружинного кольца (вариант б) - предпочтительный)

Пружинные упорные плоские наружные концентрические кольца классов точности А, В и С 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 В с диаметром вала 30 мм из стали 65Г:

Кольцо В30 ГОСТ13940-86

То же из стали 60С2:

Кольцо В30.60С2 ГОСТ13940-86

Табл. 8.7.3. Размеры наружных колец и канавок для них, мм

Диам. вала d	Кольцо					Канавка			F _а , кН	Диам. вала d	Кольцо					Канавка			F _а , кН													
	d ₂	d ₃	s	b	l	d ₁	m	h			d ₂	d ₃	s	b	l	d ₁	m	h														
10	9,2	+0,15 -0,30	-	1,0	1,7	2,0	9,5	0 -0,09	1,2	0,75	1,96	40	36,5	-	1,7	5,0	8,0	37,5	-	-	39,0	95	89,5	3,0	3,0	8,5	12	91,5	0 -0,35	3,4	5,3	128
12	11,0						11,3					42	38,5					39,5			40,0	98	92,5									132
13	11,9						12,2					45	41,5					42,5	0	1,9	3,8	42,9	100	94,5	+0,54 -1,08							135
14	12,9						13,2	0 -0,11				46	42,5	+0,39				43,5	-0,25			43,9	102	95,0								195
15	13,8	+0,18 -0,36					14,1					48	44,5	-0,78				45,5				45,7	105	98,0								204
16	14,7						15,0					50	45,8					47,0				57,0	108	101,0								207
17	15,7						16,0					52	47,8					49,0				59,4	110	103,0								211
18	16,5						16,8					54	49,8					51,0				61,7	112	105,0								215
19	17,5						17,8					55	50,8					52,0				62,9	115	108,0								221
20	18,2						18,6					56	51,8		2,0	2,0	6,0	53,0		2,2		64,0	120	113,0								223
22	20,2						20,6					58	53,8					55,0				66,4	125	118,0								240
23	21,1						21,5					60	55,8					57,0				68,8	130	122,5								250
24	22,1						22,5	0 -0,21				62	57,8					59,0	0 -0,30		4,5	71,1	135	127,5								260
25	23,1	+0,21 -0,42					23,5					65	60,8					62,0				74,7	140	132,5								270
26	24,0						24,5					68	63,6	+0,39 -0,78				65,0				78,2	145	137,5	+0,63 -1,20							280
28	25,8						26,5					70	65,6					67,0				80,6	150	142,5								280
29	26,8						27,5					72	67,6					69,0				82,9	155	147,5								299
30	27,8						28,5					75	70,6		2,5	2,5		72,0				86,4	160	152,5								308
32	29,5						30,2					78	73,5					75,0				90,0	165	157,0								318
34	31,4						32,2					80	75,0					76,5				107	170	162,0								328
35	32,2						33,0	0 -0,25				82	77,0					78,5				109	175	167,0								338
36	33,0	+0,25 -0,50					34,0					85	79,5					81,5				114	180	172,0								347
37	34,0						35,0					88	82,5					84,5	0 -0,35			118	185	177,0								358
38	35,0						36,0		1,9	3,0	28,2	90	84,5	+0,54 -1,08	3,0	3,0	8,5	86,5				121	190	182,0	+0,72 -1,44							368
											29,0	92	86,5					88,5		3,4		124	200	192,0								387

F_а - осевая сила

8.7.4. КОЛЬЦА ПРУЖИННЫЕ УПОРНЫЕ ПЛОСКИЕ ВНУТРЕННИЕ КОНЦЕНТРИЧЕСКИЕ ГОСТ 13941-86

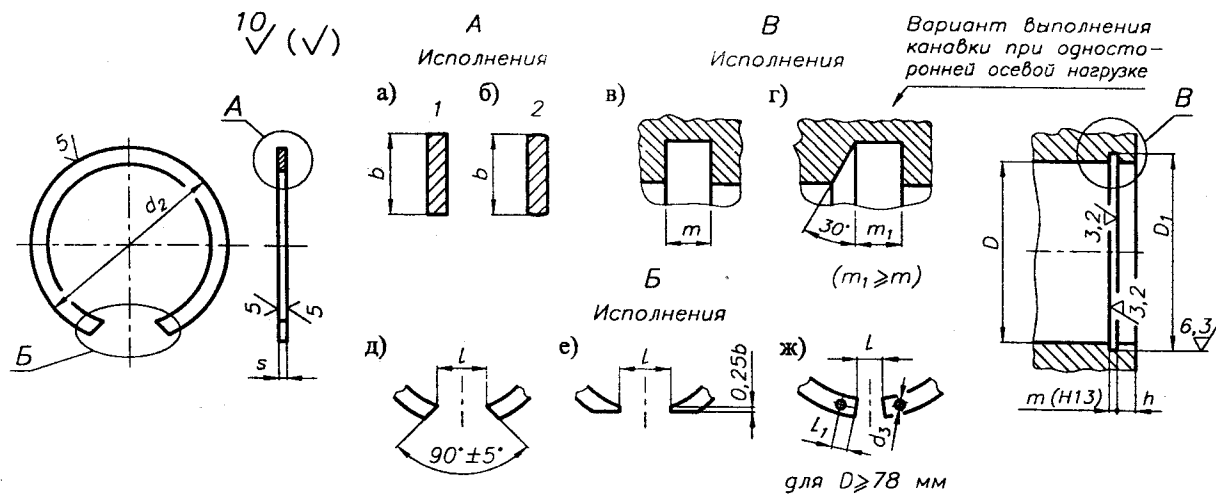


Рис. 8.7.7. Конструкция колец и канавок для них

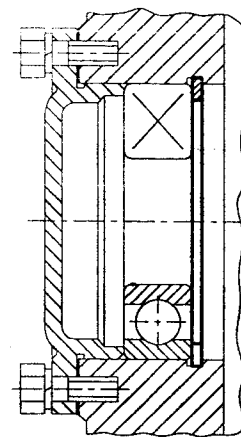


Рис. 8.7.8. Закрепление наружного кольца подшипника качения в корпусе с использованием пружинного кольца

Пружинные упорные плоские внутренние концентрические кольца классов точности А, В и С предназначены для закрепления от осевого смещения подшипников качения и других деталей в отверстиях от 8 до 320 мм.

Материал колец - пружинная сталь (65Г, 60С2 и др.) по ГОСТ 14959-79

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ пружинного упорного плоского внутреннего концентрического кольца класса точности В с диаметром 30 мм из стали 65Г:

Кольцо В30 ГОСТ13941-86

То же из стали 60С2:

Кольцо В30.60С2 ГОСТ13941-86

Табл. 8.7.4. Размеры внутренних колец и канавок для них, мм

Диам. отв. D	Кольцо					Канавка			F _о , кН	Диам. отв. D	Кольцо					Канавка			F _о , кН	Диам. отв. D	Кольцо					Канавка			F _о , кН		
	d ₂	d ₃	s	b	l	D ₁	m	h			d ₂	d ₃	s	b	l	D ₁	m	h			d ₂	d ₃	s	b	l	D ₁	m	h		d ₂	d ₃
...	21,8	-	1,0	2,0	6,0	21,4	1,2	2,1	11,0	50	54,2	-	1,7	4,0	14	53,0	1,9	3,8	60,7	102	108,0	2,5	2,5	7,0	22	106,0	2,8	6,0	163		
20	21,8					22,4			11,8	52	56,2					55,0			62,9	105	111,0	+1,08			124,0					168	
21	22,8					23,4			12,7	54	58,2					57,0			64,7	108	114,0	-0,54			112,0	+0,54			173		
22	23,8 +0,42					24,5			13,7	55	59,2					58,0			66,4	110	116,0				114,0				176		
23	24,9 -0,21					25,5			14,5	56	60,2					59,0	+0,30		67,5	112	118,0				116,0				179		
24	25,9				7,0	26,5			14,7	58	62,2					61,0			69,6	115	121,5				119,0				183		
25	26,9					27,5			15,5	60	64,2 +0,92			5,0	16	63,0			72,5	120	126,5				124,0				191		
26	28,0					29,5			17,2	62	66,2 -0,46					65,0			74,7	125	131,5				129,0				197		
28	30,2		1,2	2,5		30,5			17,6	65	69,2					68,0			78,2	130	136,5				134,0				207		
29	31,2				8,0	31,5			18,0	68	72,5					71,0			81,7	135	141,5			8,0	24	139,0				214	
30	32,2					33,8			23,5	70	74,5					73,0			84,2	140	146,5				144,0				222		
32	34,5					35,7			27,5	72	76,5					75,0			86,4	145	151,5	+1,26			149,0				230		
34	36,5					37,0			28,2	75	79,5				18	78,0			90,0	150	157,5	-0,63			155,0				298		
35	37,8 +0,50					38,0			29,0	78	82,5					81,0			93,5	155	162,5				160,0	+0,63			309		
36	38,8 -0,25					39,0			29,8	80	85,5					83,5			112	160	167,5				165,0				319		
37	39,8				3,0	40,0			31,6	82	87,5					85,5			115	165	172,5			8,5	28	170,0				328	
38	40,8					42,5			40,4	85	90,5					88,5			119	170	177,5				175,0				338		
40	43,5				12	44,5			43,0	88	93,5 +1,08					91,5	+0,35		123	175	182,5				180,0				348		
42	45,5 +0,78					47,5			45,2	90	95,5 -0,54					93,5			126	180	188,0				185,0				358		
45	48,5 -0,39					48,5			46,0	92	97,5	2,0	2,0	6,0	20	95,5			129	190	198,0	+1,44			195,0	+0,72			377		
46	49,5					49,5			47,2	95	100,5					98,5			133	200	208,0	-0,72			205,0				394		
47	50,6		1,7	4,0	14	50,5			48,2	98	103,5					101,5			137										
48	51,6 +0,92					53,0			60,7	100	105,5					103,5			139												
50	54,2 -0,46																														

F_о - осевая сила

8.7.5. ШАЙБЫ КОНЦЕВЫЕ

1. ШАЙБЫ КОНЦЕВЫЕ С КРЕПЛЕНИЕМ ДВУМЯ БОЛТАМИ

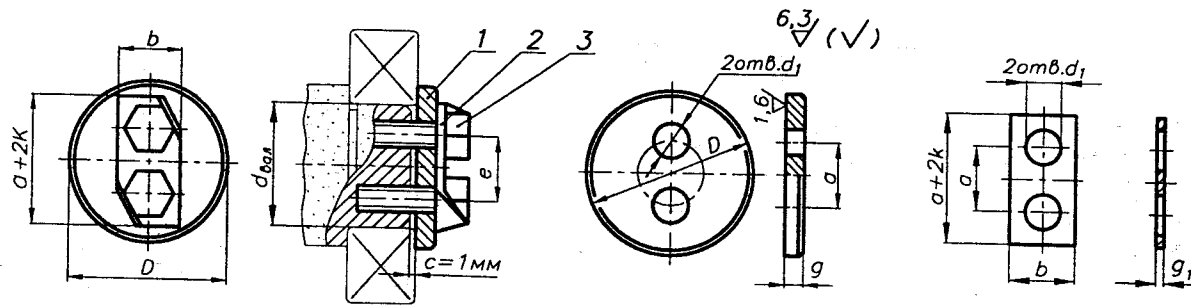


Рис. 8.7.9. Закрепление подшипника на валу с использованием концевой шайбы:

1 - шайба концевая; 2 - шайба стопорная; 3 - болт

Рис. 8.7.10. Шайба концевая

Рис. 8.7.11. Шайба стопорная

2. ШАЙБЫ КОНЦЕВЫЕ С КРЕПЛЕНИЕМ ОДНИМ БОЛТОМ (ВИНТОМ) ГОСТ 14734-69

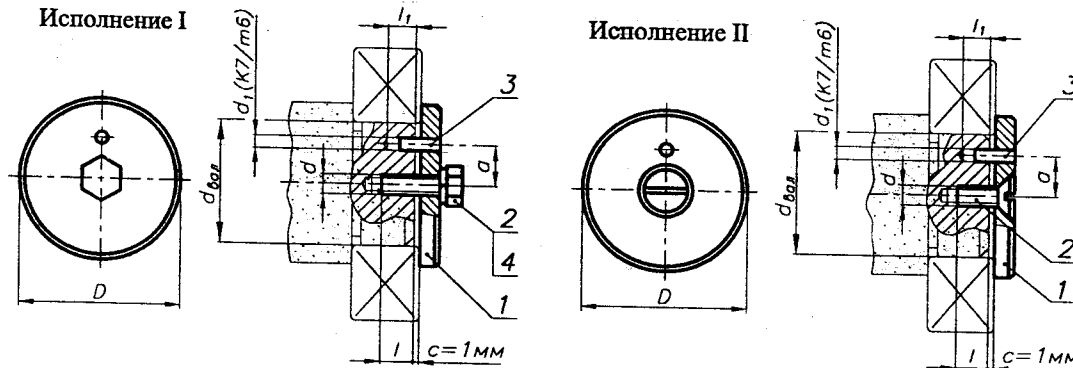


Рис. 8.7.12. Закрепление подшипника на валу с использованием концевой шайбы:

1 - шайба концевая; 2 - болт (винт); 3 - штифт; 4 - шайба пружинная

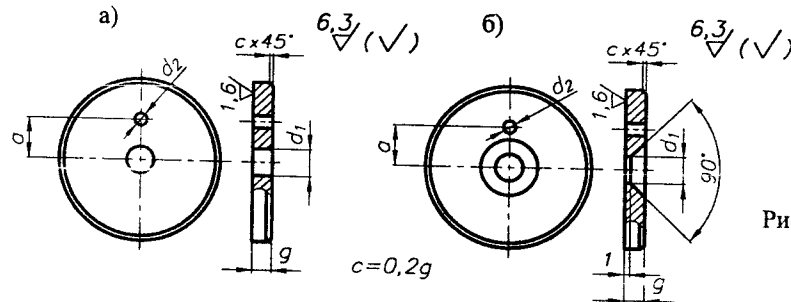


Рис. 8.7.13. Шайба концевая:

а) - исполнение I;
б) - исполнение II

Табл. 8.7.5. Основные размеры концевых шайб с креплением двумя болтами

$d_{вал}$	D	a	g	g_1	b	k	d_1	Болт
мм								ГОСТ 7798-70
40	50	25	6	0,5	14	10	7	M6x15
45	55	25						
50	60	25	8		20	13	12	M10x20
55	65	25						
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						
105	120	50	12					
110	130	50						

Табл. 8.7.6. Основные размеры концевых шайб с креплением одним болтом (винтом)

Обозначение шайбы	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	3ш6x10
7019-0622	2	24÷28	32	5	9,0	6,6	4,5	18	12	M6x16-5.6-B	4ш6x12
7019-0623											
7019-6024	1	28÷32	36	10							
7019-6025	2										
7019-6026	1	32÷36	40	12							
7019-6027	2										
7019-6028	1	36÷40	45	16							
7019-6029	2										
7019-6030	1	40÷45	50	25							
7019-6031	2										
7019-6032	1	45÷50	56	28							
7019-6033	2										
7019-6034	1	50÷55	63	6	20	9,0	5,5	22	16	M8x20-5.6-B	5ш6x16
7019-6035	2										
7019-6036	1	55÷60	67								
7019-6037	2			25							
7019-6038	1	60÷65	71								
7019-6039	2			28							
7019-6040	1	65÷70	75								
7019-6041	2										
7019-6042	1	70÷75	85								
7019-6043	2										
7019-6044	1	75÷80	90								

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ концевой шайбы исполнения I, размером $D = 28$ мм:

Шайба 7019-0621 ГОСТ 14734-69

8.7.6. ГАЙКИ КРУГЛЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ ГОСТ 11871-88

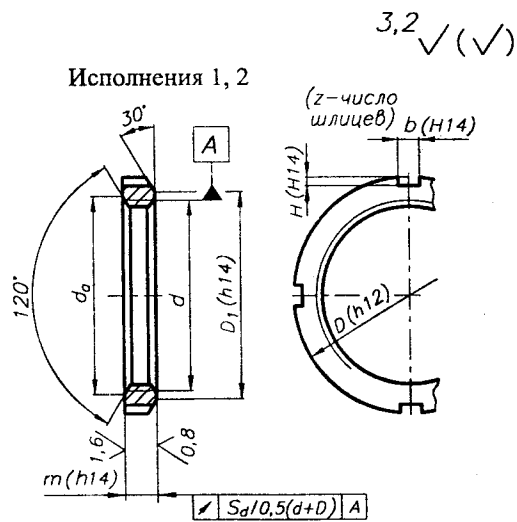


Рис. 8.7.14. Конструкция и размеры гаек

Гайки круглые шлицевые изготавливаются из материалов с условным обозначением марок - 02, 04, 05, 06, 11, 21, 23 и 32 по ГОСТ 18123-82 (табл. 7.7.10).

Шайбы стопорные многолапчатые - из материалов с условным обозначением марок - 01, 02.

Табл. 8.7.7. Размеры гаек, мм

M	Шаг резьбы, P	D		m		D ₁	d _o	b	h	z	L _R
		Исполнение		Исполнение							
		1	2	1	2						
18	1,5	32	30	8	6	24	19	6	2,0	4	
20		34	32			26	21				
22		38	36	10	7	29	23		2,5		
24		42	38			31	25				
27		45	42			35	29				
30		48	45			38	32				
33		52	48	10	8	40	35	8	3,0		
36		55	50			42	38				
39		60	56			48	41				
42		65	60			52	44				
45	70	63			55	47			6		
48	75	67	12	8	58	50		3,5			

Табл. 8.7.8. Размеры шайб, мм

Гайка M	d ₁	d ₂	d ₃	b	f	h _{max}	R _{max}	s									
									18	18,5	34	24	4,8	15	6	0,5	1,0
									20	20,5	37	27		17			
22	22,5	40	30		19												
24	24,5	44	33		21												
27	27,5	47	36		24	8											
30	30,5	50	39		27												
33	33,5	54	42	5,8	30			1,6									
36	36,5	58	45		33												
39	39,5	62	48		36												
42	42,5	67	52		39												
45	45,5	72	56		42												
48	48,5	77	60	7,8	45		0,8										

Продолжение табл. 8.7.7

M	Шаг резьбы, P	D		m		D ₁	d _o	b	h	z	L _R
		Исполнение		Исполнение							
		1	2	1	2						
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		110	95			85	79				
80		115	100			90	83				
85		120	108			98	88				
90		125	112	18	10	102	93	12			
95	130	118			108	98					
100	135	125			115	103					

Продолжение табл. 8.7.8

Гайка M	d ₁	d ₂	d ₃	b	f	h _{max}	R _{max}	s									
									52	52,5	82	65	7,8	49	10	0,8	1,6
									56	57,0	87	70		53			
60	61,0	92	75		57												
64	65,0	97	80		61												
68	69,0	102	85	9,5	65												
72	73,0	107	90		69	13											
76	77,0	112	95		73												
80	81,0	117	100		76												
85	86,0	122	105		81												
90	91,0	127	110	11,5	86		1,0	2,0									
95	96,0	132	115		91												
100	101	137	120		96												

8.7.7. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ МНОГОЛАПАЧАТЫЕ ГОСТ 11872-89

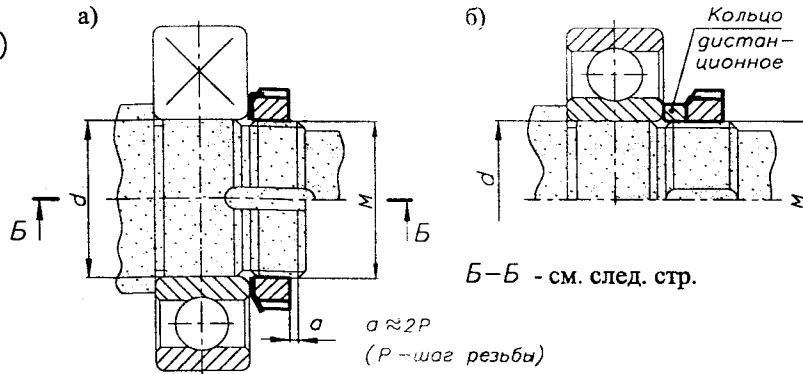


Рис. 8.7.15. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу: а) обычное - с использованием круглой шлицевой гайки и стопорной многолапчатой шайбы; б) рекомендуемое - с применением дополнительного дистанционного кольца

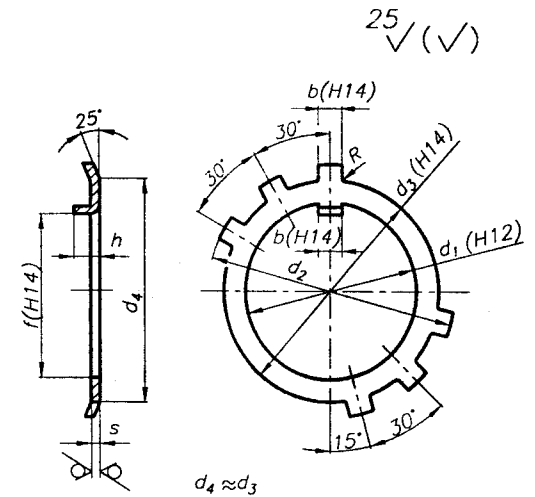
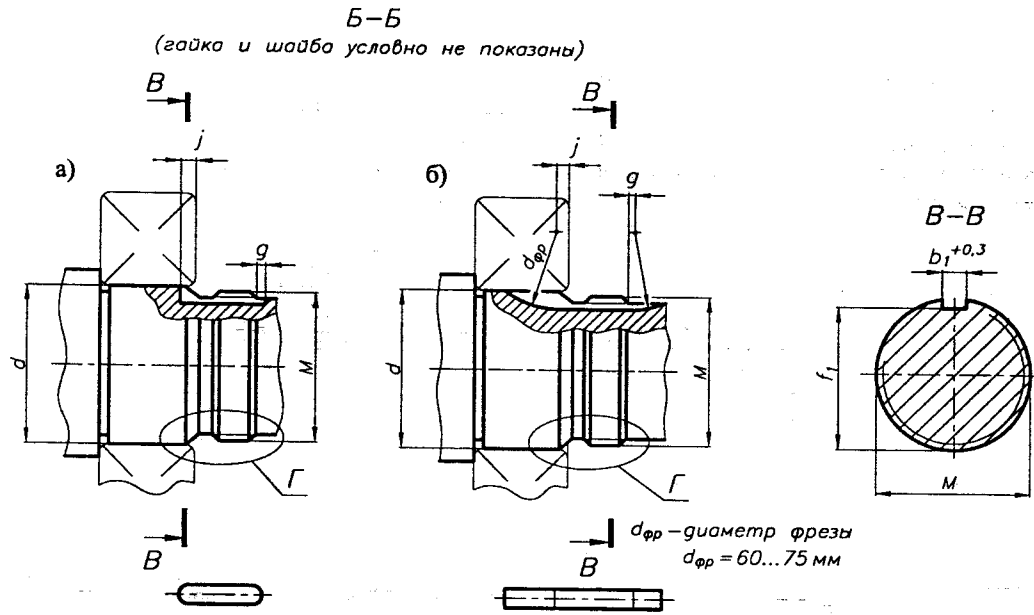


Рис. 8.7.16. Конструкция и размеры шайб

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ гайки круглой шлицевой исполнения 1, с диаметром резьбы 64 мм, с полем допуска резьбы 6H, из стали 35: *Гайка М64х2-6H.05 ГОСТ 11871-88*
- то же, исполнения 2, из стали 45: *Гайка 2 М64х2-6H.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*



Γ ($d=M$) 6,3/√
При $d=M$ использовать
гайку исполнения 2

Γ ($d>M$) 6,3/√
При $d>M$ использовать
гайку исполнения 1

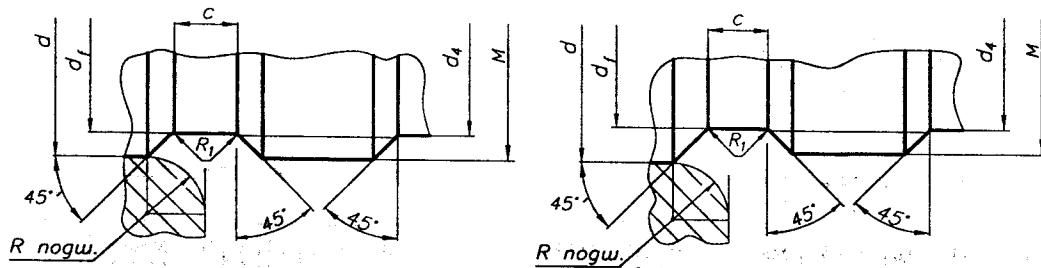


Рис. 8.7.17. Размеры вала в месте установки гайки и шайбы.
Паз на валу под лепесток шайбы нарезается фрезой:
а) пальцевой; б) дисковой

Табл. 8.7.9. Размеры вала в месте установки круглой шлицевой гайки и стопорной многолапчатой шайбы, мм

d	M	$d_f(h13), d_{4max}$	c	R_1	f_1	b_1	j_{min}	g_{min}		
20	M18x1,5	15,7	2,5	0,8	15	5,3	6	1,5		
	M20x1,5	17,7			17	5,3	6	1,5		
25	M24x1,5	21,7			21	5,3	6	1,5		
30	M27x1,5	24,7			24	5,3	8	1,5		
	M30x1,5	27,7			27	5,3	8	1,5		
35	M33x1,5	30,7			30	6,3	8	1,5		
40	M39x1,5	36,7			36	6,3	8	1,5		
45	M42x1,5	39,7			39	6,3	8	1,5		
	M45x1,5	42,7			42	6,3	8	1,5		
50	M48x1,5	45,7			45	8,3	8	1,5		
55	M52x1,5	49,7			49	8,3	9	1,5		
60	M60x2	57			3,4	1,0	57	8,3	9	1,5
65	M64x2	61					61	8,3	9	1,5
70	M68x2	65					65	10	9	1,5
75	M72x2	69	69	10			12	1,5		
80	M80x2	77	76	10			12	1,5		
85	M85x2	82	81	10			12	1,5		
90	M90x2	87	86	12			12	1,5		
95	M95x2	92	91	12			12	1,5		
100	M100x2	97	96	12			12	1,5		

Табл. 8.7.10. Марки материалов круглых шлицевых гаек и стопорных многолапчатых шайб, а также их условное обозначение

ГОСТ 11871-88, ГОСТ 11872-88, ГОСТ 18123-82

вид	Материал		Твердость НВ	Условное обозначение
	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

8.7.8. ВТУЛКИ ЗАКРЕПИТЕЛЬНЫЕ ГОСТ 24208-80

8.7.9. ВТУЛКИ СТЯЖНЫЕ ГОСТ 13014-80

Втулки закрепительные и стяжные предназначены для крепления подшипников качения с коническим отверстием конусностью 1:12 на цилиндрических шейках валов.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ втулки закрепительной серии диаметров 2, серии ширин 0 для подшипника с диаметром $d = 70$ мм:
 Втулка закрепительная Н 214 ГОСТ 24208-80
 - втулки стяжной серии диаметров 2, серии ширин 0 для подшипника с диаметром $d = 70$ мм:
 Втулка стяжная АН 214 ГОСТ 13014-80

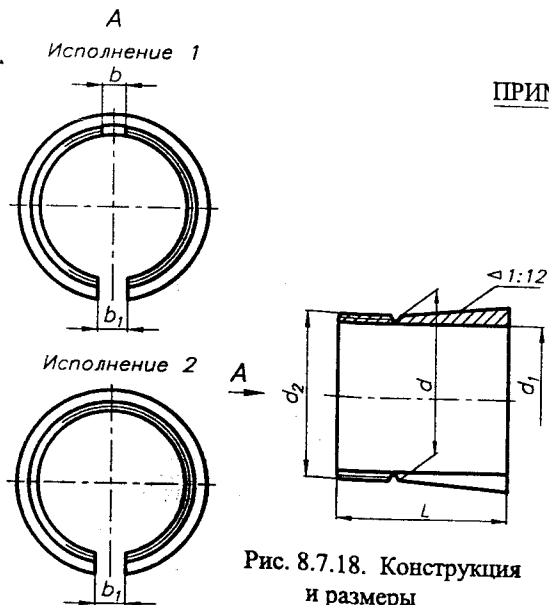


Рис. 8.7.18. Конструкция и размеры закрепительных втулок

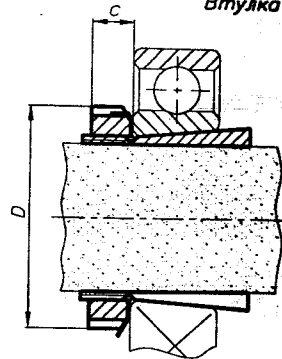


Рис. 8.7.19. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием закрепительной втулки

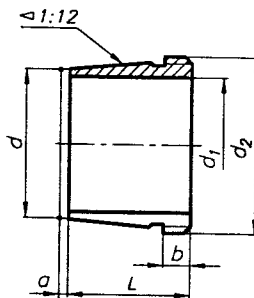


Рис. 8.7.20. Конструкция и размеры стяжных втулок

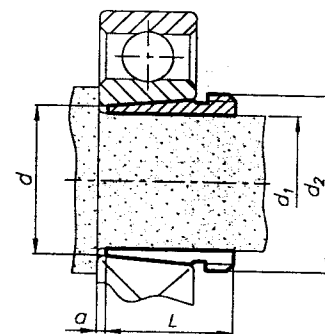


Рис. 8.7.21. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием стяжной втулки

Табл. 8.7.11. Размеры закрепительных втулок, мм и обозначение комплектующих изделий

I Обознач. гайки	II		III		Общие размеры								Компл. изделия	
	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	M20x1	4	8	7	32	КМ 4	МВ 4
Н 205	26	Н 305	29	Н 2305	35	25	20	M25x1,5	5	8	8	38	КМ 5	МВ 5
Н 206	27	Н 306	31	Н 2306	38	30	25	M30x1,5	5	8	8	45	КМ 6	МВ 6
Н 207	29	Н 307	35	Н 2307	43	35	30	M35x1,5	6	8	9	52	КМ 7	МВ 7
Н 208	31	Н 308	36	Н 2308	46	40	35	M40x1,5	6	10	10	58	КМ 8	МВ 8
Н 209	33	Н 309	39	Н 2309	50	45	40	M45x1,5	6	10	11	65	КМ 9	МВ 9
Н 210	35	Н 310	42	Н 2310	55	50	45	M50x1,5	6	10	12	70	КМ 10	МВ 10
Н 211	37	Н 311	45	Н 2311	59	55	50	M55x2	8	10	12	75	КМ 11	МВ 11
Н 212	38	Н 312	47	Н 2312	62	60	55	M60x2	8	10	13	80	КМ 12	МВ 12
Н 213	40	Н 313	50	Н 2313	65	65	60	M65x2	8	10	14	85	КМ 13	МВ 13
Н 214	41	Н 314	52	Н 2314	68	70	60	M70x2	8	12	14	92	КМ 14	МВ 14
Н 215	43	Н 315	55	Н 2315	73	75	65	M75x2	8	12	15	98	КМ 15	МВ 15
Н 216	46	Н 316	59	Н 2316	78	80	70	M80x2	10	12	17	105	КМ 16	МВ 16
Н 217	50	Н 317	63	Н 2317	82	85	75	M85x2	10	12	18	110	КМ 17	МВ 17
Н 218	52	Н 318	65	Н 2318	86	90	80	M90x2	10	14	18	120	КМ 18	МВ 18
Н 220	58	Н 320	71	Н 2320	97	100	90	M100x2	12	14	20	130	КМ 20	МВ 20
Н 222	63	Н 322	77	Н 2322	105	110	100	M110x2	12	16	21	145	КМ 22	МВ 22

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.

Табл. 8.7.12. Размеры стяжных втулок, мм

Обознач. гайки	I				II				III				Общ. размеры			
	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	M45x1,5	АН 308	29	3	6	M45x1,5	АН 2308	40	3	7	M45x1,5	40	35
АН 209	26,0	3,0	6	M50x1,5	АН 309	31	3	6	M50x1,5	АН 2309	44	3	7	M50x1,5	45	40
АН 210	28,0	3,0	7	M55x2	АН 310X	35	3	7	M55x2	АН 2310X	50	3	9	M55x2	50	45
АН 211	29,0	3,0	7	M60x2	АН 311X	37	3	7	M60x2	АН 2311X	54	3	10	M60x2	55	50
АН 212	32,0	3,0	8	M65x2	АН 312X	40	3	8	M65x2	АН 2312X	58	3	11	M65x2	60	55
АН 213	32,5	3,5	8	M70x2	АН 313	42	3	8	M70x2	АН 2313	61	3	12	M70x2	65	60
АН 214	33,5	3,5	8	M75x2	АН 314	43	4	8	M75x2	АН 2314X	64	4	12	M75x2	70	60
АН 215	34,5	3,5	8	M80x2	АН 315	45	4	8	M80x2	АН 2315X	68	4	12	M80x2	75	65
АН 216	35,5	3,5	8	M85x2	АН 316	48	4	8	M85x2	АН 2316X	71	4	12	M85x2	80	70
АН 217	38,5	3,5	9	M90x2	АН 317X	52	4	9	M90x2	АН 2317X	74	4	13	M90x2	85	75
АН 218	40,0	4,0	9	M100x2	АН 318X	53	4	9	M100x2	АН 2318X	79	4	14	M100x2	90	80
АН 220	45,0	4,0	10	M110x2	АН 320X	59	4	10	M110x2	АН 2320X	90	4	16	M110x2	100	90
АН 222	50,0	4,0	11	M120x2	АН 322X	63	4	12	M120x2	АН 2322X	98	4	16	M125x2	110	100

I - Втулки для подшипников серии диаметров 2, серии ширин 0.
 II - Втулки для подшипников серии диаметров 2(5), серии ширин 0.
 III - Втулки для подшипников серии диаметров 3(6), серии ширин 0.

8.7.10. ГАЙКИ ДЛЯ ЗАКРЕПИТЕЛЬНЫХ И СТЯЖНЫХ ВТУЛОК С МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБОЙ ГОСТ 8530-90

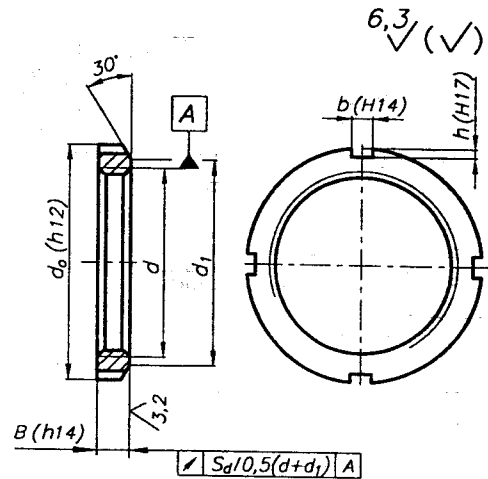


Рис. 8.7.22. Конструкция и размеры гаек

8.7.11. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ ГОСТ 8530-90

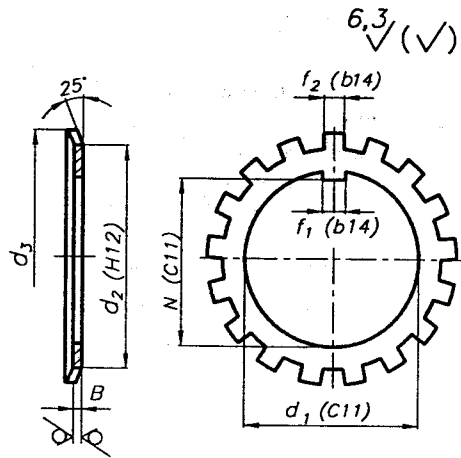


Рис. 8.7.23. Конструкция и размеры шайб

8.7.12. СКОБЫ СТОПОРНЫЕ ГОСТ 8530-90

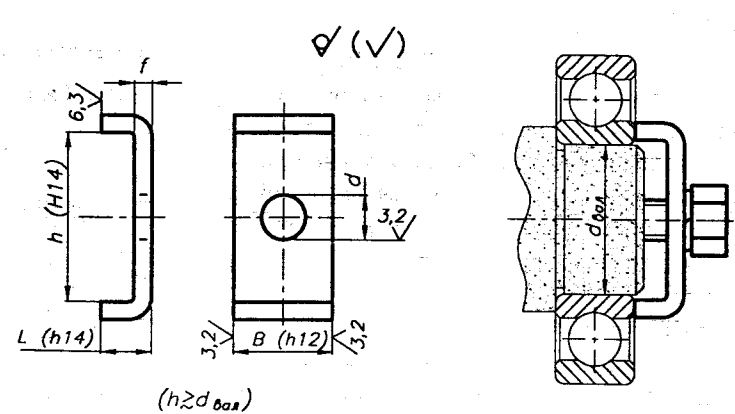


Рис. 8.7.24. Конструкция и размеры стопорных скоб

Рис. 8.7.25. Закрепление внутреннего кольца подшипника на валу с использованием стопорной скобы

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ гайки для крепежных и стяжных втулок с метрической резьбой M50x1,5:

- гайка KM 10 ГОСТ 8530-90
- шайбы стопорной MB 10: Шайба MB 10 ГОСТ 8530-90
- скобы типоразмера MS 3044: Скоба MS 3044 ГОСТ 8530-90

Табл. 8.7.13. Размеры гаек, мм

Обознач. гайки	d	d ₀	d ₁	B	b	h	S _d
KM 0	M10x0,75	18	13,5	4	3	2,0	0,04
KM 1	M12x1	22	17	4	3	2,0	0,04
KM 2	M15x1	25	21	5	4	2,0	0,04
KM 3	M17x1	28	24	5	4	2,0	0,04
KM 4	M20x1	32	26	6	4	2,0	0,04
KM 5	M25x1,5	38	32	7	5	2,0	0,04
KM 6	M30x1,5	45	38	7	5	2,0	0,04
KM 7	M35x1,5	52	44	8	5	2,0	0,04
KM 8	M40x1,5	58	50	9	6	2,5	0,04
KM 9	M45x1,5	65	56	10	6	2,5	0,04
KM 10	M50x1,5	70	61	11	6	2,5	0,04
KM 11	M55x2	75	67	11	7	3,0	0,05
KM 12	M60x2	80	73	11	7	3,0	0,05
KM 13	M65x2	85	79	12	7	3,0	0,05
KM 14	M70x2	92	85	12	8	3,5	0,05
KM 15	M75x2	98	90	13	8	3,5	0,05
KM 16	M80x2	105	95	15	8	3,5	0,05
KM 17	M85x2	110	102	16	8	3,5	0,05
KM 18	M90x2	120	108	16	10	4,0	0,05
KM 20	M100x2	130	120	18	10	4,0	0,05

Табл. 8.7.14. Размеры шайб, мм

Обознач. шайбы	d ₁	d ₂	d ₃	f ₁	f ₂	B	N	Число зубьев
MB 0	10	13,5	21	3	3	1,00	8,5	9
MB 1	12	17	25	3	3	1,00	10,5	9
MB 2	15	21	28	4	4	1,00	13,5	11
MB 3	17	24	32	4	4	1,00	15,5	11
MB 4	20	26	36	4	4	1,00	18,5	11
MB 5	25	32	42	5	5	1,25	23,0	13
MB 6	30	38	49	5	5	1,25	27,5	13
MB 7	35	44	57	6	5	1,25	32,5	13
MB 8	40	50	62	6	6	1,25	37,5	13
MB 9	45	56	69	6	6	1,25	42,5	13
MB 10	50	61	74	6	6	1,25	47,5	13
MB 11	55	67	81	8	7	1,50	52,5	17
MB 12	60	73	86	8	7	1,50	57,5	17
MB 13	65	79	92	8	7	1,50	62,5	17
MB 14	70	85	98	8	8	1,50	66,5	17
MB 15	75	90	104	8	8	1,50	71,5	17
MB 16	80	95	112	10	8	1,80	76,5	17
MB 17	85	102	119	10	8	1,80	81,5	17
MB 18	90	108	126	10	10	1,80	86,5	17
MB 19	95	113	133	10	10	1,80	91,5	17
MB 20	100	120	142	12	10	1,80	96,5	17

Табл. 8.7.15. Размеры стопорных скоб, мм

Обознач. скобы	B	h	L	d	f	Обознач. скобы	B	h	L	d	f
MS 3044	20	13,5	12	7	4	MS 3092	32	28	15	14	5
MS 3048	20	17,5	12	9	4	MS 3176	32	40	15	14	5
MS 3052	20	17,5	12	9	4	MS 3180	32	45	15	18	5
MS 3144	20	22,5	12	9	4	MS 3184	32	45	15	18	5
MS 3148	20	22,5	12	9	4	MS 3096	36	28	15	14	5
MS 3056	24	17,5	12	9	4	MS 30/500	36	28	15	14	5
MS 3060	24	20,5	12	9	4	MS 3188	36	43	15	18	5
MS 3064	24	21,0	15	9	5	MS 3192	36	43	15	18	5
MS 3068	24	21,0	15	9	5	MS 3196	36	53	15	18	5
MS 3152	24	25,5	12	11	4	MS 30/530	40	34	21	18	7
MS 3156	24	25,5	12	11	4	MS 30/600	40	34	21	18	7
MS 3160	24	30,5	12	11	4	MS 30/560	40	29	21	18	7
MS 3164	24	31,0	15	11	5	MS 31/500	40	45	15	18	5
MS 3072	28	20,0	15	9	5	MS 30/530	40	50	21	22	7
MS 3076	28	24,0	15	11	5	MS 30/630	45	34	21	18	7
MS 3080	28	24,0	15	11	5	MS 30/670	45	39	21	18	7
MS 3168	28	38,0	15	14	5	MS 31/560	45	55	21	22	7
MS 3172	28	38,0	15	14	5	MS 31/600	45	55	21	22	7
MS 3084	32	24,0	15	11	5	MS 31/700	50	39	21	18	7
MS 3088	32	28,0	15	14	5						

8.8. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ, ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОСАДОЧНЫХ МЕСТ ПОДШИПНИКОВ

8.8.1. ВЫБОР ПОСАДОК

1. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

Из существующих 0, 6, 5, 4, 2 классов точности подшипников (ГОСТ 520-89) в общем машиностроении используются подшипники 0, 6, (5) классов точности.

Устанавливаются следующие обозначения полей допусков на посадочные диаметры колец подшипников по классам точности 0, 6, 5:

- а) для наружного диаметра - L0, L6, L5;
- б) для диаметра отверстия - L0, L6, L5.

На валы подшипники качения монтируются в системе отверстия. Допуск на основной размер кольца установлен отрицательным относительно нулевой линии, а верхнее отклонение всегда равно нулю (рис. 8.8.1, табл. 8.8.2).

В отверстие корпуса подшипники монтируются в системе основного вала (рис. 8.8.1).

Система посадок, используемая для монтажа подшипников на вал и в корпусе, представлена на рис. 8.8.1.

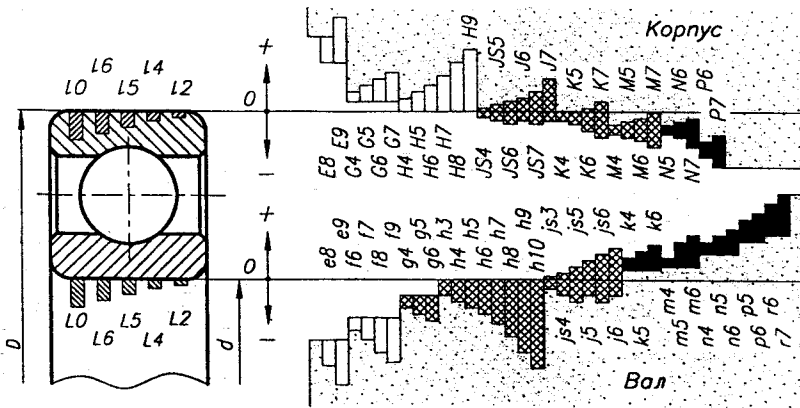


Рис. 8.8.1. Посадки подшипников качения:

□ - с зазором, ▨ - переходные, ■ - с натягом

Из представленного ряда посадок используют рекомендуемые (табл. 8.8.1).

Табл. 8.8.1. Рекомендуемые посадки подшипников 0 и 6 классов точности ГОСТ 3325-85

Посадки для основных отклонений																	
вала								отверстия корпуса									
L0	L0	L0	L0	L0	L0	L0	L0	L0	L0	G7	H7	js7	J7	K7	M7	N7	P7
f6	g6	h6	js6	j6	k6	m6	n6	p6	r6	10	10	10	10	10	10	10	10
		L0								L0	E8	H8					
		h7								7	10	10					
L6	L6	L6	L6	L6	L6	L6	L6	L6	L6	G7	H7	js7	J7	K7	M7	N7	P7
f6	g6	h6	js6	j6	k6	m6	n6	p6	r6	16	16	16	16	16	16	16	16
L6	L6									L6	E8	H8					
f7	h7									7	10	10					

Примечание. Выделены посадки для основных типов соединений.

2. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК В МЕСТАХ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ посадок подшипников качения:

- подшипник класса точности 0 на вал диаметром 50 мм с полем допуска j6 по ГОСТ 25347-82 (рис. 8.8.2а,б):

$\varnothing 50L0/j6$ или $\varnothing 50L0-j6$ или $\varnothing 50 \frac{L0}{j6}$;

- то же в отверстие корпуса диаметром 90 мм, с полем допуска H7 по ГОСТ 25347-82 (рис. 8.8.2в,г):

$\varnothing 90H7/10$ или $\varnothing 90H7-10$ или $\varnothing 90 \frac{H7}{10}$.

Допускается на сборочных чертежах подшипниковых узлов указывать размер, поле допуска или предельное отклонение на диаметр, сопряженный с подшипником (рис. 8.8.2б,г). Обозначение посадок на валу и в отверстии корпуса под подшипник (рис. 8.8.3а, б).

Отклонения диаметра отверстия и наружного диаметра подшипника класса точности 0 представлены в табл. 8.8.2. Предельные отклонения валов и отверстий для некоторых полей допусков представлены в 17.3.

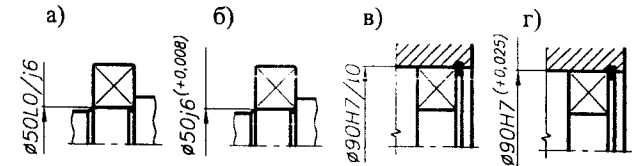


Рис. 8.8.2. Обозначение посадок подшипников на сборочных чертежах: а), б) - на валу; в), г) - в корпусе

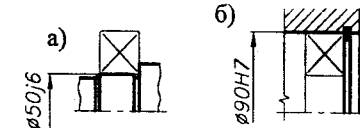


Рис. 8.8.3. Обозначение посадок мест под подшипники: а) на валу; б) в отверстии корпуса

Табл. 8.8.2. Предельные отклонения колец подшипника

Интервалы номинальных диаметров, мм	Св.18 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до 120	Св.120 до 150	Св.150 до 180	Св.180 до 250
Отклонения диаметра отверстия, мкм	0	0	0	0	0	0	0
Отклонения наружного диаметра подшипника, мкм	-9	-11	-13	-15	-18	-25	-30

3. ВЫБОР ПОСАДОК

Посадки вращающихся колец подшипников, для исключения их проворачивания по посадочной поверхности вала (отверстия корпуса), необходимо выполнять с гарантированным натягом.

Посадки невращающихся колец подшипника необходимо выполнять с гарантированным зазором для обеспечения регулировки осевого натяга подшипников, а также для компенсации температурных удлинений валов и корпусов.

При выборе посадок следует учитывать:

- вращается или не вращается кольцо подшипника относительно действующей на него радиальной нагрузки, что определяет вид нагружения кольца (местное, цир-

8.8.3. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОСАДОЧНЫХ И ОПОРНЫХ ТОРЦЕВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗАПЛЕЧИКОВ ВАЛОВ И ОТВЕРСТИЙ КОРПУСОВ

Для посадочных мест подшипников в соответствии с ГОСТ 3325-85 устанавливаются следующие допуски формы поверхностей:

- допуск круглости \ominus посадочных мест;
- допуск профиля продольного сечения \equiv ;
- ($\ominus + \equiv = \odot$ - допуск цилиндричности).

Указанные допуски не должны превышать значений, представленных в табл. 8.8.9.

Допуски торцевого биения опорных торцевых поверхностей заплеchkов валов и отверстий корпусов представлены в табл. 8.8.10.

Табл. 8.8.9. Допуски формы посадочных поверхностей для подшипников 0 и 6 класса точности
ГОСТ 3325-85

Интервалы диаметров d и D , мм	Допуски формы посадочных поверхностей, мкм			
	Валов (осей)		Отверстий корпусов	
	Допуск круглости \ominus	Допуск профиля продольного сечения \equiv	Допуск круглости \ominus	Допуск профиля продольного сечения \equiv
Св.18 до 30	3,5	3,5	5,0	5,0
Св.30 до 50	4,0	4,0	6,0	6,0
Св.50 до 80	5,0	5,0	7,5	7,5
Св.80 до 120	6,0	6,0	9,0	9,0
Св.120 до 180	6,0	6,0	10,0	10,0
Св.180 до 250	7,0	7,0	11,5	11,5

Табл. 8.8.10. Допуски осевого биения
ГОСТ 3325-85

Интервалы диаметров d и D , мм	Допуски осевого биения заплеchkов, мкм			
	валов (осей)		отверстий корпусов	
	для классов точности подшипников			
	0	6	0	6
Св.18 до 30	21	13	33	21
Св.30 до 50	25	16	39	25
Св.50 до 80	30	19	46	30
Св.80 до 120	35	22	54	35
Св.120 до 180	40	25	63	40
Св.180 до 250	46	29	72	46

Обозначение на чертежах допусков формы и расположения посадочных и опорных торцевых поверхностей заплеchkов валов и отверстий представлено на рис. 8.8.4.

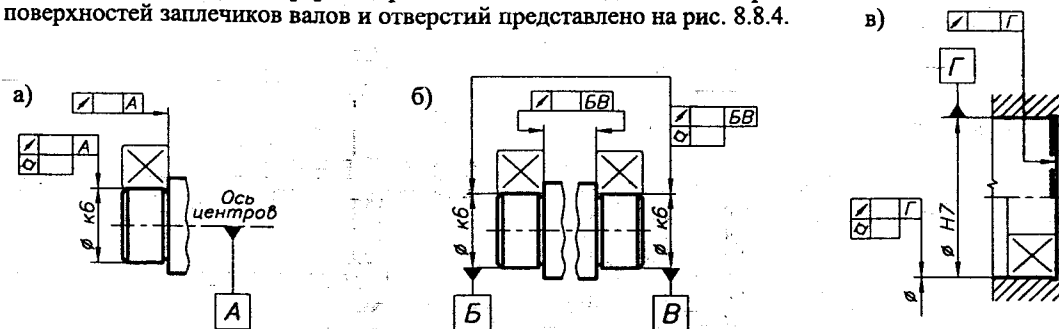


Рис. 8.8.4. Обозначение на чертежах допусков формы и расположения поверхностей установки подшипников: а), б) для вала, если базой является ось; в) для отверстия корпуса, если базой является ось

8.9. УСТАНОВКА, МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ

8.9.1. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

1. ЗАПЛЕЧКИ ДЛЯ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ

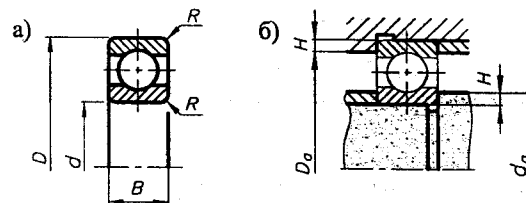


Рис. 8.9.1. Размеры подшипников для их установки: а) габаритные размеры; б) установочные размеры (размеры заплеchkов)

Размеры заплеchkов приведены в ГОСТ 20226-82, в табл. 8.10.2...8.10.10 или в каталогах подшипников.

2. РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЙ ПОДШИПНИКА, РАДИУСЫ ЗАКРУГЛЕНИЙ И РАЗМЕРЫ ПОДТОЧЕК ВАЛА И КОРПУСА

Радиусы закруглений и размеры подточек для вала (рис. 8.9.2а,б) и корпуса (рис. 8.9.2в,г) в местах установки подшипников выбираются в зависимости от радиуса закругления подшипника R (рис.8.9.1а) и приведены в табл. 8.9.1.

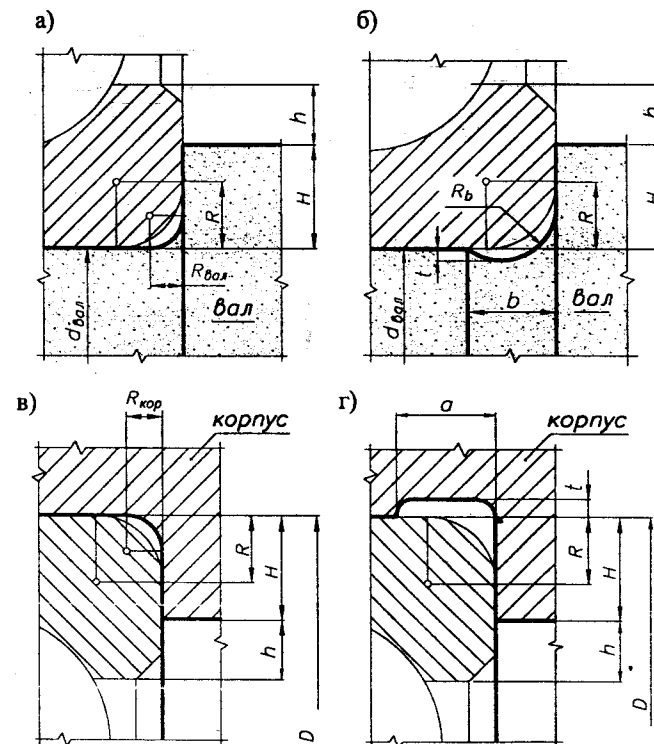


Рис. 8.9.2. Радиусы закруглений и размеры подточек: а), б) для вала; в), г) для корпуса

Табл. 8.9.1. Величины радиусов закругления и размеры подточек валов и корпусов, мм

Радиус закругления подшипника вала (корпуса)		Размеры подточек			
R	$R_{вал}, R_{кор}$	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

8.9.2. МОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

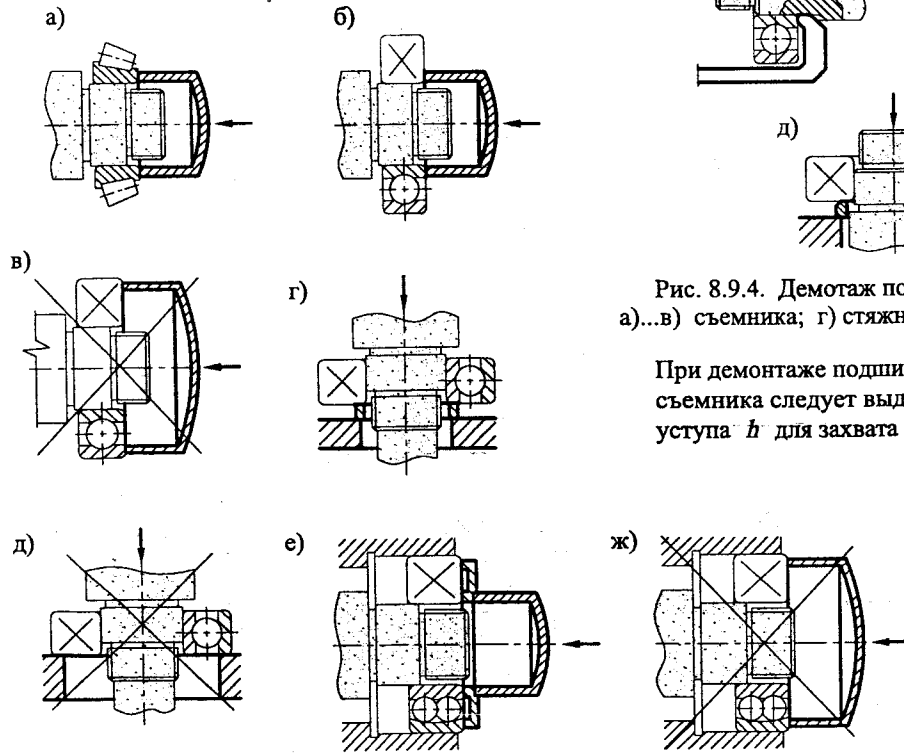


Рис. 8.9.3. Монтаж подшипников: а)...д) на вал; е), з) в корпус и на вал

8.9.3. ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

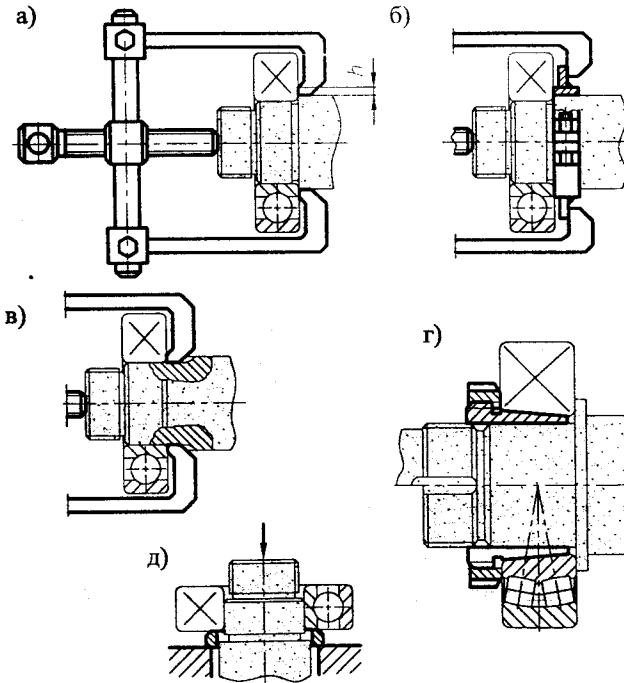


Рис. 8.9.4. Демонтаж подшипников с использованием: а)...в) съемника; г) стяжных втулок; д) при помощи пресса

При демонтаже подшипника качения с использованием съемника следует выдерживать минимальную высоту уступа h для захвата кольца подшипника.

Табл. 8.9.2. Мин высота уступа h , необходимая для захвата лапами съемника кольца демонтируемого подшипника

$d_{вал}$		$h \geq$
св.	до	
мм		
—	15	1,0
15	50	2,0
50	100	2,5
100	—	3,0

Размер h (рис. 8.9.2а...г).

8.9.4. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО ОБЛЕГЧЕНИЮ ДЕМОНТАЖА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

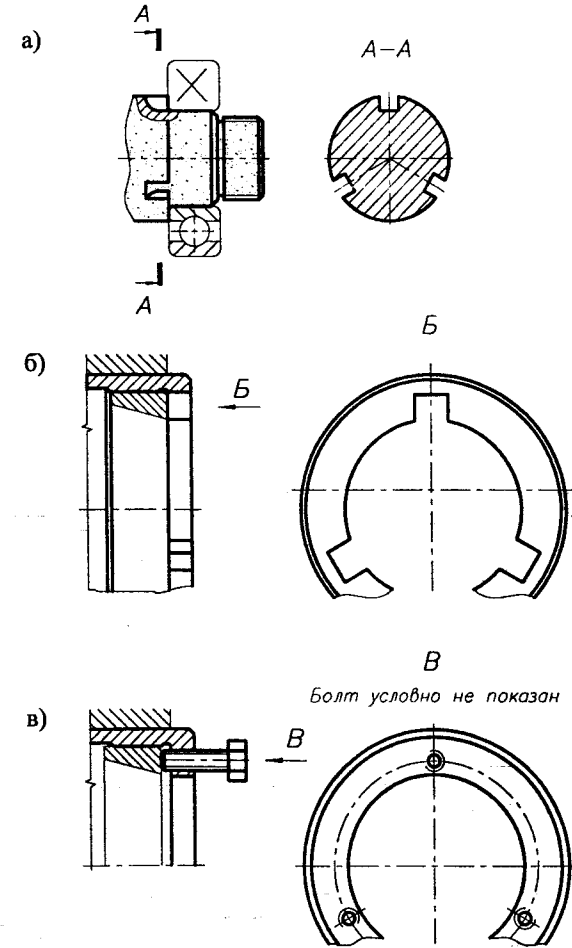


Рис. 8.9.5. Конструктивные решения по облегчению демонтажа подшипников качения: а), б) выфрезерованные пазы на валу (в корпусе) для возможности захвата лапами съемника боковой поверхности кольца подшипника; в) отверстия с нарезанной резьбой во втулке (корпусе) подшипника для возможности его выжимания из посадочной поверхности.

8.9.5. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ ВЫСОТЫ ЗАПЛЕЧИКОВ

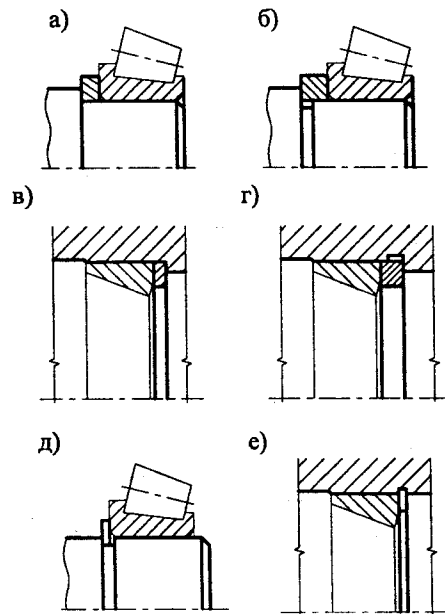


Рис. 8.9.6. Конструктивные решения по уменьшению высоты заплечиков валов (корпусов) в месте установки подшипника:

- а), б) использование дополнительных колец на валу;
- в), г) использование дополнительных колец в корпусе;
- д) использование пружинных колец на валу;
- е) использование пружинных колец в корпусе

8.10. ТАБЛИЦЫ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

8.10.1. ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ [5, 15]

Основное условное обозначение подшипников состоит из 7 знаков (при нулевых значениях соответствующих признаков оно сокращается до трех знаков). Дополнительные обозначения, расположенные слева от основного, отделяются знаком тире; дополнительные обозначения справа - начинаются с прописной буквы. Порядковые номера знаков в основном и дополнительном обозначениях определяются по следующей схеме:

Дополнительное обозначение	Основное обозначение	Дополнительное обозначение
...0000	-0000000	АБВГ...
4 3 2 1	7 6 5 4 3 2 1	

ОСНОВНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ

Первые два знака (на схеме 2 и 1) обозначают диаметр отверстия подшипника. Диаметры отверстий, кратные 5, обозначают частным от деления значения диаметра на 5 (кроме диаметров подшипников до 10 мм, а также диаметров 12, 15, 17, 22, 28, 32, 500 мм и более).

Знаки 3 и 7 определяют серию подшипника, т.е. один из установленных стандартами нормальных рядов подшипников, отличающихся по наружному диаметру (3) и ширине (7), при одинаковых конструкциях и внутренних диаметрах (табл. 8.10.1).

Знак 4 определяет тип подшипника, т.е. совокупность признаков, определяющих его основные свойства.

Знаки 5 и 6 определяют конструктивные особенности подшипников.

Типы подшипников (4-й знак):

- 0 - шариковый радиальный;
- 1 - шариковый радиальный двухрядный сферический;
- 2 - роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- 3 - роликовый радиальный двухрядный сферический;
- 4 - роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;
- 5 - роликовый радиальный с витыми роликами;
- 6 - шариковый радиально-упорный;
- 7 - роликовый радиально-упорный (конический);
- 8 - шариковый упорный или упорно-радиальный;
- 9 - роликовый упорный или упорно-радиальный.

ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ (перед основным):

6 - первая цифра слева от обозначения подшипника, отделенная знаком "тире", обозначает класс точности подшипника (например, 6-208 обозначает подшипник 208 класса точности 6). Установлены классы точности подшипников (в порядке повышения точности) 0, 6, 5, 4, 2. Класс точности 0 в обозначении не указывается.

76 - вторая цифра справа налево в дополнительном обозначении определяет группу (ряд) радиального зазора (например, подшипник 76-208 класса точности 6 имеет 7 группу (ряд) зазора).

1M76 - цифра с буквой М перед группой радиального зазора обозначает ряд момента трения в подшипнике (например, 1M76-208 определяет момент трения по первому ряду).

ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ (после основного):

- А - сепаратор повышенной грузоподъемности;
- Г - сепаратор выполнен из черных металлов (Г, Г1, Г2,...);
- Д - сепаратор выполнен из алюминиевого сплава (Д, Д1, Д2,...);
- Е - сепаратор выполнен из пластического материала (Е, Е1, Е2,...);
- К - конструктивные изменения (К, К1, К2,...);
- Л - сепаратор выполнен из латуни (чаще не проставляется);
- Н - кольцевая проточка с отверстиями для смазки на наружном кольце роликового радиального сферического двухрядного подшипника;
- С1 - обозначение видов смазочных материалов для подшипников закрытого типа (С, С1, С2,...);
- Т - подшипники для работы при повышенных температурах;
- У - специальные требования по более жестким требованиям к некоторым параметрам (шероховатости, точности и т.д.) (У, У1, У2,...);
- Ш - ограничение величины уровня вибрации. С возрастанием цифрового индекса уровень вибрации уменьшается (Ш, Ш1, Ш2,...);
- Ю - все детали подшипника или их часть выполнены из нержавеющей стали (Ю, Ю1, Ю2,...).

Табл. 8.10.1. Обозначение серий подшипников

Серия	Сверхлегкая				Особо легкая				Легкая				Средняя		Тяжелая																			
	8				9				1				7				2, 5		3, 6		4													
Характеристика по диаметру	8				9				1				7				2, 5		3, 6		4													
	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Широкая	Узкая	Широкая														
3-я цифра справа	8	8	8	8	8	8	8	8	9	9	9	9	1	1	1	1	1	1	1	1	7	7	7	7	2	2	5	2	3	3	6	3	4	4
7-я цифра справа	7	1	2	3	4	7	1	2	3	4	5	6	7	0	2	3	4	5	6	7	1	2	3	0	1	0	3	0	1	0	3	0	2	

8.10.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ [5, 9, 24]

Основные внутренние размеры стандартных подшипников отвечают следующим геометрическим соотношениям:

1. Шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники

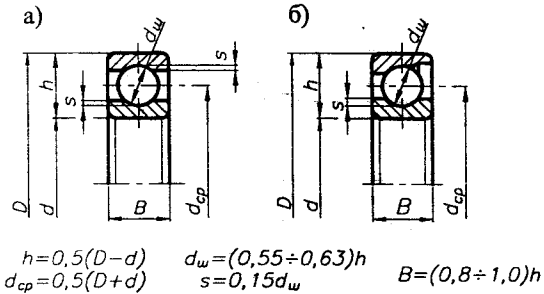


Рис. 8.10.1. Геометрические соотношения в шариковых подшипниках:

а) радиальных, б) радиально-упорных

2. Шариковые двухрядные самоустанавливающиеся подшипники

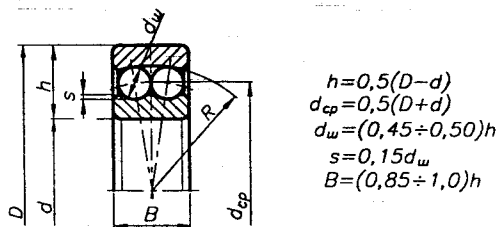


Рис. 8.10.2. Геометрические соотношения в шариковых двухрядных самоустанавливающихся подшипниках

3. Шариковые упорные однорядные подшипники

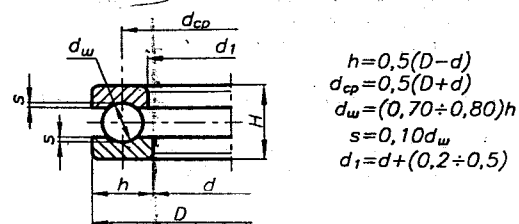


Рис. 8.10.3. Геометрические соотношения в шариковых упорных однорядных подшипниках

4. Шариковые упорные двухрядные подшипники

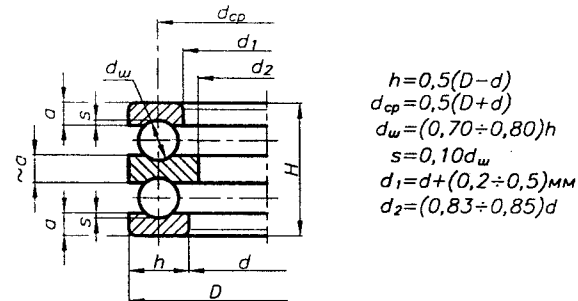


Рис. 8.10.4. Геометрические соотношения в шариковых упорных двухрядных подшипниках

5. Роликовые радиальные подшипники

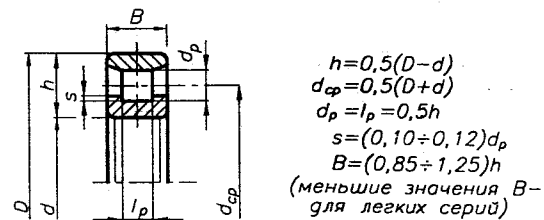


Рис. 8.10.5. Геометрические соотношения в роликовых радиальных подшипниках

6. Роликовые двухрядные самоустанавливающиеся подшипники

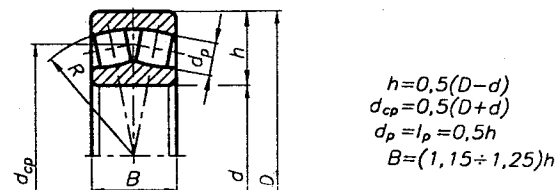


Рис. 8.10.6. Геометрические соотношения в роликовых двухрядных самоустанавливающихся подшипниках

7. Конические роликовые подшипники (легкая и средняя серия)

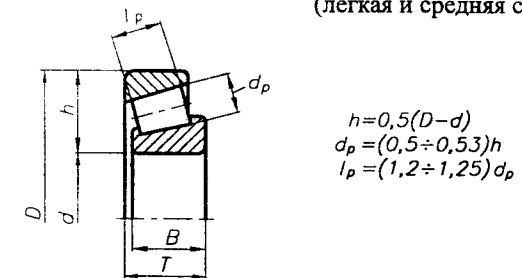


Рис. 8.10.7. Геометрические соотношения в конических роликовых подшипниках

8. Конические роликовые подшипники (широкая серия)

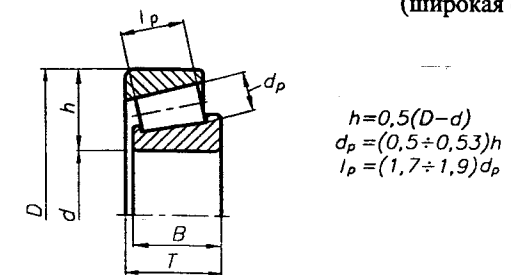


Рис. 8.10.8. Геометрические соотношения в конических роликовых подшипниках

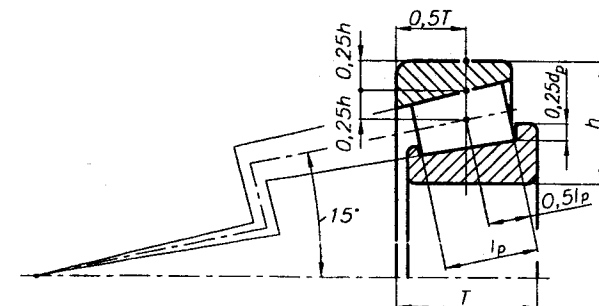


Рис. 8.10.9. Построение сечения конического подшипника

Табл. 8.10.2. Основные размеры, мм и параметры подшипников

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>R</i>	Обозначение подшипника	<i>C</i> кН	<i>C₀</i>	<i>d_a</i> min	<i>D_a</i> max	<i>a</i>
20	32	7	0,5	1000804	2,70	1,50	23	28	2
	37	9	0,5	1000904	6,55	3,04	23	34	2
	42	8	0,5	7000104	7,02	3,40	26	36	2
	42	12	1,0	104	9,36	4,50	24	38	2
	47	14	1,5	204	12,7	6,20	26	42	2
	52	15	2,0	304	15,9	7,80	27	45	2
	72	19	2,0	404	30,7	16,6	27	63	2
25	37	7	0,5	1000805	3,12	1,98	27	35	2
	42	9	0,5	1000905	7,32	3,68	28	39	2
	47	8	0,5	7000105	7,61	4,00	31	42	2
	47	12	1,0	105	11,2	5,60	29	43	2
	52	15	1,5	205	14,0	6,95	30	47	2
	62	17	2,0	305	22,5	11,4	33	55	2
	80	21	2,5	405	36,4	20,4	36	66	2
30	42	7	0,5	1000806	3,42	2,35	32	39	2
	47	9	0,5	1000906	7,59	3,99	33	44	2
	55	9	0,5	7000106	11,2	5,85	37	50	2
	55	13	1,5	106	13,3	6,80	35	50	2
	62	16	2,0	206	19,5	10,0	35	57	2
	72	19	2,0	306	28,1	14,6	39	65	2
	90	23	2,5	406	47,0	26,7	41	77	2
35	47	7	0,5	1000807	4,03	3,00	37	44	2
	55	10	0,5	1000907	10,4	5,65	40	50	2
	62	9	0,5	7000107	12,4	6,95	43	56	2
	62	14	1,5	107	15,9	8,50	39	57	2
	72	17	2,0	207	25,5	13,7	42	65	2
	80	21	2,5	307	33,2	18,0	42	71	2
	100	25	2,5	407	55,3	31,0	52	86	2
40	52	7	0,5	1000808	4,16	3,35	43	49	2
	62	12	1,0	1000908	12,2	6,92	46	57	2
	68	15	1,0	7000108	13,3	7,80	47	62	2
	68	15	1,5	108	16,8	9,30	46	63	2
	80	18	2,0	208	32,0	17,8	48	73	2
	90	23	2,5	308	41,0	22,4	47	81	2
	110	27	3,0	408	63,7	36,5	55	95	2
45	58	7	0,5	1000809	6,05	3,80	48	55	2
	68	12	1,0	1000909	14,3	8,13	50	64	2
	75	10	1,0	7000109	15,6	9,30	54	66	2
	75	16	1,5	109	21,2	12,2	51	70	2
	85	19	2,0	209	33,2	18,6	53	78	2
	100	25	2,5	309	52,7	30,0	52	80	2
	120	29	3,0	409	76,1	45,5	62	104	2

8.10.3. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ ГОСТ 8338-75

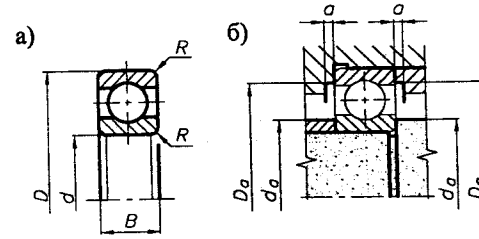


Рис. 8.10.10. Габаритные и установочные размеры шариковых радиальных однорядных подшипников

Продолжение табл. 8.10.2

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>R</i>	Обозначение подшипника	<i>C</i> кН	<i>C₀</i>	<i>d_a</i> min	<i>D_a</i> max	<i>a</i>
50	65	7	0,5	1000810	6,24	4,25	54	62	2
	72	12	1,0	1000910	14,5	9,70	56	67	2
	80	10	1,0	7000110	16,3	10,0	59	72	2
	80	16	1,5	110	21,6	13,2	56	75	2
	90	20	2,0	210	35,1	19,8	58	83	2
	110	27	3,0	310	61,8	36,0	63	98	2
	130	31	3,5	410	87,1	52,0	68	114	2
55	72	9	0,5	1000811	8,32	5,60	60	67	3
	80	13	1,5	1000911	16,0	10,0	61	74	3
	72	9	0,5	7000111	17,0	11,7	65	80	3
	90	18	2,0	111	28,1	17,0	62	84	3
	100	21	2,5	211	43,6	25,0	65	91	3
	120	29	3,0	311	71,5	41,5	67	109	3
	140	33	3,5	411	100	63,0	71	122	3
60	78	10	0,5	1000812	8,71	7,35	64	74	3
	85	13	1,5	1000912	16,4	10,6	66	79	3
	95	11	1,0	7000112	18,6	12,4	70	85	3
	95	18	2,0	112	29,6	18,3	68	88	3
	110	22	2,5	212	52,0	31,0	71	101	3
	130	31	3,5	312	81,9	48,0	75	116	3
	150	35	3,5	412	108	70,0	77	131	3
65	85	10	1,0	1000813	11,7	8,30	70	81	3
	90	16	1,5	1000913	17,4	11,9	70	84	3
	100	11	1,0	7000113	19,0	13,1	75	90	3
	100	18	2,0	113	30,7	19,6	73	93	3
	120	23	2,5	213	56,0	34,0	77	111	3
	140	33	3,5	313	92,3	56,0	78	125	3
	160	37	3,5	413	119	78,0	83	141	3

Продолжение табл. 8.10.2

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>R</i>	Обозначение подшипника	<i>C</i> кН	<i>C₀</i>	<i>d_a</i> min	<i>D_a</i> max	<i>a</i>
70	90	10	1,0	1000814	12,1	9,15	75	86	3
	100	16	1,6	1000914	23,7	17,3	78	94	3
	110	13	1,0	7000114	22,2	15,3	82	101	3
	110	20	2,0	114	37,7	24,5	78	103	3
	125	24	2,5	214	61,8	37,5	82	116	3
	150	30	3,5	314	104	63,0	85	136	3
	180	42	4,0	414	143	105	93	157	3
75	95	10	1,0	1000815	12,5	9,80	80	89	3
	105	16	1,5	1000915	24,3	16,8	83	98	3
	115	13	1,0	7000115	28,6	20,0	85	106	3
	115	20	2,0	115	39,7	26,0	83	108	3
	130	25	2,5	215	66,3	41,0	85	121	3
	160	37	3,5	315	112	72,5	93	144	3
	190	45	4,0	415	153	114	98	166	3
80	100	10	1,0	1000816	12,4	9,80	85	95	3
	110	16	1,5	1000916	27,5	18,9	88	103	3
	125	14	1,0	7000116	33,2	23,6	88	116	3
	125	22	2,5	116	47,7	31,5	90	118	3
	140	26	3,0	216	70,2	45,0	92	130	3
	170	39	3,5	316	124	80,0	99	155	3
	200	48	4,0	416	163	125	105	176	3
85	110	13	1,5	1000817	19,0	15,0	90	100	3
	120	18	2,0	1000917	31,9	22,2	98	112	3
	130	14	1,0	7000117	33,8	25,0	92	121	3
	130	22	2,0	117	49,4	33,5	95	122	3
	150	28	3,0	217	82,3	53,0	99	140	3
	180	41	4,0	317	133	90,0	103	163	3
	210	52	5,0	417	174	135	108	185	3
90	115	13	1,5	1000818	19,5	15,6	96	109	3
	125	18	2,0	1000918	32,9	23,5	99	117	3
	140	16	1,5	7000118	41,6	29,0	100	130	3
	140	24	2,5	118	57,2	39,0	100	130	3
	160	30	3,0	218	95,6	62,0	105	150	3
	190	43	4,0	318	143	99,0	111	172	3
	225	54	5,0	418	186	146	117	200	3
95	120	13	1,5	1000819	19,7	17,4	102	113	3
	130	18	2,0	1000919	32,9	23,5	110	122	3
	145	24	1,5	7000119	42,3	31,5	105	134	3
	145	24	2,5	119	60,5	41,5	105	135	3
	170	32	3,5	219	108	69,5	111	155	3
	200	45	4,0	319	153	110	119	180	3
100	125	13	1,5	1000820	19,9	17,0	107	120	3
	140	20	2,0	1000920	44,9	32,0	113	132	3
	150	16	1,5	7000120	44,2	32,5	110	139	3
	150	24	2,5	120	60,5	41,5	110	139	3
	180	34	3,5	220	124	79,0	117	162	3
	215	47	4,0	320	174	132	125	195	3

$P_r = VF_r$ - для $F_0 / (VF_r) \leq e$, (X = 1,0; Y = 0).
 $P_r = 0,56VF_r + YF_0$ - для $F_0 / (VF_r) > e$, (X = 0,56; e, Y - табл. 8.5.2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шарикового радиального подшипника особолегкой серии диаметров 1, серии ширины 0 с $d = 50$ мм, $D = 80$ мм, $B = 16$ мм: Подшипник 110 ГОСТ 8338-75

8.10.4. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ ГОСТ 831-75

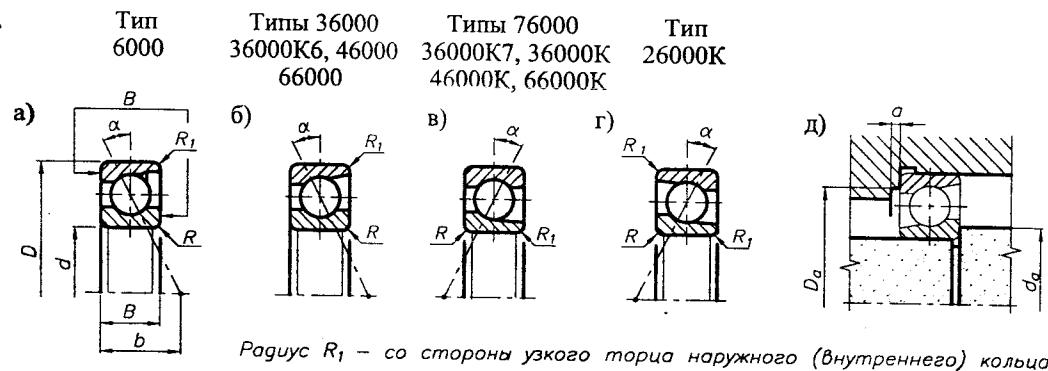


Рис. 8.10.11. Габаритные и установочные размеры шариковых радиально-упорных подшипников

Стандарт устанавливает следующие типы подшипников:
 разъемные со съёмным наружным кольцом: 6000 - с углом контакта $\alpha = 12^\circ$;
 разъемные со съёмным внутренним кольцом: 76000 - с углом контакта $\alpha = 12^\circ$;
 неразъемные со скосом на наружном кольце: 36000 - с углом контакта $\alpha = 12^\circ$;
 36000K6 - с углом контакта $\alpha = 15^\circ$;
 46000 - с углом контакта $\alpha = 26^\circ$;
 66000 - с углом контакта $\alpha = 36^\circ$;
 неразъемные со скосом на внутреннем кольце: 36000K7 - с углом контакта $\alpha = 12^\circ$;
 36000K - с углом контакта $\alpha = 15^\circ$;
 46000K - с углом контакта $\alpha = 26^\circ$;
 66000K - с углом контакта $\alpha = 36^\circ$;
 неразъемные со скосом на наружном и внутреннем кольцах:
 26000K - с углом контакта $\alpha = 40^\circ$.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шарикового радиально-упорного подшипника типа 36000, легкой серии диаметров 2 с $d = 25$ мм, $D = 52$ мм, $B = 15$ мм:

Подшипник 36205 ГОСТ 831-75

Табл. 8.10.3. Основные размеры, мм и параметры подшипников

Отсутствующие значения C и C_0 для ряда подшипников будут вводиться в стандарт по мере освоения.

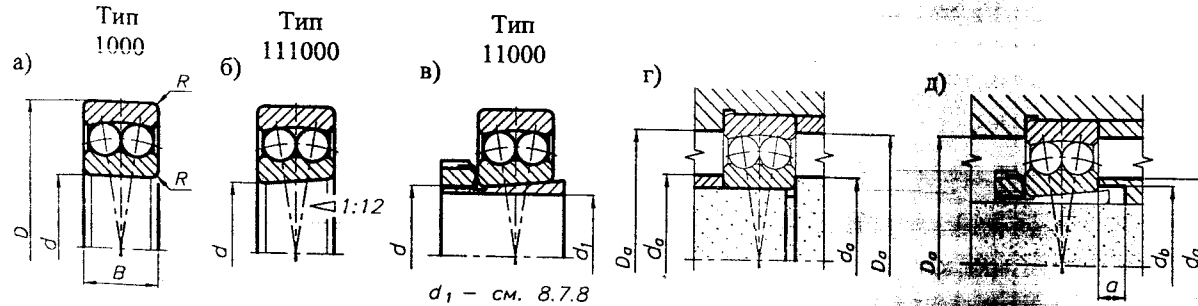
d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	C	C_0	d_a	D_a	a	d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	C	C_0	d_a	D_a	a	d	D	B	R	R_1	b	Обозначение подшипника	C	C_0	d_a	D_a	a
							кН		max	min									кН		max	min									кН		max	min	
20	37	9	0,5	0,3	11	1036904 1036904K 1046904 1046904K	6,70 2,86	4,40 1,79	23	34	2	30	47	9	0,5	0,3	11	1036906K 1046906 1046906K	3,26 7,20	2,35 5,10	33	44	2	40	62	12	1,0	0,3	11	1036908 1036908(K) 1046908 1046908(K)	12,5 7,02	9,65 5,53	46	57	2
	42	12	0,5	0,3	13	36104 36104K 36104(K6, K7) 46104(K)	2,65 10,6	1,66 5,32	23	34	2		55	13	1,5	0,8	13	36106 36106K 36106K6 (K7) 46106	3,02 15,3	2,18 8,57	33	44	2		68	15	1,5	0,8	13	36108 36108K 46108K	11,8 6,52	9,00 5,13	46	57	2
	47	14	0,5	0,3	23,5	26204K 36204 36204K 46204 46204K	7,80 15,7	5,20 8,31	24	38	2		62	16	1,5	0,8	23,5	26206K 36206 36206K 36206K6 66206	14,5 10,4	7,88 7,65	35	50	2		80	18	2,0	1,0	23,5	26208K 36208 36208K 46208	13,7 18,9	11,0 11,1	46	63	2
	52	15	1,5	0,8	23,5	66204 26304K 46304 66304(K)	9,50 11,9	6,20 7,45	26	42	2		72	19	2,0	1,0	23,5	46206 46206K 26306K 36306(K) 46306 46306K	22,0 16,3	12,0 12,0	37	57	2		90	23	2,5	1,2	23,5	46208K 66208 26308K 36308 36308K 46308 46308K 66308(K)	36,8 25,5	21,4 19,0	48	73	2
25	42	9	0,5	0,3	11	1036905 1036905K 1046905 1046905K	7,10 3,07	4,75 2,07	28	39	2	35	55	10	1,0	0,3	11	1036907 1036907K 1046907 1046907K	8,50 5,40	6,55 4,15	40	50	2	45	68	12	1,0	0,3	11	1036909 1036909K 1046909 1046909K	13,4 7,40	10,8 6,18	50	65	2
	47	12	1,0	0,5	13	36105 36105K 36105(K6, K7) 46105(K)	2,85 11,8	1,92 6,29	28	39	2		62	14	1,5	0,8	13	36107(K6, K7) 36107K 46107(K)	8,00 5,00	6,20 3,85	40	50	2		75	16	1,5	0,8	13	36109(K, K6, K7) 46109 46109K	12,5 6,87	10,2 5,73	50	65	2
	52	15	1,5	0,8	23,5	26205K 36205 36205K 46205 46205K	8,65 16,7	6,10 9,10	29	43	2		72	17	2,0	1,0	23,5	26207K 36207K6 36207 36207K 46207	12,9 30,8	9,80 17,8	39	57	2		85	19	2,0	1,0	23,5	26209K 36209K6 36209 36209K 46209	17,0 41,2	13,7 25,1	51	70	2
	62	17	2,0	1,0	23,5	66205 26305K 46305 66305(K) 66405	10,6 26,9	7,35 14,6	30	47	2		80	21	2,5	1,2	23,5	46207K 66207 26307K 36307(K) 46307 46307K 66307(K)	27,0 42,6	14,7 24,7	42	65	2		110	25	2,5	1,2	23,5	66209K 26309K 36309(K) 46309 46309K 66309 66309K	38,7 61,4	23,1 37,0	53	78	2
30	47	9	0,5	0,3	11	1036906	7,65	5,50	33	44	2	100	25	2,5	1,2	23,5	66406 66407	43,8 42,6	27,6 24,7	41	77	2		120	29	3,0	1,5	23,5	66408 66409	72,2 81,6	42,3 47,3	55	95	2	

Продолжение табл. 8.10.3 на след. стр.

Продолжение табл. 8.10.3

d		D B R R ₁ b				Обозначение подшипника	C кН	C ₀	d _a max	D _a min	α	d		D B R R ₁ b				Обозначение подшипника	C кН	C ₀	d _a max	D _a min	α	d		D B R R ₁ b				Обозначение подшипника	C кН	C ₀	d _a max	D _a min	α
50	72	12	1,0	0,3	11	1036910	14,6	12,7	56	67	2	65	120	23	2,5	1,2	23,5	26213K	—	—	77	111	3	85	120	18	2,0	1,0	11	1036917	33,5	33,5	92	112	3
						1036910K	7,53	6,50	56	67	2							36213(K, K6)	—	—	77	111	3							1036917K	17,6	17,6	92	112	3
80	16	1,5	0,8	13	1046910	13,7	12,0	56	67	2	140	33	3,5	2,0	23,5	46213	69,4	45,9	77	111	3	130	22	2,0	1,0	13	1046917	32,0	31,5	92	112	3			
					1046910K	6,99	6,03	56	67	2						46213K	53,0	45,0	77	111	3						1046917K	16,3	16,3	92	112	3			
90	20	2,0	1,0	23,5	36110K	19,3	16,6	56	75	2	160	37	3,5	2,0	23,5	66213	—	—	77	111	3	150	28	3,0	1,5	23,5	36117K	47,5	46,5	95	122	3			
					36110(K6, K7)	—	—	56	75	2						26313K 36313(K)	—	—	78	125	3						36117(K6, K7)	—	—	95	122	3			
110	27	3,0	1,5	23,5	46110(K)	—	—	56	75	2	70	100	16	1,5	0,5	11	46110	25,0	23,6	78	94	3	180	41	4,0	2,0	23,5	46117	57,4	42,1	95	122	3		
					26210K	43,2	27,0	58	83	2							1036914	13,2	12,5	78	94	3						46117K	44,0	42,5	95	122	3		
130	31	3,5	2,0	23,5	36210K	35,5	28,5	58	83	2	110	20	2,0	1,0	13	1046914	23,6	22,0	78	94	3	210	52	5,0	2,5	23,5	36217K	101	70,8	99	140	3			
					36210K6	—	—	58	83	2						1046914K	12,2	11,6	78	94	3						26217K	81,5	76,5	99	140	3			
55	80	13	1,5	0,5	11	46210	40,6	24,9	58	83	2	125	24	2,5	1,2	23,5	36114K	36,0	33,5	78	103	3	90	125	18	2,0	1,0	11	46217	94,4	65,1	99	140	3	
						46210K	32,5	26,5	58	83	2						36114(K6, K7)	—	—	78	103	3							46217K	76,5	69,5	99	140	3	
90	18	2,0	1,0	13	66210	—	—	58	83	2	180	42	4,0	2,0	23,5	46114	46,1	31,7	78	103	3	160	30	3,0	1,5	23,5	26317K 36317(K)	—	—	103	163	3			
					26310K 36310(K)	71,5	44,0	63	98	2						46114K	34,5	32,0	78	103	3						46317 46317K	163	120	103	163	3			
100	21	2,5	1,2	23,5	66310(K)	—	—	63	98	2	150	35	3,5	2,0	23,5	26214K	80,2	54,8	82	116	3	140	24	2,5	1,2	13	66317(K)	—	—	103	163	3			
					66410	98,9	60,1	68	114	2						36214	60,0	52,0	82	116	3						66417	—	—	108	185	3			
120	29	3,0	1,5	23,5	1036911K	8,30	7,32	61	74	3	75	105	16	1,5	0,5	11	1036915	25,5	24,5	83	98	3	190	43	4,0	2,0	23,5	1036918K	34,5	35,5	99	117	3		
					1046911K	16,0	14,0	61	74	3							1036915K	13,4	12,9	83	98	3						1036918K	18,2	18,5	99	117	3		
140	33	3,5	2,0	23,5	36111(K6, K7)	—	—	62	84	3	115	20	2,0	1,0	13	1046915	24,0	23,2	83	98	3	225	54	5,0	2,5	23,5	1046918K	32,5	32,5	99	117	3			
					46111	32,6	21,1	62	84	3						1046915K	12,5	11,9	83	98	3						1046918K	16,8	17,2	99	117	3			
120	29	3,0	1,5	23,5	46111K	25,0	21,2	62	84	3	130	25	2,5	1,2	23,5	36115K	37,5	34,5	83	108	3	190	43	4,0	2,0	23,5	36118K	56,0	55,0	100	130	3			
					26211K	—	—	65	91	3						36115(K6, K7)	—	—	83	108	3						36118(K6, K7)	63,5	47,2	100	130	3			
140	33	3,5	2,0	23,5	46211K	58,4	34,2	65	91	3	190	45	4,0	2,0	23,5	46115K	—	—	85	136	3	160	30	3,0	1,5	23,5	46118K	52,0	51,0	100	130	3			
					46211	50,3	31,5	65	91	3						26215K	119	76,8	85	136	3						26218K	—	—	105	150	3			
60	85	13	1,5	0,5	11	66211	46,3	24,8	65	91	3	110	16	1,5	0,5	11	26215(K, K6)	78,4	53,8	85	121	3	95	170	32	3,5	2,0	23,5	36218K	118	83,0	105	150	3	
						26311K 36311(K)	82,8	51,6	67	109	3						46215	58,5	51,0	85	121	3							36218K6 66218	90,0	85,0	105	150	3	
95	18	2,0	1,0	13	46311K	—	—	67	109	3	130	25	2,5	1,2	23,5	66311(K)	—	—	85	121	3	200	45	4,0	2,0	23,5	46218K	111	76,2	105	150	3			
					66411	—	—	71	122	3						26318K 36318(K)	—	—	83	108	3						46218	85,0	78,0	105	150	3			
110	22	2,5	1,2	23,5	46311(K)	—	—	67	109	3	160	37	3,5	2,0	23,5	46318	—	—	93	144	3	190	43	4,0	2,0	23,5	26318K 36318(K)	—	—	111	172	3			
					66311(K)	—	—	67	109	3						46318 46318K	165	122	83	108	3						66318	189	145	111	172	3			
130	31	3,5	2,0	23,5	66412	—	—	67	109	3	190	45	4,0	2,0	23,5	66415	—	—	85	121	3	225	54	5,0	2,5	23,5	66318K	—	—	111	172	3			
					66412	—	—	71	122	3						66418	—	—	85	121	3						66418	208	162	117	200	3			
65	90	13	1,5	0,5	11	1036912	18,0	16,3	66	79	3	80	110	16	1,5	0,5	11	1036916K	26,0	26,0	88	103	3	100	140	20	2,0	1,0	11	1036920	36,5	39,0	113	132	3
						1036912K	9,50	8,64	66	79	3							1036916K	13,7	13,7	88	103	3							1036920K	19,2	20,5	113	132	3
95	18	2,0	1,0	13	1046912	17,0	15,3	66	79	3	125	22	2,0	1,0	13	1046916K	24,5	24,5	88	103	3	150	24	2,5	1,2	13	1046920K	34,0	37,5	113	132	3			
					1046912K	8,80	7,33	66	79	3						36116(K, K6, K7)	—	—	90	118	3						1046920K	17,8	19,1	113	132	3			
110	22	2,5	1,2	23,5	46112	37,4	24,5	68	88	3	140	26	3,0	1,5	23,5	46116K	56,0	40,1	90	118	3	180	34	3,5	2,0	23,5	36120K	58,5	60,0	110	139	3			
					46112K	25,5	22,4	68	88	3						26216K	43,0	40,5	90	118	3						36120(K6, K7)	—	—	110	139	3			
130	31	3,5	2,0	23,5	26212K	—	—	71	101	3	170	39	3,5	2,0	23,5	36216K	93,6	65,0	92	130	3	215	47	4,0	2,0	23,5	46120	71,5	55,1	110	139	3			
					36212K	61,5	39,3	71	101	3						36216K	73,6	65,5	92	130	3						46120K	55,0	56,0	110	139	3			
150	35	3,5	2,0	23,5	36212K6	50,0	42,5	71	101	3	200	48	4,0	2,0	23,5	46216K	87,9	60,0	92	130	3	...					26220K 66220	—	—	117	168	3			
					46212	60,8	38,8	71	101	3						36216K6	93,6	65,0	92	130	3						36220(K, K6)	—	—	117	168	3			
65	90	13	1,5	0,5	11	46212K	46,5	39,0	71	101	3	170	39	3,5	2,0	23,5	46216K	68,0	60,0	92	130	3	200	48	4,0	2,0	23,5	46220K	114	108	117	168	3		
						66212	—	—	71	101	3						66216	—	—	92	130	3						46220K	114	108	117	168	3		
95	18	2,0	1,0	13	26312K 36312(K)	100	65,3	75	116	3	170	39	3,5	2,0	23,5	26316K 36316(K)	136	99,0	99	155	3	215	47	4,0	2,0	23,5	26320K 66320(K)	—	—	125	195	3			

8.10.5. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ДВУХРЯДНЫЕ ГОСТ 28428-90



d_1 - см. 8.7.8

Рис. 8.10.12. Габаритные и установочные размеры радиальных шариковых сферических двухрядных подшипников

Стандарт устанавливает следующие конструктивные исполнения подшипников:

- 1000 - с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца,
- 111000 - с коническим отверстием внутреннего кольца,
- 11000 - с закрепительной втулкой для установки на гладкие валы.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шарикового радиального двухрядного сферического подшипника с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца серии диаметров 2 с $d=50$ мм, $D=90$ мм, $B=20$ мм:

Подшипник 1210 ГОСТ 28428-90
 То же, с коническим отверстием внутреннего кольца:
 Подшипник 111210 ГОСТ 28428-90
 То же, с закрепительной втулкой:

Подшипник 11210 ГОСТ 28428-90

Табл. 8.10.4. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C ₀	d _a	D _a	d _b	a	F _a /F _r		d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C ₀	d _a	D _a	d _b	a	F _a /F _r		d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C ₀	d _a	D _a	d _b	a	F _a /F _r		
											≤ e	> e												Y ₁	Y												≤ e	> e	Y ₁
20	47	14	1,5	1204, 111204	10,0	3,45	25	42			0,27	2,3	3,6	40	80	18	2,0	1208, 111208	19	30	47	73		0,22	2,8	4,3	60	110	22	2,5	1212, 111212	30,0	16,0	67	101	0,18	3,5	5,4	
	47	18	1,5	1504, 111504	12,5	4,30	25	42			0,48	1,3	2,0		80	23	2,0	1508, 111508	22	30	47	73		0,33	1,9	3,0		110	28	2,5	1512, 111512	34,0	17,3	67	102	0,22	2,8	4,3	
	52	15	2,0	1304, 111304	12,5	4,40	26	45			0,28	2,2	3,5		90	23	2,5	1308, 111308	29	30	47	81		0,24	2,6	4,0		130	31	3,5	1312, 111312	57,0	28,0	72	118	0,40	1,6	2,4	
	52	21	2,0	1604, 111604	18,0	6,10	26	45			0,51	1,2	1,9		90	33	2,5	1608, 111608	45	30	47	81		0,43	1,5	2,3		130	46	3,5	1612, 111612	86,5	37,5	72	118	0,27	2,3	3,6	
	52	15	1,5	11204	12,2	4,40	33	47	28	5	0,27	2,3	3,6		85	19	2,0	11208	22	30	54	78	48	5	0,27	2,3	3,6		120	23	2,5	11212	31,0	17,3	83	116	0,27	2,3	3,6
	52	18	1,5	11504			33	47	28	5	0,43	1,4	2,3		85	23	2,0	11508	23	30	55	78	50	5	0,27	2,3	3,6		120	33	2,5	11512	31,0	17,3	83	138	0,27	2,3	3,6
	62	17	2,0	11304	13,7	5,85	33	47	28	5	0,28	2,2	3,5		100	25	2,5	11308	38,0	17,0	55	91	50	5	0,27	2,3	3,6		140	33	3,5	11312	62,0	31,0	83	138	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		140	48	3,5	11612	95,0	43,0	86	138	0,27	2,3	3,6	
25	52	15	1,5	1205, 111205	12,2	4,40	30	47			0,27	2,3	3,6	45	85	19	2,0	1209, 111209	22,0	30,0	52	78		0,21	2,9	4,5	65	120	23	2,5	1213, 111213	31,0	17,3	72	111	0,17	3,6	5,6	
	52	18	1,5	1505, 111505	12,5	4,65	30	47			0,43	1,4	2,3		85	23	2,0	1509, 111509	23,2	31,0	52	78		0,30	2,0	3,2		120	31	2,5	1513, 111513	44,0	22,4	72	111	0,28	2,2	3,5	
	62	17	2,0	1305, 111305	18,0	6,70	31	55			0,28	2,2	3,5		100	25	2,5	1309, 111309	38,0	12,9	52	91		0,25	2,5	3,9		140	33	3,5	1313, 111313	62,0	31,0	76	128	0,22	2,8	4,3	
	62	24	2,0	1605, 111605	24,5	8,50	31	55			0,47	1,3	2,1		100	36	2,5	1609, 111609	54,0	15,0	52	91		0,42	1,5	2,3		140	48	3,5	1613, 111613	95,0	43,0	76	128	0,38	1,7	2,6	
	62	16	1,5	11205	15,6	6,20	38	57	33	5	0,27	2,3	3,6		90	20	2,0	11209	22	30	60	83	53	5	0,27	2,3	3,6		130	25	2,5	11213	39,0	21,6	88	121	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		90	20	2,0	11509	23	30	60	83	55	10	0,27	2,3	3,6		130	31	2,5	11513	44,0	24,5	88	121	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		110	27	3,0	11309	41	30	60	100	55	5	0,27	2,3	3,6		160	37	3,5	11313	80,0	40,5	88	148	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		110	43	3,0	11609	64,0	25,5	62	100	56	5	0,27	2,3	3,6		160	55	3,5	11613	122	56,0	92	148	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	50	90	20	2,0	1210, 111210	22,0	30,0	57	83		0,20	3,2	4,9	65	125	24	2,5	1214, 111214	34,5	19,0	77	116	0,18	3,5	5,4	
	62	20	1,5	1506, 111506	15,3	6,10	35	57			0,39	1,6	2,5		90	23	2,0	1510, 111510	23	30	57	83		0,28	2,2	3,5		125	31	2,5	1514, 111514	44,0	23,2	77	116	0,26	2,3	3,7	
	72	19	2,0	1306, 111306	21,2	8,50	36	65			0,25	2,5	3,9		110	27	3,0	1310, 111310	41	30	60	100		0,23	2,7	4,2		150	35	3,5	1314, 111314	75,0	37,5	81	138	0,22	2,8	4,3	
	72	27	2,0	1606, 111606	31,5	11,4	36	65			0,44	1,4	2,2		110	40	3,0	1610, 111610	64,0	25	60	100		0,43	1,5	2,3		150	51	3,5	1614, 111614	110	50,0	81	138	0,38	1,7	2,6	
	72	17	2,0	11206	16,0	6,95	43	65	38	5	0,27	2,3	3,6		100	21	2,5	11210	27	30	67	91	60	6	0,27	2,3	3,6		140	26	3,0	11214	40,0	23,6	94	130	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		100	25	2,5	11510	26	30	65	91	60	10	0,27	2,3	3,6		140	33	3,0	11514	51,0	28,5	94	130	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		120	29	3,0	11310	51,0	21,0	65	110	60	6	0,27	2,3	3,6		170	39	3,5	11314	88,0	45,0	94	158	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		120	43	3,0	11610	75,0	21,0	68	110	61	6	0,27	2,3	3,6		170	58	3,5	11614	137	64,0	98	158	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	55	100	21	2,5	1211, 111211	27,0	33,7	62	91		0,19	3,3	5,1	65	130	25	2,5	1215, 111215	39,0	21,6	82	121	0,17	3,6	5,5	
	72	23	2,0	1507, 111507	21,6	8,80	42	65			0,37	1,7	2,6		100	25	2,5	1511, 111511	26,5	13,4	62	91		0,27	2,4	3,6		130	31	2,5	1515, 111515	44,0	24,5	82	121	0,25	2,5	3,9	
	80	21	2,5	1307, 111307	25,0	10,6	42	71			0,24	2,5	4,0		120	29	3,0	1311, 111311	51,0	24,0	65	110		0,23	2,7	4,2		160	37	3,5	1315, 111315	80,0	40,5	86	148	0,22	2,8	4,3	
	80	31	2,5	1607, 111607	39,0	14,6	42	71			0,46	1,3	2,1		120	43	3,0	1611, 111611	75,0	31,5	65	110		0,42	1,5	2,3		160	55	3,5	1615, 111615	122	56,0	86	148	0,39	1,6	2,5	
	80	18	2,0	11207	19,3	8,80	49	73	43	5	0,27	2,3	3,6		110	22	2,5	11211	30,0	16,0	72	101	64	5	0,27	2,3	3,6		150	28	3,0	11215	49,0	28,5	99	140	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		110	28	2,5	11511	34,0	17,3	72	101	65	8	0,27	2,3	3,6		150	36	3,0	11515	58,5	32,0	100	140	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		130	31	3,5	11311																					

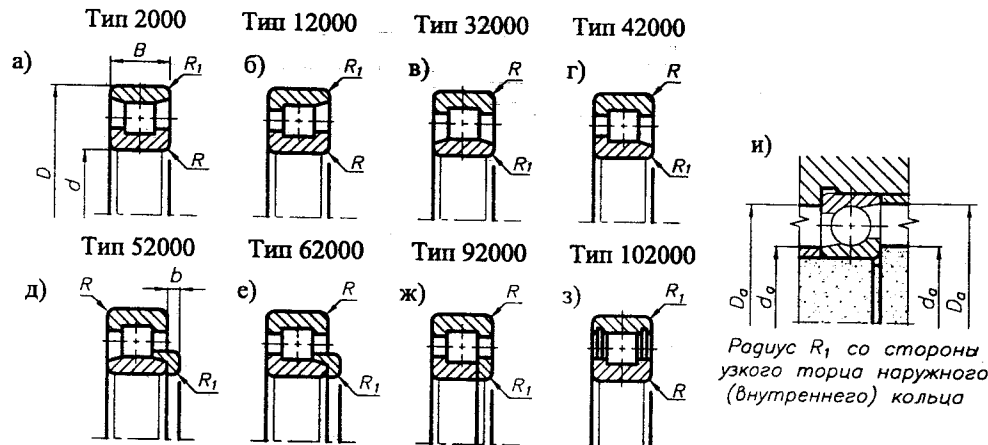
Продолжение табл. 8.10.4

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C ₀	d _a	D _a	d _b	a	e	F _a /F _r		d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C ₀	d _a	D _a	d _b	a	e	F _a /F _r		d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C ₀	d _a	D _a	d _b	a	e	F _a /F _r				
												≤e	>e													Y ₁	Y													≤e	>e	Y ₁	Y	
80	140	26	3,0	1216, 111216	40,0	23,6	90	130			0,16	3,9	6,1	85	180	60	4,0	1617, 111617	140	68,0	98	166			0,22	2,8	4,3	100	180	34	3,5	1220, 111220	69,5	41,5	112	168			0,17	3,6	5,6			
	140	33	3,0	1516, 111516	51,0	28,5	90	130			0,25	2,5	3,9		180	41	4,0	1317, 111317	98,0	51,0	98	166			0,37	1,7	2,6		180	46	3,5	1520, 111520	98,0	55,0	112	168			0,27	2,3	3,6			
	170	39	3,5	1316, 111316	88,0	45,0	91	158			0,21	2,9	4,5															215	47	4,0	1320, 111320	143	76,5	113	201			0,22	2,8	4,3				
	170	58	3,5	1616, 111616	137	64,0	91	158			0,38	1,7	2,6															215	73	4,0	1620, 111620	193	104	113	201			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	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			
	160	40	3,0	11216	57,0	32,0	104	150	95	6	0,27	2,3	3,6		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			
	160	40	3,0	11516	71,0	39,0	105	150	96	10	0,27	2,3	3,6		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			
	190	43	4,0	11316	108	58,5	105	150	96	10	0,27	2,3	3,6		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
	190	64	4,0	11616	153	76,5	105	150	96	10	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
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																															

$P_r = VF_r + Y_1 F_o$ - для $F_o / (VF_r) \leq e$, (e, Y₁ - табл. 8.10.4).

$P_r = 0,65 VF_r + Y F_o$ - для $F_o / (VF_r) > e$, (e, Y - табл. 8.10.4).

8.10.6. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ С КОРОТКИМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ ГОСТ 8328-75



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 C₀ для ряда подшипников будут вводиться в стандарт по мере освоения.

Рис. 8.10.13. Габаритные и установочные размеры роликовых радиальных с короткими цилиндрическими роликами подшипников

Табл. 8.10.5. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	B	R	R ₁	b	Обозначение подшипника	нормальн.		повышен.		d _a	D _a
							C	C ₀	C	C ₀		
20	42	12	1,0	0,5		2104, 32104	8,80	4,70	-	-	24	30
	47	14	1,5	1,0		2204, 12204, 32204	14,7	7,35	25,1	12,6	26	42
						42204, 92204, 102204					26	42
	47	18	1,5	1,0		2504, 32504, 42504, 92504	20,1	10,8	29,7	17,3	26	42
	52	15	2,0	1,0	4	2304, 12304, 32304, 42304	20,5	10,4	-	-	27	45
						62304, 92304, 102304					27	45
	52	21	2,0	1,5	4	2604, 32604, 42604, 92604	29,7	16,6	41,3	24,5	27	45

Продолжение табл. 8.10.5

d	D	B	R	R ₁	b	Обозначение подшипника	нормальн.		повышен.		d _a	D _a
							C	C ₀	C	C ₀		
25	47	12	1,0	0,5		2105, 32105	-	-	-	-	29	43
	52	15	1,5	1,0		2205, 12205, 32205	16,8	8,80	28,6	15,2	30	47
						42205, 92205, 102205					30	47
	52	18	1,5	1,0		2505, 32505, 42505, 92505	22,9	12,9	34,1	18,8	30	47
	62	17	2,0	2,0	4	2305, 12305, 32305, 42305	15,0	9,50	40,2	23,2	33	55
						62305, 92305, 102305					33	55
	80	24	2,0	2,0		2605, 12605, 32605	41,8	24,5	56,1	34,5	36	66
						42605, 92605						

Продолжение табл. 8.10.5 на след. стр.

Продолжение табл. 8.10.5

d	D	B	R	R ₁	b	Обозначение подшипника	нормальн.		повышен.		d _а min	D _а max
							C кН	C _о	C кН	C _о		
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
	62	20	1,5	1,0		42206, 92206, 102206	-	-	-	-	37	57
	72	19	2,0	2,0	5	2506, 32506, 42506, 92506	31,9	19,0	38,0	28,0	37	57
	72	27	2,0	2,0		2306, 12306, 32306, 42306	36,9	20,0	51,2	26,0	39	65
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
	62	17	2,0	1,0		2207, 12207, 32207	-	-	-	-	39	57
	72	23	2,0	2,0		42207, 92207, 102207	31,9	17,6	48,4	26,5	42	65
	80	21	2,5	2,0	6	2507, 32507, 42507, 92507	47,3	29,0	59,4	38,0	42	65
40	62	12	1,0	0,5		1002908, 1032908	-	-	-	-	44	71
	68	15	1,5	1,0		2108, 32108	25,1	14,6	-	-	46	58
	80	18	2,0	2,0		2208, 12208, 32208	21,8	24,0	53,9	29,5	46	63
	80	23	2,0	2,0		42208, 92208, 102208	-	-	-	-	48	73
	90	23	2,5	2,5	7	2508, 32508, 42508, 92508	56,1	35,0	70,4	42,0	48	73
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
	85	23	2,0	2,0		42209, 92209, 102209	-	-	-	-	53	78
	100	25	2,5	2,5	7	2509, 32509, 42509, 92509	59,4	38,0	73,7	45,5	53	78
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
	90	23	2,0	2,0		42210, 92210, 102210	-	-	-	-	58	83
	110	27	3,0	3,0	8	2510, 32510, 42510, 92510	62,7	40,5	78,1	48,5	58	83
55	80	13	1,5	1,0		1002911, 1032911	-	-	-	-	61	74
	90	18	2,0	1,5		2111, 32111	34,7	23,6	-	-	61	84
	90	21	2,5	2,5		2211, 12211, 32211	56,1	34,0	84,2	49,0	62	84
	100	21	2,5	2,5		42211, 92211, 102211	-	-	-	-	65	91
							-	-	-	-	65	91

Продолжение табл. 8.10.5 на след. стр.

Продолжение табл. 8.10.5

d	D	B	R	R ₁	b	Обозначение подшипника	нормальн.		повышен.		d _а min	D _а max
							C кН	C _о	C кН	C _о		
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
	120	43	3,0	3,0	9	62311, 92311, 102311	-	-	-	-	67	109
60	140	33	3,5	3,5	10	2611, 12611, 32611, 42611	138	98,0	201	143	67	109
						52611, 62611, 92611	-	-	-	-	67	109
						2411, 32411, 42411	142	86,5	-	-	71	122
65	85	13	1,5	1,0		1002912, 1032912	-	-	-	-	66	79
	95	18	2,0	1,5		2112, 32112	25,3	16,5	-	-	68	88
	110	22	2,5	2,5		2212, 12212, 32212	35,8	22,8	-	-	71	101
70	110	28	2,5	2,5		42212, 92212, 102212	64,4	43,0	93,5	53,5	71	101
	130	31	3,5	3,5	9	2512, 32512, 42512, 92512	93,5	68,0	128	85,0	71	101
	130	46	3,5	3,5	9	2312, 12312, 32312, 42312	123	76,5	151	98,0	75	116
75	150	35	3,5	3,5	10	62312, 92312, 102312	-	-	-	-	75	116
						2612, 12612, 32612, 42612	168	114	224	160	75	116
						52612, 62612, 92612	-	-	-	-	75	116
80	170	39	3,5	3,5	11	2412, 32412, 42412	168	106	-	-	77	131
						62412, 92412, 102412	-	-	-	-	77	131
							-	-	-	-	-	-
85	100	18	2,0	1,5		1002913, 1032913	-	-	-	-	70	84
	120	23	2,5	2,5		2113, 32113	38,0	26,5	-	-	73	93
	120	33	3,5	3,5	10	2213, 12213, 32213	76,5	51,0	106	66,5	77	110
90	120	31	2,5	2,5		42213, 92213, 102213	-	-	-	-	77	110
	140	33	3,5	3,5	10	2513, 32513, 42513, 92513	110	76,5	147	100	77	110
	140	48	3,5	3,5	10	2313, 12313, 32313, 42313	138	85,0	183	107	78	125
95	140	48	3,5	3,5	10	62313, 92313, 102313	-	-	-	-	78	125
	160	37	3,5	3,5	11	2613, 12613, 32613, 42613	190	129	251	180	78	125
						52613, 62613, 92613	-	-	-	-	78	125
100	170	39	3,5	3,5	11	2413, 32413, 42413	183	127	-	-	83	141
						62413, 92413, 102413	-	-	-	-	83	141
							-	-	-	-	-	-
105	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
110	125	31	2,5	2,5		42214, 92214, 102214	-	-	-	-	82	116
	150	35	3,5	3,5	10	2514, 32514, 42514, 92514	117	81,5	154	112	82	116
	150	51	3,5	3,5	10	2314, 12314, 32314, 42314	151	102	205	124	85	136
115	150	51	3,5	3,5	10	62314, 92314, 102314	-	-	-	-	85	136
	180	42	4,0	4,0	12	2614, 12614, 32614, 42614	212	160	275	200	85	136
						52614, 62614, 92614	-	-	-	-	85	136
120	180	42	4,0	4,0	12	2414, 32414, 42414	229	163	-	-	93	157
						62414, 92414, 102414	-	-	-	-	93	157
							-	-	-	-	-	-
125	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
135	130	31	2,5	2,5		42215, 92215, 102215	-	-	-	-	85	121
	160	37	3,5	3,5	11	2515, 32515, 42515, 92515	125	88,0	161	118	85	121
	160	55	3,5	3,5	11	2315, 12315, 32315, 42315	183	125	242	149	85	121
140	160	37	3,5	3,5	11	62315, 92315, 102315	-	-	-	-	93	144
	190	45	4,0	4,0	13	2615, 12615, 32615, 42615	260	200	330	245	93	144
						52615, 62615, 92615	-	-	-	-	93	144
145	170	39	3,5	3,5	11	2415, 32415, 42415	264	173	-	-	93	144
						62415, 92415, 102415	-	-	-	-	98	166
							-	-	-	-	98	166
150	110	16	1,5	1,0		1002916, 1032916	-	-	-	-	88	103
	125	22	2,0	1,5		2116, 32116	34,7	24,0	-	-	90	118
	140	26	3,0	3,0		2216, 12216, 32216	66,0	44,0	-	-	92	130
155	140	33	3,0	3,0		42216, 92216, 102216	-	-	-	-	92	130
	170	39	3,5	3,5	11	2516, 32516, 42516, 92516	147	115	187	140	92	130
						2316, 12316, 32316, 42316	190	125	260	163	92	130
						-	-	-	-	99	155	
						-	-	-	-	99	155	

Продолжение табл. 8.10.5

d	D	B	R	R ₁	b	Обозначение подшипника		нормальн.		повышен.		d _a min	D _a max	d	D	B	R	R ₁	b	Обозначение подшипника		нормальн.		повышен.		d _a min	D _a max
						C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀									C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀		
80	170	58	3,5	3,5	11	2616, 12616, 32616, 42616	275	200	358	265	99	155	90	190	64	4,0	4,0	12	2618, 12618, 32618, 42618	330	240	440	325	111	172		
						52616, 62616, 92616	—	—	—	—	99	155								52618, 62618, 92618	—	—	—	—	111	172	
	200	48	4,0	4,0	13	2416, 32416, 42416, 62416, 92416, 102416	303	200	—	—	105	176		225	54	5,0	5,0	14	2418, 32418, 42418, 62418, 92418	385	260	—	—	117	200		
85	120	18	2,0	1,5	11	1002917, 1032917	—	—	—	—	98	112	95	145	24	2,5	2,0	2119, 32119	84,2	58,5	—	—	105	135			
						2117, 32117	68,2	46,5	—	—	95	122							170	32	3,5	3,5	2219, 32219, 42219, 92219	165	112	—	—
	130	22	2,0	1,5	11	2217, 12217, 32217	119	78,0	165	108	99	140		170	43	3,5	3,5	2519, 32519, 42519, 92519	229	170	—	—	111	155			
	150	28	3,0	3,0	11	42217, 92217	—	—	—	—	99	140		200	45	4,0	4,0	2319, 32319, 42319, 92319	264	190	374	222	119	180			
	150	36	3,0	3,0	12	2517, 32517, 42517, 92517	168	122	216	160	99	140		200	67	4,0	4,0	2619, 32619, 42619, 92619	374	300	—	—	119	180			
	180	41	4,0	4,0	12	2317, 12317, 32317, 42317	212	146	297	190	103	163		240	55	5,0	5,0	2419, 32419, 42419, 92419	419	280	—	—	125	210			
	180	60	4,0	4,0	12	62317, 92317	—	—	—	—	103	163		100	140	20	2,0	1,5	1002920, 1032920	56,8	47,0	—	—	113	132		
	210	52	5,0	5,0	14	2617, 12617, 32617, 42617	297	230	—	—	103	163								150	24	2,5	2,0	2120, 32120	85,8	62,0	—
	180	60	4,0	4,0	12	52617, 62617, 92617	—	—	—	—	103	163			180	34	3,5	3,5	2220, 12220, 32220	183	125	251	170	117	162		
	210	52	5,0	5,0	14	2417, 32417, 42417	319	228	—	—	108	185			180	46	3,5	3,5	42220, 92220	—	—	—	—	117	162		
90	125	18	2,0	1,5	11	1002918, 1032918	—	—	—	—	99	117	...	180	46	3,5	3,5	2520, 32520, 42520, 92520	260	193	336	216	117	162			
						2118, 32118	80,9	56,0	—	—	100	130							215	47	4,0	4,0	13	2320, 12320, 32320, 42320	303	220	391
	140	24	2,5	2,0	11	2218, 12218, 32218	142	105	183	120	105	150		215	73	4,0	4,0	62320, 92320	—	—	—	—	125	195			
	160	30	3,0	3,0	11	42218, 92218	—	—	—	—	105	150		250	58	5,0	5,0	2620, 12620, 32620, 42620	440	355	583	450	125	195			
	160	40	3,0	3,0	12	2518, 32518, 42518, 92518	194	150	242	180	105	150		250	58	5,0	5,0	52620, 62620, 92620	—	—	—	—	125	195			
190	43	4,0	4,0	12	2318, 12318, 32318, 42318	242	160	319	206	111	172	250	58	5,0	5,0	2420, 32420, 42420	429	320	—	—	130	220					
190	43	4,0	4,0	12	62318, 92318	—	—	—	—	111	172	62420, 92420	—	—	—	—	130	220					

$P_r = V F_r$

8.10.7. 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, $T = 25$ мм:

Подшипник 2007114 ТУ 37.006.162-89

$P_r = V F_r$ - для $F_o / (V F_r) \leq e$, ($X = 1,0$; $Y = 0$; e - табл. 8.10.6);
 $P_r = 0,4 V F_r + Y F_o$ - для $F_o / (V F_r) > e$, ($X = 0,4$; Y - табл. 8.5.2, 8.10.6).

Отсутствующие значения C и C_0 для ряда подшипников будут вводиться в стандарт по мере освоения.

Табл. 8.10.6. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	T	B	b	R	R ₁	Обозначен. подшипн.	C	C ₀	d _a max	d _b max	D _a min	D _b min	a ₁	a ₂	e	Y
20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	7204	21,0	13,0	26	30	39	43	3	3,0	0,37	1,5
	52	16,25	16	13	2,0	0,8	7304	26,0	17,0	27	33	43	47	3	3,0	0,34	1,8
	52	22,25	21	18,5	2,0	0,8	7604	31,5	22,0	26	30	39	43	3	3,0	0,35	1,7
25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	7205	24,0	17,5	31	35	43	48	3	3,0	0,37	1,5
	62	18,25	17	15	2,0	0,8	7305	33,0	23,2	33	41	53	57	3	3,0	0,34	1,8
	62	25,25	24	21	2,0	0,8	7605	47,5	36,6	31	35	43	48	3	3,0	0,35	1,7
	62	18,25	17	13	2,0	0,8	27305	—	—	31	35	43	48	3	3,0	0,34	1,8
30	55	17	16	14	1,5	0,5	2007106	27,0	19,9	35	40	47	52	3	4,5	0,35	1,7
	62	17,25	16	14	1,5	0,5	7206	31,0	22,0	37	41	52	57	3	3,0	0,37	1,5
	62	21,25	20,5	17	2,0	0,8	7506	36,0	27,0	37	41	52	59	3	4,0	0,36	1,6
	72	20,75	19	17	2,0	0,8	7306	43,0	29,5	38	47	61	66	3	4,5	0,34	1,8
	72	27,75	29	23	2,0	0,8	7606	63,0	51,0	38	47	61	66	5	5,5	0,35	1,7
	72	20,75	19	14	2,0	0,8	27306	35,0	20,6	39	47	55	68	3	6,5	0,34	1,8

Продолжение табл. 8.10.6 на след. стр.

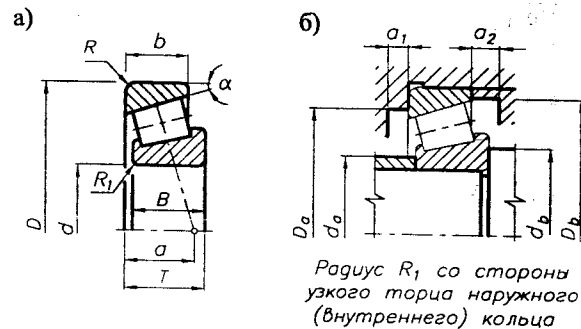


Рис. 8.10.14. Габаритные и установочные размеры роликовых конических однорядных подшипников

Стандарт устанавливает следующие конструктивные исполнения подшипников:

- 53000 - с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца;
- 153000 - с коническим отверстием внутреннего кольца, конусностью 1:12;
- 4153000 - с коническим отверстием внутреннего кольца, конусностью 1:30;
- 353000 - исполнения 153000 с закрепительной втулкой - для установки на гладкие валы;
- 753000 - исполнения 153000 со стяжной втулкой - для установки на гладкие валы.

Наружные кольца подшипников всех исполнений с диаметром свыше 200 мм выполняются с кольцевой проточкой и отверстием для смазки (рис. 8.10.156). По заказу потребителя такое исполнение наружного кольца допускается выполнять при $D \leq 200$ мм. К условному обозначению подшипников тогда справа добавляется буква *H*.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ роликового радиального двухрядного сферического подшипника с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца, серии диаметров 5, серии ширины 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 53510H ГОСТ 24696-81

Исполнения 353000 с $d = 50$ мм, $D = 100$ мм, $B = 25$ мм: Подшипник 353510H ГОСТ 24696-81

Исполнения 753000 с $d = 50$ мм, $D = 100$ мм, $B = 25$ мм: Подшипник 753510H 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_0 для ряда подшипников будут вводиться в стандарт по мере освоения.

Табл. 8.10.7. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C ₀ кН	d _a max	d _b min	D _a max	a min	F _a /F _r			d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C ₀ кН	d _a max	d _b min	D _a max	a min	F _a /F _r			d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C ₀ кН	d _a max	d _b min	D _a max	a min	F _a /F _r		
											e	≤ e	> e												e	≤ e	> e												e	≤ e	> e
25	52	18	1,5	53505, 153505	35,7	36,7	30	47	2	0,38	1,8	2,6	55	100	25	2,5	53511, 153511	99,5	67,0	65	91	3	0,26	2,6	3,9	75	170	58	3,5	753615	351	255	92	158	0,37	1,8	2,7				
30	62	20	1,5	53506, 153506	48,9	51,0	37	57	2	0,35	1,9	2,9	55	110	28	2,5	753511	99,5	67,0	68	101	8	0,26	2,6	3,9	80	180	60	4,0	353615	351	255	104	94	0,37	1,8	2,7				
72	23	2,0	353506	55,2	62,0	44	39	65	2	0,34	2,0	3,2		120	43	3,0	53611, 153611	199	139	72	109	3	0,40	1,7	2,5	80	140	33	3,0	53516, 153516	176	127	92	130	3	0,25	2,7	4,0			
35	72	23	2,0	53507, 153507	63,3	68,6	42	65	2	0,34	2,0	3,0	353611	199	139	74	72	118	6	0,40	1,7	2,5	150	150	36	3,0	753516	176	127	95	140	0,25	2,7	4,0							
80	23	2,0	353507	65,6	70,5	49	44	73	5	0,31	2,2	3,2	753611	199	139	74	118		0,40	1,7	2,5	160	40	3,0	353516	176	127	105	96	150	10	0,26	2,6	3,9							
				753507	65,6	70,5	47	73		0,31	2,2	3,2	53512, 153512	122	83,0	71	101	3	0,26	2,6	3,9	170	58	3,5	53616, 153616	374	290	99	155	3	0,37	1,8	2,7								
				353607	113	75,0	50	45	81	5	0,40	1,7	2,5	353512	122	83,0	77	70	111	8	0,26	2,6	3,9	180	60	4,0	753616	374	290	99	166	0,26	1,8	2,8							
				753607	113	75,0	49	81		0,40	1,7	2,5	753512	122	83,0	74	111		0,26	2,6	3,9	190	64	4,0	353616	374	290	110	100	176	6	0,36	1,8	2,8							
40	80	23	2,0	53508, 153508	73,6	47,5	48	73	2	0,31	2,2	3,2	53612, 153612	235	166	30	47		0,24	2,8	4,2	85	150	36	3,0	53517, 153517	202	153	99	140	3	0,25	2,7	4,0							
				353508	73,6	47,5	55	50	78	8	0,28	2,4	3,6	353612	235	166	80	72	128	5	0,26	2,6	3,9	160	40	3,0	753517	202	153	100	150	0,26	2,6	3,9							
				753508	73,6	47,5	52	78		0,28	2,4	3,6	753612	235	166	77	128		0,26	2,6	3,9	180	60	4,0	53617, 153617	420	320	103	163	3	0,36	1,8	2,8								
				53608, 153608	113	75,0	51	80	2	0,40	1,7	2,5	53513, 153513	144	100	77	111	3	0,26	2,6	3,9	190	64	4,0	753617	420	320	104	176	0,36	1,8	2,8									
				353608	113	75,0	56	50	91	5	0,40	1,7	2,5	353513	144	100	79	116		0,26	2,6	3,9	200	67	4,0	353617	420	320	120	110	186	7	0,36	1,8	2,8						
				753608	113	75,0	54	91		0,40	1,7	2,5	353513	144	100	88	80	121	12	0,25	2,7	4,0	90	160	40	3,0	53518, 153518	244	190	105	150	3	0,26	2,6	3,9						
45	85	23	2,0	53509, 153509	77,1	51,0	53	78	2	0,28	2,4	3,6	53613, 153613	253	180	78	111	3	0,38	1,8	2,6	85	180	46	3,5	353518	244	190	128	118	168	6	0,27	2,6	3,9						
				353509	77,1	51,0	60	55	83	10	0,26	2,6	3,9	753613	253	180	82	138		0,37	1,8	2,7	180	64	4,0	53618, 153618	477	365	111	172	3	0,36	1,8	2,8							
				753509	77,1	51,0	57	83		0,26	2,6	3,9	353613	253	180	92	82	148	5	0,37	1,8	2,7	190	73	4,0	353618	477	365	131	121	201	7	0,37	1,8	2,7						
				53609, 153609	138	95,0	56	89	2	0,40	1,7	2,5	53514, 153514	148	104	82	125	3	0,26	2,6	3,9	215	73	4,0	53618	477	365	100	150	0,27	2,6	3,9									
				353609	138	95,0	56	50	91	5	0,40	1,7	2,5	753514	148	104	84	121		0,26	2,6	3,9	95	170	43	3,5	53519, 153519	282	215	111	155	3	0,27	2,6	3,9						
				753609	138	95,0	60	100		0,40	1,7	2,5	353514	148	104	94	85	130	12	0,25	2,7	4,0	180	46	3,5	753519	282	215	112	168	0,27	2,6	3,9								
50	90	23	2,0	53510, 153510	79,9	54,0	58	83	2	0,26	2,6	3,9	53614, 153614	311	230	85	136	3	0,37	1,8	2,7	200	67	4,0	53619, 153619	518	410	119	180	3	0,36	1,8	2,8								
				353510	79,9	54,0	65	60	91	10	0,26	2,6	3,9	753614	311	230	87	148		0,37	1,8	2,7	215	73	4,0	753619	518	410	113	201	0,36	1,8	2,7								
				753510	79,9	54,0	64	91		0,26	2,6	3,9	353614	311	230	98	88	158	5	0,37	1,8	2,7	100	180	46	3,5	53520, 153520	311	245	117	162	3	0,27	2,6	3,9						
				53610, 153610	176	120	63	98	2	0,40	1,7	2,5	53515, 153515	154	110	85	121	3	0,25	2,7	4,0	180	60,3	3,5	3053220, 3153220	311	245	128	118	188	6	0,28	2,4	3,6							
				353610	176	120	68	61	110	5	0,40	1,7	2,5	753515	154	110	90	130		0,25	2,7	4,0	200	53	3,5	353520	311	245	125	195	3	0,36	1,8	2,7							
				753610	176	120	65	110		0,40	1,7	2,5	353515	154	110	100	91	140	12	0,25	2,7	4,0	215	73	4,0	53620, 153620	610	490	125	195	3	0,36	1,8	2,7							
													53615, 153615	351	255	93	144	3	0,37	1,8	2,7	240	80	4,0	353620	610	490	131	121	226	7	0,36	1,9	2,8							

$$P_r = VF_r + Y_1 F_o \quad \text{— для } F_o / (VF_r) \leq e, \quad (e, Y_1 - \text{табл. 8.10.7}).$$

$$P_r = 0,67 VF_r + Y F_o \quad \text{— для } F_o / (VF_r) > e, \quad (e, Y - \text{табл. 8.10.7}).$$

8.10.9. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ДВУХРЯДНЫЕ ГОСТ 5721-75

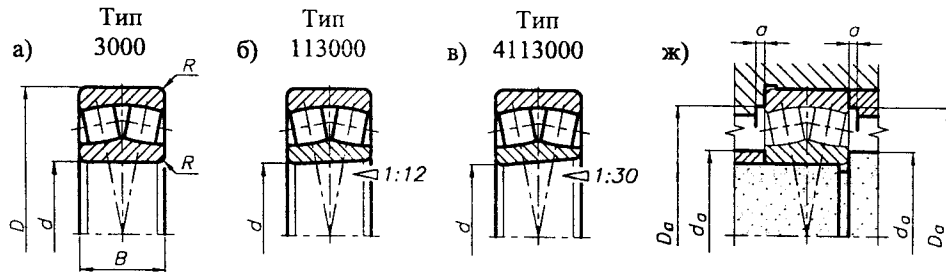


Рис. 8.10.16. Габаритные и установочные размеры радиальных роликовых сферических двухрядных подшипников

Стандарт устанавливает следующие конструктивные исполнения подшипников:
 3000 - с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца;
 113000 - с коническим отверстием внутреннего кольца, конусностью 1:12;
 4113000 - с коническим отверстием внутреннего кольца, конусностью 1:30.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ роликового радиального двухрядного сферического подшипника с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца, серии диаметров 6, серии ширин 0 с $d = 50$ мм, $D = 110$ мм, $B = 40$ мм: Подшипник 3610 ГОСТ 5721-75
 То же, с коническим отверстием внутреннего кольца, конусностью 1:12

Подшипник 113610 ГОСТ 5721-75

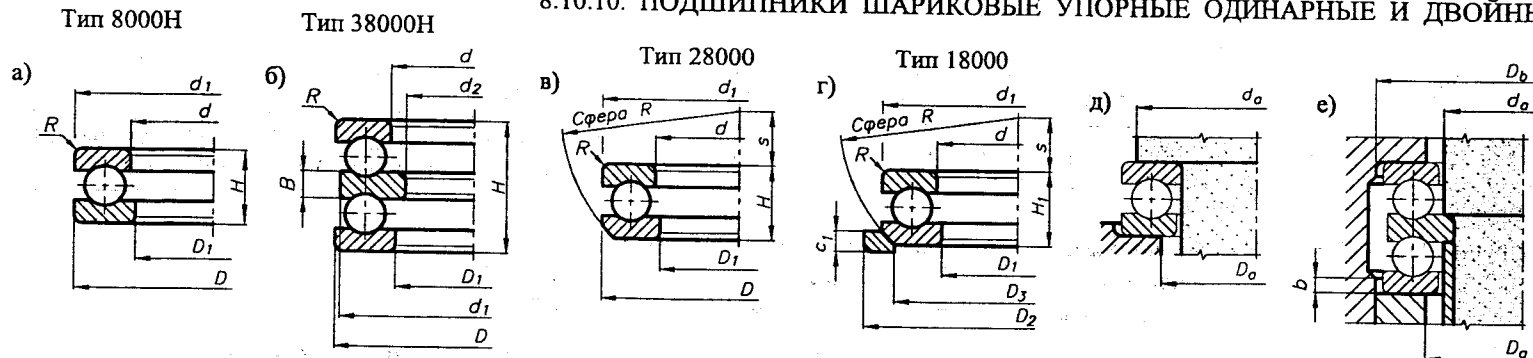
Табл. 8.10.8. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C ₀	d _a max	D _a max	a min	F ₀ /F _r			d	D	B	R	Обозначение подшипника	C	C ₀	d _a max	D _a max	a min	F ₀ /F _r		
										e	≤ e	> e											e	≤ e	> e
25	52	18	1,5	3505, 113505	35,7	36,7	30	47	2	0,38	1,8	2,6	75	130	31	2,5	3515, 113515	-	-	85	121	3	0,25	2,7	4,0
30	62	20	1,5	3506, 113506	48,9	51,0	37	57	2	0,35	1,9	2,9	80	160	55	3,5	3615, 113615	300	207	93	144	3	0,37	1,8	2,7
35	72	23	2,0	3507, 113507	63,3	68,6	42	65	2	0,34	2,0	3,0	85	140	33	3,0	3516, 113516	160	118	92	130	3	0,25	2,7	4,0
40	80	23	2,0	3508, 113508	73,6	47,5	47	73	2	0,31	2,2	3,2	90	170	58	3,5	3616, 113616	325	227	99	155	3	0,37	1,8	2,7
45	90	33	2,5	3608, 113608	113	75,0	47	81	2	0,40	1,7	2,5	95	130	34	2,0	3003117, 3113117	-	-	-	-	-	-	-	-
50	85	23	2,0	3509, 113509	77,1	51,0	52	78	2	0,28	2,4	3,6	100	150	36	3,0	3517, 113517	183	130	99	140	3	0,25	2,7	4,0
55	100	36	2,5	3609, 113609	138	95,0	52	91	2	0,40	1,7	2,5	105	180	60	4,0	3617, 113617	365	270	103	163	3	0,26	1,8	2,8
60	90	23	2,0	3510, 113510	79,9	54,9	57	83	2	0,26	2,6	3,9	110	140	37	2,5	3003118, 3113118	-	-	-	-	-	-	-	-
65	110	40	3,0	3610, 113610	176	120	60	100	2	0,40	1,7	2,5	115	160	40	3,0	3518, 113518	216	159	105	150	3	0,26	2,6	3,9
70	100	25	2,5	3511, 113511	99,9	67,0	62	91	3	0,26	2,6	3,9	120	160	52,4	3,0	3003218, 3113218	-	-	-	-	-	-	-	-
75	120	43	3,0	3611, 113611	199	139	65	110	3	0,40	1,7	2,5	125	190	64	4,0	3618, 113618	400	300	111	172	3	0,36	1,8	2,8
80	110	28	2,5	3512, 113512	122	83,0	67	101	3	0,26	2,6	3,9	130	170	43	3,5	3519, 113519	245	170	111	155	3	0,27	2,6	3,9
85	130	46	3,5	3612, 113612	235	166	72	118	3	0,24	2,8	4,2	135	200	67	4,0	3619, 113619	-	-	119	180	3	0,36	1,8	2,8
90	120	31	2,5	3513, 113513	144	100	72	111	3	0,26	2,6	3,9	140	150	37	2,5	3003120, 3113120	-	-	-	-	-	-	-	-
95	140	48	3,5	3613, 113613	253	180	76	128	3	0,38	1,8	2,6	145	165	52	2,0	3003720, 3113720	-	-	-	-	-	-	-	-
100	125	31	2,5	3514, 113514	148	104	77	116	3	0,26	2,6	3,9	150	180	46	3,5	3520, 113520	275	212	117	162	3	0,27	2,6	3,9
105	150	51	3,5	3614, 113614	311	230	81	138	3	0,37	1,8	2,7	155	180	60,3	3,5	3003220, 3113220	-	-	-	-	-	-	-	-
													160	215	73	4,0	3620, 113620	520	410	125	195	3	0,36	1,8	2,7

$$P_r = VF_r + Y_1 F_o \quad \text{для } F_o / (VF_r) \leq e, \quad (e, Y_1 - \text{табл. 8.10.8});$$

$$P_r = 0,67 VF_r + Y F_o \quad \text{для } F_o / (VF_r) > e, \quad (e, Y - \text{табл. 8.10.8}).$$

8.10.10. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ УПОРНЫЕ ОДИНАРНЫЕ И ДВОЙНЫЕ ГОСТ 7872-89



Стандарт устанавливает следующие типы подшипников:
 8000Н - упорные шариковые одно-рядные;
 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.

Рис. 8.10.17. Габаритные и установочные размеры упорных шариковых подшипников

$D \leq 100$ мм $D_b = D + 0,5$ мм
 $D > 100$ мм $D_b = D + 1,0$ мм

Табл. 8.10.9. Основные размеры, мм и параметры подшипников (представлены только подшипники типов 8000Н и 38000Н)

d	Тип 8000Н							Обозначение подшипника	C кН	C ₀	Тип 38000Н			Обозначение подшипника	C кН	C ₀	Тип 28000			Обозначение подшипника	C кН	C ₀	Тип 18000			Обозначение подшипника	C кН	C ₀	Тип 8000Н			Обозначение подшипника	C кН	C ₀	Тип 38000Н																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																	
	D	d ₁	D ₁	H	d ₂	B	R				d _a	D _a	b _{min}				d	D	d ₁				D ₁	H	d ₂				B	R	d				D	d ₁	D ₁	H	d ₂	B	R	d	D	d ₁	D ₁	H	d ₂	B	R	d	D	d ₁	D ₁	H	d ₂	B	R																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
20	35	35	21	10	-	0,5		8104Н	15,0	22,4	29	25	2,0	45	65	65	47	14	-	1,0	8109Н	28,0	58,5	57	53	3,0	65	140	140	68	56	-	3,0	8413Н	224	390	104	100	-	75	100	100	67	47	55	10	1,5	8210Н	50,0	90,0	66	62	3,5	80	115	115	67	65	55	15	2,0	8310Н	88,0	146	75	71	6,0	85	140	140	68	101	50	23	3,0	8413Н	224	390	104	100	-	90	40	40	22	14	-	1,0	8204Н	22,4	32,0	32	28	3,5	55	73	73	47	20	-	1,5	8209Н	39,0	67,0	61	57	3,5	60	85	85	47	28	-	1,5	8309Н	75,0	118	67	63	6,0	70	100	100	47	39	-	2,0	8409Н	122	186	74	70	-	75	73	73	47	37	35	9	1,5	38209Н	39,0	67,0	45	56	3,5	80	85	85	47	52	35	12	1,5	38309Н	75,0	118	45	61	6,0	85	100	100	47	72	35	17	2,0	38409Н	122	186	45	67	-	90	78	78	52	22	-	1,5	8210Н	50,0	90,0	66	62	3,5	95	95	95	52	31	-	2,0	8310Н	88,0	146	75	71	6,0	100	110	110	52	43	-	2,5	8410Н	137	216	82	78	-	105	78	78	52	39	40	9	1,5	38210Н	50,0	90,0	50	61	3,5	110	95	95	52	58	40	14	2,0	38310Н	88,0	146	50	68	6,0	115	110	110	52	78	40	18	2,5	38410Н	137	216	50	74	-	120	78	78	57	16	-	1,0	8111Н	30,5	63,0	68	64	3,0	130	90	90	57	25	-	1,5	8211Н	61,0	114	74	70	6,0	140	105	105	57	35	-	2,0	8311Н	102	176	82	78	8,0	150	120	120	57	48	-	2,5	8411Н	166	265	89	85	-	160	90	90	57	45	45	10	1,5	38211Н	61,0	114	55	69	6,0	170	105	105	57	64	45	15	2,0	38311Н	102	176	55	75	8,0	180	120	120	57	87	45	20	2,5	38411Н	166	265	55	81	-	190	85	85	62	17	-	1,5	8112Н	41,5	95,0	74	70	4,0	200	95	95	62	26	-	1,5	8212Н	62,0	118	79	75	6,0	210	110	110	62	35	-	2,0	8312Н	102	176	87	83	8,0	220	130	130	62	51	-	2,5	8412Н	200	325	97	93	-	230	95	95	62	46	50	10	1,5	38212Н	62,0	118	60	74	6,0	240	110	110	62	64	50	15	2,0	38312Н	102	176	60	80	8,0	250	130	130	62	93	50	21	2,5	38412Н	200	325	60	88	-	260	90	90	67	18	-	1,5	8113Н	38,0	85,0	79	75	4,0	270	100	100	67	27	-	1,5	8213Н	64,0	125	84	80	6,0	280	115	115	67	36	-	2,0	8313Н	106	186	92	88	8,0	290

Продолжение табл. 8.10.9 на след. стр.

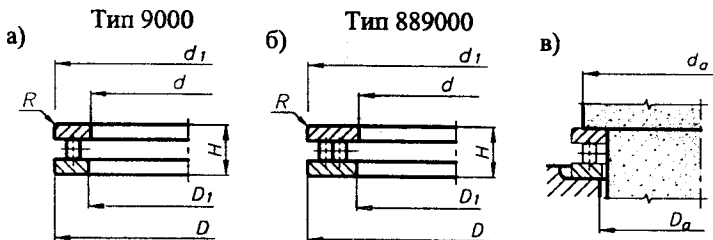
Продолжение табл. 8.10.9

d	D	d ₁	D ₁	H	d ₂	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C ₀	d _o	D _o	b min	d	D	d ₁	D ₁	H	d ₂	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C ₀	d _o	D _o	b min	d	D	d ₁	D ₁	H	d ₂	B	R	Обозначение подшипника	C кН	C ₀	d _o	D _o	b min
85	180	180	88	123	65	29	3,5	38417H	320	656	85	124		90	135	135	93	62	75	14	2,0	38218H	120	255	90	108		100	170	170	103	55		2,5	8320H	232	475	138	132		
90	120	120	92	22		1,5		8118H	45,5	118	108	102			155	155	93	88	75	19	2,5	38318H	196	390	90	116			210	205	103	85		4,0	8420H	400	915	158	152		
	135	135	93	35		2,0		8218H	120	255	115	109			190	190	93	135	70	30	3,0	38418H	325	695	90	131			150	150	103	67	85	15	2,0	38220H	122	270	100	120	
	155	155	93	50		2,5		8318H	196	390	125	119		100	135	135	102	25			1,5	8120H	61,0	160	120	114			170	170	103	97	85	21	2,5	8320H	232	475	100	128	
	190	187	93	77		3,5		8418H	325	695	143	137			150	150	103	38			2,0	8220H	122	270	128	122			210	210	103	150	80	33	4,0	38420H	400	915	100	145	

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упорного шарикового одинарного подшипника серии диаметров 2, серии высот 0 с $d = 30$ мм: Подшипник 8206H ГОСТ 7872-89
То же подшипника двойного: Подшипник 38206H ГОСТ 7872-89

8.10.11. ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ УПОРНЫЕ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ

ОДИНАРНЫЕ ГОСТ 23526-79



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

8.10.12. ОСЕВЫЕ ЛЮФТЫ В РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ [5]

Табл. 8.10.11. Допускаемые значения люфта, мк в радиально-упорных подшипниках *

Диаметр отверстия подшипника d, мм	Угол контакта						Расстояние между опорами вала L, мм ***
	$\beta = 12^\circ$		$\beta = 26^\circ$ $\beta = 36^\circ$		$\beta = 12^\circ$		
	Два подшипника в опоре **				Один подшипник в опоре ***		
	min	max	min	max	min	max	
Радиально-упорные шариковые подшипники							
< 30	20	40	10	20	30	50	< 8d
30...50	30	50	15	30	40	70	< 7d
50...80	40	70	20	40	50	100	< 6d
80...120	50	100	30	50	60	150	< 5d
Радиально-упорные роликовые подшипники							
	$\beta = 10...16^\circ$		$\beta = 25...29^\circ$		$\beta = 10...16^\circ$		
< 30	20	40	-	-	40	70	< 14d
30...50	40	70	20	40	50	100	< 12d
50...80	50	100	30	50	80	150	< 11d
80...120	80	150	40	70	120	200	< 10d

* Разность температур вала и стального (чугунного) корпуса не более 10...20°.
** Схема установки радиально-упорных подшипников:
- шариковых - см. рис. 8.2.3в,г,ж,з; рис. 8.3.8а,г;
- роликовых - см. рис. 8.2.3д,и; рис. 8.3.8б,в.
*** Схема установки радиально-упорных подшипников:
- шариковых - см. рис. 8.3.2б; рис. 8.3.3б;
- роликовых - см. рис. 8.3.2г; рис. 8.3.3а.

Рис. 8.10.18. Габаритные и установочные размеры упорных роликовых подшипников

Табл. 8.10.10. Основные размеры, мм и параметры подшипников

d	D	H	d ₁	D ₁	R	Обозначение подшипника	C кН	C ₀	d	D	H	d ₁	D ₁	R	Обозначение подшипника	C кН	C ₀
20	35	10	35	21	1,0	9104	20,4	54,0	60	95	26	95	62	1,5	9212	114	365
25	42	11	42	26	1,0	9105	26,5	73,5		110	30	110	62	2,0	9889312	142	264
30	47	11	47	32	1,0	9106	28,0	83,0	65	90	18	90	67	1,5	9113	68,0	245
	52	16	52	32	1,0	9206	46,5	122		100	27	100	67	1,5	9213	118	390
	60	18	60	32	1,5	9889306	-	-		115	30	115	67	2,0	9889313	148	285
35	52	12	52	37	1,0	9107	26,0	78,0	70	95	18	95	72	1,5	9114	71,0	265
	62	18	62	37	1,5	9207	51,0	143		105	27	105	72	1,5	9214	122	415
	68	20	68	37	1,5	9889307	-	-		125	34	125	72	2,0	9889314	194	350
40	60	13	60	42	1,0	9108	38,0	116	75	100	19	100	77	1,5	9115	75,0	285
	68	19	68	42	1,5	9208	76,5	220		110	27	110	77	1,5	9215	125	440
	78	22	78	42	1,5	9889308	64,5	107		135	36	135	77	2,5	9889315	213	405
45	65	14	65	47	1,0	9109	40,0	129	80	105	19	105	82	1,5	9116	76,5	300
	73	20	73	47	1,5	9209	83,0	255		115	28	115	82	1,5	9216	129	455
	85	24	85	47	1,5	9889309	64,5	128		140	36	140	82	2,5	9889316	212	405
50	70	14	70	52	1,0	9110	42,5	143	85	110	19	110	87	1,5	9117	76,5	310
	78	22	78	52	1,5	9210	88,0	285		125	31	125	88	1,5	9217	153	550
	95	27	95	52	2,0	9889310	116	194		150	39	150	88	2,5	9889317	262	550
55	78	16	78	57	1,0	9111	52,0	193	90	120	22	120	92	1,5	9118	104	415
	90	25	90	57	1,5	9211	122	390		135	35	135	93	2,0	9218	190	670
	105	30	105	57	2,0	9889311	136	246		155	39	155	93	2,5	9889318	255	485
60	85	17	85	62	1,5	9112	67,0	232	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

9. УПЛОТНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

9.1. УПЛОТНЕНИЯ КОНТАКТНЫЕ

9.1.1. МАНЖЕТЫ РЕЗИНОВЫЕ АРМИРОВАННЫЕ ГОСТ 8752-79 ($v_{вал} \leq 20$ м/с)

Манжеты изготавливаются 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 изготавливаются двух типов:

1 - с механически обработанной кромкой;

2 - с формованной кромкой (подлежат согласованию).

Манжеты ряда 1 предназначены для предпочтительного применения во всех отраслях машиностроения. Манжеты ряда 2 допускается применять в дополнение к ряду 1 для автомобильной промышленности.

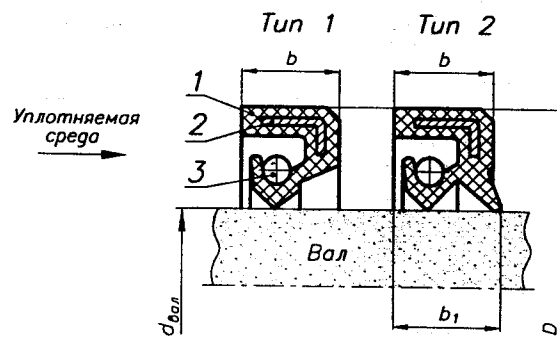


Рис. 9.1.1. Типы и конструкция резиновых манжет:
1 - резина; 2 - каркас; 3 - пружина

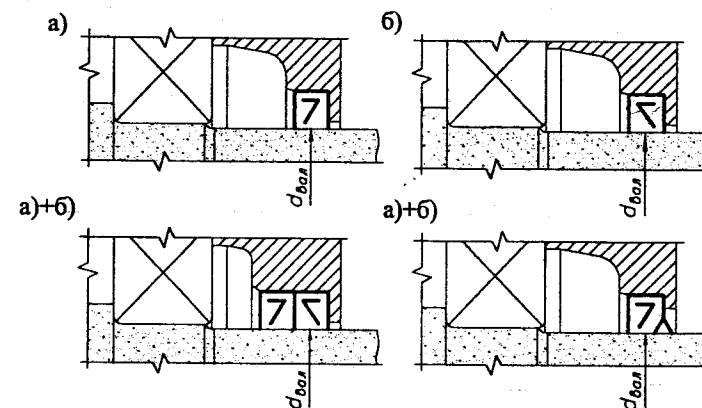


Рис. 9.1.2. Установка манжет для предотвращения:
а) вытекания смазки; б) проникновения в корпус загрязнений и пыли

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ манжеты типа 1, исполнения 1, для вала $d = 20$ мм, с наружным диаметром $D = 40$ мм, из резины группы 1: Манжета 1.1-20x40-1 ГОСТ 8752-79

Табл. 9.1.1. Основные размеры манжет, мм

ГОСТ 8752-79																			
$d_{вал}$	D		b	b_1	$d_{вал}$	D		b	b_1	$d_{вал}$	D		b	b_1	$d_{вал}$	D		b	b_1
	1 ряд	2 ряд				1 ряд	2 ряд				1 ряд	2 ряд				1 ряд	2 ряд		
10	26	22, 25	7	10	26		38	7	10	45	65	70	10	14	95		130	12	16
11	26	25	7	10	28	45		10	14	48	70		10	14	100	125		12	16
12	28	26, 30	7	10	30	50	45	10	14	50	70	80	10	14	105	130		12	16
13	28	26	7	10	32	52	45	7	10	52	75	80	10	14	110	135		12	16
14	28	30	7	10	32	52	50	10	14	55	80	75, 82	10	14	115	145	140	12	16
15	30, 32	35	7	10	34	52	44, 45	7	10	56	80		10	14	120	145, 150		12	16
16	30, 35	36, 40	7	10	34	52		10	14	58	80	82	10	14	125	155	150	12	16
17	32	30, 35	7	10	35	52	50	7	10	60	85	80, 82	10	14	130	160	155	15	20
18	35	32	7	10	35	58	48, 50	7	10	62		80, 90	10	14	135		160, 165	15	20
19	35	35	7	10	36	58	52, 55	10	14	63	90		10	14	140	170		15	20
20	35	34	7	10	36	58	48	7	10	65	90		10	14	145		175	15	20
21	40	42	10	14	38	58		10	14	70	95	92	10	14	150	180		15	20
22	40	10	14	38	52	58		7	10	71	95		10	14	155		185	15	20
		35, 36	7	10	38	58	56, 60	10	14	75	100	95, 102	10	14	160	190		15	20
	40	10	14	40	52	58	52, 55	7	10	80		105	10	14	165		195	15	20
23		35	7	10	40	60, 62	58	10	14	82	105	110	10	14	170	200		15	20
24	40	7	10	42	58	58		7	10	85		115	10	14	175		205	15	20
		46	10	14	42	62	75	10	14	85	110	115, 120	12	16	180	220		15	20
25		38	7	10	44	62	65	10	14	90	120	112, 115	12	16	190	230		15	20
	42	10	14	45	62	60	7	10	45	92	120		12	16	200	240		15	20

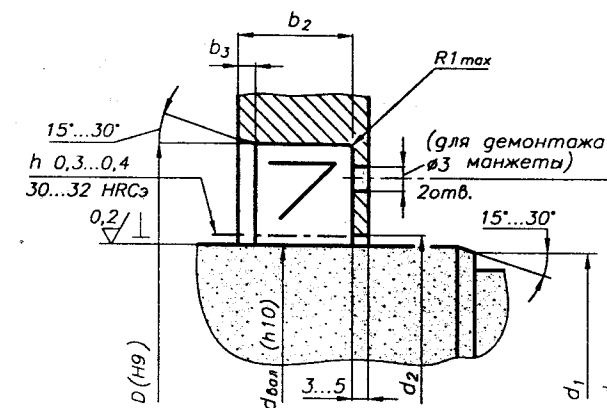


Рис. 9.1.3. Место установки манжеты

- РАЗМЕРЫ МЕСТ УСТАНОВКИ МАНЖЕТЫ (рис. 9.1.3, табл. 9.1.1 и табл. 9.1.2).
- ПОЛЯ ДОПУСКОВ (рис. 9.1.3).
диаметр вала - $d_{вал} (h10)$,
отверстие под наружный диаметр манжеты - $D (H9)$.

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

(рис. 9.1.4 и табл. 9.1.3).

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

ПОВЕРХНОСТЕЙ

(рис. 9.1.5 и табл. 9.1.4).

5. ТВЕРДОСТЬ ВАЛА В МЕСТЕ УСТАНОВКИ МАНЖЕТЫ

(рис. 9.1.3 и табл. 9.1.5).

6. ВЫБОР ГРУППЫ РЕЗИНЫ

(рис. 9.1.6 и табл. 9.1.6).

7. РЕСУРС РАБОТЫ МАНЖЕТ

(табл. 9.1.7).

8. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО МОНТАЖУ МАНЖЕТ

(табл. 9.1.8).

Табл. 9.1.2. Размеры мест установки манжеты, мм

$d_{\text{вал}}$	d_1	d_2 для манжет		при ширине манжеты b			
		типа 1	типа 2				
до 10	$d_{\text{вал}} - 1,5$	$d_{\text{вал}} + 1,0$					
Св. 10 до 20	$d_{\text{вал}} - 2,0$	$d_{\text{вал}} + 1,0$					
Св. 20 до 30	$d_{\text{вал}} - 2,5$	$d_{\text{вал}} + 1,0$	$b = 7$	$d_{\text{вал}} + 9,0$			
Св. 30 до 40	$d_{\text{вал}} - 3,0$	$d_{\text{вал}} + 1,0$	$b = 10$	$d_{\text{вал}} + 11,5$			
Св. 40 до 50	$d_{\text{вал}} - 3,5$	$d_{\text{вал}} + 1,0$	$b = 12$	$d_{\text{вал}} + 12,0$			
Св. 50 до 70	$d_{\text{вал}} - 4,0$	$d_{\text{вал}} + 1,5$	$b = 15$	$d_{\text{вал}} + 15,0$			
Св. 70 до 95	$d_{\text{вал}} - 4,5$	$d_{\text{вал}} + 1,5$					
Св. 95 до 130	$d_{\text{вал}} - 5,5$	$d_{\text{вал}} + 2,0$					
Св. 130 до 240	$d_{\text{вал}} - 7,0$	$d_{\text{вал}} + 2,0$					
$d_3 = D - 3,0$							
b	5,0	7,0	10	12	15	18	22
b_2	6,5	8,5	12	14,5	18,5	22	25,5
b_3	1,0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5

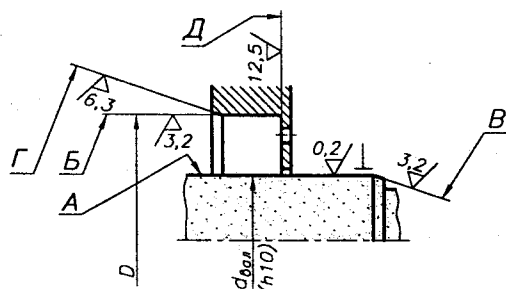


Рис. 9.1.4. Шероховатость поверхностей установки манжеты

Табл. 9.1.3. Шероховатость поверхностей установки манжеты R_a , мкм

	Вал	Отверстие
1. Шероховатость поверхностей А и Б при скорости вала $v_{\text{вал}}$ до 5 м/с	0,40...0,80	1,6...3,2
до 5 м/с	0,20...0,40	
2. Шероховатость фасок (поверхности В и Г)	3,2	6,3
3. Шероховатость поверхности Д	—	12,5

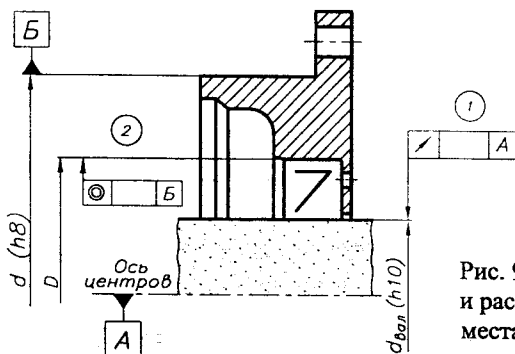


Рис. 9.1.5. Допуски формы и расположения поверхностей места установки манжеты

Табл. 9.1.4. Допуски формы и расположения поверхностей установки манжеты

- Предельное радиальное биение поверхности вала, контактирующей с манжетой, мм, при частоте вращения вала
 - $n_{\text{вал}}$ до 1000 мин⁻¹ — 0,18 мм
 - $n_{\text{вал}}$ св. 1000 до 2000 мин⁻¹ — 0,15 мм
 - $n_{\text{вал}}$ св. 2000 до 3000 мин⁻¹ — 0,12 мм
 - $n_{\text{вал}}$ св. 3000 до 4000 мин⁻¹ — 0,10 мм
- Допуск соосности посадочной поверхности под манжету и центрирующей поверхности крышки — не более IT 8.

Табл. 9.1.5. Твердость вала в месте установки манжеты

Твердость поверхности трения, не менее, при окружной скорости вала $v_{\text{вал}}$ до 4 м/с — HRCэ 30
свыше 4 м/с — HRCэ 50

Табл. 9.1.6. Данные для выбора группы резины в зависимости от условий работы

Группа резины	Тип эластомера	Шифр резины	Нижний температурный предел, °С	Температура уплотняемой среды, °С								
				Минеральные масла								
				Моторные	Трансмиссионные (кроме гипойдных)	Гипойдные	Солгровые	Смазки на основе минеральных масел	Дизельные топлива	Вода	Тормозная жидкость	
1	Бутадиен-нитрильный каучук	7-ИРП-1068-3с, 7-ИРП-1068-24, 51-1455	- 45									
2		7-4004-112, 7-4004-4М	- 30	+ 100	+ 100	+ 80	+ 90	+ 90	С	С	—	
3		7-В-14-1, 51-1662-2	- 60						—	—	—	
4	Фторкаучук	ИРП-1314-1, ИРП-1314-1с	- 45	+ 150	+ 150	+ 150	+ 150	+ 100	+ 150	—	С	
5	СКФ-32 СКФ-26	ИРП-1316, ИРП-1287, 51-1435	- 20	+ 170	+ 170		С	С	—	—	С	
6	Силиконовый каучук	ИРП-1401	- 55	+ 150	+ 130	+ 130	С	С	С	С	С	

Примечания:

- Обозначение "С" означает, что пригодность резины для уплотнения данной группы сред определяется по согласованию потребителя с изготовителем.
- Знак "—" означает, что эластомер не применим для уплотнений в указанной группе сред.

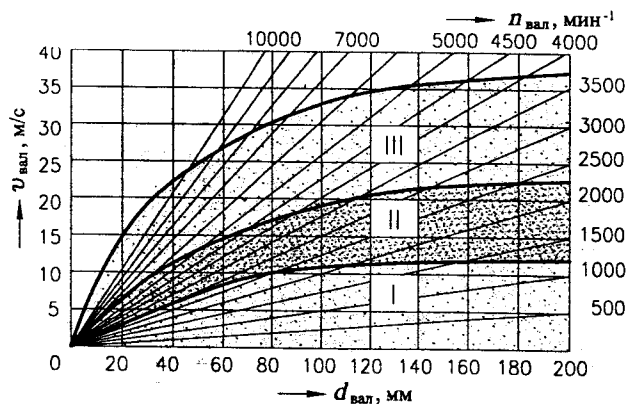


Рис. 9.1.6. Диаграмма выбора группы резины = f(v_{вал}):
I - резины 1-3 групп; II - резины 4-й группы;
III - резины 5 и 6 групп

Табл. 9.1.7. Ресурс работы манжет

95%-ный ресурс работы манжет должен быть:
не менее 3000 час - для манжет из резин групп 1...3, установленных на тракторах, двигателях и судовых механизмах;
12000 км пробега - для манжет из резин групп 1...3, установленных на автомобилях;
не менее 10000 час - для манжет из резин групп 4...5, установленных на тракторах, двигателях и судовых механизмах;
175000 км пробега - для манжет из резин групп 4...5, установленных на автомобилях;
150000 км пробега - для манжет из резин группы 6, установленных на автомобилях.

Табл. 9.1.8. Рекомендации по монтажу и эксплуатации манжет

1. Запрессовывать манжету в посадочное отверстие следует с помощью специальной оправки равномерным нажатием по всей торцевой поверхности (рис. 9.1.7)
2. Если манжета при запрессовке должна перемещаться через шлицы, пазы, резьбу и т.д. или не представляется возможным выполнить на валу заходную фаску (рис. 9.1.3, 9.1.8), рекомендуется применять монтажную втулку (рис. 9.1.9). Наружный диаметр монтажной втулки должен быть на 1,5...2 мм больше диаметра вала. При этом толщина стенки втулки не должна быть меньше 0,5 мм.
3. При перепаде давления 0,05 МПа и более, а также при установке манжеты на вал рабочей кромкой в сторону направления монтажа для предотвращения подвертывания эластичного элемента допускается применять опорный конус (рис. 9.1.10). Последний может быть выполнен в корпусе или в виде отдельной детали, изготовленной из любых металлов.
4. При установке манжет в глухое гнездо рекомендуется пре-

Продолжение табл. 9.1.8

дусмотреть в крышке или корпусе демонтажные отверстия (рис. 9.1.3, 9.1.7...9.1.9).

5. Для исключения осевого перемещения манжеты от вибрационных нагрузок допускается установка в посадочном отверстии пружинного кольца (п. 8.7.3 и рис. 9.1.11) либо выполнение кольцевой проточки в виде треугольника с острием в сторону запрессовки манжеты (рис. 9.1.12).

6. Для обеспечения оптимальной микрогеометрии поверхности вала, контактирующей с манжетой, предпочтительным является шлифование с попеременной подачей (рис. 9.1.4).

9.1.2. УПЛОТНЕНИЯ ВОЙЛОЧНЫЕ

Внимание! При новом проектировании желательно не применять (v_{вал} ≤ 5 м/с)

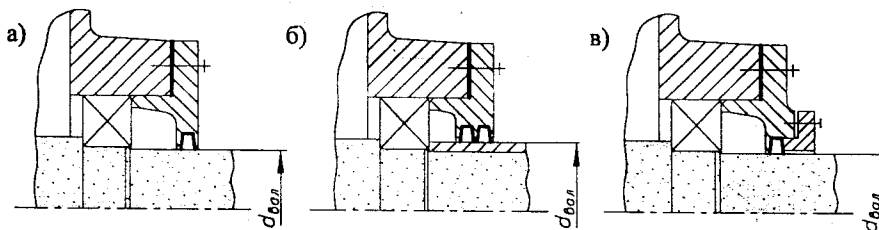


Рис. 9.1.13. Установка уплотнения

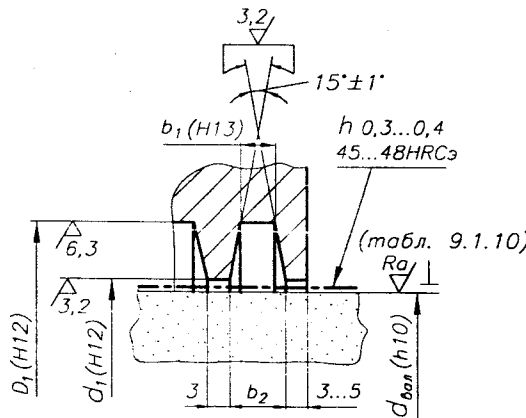


Рис. 9.1.15. Размеры канавок

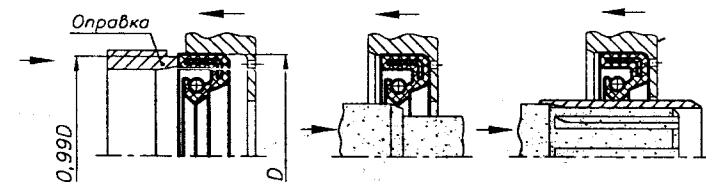


Рис. 9.1.7

Рис. 9.1.8

Рис. 9.1.9

h=0,5 мм для D ≤ 150 мм,
h=0,7 мм для D > 150 мм.

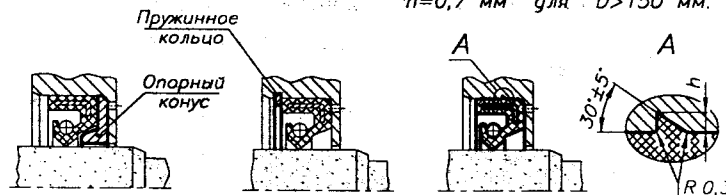


Рис. 9.1.10

Рис. 9.1.11

Рис. 9.1.12

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ войлочного кольца для вала d = 30 мм: Кольцо войлочное 30

Табл. 9.1.10. Зависимость

R_a = f(v_{вал})

v _{вал} , м/с	R _a , МКМ
≤ 4	≤ 1,6
≤ 6	≤ 0,8

Рис. 9.1.14. Размеры войлочных колец

Табл. 9.1.9. Размеры войлочных колец и канавок для них, мм

d _{вал}	Кольцо			Канавка				d _{вал}	Кольцо			Канавка			
	d	b	D	d ₁	D ₁	b ₁	b ₂		d	b	D	d ₁	D ₁	b ₁	b ₂
17	16	3,5	27	18	28	3	4,3	48	47	5,0	60	49	61	4	5,5
18	17	3,5	28	19	29	3	4,3	50	49	6,0	66	51	67	5	7,1
20	19	3,5	30	21	31	3	4,3	52	51	6,0	68	53	69	5	7,1
22	21	3,5	32	23	33	3	4,3	55	54	6,0	71	56	72	5	7,1
25	24	5,0	37	26	38	4	5,5	58	57	6,0	74	59	75	5	7,1
28	27	5,0	40	29	41	4	5,5	60	59	6,0	76	61	77	5	7,1
30	29	5,0	42	31	43	4	5,5	65	64	6,0	81	66	82	5	7,1
32	31	5,0	44	33	45	4	5,5	70	69	7,0	88	71	89	6	8,3
35	34	5,0	47	36	48	4	5,5	75	74	7,0	93	76	94	6	8,3
36	35	5,0	48	37	49	4	5,5	80	79	7,0	98	81	99	6	8,3
38	37	5,0	50	39	51	4	5,5	85	84	7,0	103	86	104	6	8,3
40	39	5,0	52	41	53	4	5,5	90	89	8,5	110	91	111	7	9,6
42	41	5,0	54	43	55	4	5,5	95	94	8,5	115	96	116	7	9,6
45	44	5,0	57	46	58	4	5,5	100	99	9,5	124	101	125	8	11,1

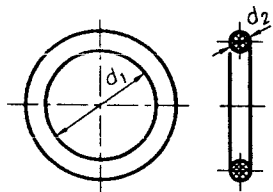


Рис. 9.1.16. Кольцо резиновое уплотнительное

Табл. 9.1.10. Размеры и их отклонения для колец, мм

d_2	... 2,5		3,0 3,6 4,6		5,8 7,5		8,5			
	$\pm 0,1$		$+0,2$ $-0,1$		$+0,3$ $-0,15$		$+0,3$ $-0,2$			
Откл.	< 25	< 30	< 38	< 45	< 51	< 57	< 64	< 71	< 78	< 84
d_1	< 90	< 99	< 105	< 110	< 118	< 122	< 130	< 145	< 155	...
	-1,4	-1,5	-1,6	-1,7	-1,8	-1,9	-2,0	-2,2	-2,4	

Отклонения диаметра d_1 представлено для диаметров внутренней уплотняемой поверхности d .

Обозначение типоразмера кольца строится по следующей схеме: ааа-ббб-вв

ааа - (d) диаметр внутренней уплотняемой поверхности (шток), мм;

ббб - (D) диаметр наружной уплотняемой поверхности (цилиндр), мм;

вв - (d_2) диаметр сечения кольца, мм, умноженный на 10.

Например кольцо 040-048-46 предназначено для уплотнения поверхностей $d = 40$ мм; $D = 48$ мм. Диаметр кольца $d_2 = 4,6$ мм. Диаметр кольца d_1 - в соответствии с табл. 9.1.12.

1. УПЛОТНЕНИЯ РАДИАЛЬНЫЕ

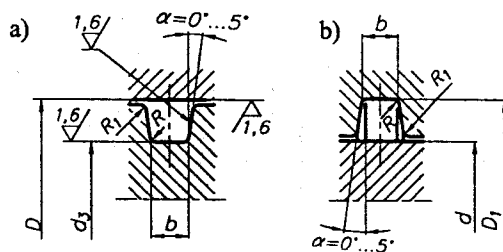


Рис. 9.1.17. Канавки радиальных уплотнений при уплотнении:
а) наружным диаметром кольца;
б) внутренним диаметром кольца

9.1.3. КОЛЬЦА РЕЗИНОВЫЕ УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ ГОСТ 9833-73

Табл. 9.1.11. Размеры канавок радиальных уплотнений, мм

d_2	D	d	d_3	D_1	b	R	R_1
2,5	8...155	$D-4$	$D+0,3$	$D-0,3$	3,6	0,4	0,2
3,0	15...155	$D-5$	$D+0,3$	$D-0,3$	4,0	0,4	0,2
3,6	20...255	$D-6$	$D+0,4$	$D-0,4$	4,7	0,6	0,2
4,6	36...260	$D-8$	$D+0,6$	$D-0,6$	5,6	0,6	0,2
5,8	60...510	$D-10$	$D+0,8$	$D-0,8$	7,0	0,6	0,2
7,5	95...145	$D-13$	$D+1,0$	$D-1,0$	9,0	0,6	0,2
8,5	150...515	$D-15$	$D+1,4$	$D-1,4$	10,3	0,6	0,2

D, d - уплотняемые диаметры.

2. УПЛОТНЕНИЯ ТОРЦЕВЫЕ

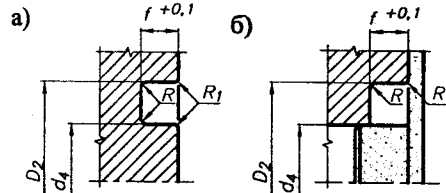


Рис. 9.1.18. Канавки торцевых уплотнений

3. УПЛОТНЕНИЯ НА ФАСКЕ

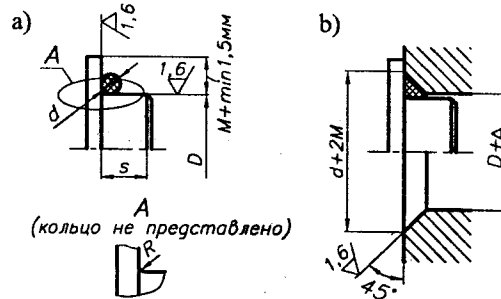


Рис. 9.1.19. Размеры уплотнений на фаске

4. УПЛОТНЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Рис. 9.1.20. Размеры уплотнений резьбовых соединений

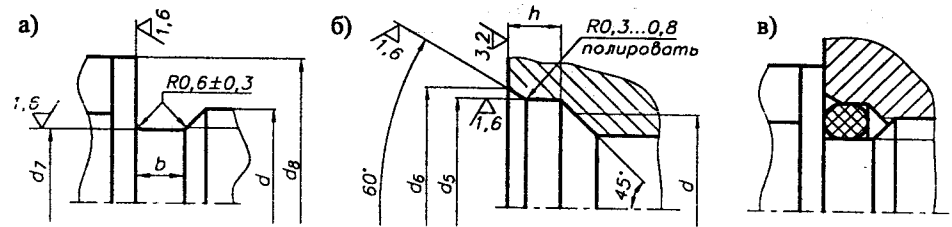


Табл. 9.1.12. Значения внутренних диаметров колец d_1 , диаметров наружной уплотняемой поверхности D для различных d_2 , мм

d_1	Значения D для d_2					d_1	Значения D для d_2					
	2,5	3,0	3,6	4,6	5,8		2,5	3,0	3,6	4,6	5,8	7,5
...						54,0	59	60	61	63	65	-
15,6	20	21	22	-	-	55,0	60	61	62	-	66	-
16,6	21	22	23	-	-	56,0	-	-	63	65	-	-
17,5	22	23	24	-	-	57,0	62	63	64	66	-	-
18,5	23	24	25	-	-	58,0	-	-	65	-	-	-
19,5	24	25	26	-	-	59,0	64	65	66	68	70	-
20,5	25	-	27	-	-	60,0	65	-	-	-	71	-
21,5	26	27	28	-	-	61,0	66	-	68	70	73	-
22,5	27	28	29	-	-	62,0	-	68	69	71	-	-
23,5	28	29	30	-	-	62,5	68	-	70	72	-	-
24,5	29	30	31	-	-	63,5	70	70	71	73	75	-
25,5	30	-	32	-	-	64,5	-	71	72	-	-	-
26,5	31	32	33	-	-	65,5	-	-	-	75	-	-
27,5	32	33	34	36	-	66,5	72	-	74	76	-	-
28,5	33	-	35	-	-	67,5	-	-	75	-	-	-
29,5	34	35	36	38	-	68,5	75	75	76	78	80	-
31,0	36	37	38	40	-	69,5	-	76	77	-	-	-
32,0	-	38	-	-	-	70,0	-	-	-	-	81	-
33,0	38	-	40	42	-	70,5	78	-	78	80	-	-
34,0	-	40	41	43	-	72,5	-	-	80	82	-	-
35,0	40	41	42	44	-	73,5	80	80	81	83	85	-
36,0	41	42	-	45	-	74,5	-	-	82	-	-	-
37,0	42	-	44	46	-	75,5	-	-	-	85	-	-
38,0	-	-	45	-	-	76,5	82	-	84	86	88	-
39,0	44	45	46	48	-	77,5	-	-	85	-	-	-
40,0	45	-	-	-	-	78,5	85	85	86	88	90	-
41,0	46	48	48	50	-	79,5	-	-	-	-	95	-
42,0	47	-	-	-	-	80,5	88	-	88	90	-	-
43,0	48	-	50	52	-	82,5	-	-	90	92	-	-
44,0	49	50	51	53	-	83,5	90	90	91	-	95	-
45,0	50	-	52	-	-	84,5	-	-	92	-	-	-
46,0	-	-	-	55	-	85,5	-	-	-	95	-	-
47,0	52	-	54	56	-	86,5	92	-	94	-	-	-
48,0	-	-	55	-	-	87,5	-	-	95	-	-	102
49,0	54	55	56	58	60	88,5	95	95	96	98	100	-
50,0	55	56	-	-	-	89,5	-	-	-	-	-	105
51,0	56	-	58	60	-	90,5	98	-	98	100	-	-
52,0	-	-	-	-	63	92,0	-	-	100	102	-	108
53,0	58	-	60	62	-	93,0	100	100	101	-	105	-

9.2. УПЛОТНЕНИЯ БЕСКОНТАКТНЫЕ

1. УПЛОТНЕНИЯ ЩЕЛЕВЫЕ

($v_{вал} \leq 5$ м/с) (табл. 9.2.1)

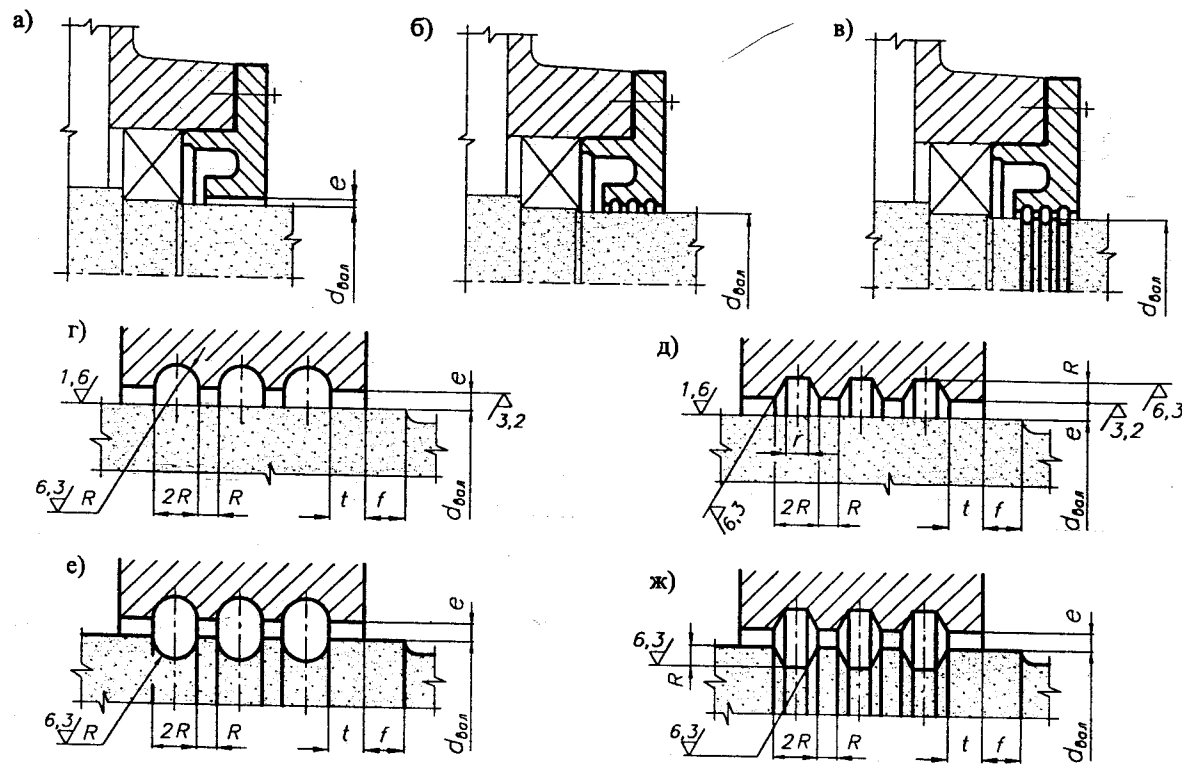


Рис. 9.2.1. Уплотнения щелевые

Табл. 9.2.1. Рекомендуемые размеры щелей, мм

$d_{вал}$	$10 \leq d_{вал} < 50$	$50 \leq d_{вал} < 85$	$85 \leq d_{вал} < 100$
e	0,2	0,3	0,4
R, f	1,5	2,0	2,0
t	5	5	2
мин число щелей	3	4	5

2. УПЛОТНЕНИЯ ЛАБИРИНТНЫЕ

(табл. 9.2.2)

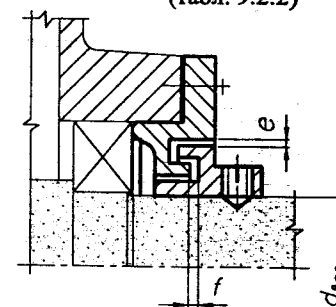


Рис. 9.2.2

Табл. 9.2.2. Зазор в лабиринтах, мм

$d_{вал}$	10...48	50...84	85...110
e	0,2	0,3	0,4
$f = 5e$			

3. УПЛОТНЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫЕ

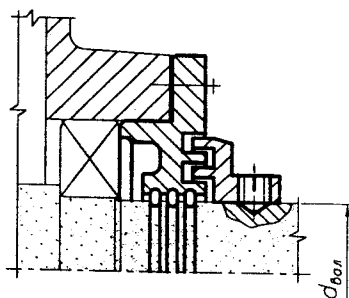


Рис. 9.2.3

4. УПЛОТНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ($v_{вал} \geq 7$ м/с)

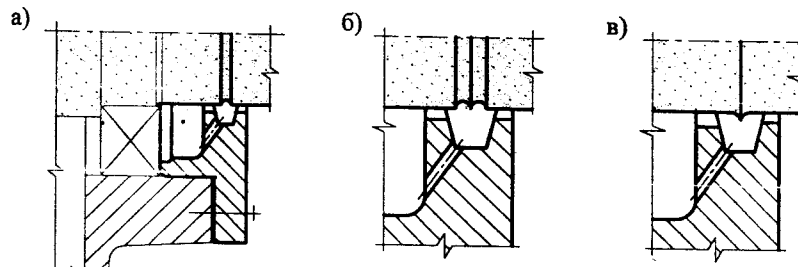


Рис. 9.2.4

5. КОЛЬЦА МАЗЕУДЕРЖИВАЮЩИЕ

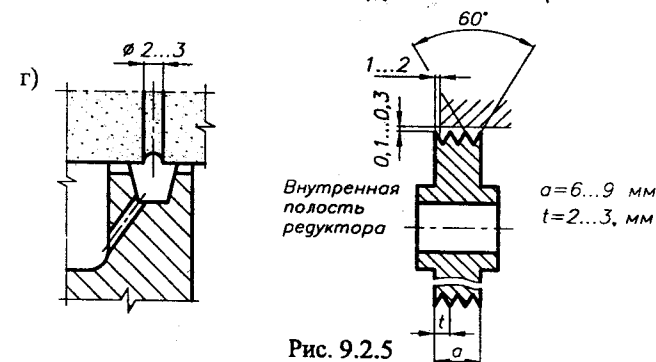


Рис. 9.2.5

10. ЭЛЕМЕНТЫ СОЕДИНЕНИЙ "ВАЛ-СТУПИЦА"

10.1. СОЕДИНЕНИЯ ШПОНОЧНЫЕ

10.1.1. СОЕДИНЕНИЯ СЕГМЕНТНЫМИ ШПОНКАМИ ГОСТ 24071-80

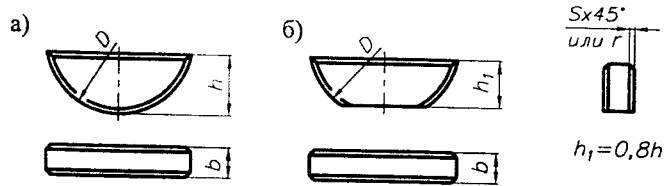


Рис. 10.1.1. Размеры и исполнения сегментных шпонок: а) исполнение 1; б) исполнение 2

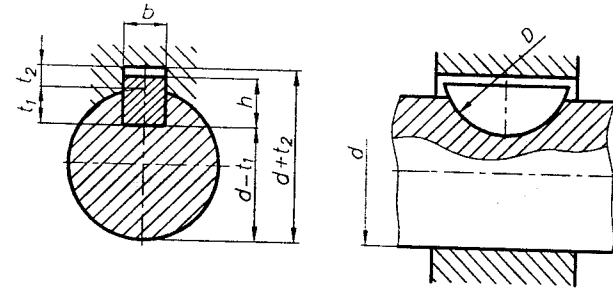


Рис. 10.1.2. Соединение "вал-ступица" сегментной шпонкой

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:

- а) шпонки сегментной исполнения 1 сечением $b \times h = 5 \times 6,5$ мм:
Шпонка 5x6,5 ГОСТ 24071-80
- б) То же, исполнения 2 сечением $b \times h_1 = 5 \times 5,2$ мм:
Шпонка 2-5x5,2 ГОСТ 24071-80

Материал - сталь чистотянутая для сегментных шпонок по ГОСТ 8787-68.
Возможна замена на другую сталь с $\sigma_B \geq 590$ МПа.
В случае нарезания на валу нескольких шпоночных пазов рекомендуется разместить их в одной плоскости.

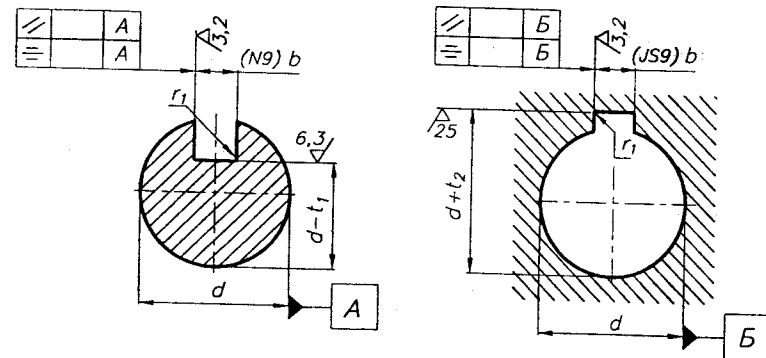


Рис. 10.1.3. Выполнение шпоночного паза: а) на валу; б) во втулке

Табл. 10.1.1. Размеры сегментных шпонок и сечений пазов, их предельные отклонения, мм

Вал		Шпонка		Шпоночный паз							
d		b x h x D	Радиус закругления r или фаска s x 45° min max	Ширина			Глубина		Радиус закругления r1 или фаска s1 x 45° min max		
Св.	до	b (h9) h (h11) D (h12)		b	Соединение нормальное		Соединение плотное	Вал t1	Втулка t2	Вал (N9)	Втулка (JS9)
					Вал (N9)	Втулка (JS9)					
5	6	2,0x2,6x7,0	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	2,0x3,7x10		2,5				2,9 +0,1 0	1,0		
7	8	2,5x3,7x10		3				2,7	1,2		
8	10	3,0x5,0x13		3,8				3,8	1,4		
10	12	3,0x6,5x13		4	0 -0,030	±0,015	-0,012 -0,042	5,3	1,4	0,16 0,25	
12	14	4,0x6,5x16	0,25 0,40	4				5,0	1,8		
14	16	4,0x7,5x19		5				6,0 +0,2 0	1,8 +0,1 0		
16	18	5,0x6,5x16		5				4,5	2,3		
18	20	5,0x7,5x19		6				5,5	2,3		
20	22	5,0x9,0x22		6				7,0	2,3		
22	25	6,0x9,0x22		8	6,5	2,8					
25	28	6,0x10x25		10	7,5 +0,3 0	2,8					
28	32	8,0x11x28	0,40 0,60	8	0	±0,018	-0,015 -0,051	8,0	3,3 +0,2 0	0,25 0,40	
32	38	10x13x32		10	-0,036			-0,051	10		

- РАЗМЕРЫ ШПОНОК (рис. 10.1.1, 10.1.2 и табл. 10.1.1).
- ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (рис. 10.1.3 и табл. 10.1.1).
- ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.1.3).
- ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.1.3).
 - Параллельность шпоночного паза к оси вала (втулки) - 0,5 ITn его ширины.
 - Симметричность шпоночного паза - 2,0 ITn его ширины.

10.1.2. СОЕДИНЕНИЯ ПРИЗМАТИЧЕСКИМИ ШПОНКАМИ ГОСТ 23360-78

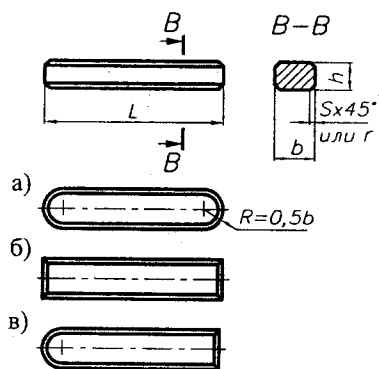


Рис. 10.1.4. Размеры и исполнения шпонок:
 а) исполнение 1;
 б) исполнение 2;
 в) исполнение 3

1. РАЗМЕРЫ ШПОНОК (рис. 10.1.4, 10.1.5 и табл. 10.1.2).
2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (рис. 10.1.6 и табл. 10.1.2).
3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.1.6).
4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.1.6).
 - 4.1. Параллельность \parallel шпоночного паза к оси вала (втулки) - $0,5 IT_n$ его ширины.
 - 4.2. Симметричность \equiv шпоночного паза $2,0 IT_n$ его ширины.
5. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:

- а) шпонки призматической исполнения 1 с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $L = 100$ мм:
 Шпонка 18x11x100 ГОСТ 23360-78
- б) То же, исполнения 2:
 Шпонка 2-18x11x100 ГОСТ 23360-78

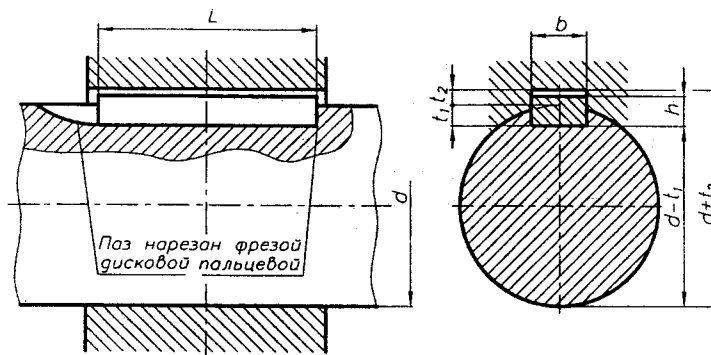


Рис. 10.1.5. Соединение "вал-ступица" призматической шпонкой

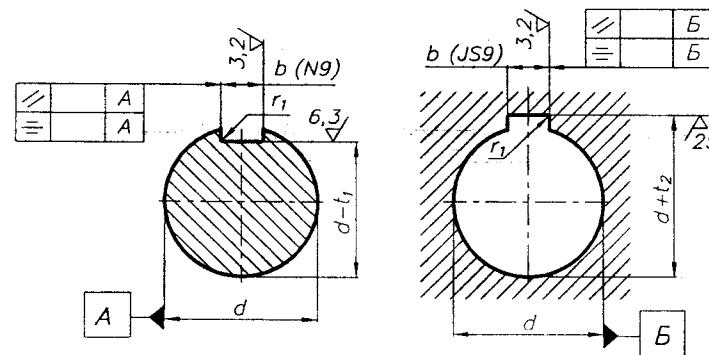


Рис. 10.1.6. Выполнение шпоночного паза:
 а) на валу; б) во втулке

Табл. 10.1.3. Длины L и материал шпонок

L мм	6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500
МАТЕРИАЛ - сталь чистотянутая для шпонок по ГОСТ 8787-68. Возможна замена на другую сталь с $\sigma_B \geq 590$ МПа.	

В случае нарезания на валу нескольких шпоночных пазов рекомендуется размещать 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.

Табл. 10.1.2. Размеры призматических шпонок и сечений пазов, их предельные отклонения, мм

Вал		Шпонка			Шпоночный паз											
d	Св. до	b (h9)	h (h9) (h11)	L (h14)	Радиус закругления r или фаска s x 45°		Ширина				Глубина		Радиус закругления r1 или фаска s1 x 45°			
					min	max	Соединение свободное		Соединение нормальное		Соединение плотное		Вал t1	Втулка t2	min	max
							Вал (H9)	Втулка (D10)	Вал (N9)	Втулка (JS9)	Вал и втулка (P9)					
6	8	2	2	6:20	0,16	0,25	2	+0,025	+0,060	-0,004	±0,012	-0,006	1,2	1,0	0,08	0,16
8	10	3	3	6:36			3	0	+0,020	-0,029	-0,031	1,8	1,4			
10	12	4	4	8:45			4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	1,8		
12	17	5	5	10:56	0,25	0,40	5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3,0	2,3	0,16	0,25
17	22	6	6	14:70			6	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3,5	2,8		
22	30	8	7	18:90			8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4,0	3,3		
30	38	10	8	22:110	10	0	+0,040	-0,036	-0,051	-0,051	5,0	3,3				
38	44	12	8	28:140	12	0	+0,043	0	±0,021	-0,018	5,0	3,3	0,25	0,40		
44	50	14	9	36:160	14	+0,043	+0,120	0	±0,021	-0,018	5,5	3,8				
50	58	16	10	45:180	16	0	+0,050	-0,043	-0,061	-0,061	6,0	4,3			0,4	0,6
58	65	18	11	50:200	18	0	+0,052	0	±0,026	-0,022	7,0	4,4				
65	75	20	12	56:220	20	0	+0,052	0	±0,026	-0,022	7,5	4,9	0,4	0,6		
75	85	22	14	63:250	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9,0	5,4				
85	95	25	14	70:280	25	0	+0,065	-0,052	-0,074	-0,074	9,0	5,4			0,4	0,6
95	110	28	16	80:320	28	0	+0,065	-0,052	-0,074	-0,074	10	6,4				
110	130	32	18	90:360	32	0	+0,062	0	±0,031	-0,026	11	7,4	0,7	1,0		
130	150	36	20	100:400	36	0	+0,062	0	±0,031	-0,026	12	8,4				
150	170	40	22	100:400	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	13	9,4			1,2	1,6
170	200	45	25	110:450	45	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	15	10,4				
200	230	50	28	125:500	50	0	+0,074	0	±0,037	-0,032	17	11,4	1,2	1,6		
230	260	56	32	140:500	56	0	+0,074	0	±0,037	-0,032	20	12,4				
260	290	63	32	160:500	63	0	+0,100	-0,074	±0,037	-0,106	20	12,4	1,2	1,6		

5. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ

1. Крутящий момент T , Н·м.
2. Диаметр вала $d_{вал}$, мм.
3. Длина ступицы $L_{ст}$, мм.
4. Условия работы (k_A).

Диаметр вала определяет размеры поперечного сечения шпонки b и h (табл. 10.1.2).

Длина шпонки l определяется длиной ступицы $l \leq L_{ст}$ (первый меньший размер) и выбирается из табл. 10.1.3.

Напряжения смятия, МПа
$$\sigma_{см} = \frac{4k_A T 10^3}{h l d} \leq [\sigma_{см}].$$

Напряжения среза, МПа
$$\tau = \frac{2k_A T 10^3}{b l d} \leq [\tau],$$
 где k_A (табл. 4.2.9).

Размеры шпонок выбраны таким образом, что определяющими напряжениями являются напряжения смятия.

Для неподвижных соединений:

- при переходных посадках $[\sigma_{см}] = (80...150)$ МПа;
- при прессовых посадках $[\sigma_{см}] = (110...200)$ МПа.

Меньшие из указанных допускаемых напряжений принимаются при выполнении ступиц из чугуна, а также при резких изменениях нагрузки.

Для подвижных соединений (перемещение ступицы по валу) $[\sigma_{см}] = (20...30)$ МПа.

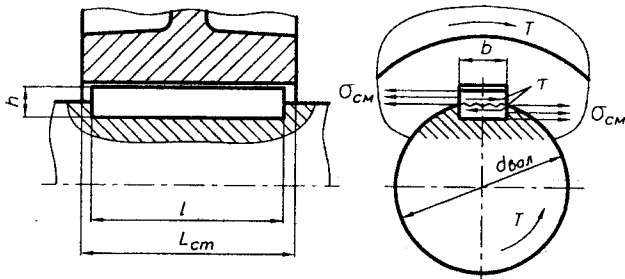


Рис. 10.1.7. Схема для расчета шпонки

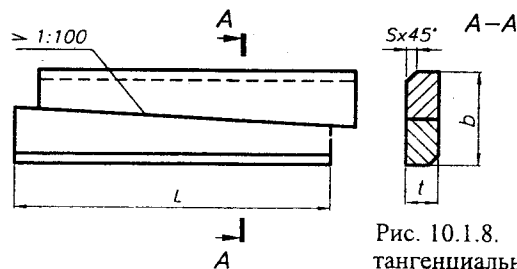


Рис. 10.1.8. Размеры тангенциальных шпонок

10.1.3. СОЕДИНЕНИЯ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМИ ШПОНКАМИ

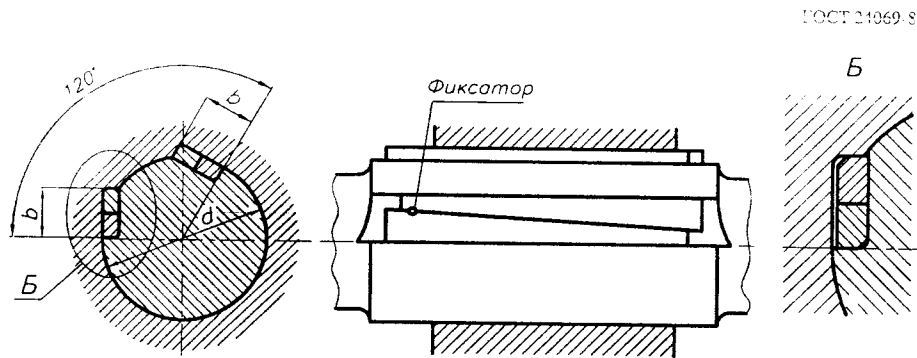


Рис. 10.1.9. Соединение "вал-ступица" тангенциальными шпонками

Табл. 10.1.4. Размеры тангенциальных шпонок и сечений пазов, их предельные отклонения, мм

Вал d	Шпонка			Шпоночный паз				Радиус		
	t ($h/1$)	b	s min max	Глубина		Ширина		min	max	
				Втулка t_1	Вал t_2	Втулка b_1	Вал b_2			
60	7	19,3								
63		19,8								
65		20,2			7,0 _{-0,2}	7,3 _{0,+0,2}	19,3	19,6		
70		21,0					20,1	20,5		
71		22,5					21,0	21,4		
75		23,2					22,5	22,8		
80	8	24,0	0,6	0,8	8,0 _{-0,2}	8,3 _{0,+0,2}	23,2	23,5		
85		24,8					24,0	24,4		
90		25,6					24,8	25,2		
95		27,8					25,6	26,0		
100	9	28,6			9,0 _{-0,2}	9,3 _{0,+0,2}	27,8	28,2	0,4	0,6
110		30,1					28,6	29,0		
120		33,2					30,1	30,6		
125	10	33,9			10 _{-0,2}	10,3 _{0,+0,2}	33,2	33,6		
130		34,6					33,9	34,4		
140		37,7					34,6	35,1		
150	11	39,1	1,0	1,2	11 _{-0,2}	11,4 _{0,+0,2}	37,7	38,3		
160		42,1					39,1	39,7		
170	12	43,5			12 _{-0,3}	12,4 _{0,+0,3}	42,1	42,8	0,7	1,0
180		44,9					43,5	44,2		
190	14	49,6			14 _{-0,3}	14,4 _{0,+0,3}	44,9	45,6		
200		51,0					49,6	50,3		
...							51,0	51,7		

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шпонки тангенциальной с размерами $t = 8$ мм, $b = 24$ мм, $L = 100$ мм: Шпонка 8x24x100 ГОСТ 24069-80

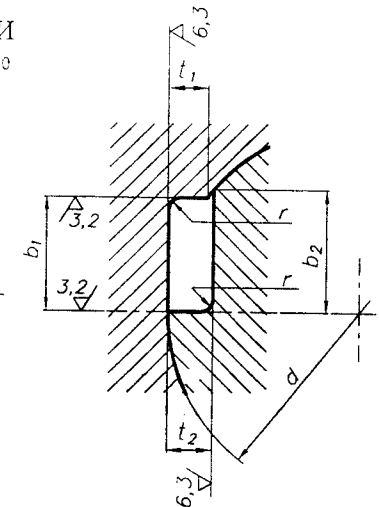


Рис. 10.1.10. Выполнение шпоночного паза

1. РАЗМЕРЫ ШПОНОК (рис. 10.1.8, 10.1.10 и табл. 10.1.4).
2. РАЗМЕЩЕНИЕ ШПОНОК НА ВАЛУ (рис. 10.1.9).
3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.1.10).

Табл. 10.1.5. Длины L шпонок

L мм	50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 220, 250, 280, 320, 360, 400

Длину шпонки L следует выбрать на (10...15)% больше длины втулки. Положение шпонок относительно друг друга после сборки должно быть зафиксировано с помощью штифта или другим способом (рис. 10.1.9).

Материал - сталь с временным сопротивлением разрыву не менее $\sigma_B \geq 590$ МПа.

Существуют:

- тангенциальные усиленные шпонки по ГОСТ 24070-80,
- клиновые шпонки по ГОСТ 24068-80.

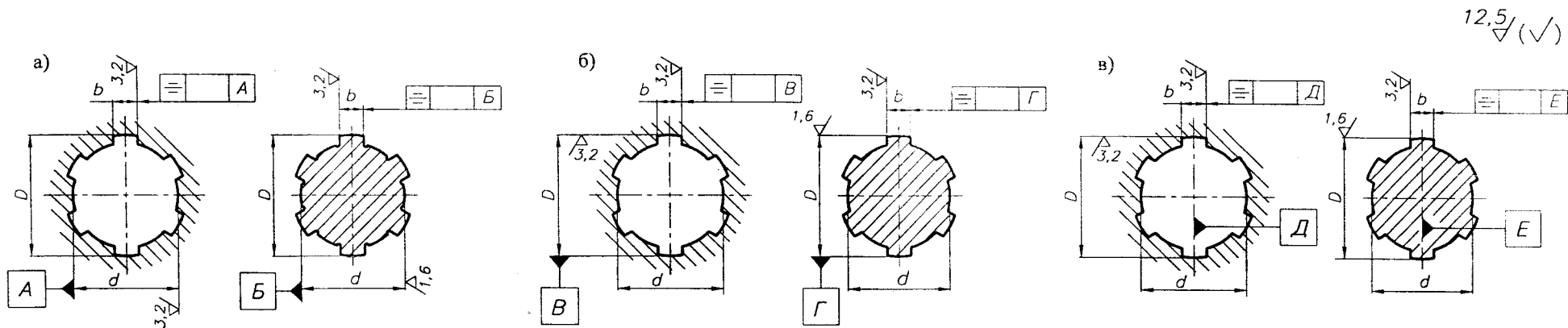


Рис. 10.2.2. Базовые поверхности, шероховатость, допуски формы и расположения поверхностей шлицевого прямобочного соединения при центрировании: а) по d ; б) по D ; в) по b

2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ (табл. 10.2.2)

Табл. 10.2.2. Рекомендуемые посадки валов и втулок

Вид центрирования	Вид соединения	Посадки центрирующего диаметра	Посадки по боковым сторонам шлицев	Посадки нецентрирующего диаметра	
				d	D
d	Подвижное	$H7 \overline{f7} \quad H7 \overline{g6} \quad H7 \overline{g7} \quad H7 \overline{h7}$	$D9 \overline{e9} \quad D9 \overline{f9} \quad F8 \overline{h7} \quad F10 \overline{e9} \quad F10 \overline{f9} \quad H9 \overline{d10} \quad H9 \overline{f9} \quad H9 \overline{h7} \quad H9 \overline{h10} \quad H11 \overline{d10} \quad H11 \overline{f9}$	$\overline{H10} \overline{a11} \quad \overline{H11} \overline{a11} \quad \overline{H12} \overline{a11}$	
	Неподвижное	$H7 \overline{js6}$	$D9 \overline{js7} \quad D9 \overline{k7} \quad F8 \overline{js7} \quad F8 \overline{k7} \quad F10 \overline{js7}$		
D	Подвижное	$H7 \overline{f7} \quad H7 \overline{g6} \quad H7 \overline{h7}$	$D9 \overline{d9} \quad F8 \overline{f7} \quad F8 \overline{f8} \quad F10 \overline{f7} \quad F10 \overline{f8} \quad F10 \overline{h9}$	$\overline{H11}$	
	Неподвижное	$H7 \overline{js6}$	$F8 \overline{js7}$		
b	Подвижное		$D9 \overline{e8} \quad D9 \overline{f8} \quad F10 \overline{d9} \quad F10 \overline{f8}$	$\overline{H11} \overline{a11}$	$\overline{H11}$
	Неподвижное		$F8 \overline{js7}$		

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 10.2.2).

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Параллельность зубьев к оси вала (втулки) \equiv — $IT7$ ширины b (рис. 10.2.2).

5. ИЗОБРАЖЕНИЕ СОЕДИНЕНИЙ НА ЧЕРТЕЖАХ

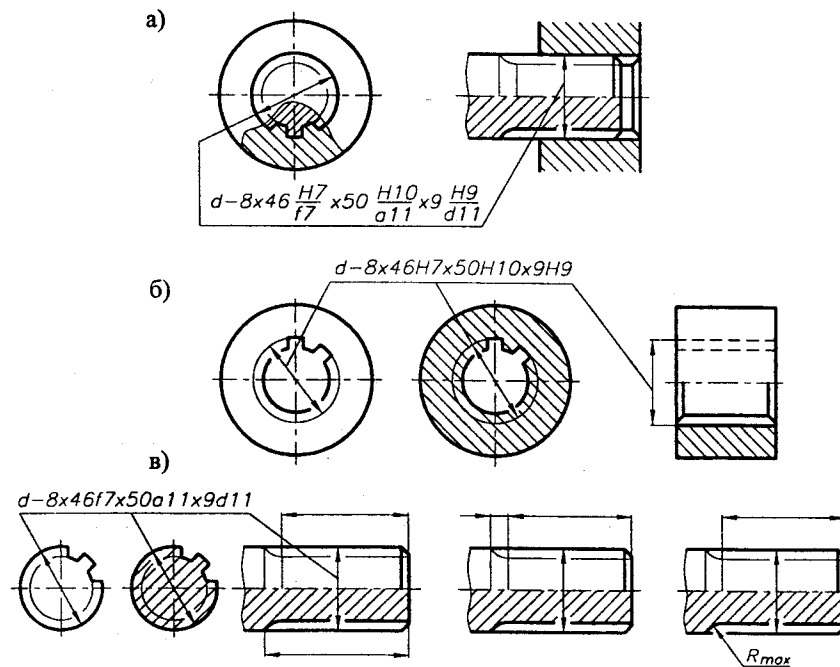


Рис. 10.2.3. Изображение на чертеже:

- а) шлицевого соединения;
- б) шлицевой втулки; в) шлицевого вала

10.2.2. СОЕДИНЕНИЯ ШЛИЦЕВЫЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ

С УГЛОМ ПРОФИЛЯ 30° ГОСТ 6033-80

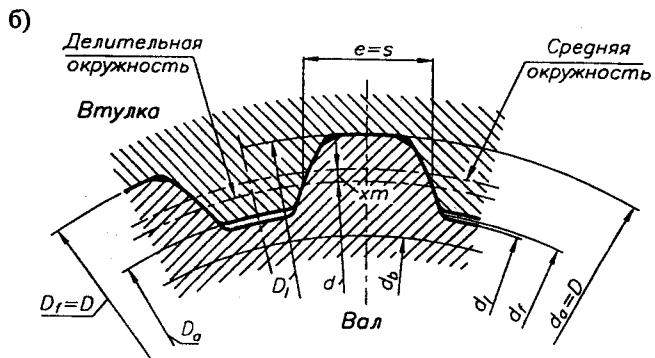
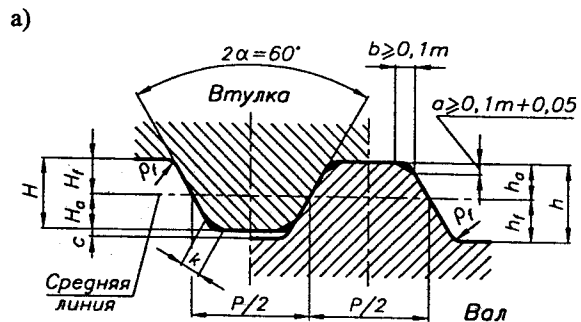


Рис. 10.2.4. Соединение с центрированием по наружному диаметру (D):
а) исходный контур; б) форма зубьев вала и втулки

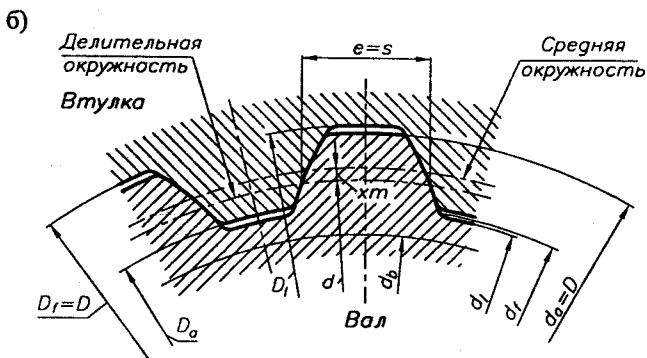
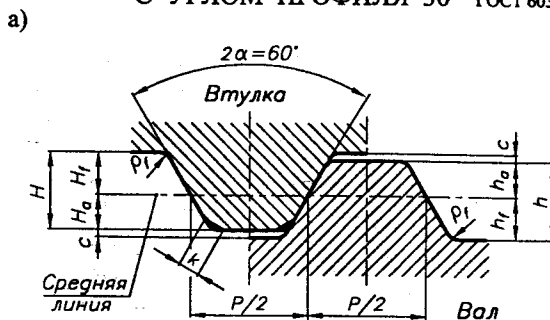


Рис. 10.2.5. Соединение с центрированием по боковым поверхностям зубьев (S) (плоская форма дна впадины):
а) исходный контур; б) форма зубьев вала и втулки

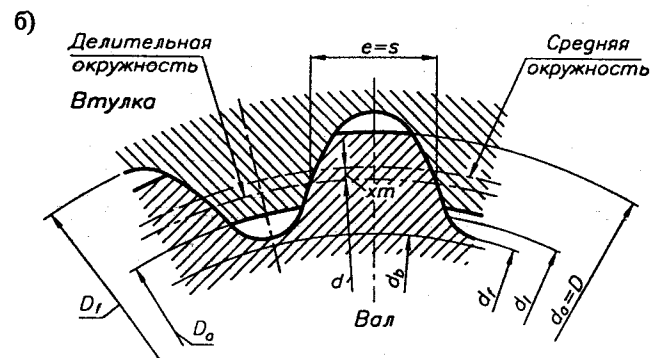
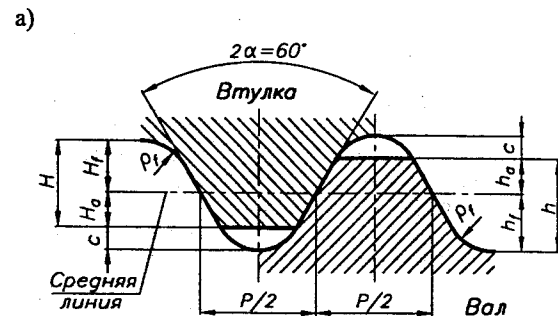


Рис. 10.2.6. Соединение с центрированием по боковым поверхностям зубьев (S) (закругленная форма дна впадины):
а) исходный контур; б) форма зубьев вала и втулки

Табл. 10.2.3. Зависимости для определения размеров шлицевых соединений

Модуль	m	
Число зубьев	z	
Диаметр делительной окружности	d	$d = mz$
Угол профиля зуба	α	$\alpha = 30^\circ$
Делительный окружной шаг зубьев	P	$P = \pi m$
Диаметр основной окружности	d_b	$d_b = m z \cos \alpha$
Высота зуба вала	h	$h = h_a + h_f \min$
Высота зуба втулки	H	$H = H_a + H_f$
Высота головки зуба вала:	h_a	
- при центрировании по боковым поверхностям зубьев		$h_a = 0,45 m$
- при центрировании по наружному диаметру		$h_a = 0,55 m$
Высота головки зуба втулки	H_a	$H_a = 0,55 m$

Продолжение табл. 10.2.3 на след. стр.

Табл. 10.2.4. Номинальные диаметры, модули и числа зубьев

Номинальн. диаметр D	Модуль m, мм										
	Ряд 1	0,5	0,8	1,25	2,0	3,0					
	Ряд 2	0,6	1,0	1,5	2,5						
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев z									
15	16	28	23	17	13	10	8	6			
17	18	30	25	18	14	11	9	6			
20	22	32	27	20	15	12	10	7			
		34	28	21	16	13	10	7			
		38	32	23	18	14	12	8	6		
		42	35	26	20	16	13	9	7	6	

Продолжение табл. 10.2.4 на след. стр.

Продолжение табл. 10.2.3

Высота ножки зуба вала: - при плоской форме дна впадины	h_f	$h_{f \min} = 0,55 m$ $h_{f \max} = 0,65 m$ $h_{f \min} = 0,83 m$
- при закругленной форме дна впадины	H_f	$H_{f \min} = 0,55 m$ $H_{f \max} = 0,65 m$ $H_f = 0,77 m$
Высота ножки зуба втулки: - при плоской форме дна впадины	ρ_f	$\rho_{f \min} = 0,15 m$
- при закругленной форме дна впадины	s	$s = 0,5\pi m + 2x m \operatorname{tg} \alpha$
Радиус кривизны переходной кривой зуба	e	$e = 0,5\pi m + 2x m \operatorname{tg} \alpha$
Номинальная делительная окружная толщина зуба вала	D	$D = m z + 2x m + 1,1 m$
Номинальная делительная окружная ширина впадины втулки	D_f	$D_f = D$
Номинальный (исходный) диаметр соединения	$D_{f \min}$	$D_{f \min} = D + 0,44 m$
Диаметр окружности впадин втулки:	D_o	$D_o = D - 2 m$
- при плоской форме дна впадины	$x m$	$x m = 0,5(D - m z - 1,1 m)$
- при закругленной форме дна впадины	d_f	$d_{f \max} = D - 2,2 m$ $d_{f \max} = D - 2,76 m$
Диаметр окружности вершин зубьев втулки	d_o	$d_o = D - 0,2 m$ $d_o = D$
Смещение исходного контура	D_i	$D_i \min = d_o + F_R$
Диаметр окружности впадин вала:	d_i	$d_i \max = d_o - F_R$
- при плоской форме дна впадины	k	$k = 0,15 m$
- при закругленной форме дна впадины	c	$c \min = 0,1 m$
Диаметр окружности вершин зубьев вала:		
- при центрировании по боковым поверхностям зубьев		
- при центрировании по наружному диаметру		
Диаметр окружности граничных точек зуба втулки		
Диаметр окружности граничных точек зуба вала		
Фаска или радиус притупления продольной кромки зуба втулки		
Радиальный зазор		

1. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Шлицевые соединения имеют эвольвентный профиль зубьев, расположенных параллельно оси соединения.

Выполняются с центрированием:

- по наружному диаметру (центрирование по D) (рис. 10.2.4);
- по эвольвентным боковым поверхностям зубьев (центрирование по S) при плоской форме дна впадины (рис. 10.2.5) или при закругленной форме дна впадины (рис. 10.2.6);

Допускается применять центрирование по внутреннему диаметру.

Применение видов центрирования (10.2.1. п.1).

Номинальные диаметры, модули и числа зубьев (табл. 10.2.4).

Зависимости для определения размера шлицевых соединений (табл. 10.2.3).

Численные значения размеров шлицевых соединений для различных модулей представлены в ГОСТ 6033-80.

Продолжение табл. 10.2.4

Номинальн. диаметр D	Модуль m , мм								Номинальн. диаметр D	Модуль m , мм												
	Ряд 1		0,8		1,25		2,0			3,0		4		6		10						
	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1		Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2						
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев z																				
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев z																				
42	45	68	51	40	32	26	20	15	12	9	7	72	56	46	34	27	22	20	16	13	10	8
48	50	74	55	44	34	28	21	16	13	12	10	7	58	48	36	28	24	20	17	13	11	8
52	55	78	58	46	37	30	22	18	14	12	10	8	62	50	38	30	24	21	18	14	12	8
58	60	60	48	38	32	24	18	15	12	11	9	7	52	40	31	26	22	19	15	12	9	6
62	65	64	50	40	33	24	19	16	12	11	9	7	53	40	31	26	22	19	15	12	9	7
68	70	66	54	42	35	26	20	17	14	12	9	8	55	41	32	27	24	20	15	13	10	7
70	75	70	56	45	37	28	22	18	14	13	10	8	57	42	34	28	24	20	16	13	10	8
72	80	74	58	46	38	28	22	18	16	13	10	8	58	44	34	28	24	21	16	13	10	7
75	82	48	40	30	23	19	16	14	11	9	8	60	44	35	29	25	22	17	14	11	8	6
82	85	50	42	31	24	20	18	15	11	9	8	62	46	36	30	26	22	18	14	10	8	7
88	90	53	44	32	26	21	18	15	12	10	9	64	48	38	31	26	23	18	15	11	8	7
92	95	54	45	34	26	22	18	16	12	10	7	64	48	38	32	28	24	18	15	11	8	7
98	100	54	45	34	26	22	18	16	12	10	7	64	48	38	32	28	24	18	15	11	8	7

Примечания:

1. При выборе номинальных диаметров и модулей ряд 1 следует предпочитать ряду 2.
2. Числа зубьев, выделенные и подчеркнутые линией, являются предпочтительными.
3. Модуль 3,5 по возможности не применять.

2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

а) Центрирование по наружному диаметру D .

Ряды основных отклонений:

- для диаметра D_f - $H7$, $H8$.
- для диаметра d_o - $f7$, $g6$, $h6$, $js6$, $п6$.

б) Центрирование по боковым поверхностям зубьев S .

Ряды основных отклонений:

- для ширины впадины втулки - H по степеням точности 7, 8, 9.
- для толщины зуба вала - a , c , d , f , g , h , k , $п$, p , r по степеням точности 7, 8, 9, 10, 11.

Установлено обозначение полей допусков в виде числа, показывающего степень точности, за которым следует буква, показывающая основное отклонение (см. пример обозначений шлицев).

в) Допуски нецентрирующих диаметров.

- при центрирование по наружному диаметру:

D_o - поле допуска $H11$;

d_f - поле допуска при плоской форме дна впадины $h16$.

- при центрирование по боковым поверхностям зубьев:

D_o - поле допуска $H11$;

D_f - поле допуска при плоской форме дна впадины $H16$;

d_o - поле допуска $d9$, $h12$;

d_f - поле допуска при плоской форме дна впадины $h16$.

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

см. рис. 10.2.26 - при центрировании по D ;
см. рис. 10.2.2в - при центрировании по S .

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

Параллельность зубьев к оси вала (втулки)

\equiv - $IT7$ толщины S зуба (рис. 10.2.26,в).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ

шлицевого эвольвентного соединения диаметром $D = 50$ мм, с модулем $m = 2,0$ мм:

а) с центрированием по наружному диаметру и посадкой $H7/g6$, с посадкой по нецентрирующим поверхностям зубьев $9H/9h$:

$50xH7/g6x2x9H/9h$ ГОСТ 6033-80

То же, для внутренних шлицев соединения:

$50xH7x2x9H$ ГОСТ 6033-80

То же, для наружных шлицев соединения:

$50xg6x2x9h$ ГОСТ 6033-80

б) с центрированием по боковым поверхностям зубьев и посадкой $9H/9g$:

$50x2x9H/9g$ ГОСТ 6033-80

То же, для внутренних шлицев соединения:

$50x2x9H$ ГОСТ 6033-80

То же, для наружных шлицев соединения:

$50x2x9g$ ГОСТ 6033-80

5. ИЗОБРАЖЕНИЕ НА ЧЕРТЕЖАХ ЭВОЛЬВЕНТНОГО И ТРЕУГОЛЬНОГО ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Эв. D-50H8/f8x2,5x18-H9/f8
Треуг. d=50, z=48

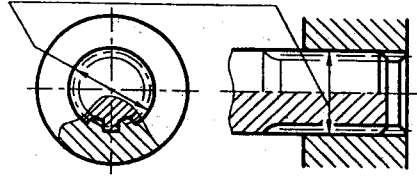


Рис. 10.2.7. Изображение на чертеже шлицевого соединения

Эв. D-50H8x2,5x18-H9
Треуг. d=50, z=48

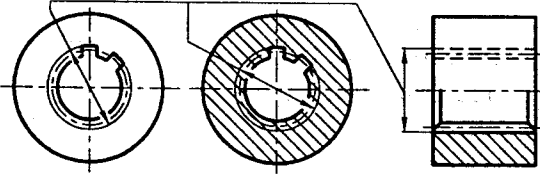


Рис. 10.2.8. Изображение на чертеже шлицевой втулки

Эв. D-50f8x2,5x18-f8
Треуг. d=50, z=48

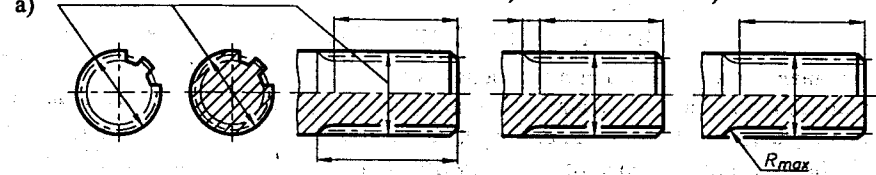


Рис. 10.2.9. Изображение на чертеже шлицевого вала

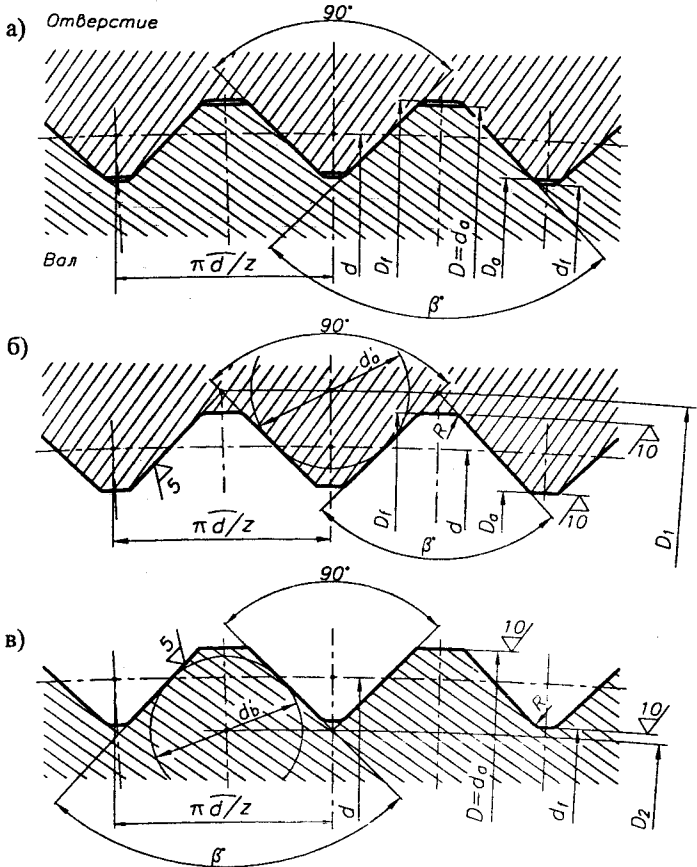


Рис. 10.2.10. Соединение шлицевое треугольное: а) соединение; б) втулка соединения; в) вал соединения

10.2.3. СОЕДИНЕНИЯ ШЛИЦЕВЫЕ ТРЕУГОЛЬНЫЕ [2]

Табл. 10.2.5. Основные параметры и размеры элементов соединения, мм

Номинальн. диаметр D	Число зубьев z	Диаметр делительной окруж. d	Втулка		Вал		Номинальн. диаметр	Число зубьев z	Диаметр делительной окруж. d	Втулка		Вал	
			Наружн. диам. D _о	Внутр. диам. D _г	Наружн. диам. d _о	Внутр. диам. d _г				Наружн. диам. D _о	Внутр. диам. D _г	Наружн. диам. d _о	Внутр. диам. d _г
18	36	17,430	18,03	16,81	18	16,78	40	48	39,064	40,05	38,05	40	38,00
20	48	19,339	20,03	18,66	20	18,63	42	41,016	42,05	39,95	42	39,90	
22		21,527	22,03	20,97	22	20,94	45	43,944	45,05	42,81	45	42,76	
25	24,455	25,03	23,82	25	23,79	50	48,833	50,05	47,57	50	47,52		
28	27,373	28,03	26,66	28	26,63	55	53,722	55,05	52,33	55	52,28		
30	29,325	30,03	28,57	30	28,54	60	58,621	60,05	57,10	60	57,05		
32	31,277	32,05	30,47	32	30,42	65	63,519	65,05	61,88	65	61,83		
35	34,195	35,05	33,31	35	33,26	70	68,409	70,05	66,64	70	66,59		
38	37,113	38,05	36,15	38	36,10	75	73,298	75,05	71,40	75	71,35		

Треугольные зубья (шлицы) применяются главным образом для неподвижных соединений при небольших величинах крутящего момента с целью избежания прессовых посадок, а также при тонкостенных втулках. Наряду с цилиндрическими применяются конические соединения. Конусность обычно принимается 1/16 (угол наклона по дну впадины 1°47'). Размеры зубьев нормируются по большому основанию конуса (сечение А-А) (рис. 10.2.11).
Центрирование - по боковым граням зубьев.

$\beta = 80^\circ$ - для $z = 36$; $\beta = 82,5^\circ$ - для $z = 48$.

Изображение соединения на чертеже - рис. 10.2.7...10.2.9.

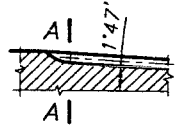


Рис. 10.2.11. Выполнение вала конического соединения

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:
соединения с номинальным диаметром $d = 50$ мм и числом зубьев $z = 48$: Треуг. $d=50, z=48$

11. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

11.1. ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС [4, 13, 16, 17, 21, 42]

11.1.1. СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ

И ВИДЫ СОПРЯЖЕНИЙ ЗУБЬЕВ

Устанавливаются двенадцать степеней точности зубчатых колес и передач, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 и 12.

В общем машиностроении используются 6-я, 7-я, 8-я и 9-я степени точности (табл. 4.2.14, табл. 4.2.23).

Для каждой степени точности устанавливаются нормы: кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев зубчатых колес в передаче.

Допускается комбинирование норм кинематической точности, норм плавности работы и норм контакта зубьев зубчатых колес различных степеней точности.

При комбинировании норм разных степеней точности, нормы плавности работы могут быть не более чем на две степени точнее или на одну ступень грубее норм кинематической точности. Нормы контакта зубьев не могут назначаться по ступеням точности более грубым, чем нормы плавности.

Устанавливаются шесть видов сопряжения зубчатых колес в передаче, обозначаемых в порядке убывания гарантированного бокового зазора буквами *A, B, C, D, E, H* и восемь видов допуска IT_n на боковой зазор x, y, z, a, b, c, d, h в порядке убывания величины бокового зазора и допуска на него (рис. 11.1.1).

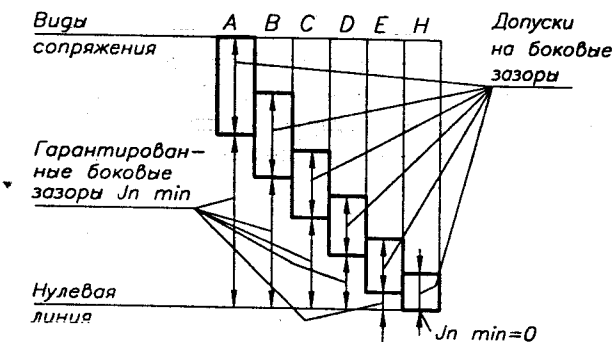


Рис. 11.1.1. Виды сопряжения зубьев и гарантированные боковые зазоры

Виды сопряжений зубчатых колес в зависимости от степени точности по нормам плавности (табл. 11.1.1).

Табл. 11.1.1. Виды сопряжений зубчатых колес в передаче

Вид сопряжений	A	B	C	D	E	H
Степень точности по нормам плавности работы	3...12	3...11	3...9	3...8	3...7	3...7

Видам сопряжений *H* и *E* соответствует вид допуска на боковой зазор h , а видам сопряжений *D, C, B, A* - виды допуска d, c, b, a соответственно.

Точность изготовления зубчатых колес задается степенью точности, а требования к боковому зазору - видом сопряжения по нормам бокового зазора.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ точности цилиндрической (конической, червячной) передачи со степенью точности 7 по всем нормам, с видом сопряжения колес *B*

7-В ГОСТ 1643-81 - для цилиндрических передач;

7-В ГОСТ 1758-81 - для конических передач;

7-В ГОСТ 3675-81 - для червячных цилиндрических передач.

При комбинировании норм различных степеней точности и изменения соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор точность зубчатых колес обозначается последовательным написанием (через тире) трех цифр и двух букв. Первая цифра обозначает степень по нормам кинематической точности, вторая - степень по нормам плавности работы, третья - степень по нормам контакта зубьев, первая из букв - вид сопряжения, а вторая - вид допуска на боковой зазор.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ точности цилиндрической (конической, червячной) передачи со степенью 9 по нормам кинематической точности, со степенью 8 по нормам плавности, со степенью 7 по нормам контакта зубьев, с видом сопряжения *B*, видом допуска на боковой зазор a :

9-8-7-В а ГОСТ 1643-81 - для цилиндрических передач;
 9-8-7-В ГОСТ 1758-81 - для конических передач;
 9-8-7-В а ГОСТ 3675-81 - для червячных цилиндрических передач.

11.1.2. ТОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

ГОСТ 1643-81

Во второй части таблицы параметров венца цилиндрических колес (табл. 11.2.4) должны быть приведены данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев по одному из следующих вариантов:

- длина общей нормали W через z_w зубьев (11.1.2.1);
- толщина зуба постоянной хорды \bar{S}_c и высота до постоянной хорды \bar{h}_c (11.1.2.2);
- торцевой размер по роликам (шарикам) M и диаметр ролика (шарика) D .

11.1.2.1. ДЛИНА ОБЩЕЙ НОРМАЛИ

1. ПРЯМОЗУБЬЕ КОЛЕСА

Длиной общей нормали (W) к двум разноименным боковым поверхностям зубьев называют длину прямой AB , касательной к основной окружности (рис. 11.1.2).

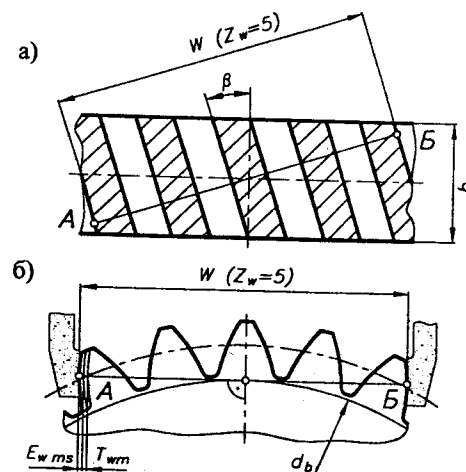


Рис. 11.1.2. Схема замера длины общей нормали W при числе охватываемых зубьев $Z_w = 5$ для цилиндрических колес: а) косозубых; б) прямозубых, а также расположение отклонений и допусков

Номинальная длина общей нормали при $\alpha = 20^\circ$, мм
 $W^* = (W' + 0,684x)m$,

где W' - длина общей нормали при $m = 1$ мм для числа зубьев $z_w = f(z)$, охватываемых при измерении,

$$\left. \begin{aligned} W' &= f(z), \text{ мм} \\ z_w &= f(z) \end{aligned} \right\} \text{табл. 11.1.2,}$$

x - коэффициент радиального смещения,
 z - число зубьев измеряемого колеса,
 m - модуль зацепления, мм.

Действительная длина общей нормали, указываемая на чертежах, мм

- для колес внешнего зацепления
 $W = (W^* - E_{wms}) - T_{wm}$;

- для колес внутреннего зацепления
 $W = (W^* + E_{wms}) + T_{wm}$,

где: E_{wms} - наименьшее отклонение средней длины общей нормали, мм; $E_{wms} = E'_{wms} + E''_{wms}$;

E'_{wms} - слагаемое 1 отклонения, мм (табл. 11.1.3);
 $E'_{wms} = f(d, \text{ степень точности, вид сопряжения})$;

E''_{wms} - слагаемое 2 отклонения, мм (табл. 11.1.4);
 $E''_{wms} = f(F_r)$;

T_{wm} - допуск на среднюю длину общей нормали, мм, (табл. 11.1.5); $T_{wm} = f(\text{вид сопряжения, вид допуска на боковой зазор, } F_r)$;

F_r - допуск на радиальное биение зубчатого венца, мкм (табл. 11.1.6);
 $F_r = f(\text{степень точности, } d, m)$.

Табл. 11.1.2. Длина общей нормали W' цилиндрических зубчатых колес, мм [16]
 ($x = 0, \alpha = 20^\circ, m = 1,0$ мм)

z	z_w	W'	z	z_w	W'	z	z_w	W'	z	z_w	W'	
11		4,5822	29		10,7386	47		16,8950	65		23,0513	
12		,5963	30		,7526	48	6	,9090	66		,0653	
13		,6103	31	4	,7666	49		,9230	67	8	,0794	
14	2	,6243	32		,7806	50		,9370	68		,0934	
15		,6383	33		,7946	51		,9510	69	10	,1074	
16		4,6523	34		10,8086	52		16,9650	70		23,1214	
17		7,6184	35		13,7748	53		19,9311	71		26,0875	
18		,6324	36		,7888	54		,9452	72		,1015	
19		,6464	37		,8028	55		,9592	73		,1155	
20		,6604	38		,8168	56		,9732	74		,1295	
21	3	,6744	39		,8308	57	7	19,9872	75	9	,1435	
22		,6884	40	5	,8448	58		20,0012	76		,1575	
23		,7024	41		,8588	59		,0152	77		,1715	
24		,7165	42		,8728	60		,0292	78		,1855	
25		7,7305	43		13,8868	61		20,0432	79		26,1995	
26		10,6966	44		16,8530	62		23,0093	80		29,1657	
27	4	,7100	45	6	,8670	63		,0233	81		,1797	
28		10,7246	46		16,8810	64	8	23,0373	82	10	29,1937	
											100	35,3500

ПРИМЕР 1: Зубчатое колесо $z = 42, m = 5$ мм, $\beta = 0^\circ$, степень точности 8-C, $x = 0$, внешнее зацепление.

$d = mz = 5 \cdot 42 = 210$ мм;
 $z_w = 5$ (табл. 11.1.2), $W' = 13,8728$ мм (табл. 11.1.2);
 $W^* = (W' + 0,684x)m = (13,8728 + 0,684 \cdot 0) \cdot 5 = 69,364$ мм;
 $E'_{wms} = 0,100$ мм (табл. 11.1.3);
 $F_r = 71$ мкм (табл. 11.1.6);
 $E''_{wms} = 0,018$ мм - для $F_r = 71$ мкм (табл. 11.1.4);
 $E_{wms} = E'_{wms} + E''_{wms} = 0,100 + 0,018 = 0,118$ мм;
 $T_{wm} = 0,090$ мм (табл. 11.1.5);
 $W = (W^* - E_{wms}) - T_{wm} = (69,364 - 0,118) - 0,09 = 69,25 - 0,09$ мм.

Табл. 11.1.5. Допуск на среднюю длину общей нормали T_{wm} , мкм
 ГОСТ 1643-81

Вид сопряжения	Допуск на боковой зазор	Допуск на радиальное биение венца F_r , мкм								
		> 25 ≤ 32	> 32 ≤ 40	> 40 ≤ 50	> 50 ≤ 60	> 60 ≤ 80	> 80 ≤ 100	> 100 ≤ 125	> 125 ≤ 160	> 160 ≤ 200
H, E	b	22	25	25	28	30	40	55	70	80
D	d	35	40	40	40	60	70	80	100	120
C	c	45	50	60	70	90	110	120	140	180
B	b	55	60	70	100	100	120	140	200	250
A	a	80	90	100	110	140	150	180	240	280
-	z	100	110	120	140	180	200	250	300	400
-	y	120	160	180	220	240	300	350	400	500
-	x	160	180	220	250	300	350	400	550	700

Табл. 11.1.3. Наименьшее отклонение средней длины общей нормали E'_{wms} (слагаемое 1)
 ГОСТ 1643-81

Степень точности	Вид сопряжения	Делительный диаметр d , мм								
		≤ 80	> 80 ≤ 125	> 125 ≤ 180	> 180 ≤ 250	> 250 ≤ 315	> 315 ≤ 400	> 400 ≤ 500	> 500 ≤ 630	> 630 ≤ 800
		E'_{wms} , мкм								
6	H	8	10	11	12	14	16	18	20	22
7	E	10	10	12	14	16	18	20	22	25
6	E	20	24	28	30	35	40	45	50	55
7	E	25	30	30	35	40	45	50	55	60
6	D	30	35	40	50	55	60	70	70	90
7	D	35	40	50	55	60	70	70	80	100
8	D	40	50	50	60	70	70	80	90	110
6	C	50	60	70	80	90	100	110	120	140
7	C	55	70	70	80	100	110	120	140	140
8	C	60	80	80	100	110	120	140	140	160
9	C	70	80	100	110	120	140	140	160	200
6	B	80	100	110	120	140	160	180	200	220
7	B	100	110	120	140	180	180	200	200	250
8	B	100	110	140	140	180	200	200	250	280
9	B	110	120	140	160	200	200	250	280	300
6	A	120	140	180	200	220	250	280	300	350
7	A	140	180	200	200	250	280	300	350	350
8	A	160	200	200	250	280	300	350	350	400
9	A	180	200	250	280	280	350	350	400	500

Табл. 11.1.4. Наименьшее отклонение средней длины общей нормали E''_{wms} (слагаемое 2)
 ГОСТ 1643-81

Допуск на радиальное биение венца F_r , мкм								
> 25 ≤ 32	> 32 ≤ 40	> 40 ≤ 50	> 50 ≤ 60	> 60 ≤ 80	> 80 ≤ 100	> 100 ≤ 125	> 125 ≤ 160	> 160 ≤ 200
E''_{wms} , мкм								
7	9	11	14	18	22	25	35	45

Табл. 11.1.6. Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r
 ГОСТ 1643-81
 ГОСТ 1758-81

Модуль m (m_m), мм	Степень точности											
	6			7			8			9		
	Делительный диаметр d (d_m), мм											
	≤ 125	> 125 ≤ 400	> 400 ≤ 800	≤ 125	> 125 ≤ 400	> 400 ≤ 800	≤ 125	> 125 ≤ 400	> 400 ≤ 800	≤ 125	> 125 ≤ 400	> 400 ≤ 800
	F_r , мкм											
$1 \leq m < 3,5$	25	36	45	36	50	63	45	63	80	71	80	100
$3,5 \leq m < 6,3$	28	40	50	40	56	71	50	71	90	80	100	112
$6,3 \leq m < 10$	32	45	56	45	63	80	56	80	100	90	112	125
$10 \leq m < 16$	-	50	63	-	71	90	-	90	112	-	125	160

2. КОСОЗУБЫЕ КОЛЕСА

Для расчета длины общей нормали цилиндрических косозубых и шевронных колес используются те же зависимости и таблицы, что и для прямозубых колес, но для расчета используется условное число зубьев $z_y = z k$. Значения $k = f(\beta)$ (табл. 11.1.7).

Как правило, условное число зубьев z_y получается не целое. Поэтому вводится поправка W_y , определяемая дробной частью $(z_y - z'_y)$ $W_y = 0,0149 (z_y - z'_y)$, где z'_y - целая часть условного числа зубьев.

Тогда номинальная длина общей нормали при $\alpha = 20^\circ$ $W^* = (W' + W_y + 0,684x)m$, мм. Дальнейший расчет (п. 1).

ПРИМЕР 2: Зубчатое колесо $z = 42$, $m = 5$ мм, $\beta = 14^\circ 22'$, степень точности 8-C, $x = 0$, внешнее зацепление (рис. 11.2.15). $d = m z / \cos 14^\circ 22' = 5 \cdot 42 / 0,9687 = 216,78$ мм;

$k = 1,0948$ (табл. 11.1.7), $z_y = z k = 42 \cdot 1,0948 = 45,98$ ($z'_y = 45$);
 Для $z'_y = 45$ $z_w = 6$ (табл. 11.1.2); $W' = 16,8670$ (табл. 11.1.2);
 $W_y = 0,0149 (z_y - z'_y) = 0,0149 (45,98 - 45) = 0,0146$ мм;
 $W^* = (W' + W_y + 0,684x)m = (16,8670 + 0,0146 + 0) \cdot 5 = 84,408$ мм;
 $E'_{wms} = 0,100$ мм (табл. 11.1.3); $F_r = 71$ мкм (табл. 11.1.6);
 $E''_{wms} = 0,018$ мм (табл. 11.1.4); $T_{wm} = 0,090$ мм (табл. 11.1.5);
 $E_{wms} = E'_{wms} + E''_{wms} = 0,100 + 0,018 = 0,118$ мм;
 $W = (W^* - E_{wms}) - T_{wm} = (84,408 - 0,118) - 0,09 = 84,39 - 0,09$ мм.

Табл. 11.1.7. Значения коэффициента k для расчета условного числа зубьев [16, 17]

β	k	β	k	β	k
8°	1,0288	13°	1,0768	18°	1,1536
8°20'	1,0309	13°20'	1,0810	18°20'	1,1598
8°40'	1,0333	13°40'	1,0853	18°40'	1,1665
9°	1,0359	14°	1,0896	19°	1,1730
9°20'	1,0388	14°20'	1,0943	19°20'	1,1797
9°40'	1,0415	14°40'	1,0991	19°40'	1,1866
10°	1,0446	15°	1,1039	20°	1,1936
10°20'	1,0477	15°20'	1,1088	20°20'	1,2010
10°40'	1,0508	15°40'	1,1139	20°40'	1,2084
11°	1,0543	16°	1,1192	21°	1,2160
11°20'	1,0577	16°20'	1,1244	21°20'	1,2239
11°40'	1,0613	16°40'	1,1300	21°40'	1,2319
12°	1,0652	17°	1,1358	22°	1,2401
12°20'	1,0688	17°20'	1,1415	22°20'	1,2485
12°40'	1,0728	17°40'	1,1475	22°40'	1,2570

Примечания:

- Для промежуточных значений β значение k находится интерполированием.
- Для величин $\beta \geq 23^\circ$ значения k представлены в [17].

11.1.2.2. ТОЛЩИНА ЗУБЬЕВ ПО ПОСТОЯННОЙ ХОРДЕ И ВЫСОТА ДО ПОСТОЯННОЙ ХОРДЫ (рис. 11.1.3)

1. Номинальная толщина зуба по постоянной хорде, мм

$$\bar{S}_c^* = (1,387 + 0,643x)m,$$

где x - коэффициент радиального смещения.

Действительная толщина зуба по постоянной хорде, указываемая на чертежах, мм

$$\bar{S}_c = (\bar{S}_c^* - E_{sc}) - T_{\bar{c}},$$

где E_{sc} - наименьшее отклонение толщины зуба по постоянной хорде, мм;

Табл. 11.1.8. Наименьшее смещение исходного контура E_{Hs} для колес с внешними зубьями

ГОСТ 1643-81

Степень точности	Вид сопряжения	Делительный диаметр d , мм								
		< 80	> 80 < 125	> 125 < 180	> 180 < 250	> 250 < 315	> 315 < 400	> 400 < 500	> 500 < 630	> 630 < 800
		E_{Hs} , мкм								
7	H	14	16	18	20	22	25	28	30	35
7	E	35	40	45	50	55	60	70	80	90
7	D	50	60	70	80	90	100	110	120	140
8		55	70	80	90	100	110	120	140	160
8	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	280	280	300	350
8		140	160	200	220	250	280	300	350	400
9		160	180	200	250	280	300	350	400	400
7	A	200	250	280	300	350	400	450	500	550
8		220	280	300	350	400	450	500	550	600
9		250	280	350	400	400	500	500	600	700

Табл. 11.1.9. Допуск на смещение исходного контура T_H

ГОСТ 1643-81

Вид сопряжения	Допуск на боковой зазор	Допуск на радиальное биение венца F_r , мкм								
		> 25 < 32	> 32 < 40	> 40 < 50	> 50 < 60	> 60 < 80	> 80 < 100	> 100 < 125	> 125 < 160	> 160 < 200
		T_H , мкм								
H,E	b	55	60	70	80	110	120	160	200	250
D	d	70	80	90	100	140	160	200	250	300
C	c	90	100	120	140	180	200	250	300	400
B	b	100	120	140	180	200	250	300	400	500
A	a	140	160	180	200	250	300	350	450	550
-	z	160	180	220	250	300	350	450	550	700
-	y	200	250	280	350	400	500	600	700	900
-	x	250	300	350	400	500	600	700	900	1100

$T_{\bar{c}}$ - допуск на толщину зуба по постоянной хорде, мм

$$E_{sc} = 2 \operatorname{tg} \alpha E_{Hs} = 0,728 E_{Hs};$$

$$T_{\bar{c}} = 2 \operatorname{tg} \alpha T_H = 0,728 T_H,$$

где E_{Hs} - наименьшее смещение исходного контура, мм. $E_{Hs} = f$ (степень точности и вид сопряжения зубьев, d) (табл. 11.1.8);

T_H - допуск на смещение исходного контура, мм. $T_H = f$ (вид сопряжения зубьев, допуск на боковой зазор, F_r) (табл. 11.1.9);

F_r - допуск на радиальное биение зубчатого венца, мкм. $F_r = f$ (степень точности, d, m) (табл. 11.1.6).

2. Высота головки зуба до постоянной хорды, мм

$$\bar{h}_c = 0,5 (d_o - d - 0,364 \bar{S}_c^*),$$

При $x = 0$ $h_c = 0,748 m$, мм.

ПРИМЕР 3: Зубчатое колесо $z = 42$, $m = 5$ мм, $\beta = 14^\circ 22'$, степень точности 8-C, $x = 0$, внешнее зацепление.

$d = m z / \cos 14^\circ 22' = 5 \cdot 42 / 0,9687 = 216,78$ мм;

$d_o = m (z / \cos \beta + 2) = 5 (42 / 0,9687 + 2) = 226,78$ мм;

$\bar{S}_c^* = (1,387 + 0,643x)m = 1,387 \cdot 5 = 6,935$ мм;

$E_{Hs} = 0,140$ мм (табл. 11.1.8);

$E_{sc} = 0,728 E_{Hs} = 0,728 \cdot 0,140 = 0,102$ мм;

$F_r = 71$ мкм (табл. 11.1.6);

$T_H = 0,180$ мм (табл. 11.1.9);

$T_{\bar{c}} = 0,728 T_H = 0,728 \cdot 0,180 = 0,131$ мм;

$\bar{S}_c = (\bar{S}_c^* - E_{sc}) - T_{\bar{c}} = (6,935 - 0,102) - 0,131 = 6,83 - 0,13$ мм;

$\bar{h}_c = 0,5 (d_o - d - 0,364 \bar{S}_c^*) = 0,5 (226,78 - 216,78 - 0,364 \cdot 6,935) = 3,74$ мм.

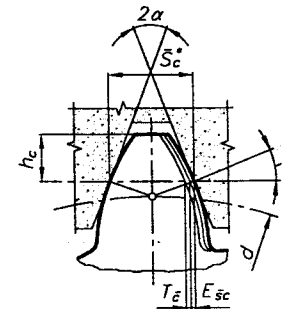


Рис. 11.1.3. Схема замера постоянной хорды и размещения отклонений и допусков для цилиндрических колес

11.1.3. ТОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

ГОСТ 1758-81

Во второй части таблицы параметров конических колес (табл. 11.3.4) должны быть приведены размеры зуба в измерительном сечении по одному из вариантов:

- толщина зуба по внешней постоянной хорде \bar{S}_{ce} и высота до внешней постоянной хорды \bar{h}_{ce} (осевая форма зуба I; зубья прямые и тангенциальные) (11.1.3.1);
- толщина зуба по средней постоянной хорде \bar{S}_c и высота до средней постоянной хорды \bar{h}_c (осевая форма зуба II, III; зубья круговые) (11.1.3.2).

11.1.3.1. ТОЛЩИНА ЗУБА

ПО ВНЕШНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЕ И ВЫСОТА ДО ВНЕШНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЫ

1. Внешняя постоянная хорда зуба, мм (рис. 11.1.4)

$$\bar{S}_{ce1(2)} = 0,883 \bar{S}_{e1(2)},$$

где \bar{S}_e - внешняя окружная толщина зуба, мм.

$$\bar{S}_{e1} = (1,571 + 0,728 x + x_\tau) m_e, \text{ мм - для шестерни;}$$

$$\bar{S}_{e2} = \pi m_e - \bar{S}_{e1}, \text{ мм - для зубчатого колеса.}$$

Здесь x - коэффициент радиального смещения;

x_τ - коэффициент тангенциального смещения;

m_e - внешний окружной модуль, мм.

Действительная величина внешней постоянной хорды конического зуба, указываемая на чертежах, мм

$$\bar{S}_{ce1} = (\bar{S}_{ce1}^* - E_{\bar{S}_{ce}}^*) - T_{\bar{S}_c}^* \text{ - для шестерни;}$$

$$\bar{S}_{ce2} = (\bar{S}_{ce2}^* - E_{\bar{S}_{ce}}^*) - T_{\bar{S}_c}^* \text{ - для зубчатого колеса.}$$

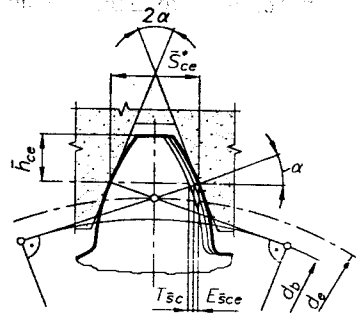


Рис. 11.1.4. Схема замера внешней постоянной хорды и размещение отклонений и допусков для конических колес

Здесь $E_{\bar{S}_{ce}}^*$ - наименьшее отклонение постоянной хорды зуба на внешнем диаметре, мм;

$T_{\bar{S}_c}^*$ - допуск на постоянную хорду зуба на внешнем диаметре, мм;

$$E_{\bar{S}_{ce}}^* = E_{\bar{S}_{ce}} k_1 [R_e / (R_e - 0,5 b)];$$

$$T_{\bar{S}_c}^* = T_{\bar{S}_c} [R_e / (R_e - 0,5 b)],$$

где $E_{\bar{S}_{ce}}$ - наименьшее отклонение постоянной хорды зуба на среднем диаметре для точности 7-H, мм

$$E_{\bar{S}_{ce}} = f(d_m, \delta, m_m) \text{ (табл. 11.1.10);}$$

$T_{\bar{S}_c}$ - допуск на постоянную хорду зуба на среднем диаметре, мм, $T_{\bar{S}_c} = f$ (вид допуска на боковой зазор, F_r) (табл. 11.1.12);

F_r - допуск на радиальное биение зубчатого венца, мкм, $F_r = f$ (степень точности, d_m, m_m) (табл. 11.1.6);

k_1 - коэффициент пересчета величин $E_{\bar{S}_{ce}}$ для других видов сопряжений (табл. 11.1.11).

2. Высота до внешней постоянной хорды зуба, мм

$$\bar{h}_{ce} = h_{ce} - 0,1607 \bar{S}_{e1(2)}, \text{ где}$$

$h_{ce1} = (h_a^* + x_1) m_e$ - внешняя высота головки зуба шестерни, мм;

$h_{ce2} = (2 h_a^* m_e - h_{ce1})$ - внешняя высота головки зуба колеса, мм;

$h_a^* = 1,0$ - коэффициент высоты головки зуба.

ПРИМЕР 4: (рис. 11.3.19)

Коническое колесо $z_2 = 30, m_{te} = 5$ мм, степень точности 8 - C, $x_1 = 0,40, x_{\tau 1} = 0, R_e = 83,85$ мм, $b = 25$ мм, $\delta = 63^\circ 26'$.

$$\bar{S}_{e1} = (1,571 + 0,728 x_1 + x_{\tau 1}) m_e = (1,571 + 0,728 \cdot 0,4 + 0) \cdot 5 = 9,311 \text{ мм;}$$

$$\bar{S}_{e2} = \pi m_e - \bar{S}_{e1} = 3,1416 \cdot 5 - 9,311 = 6,397 \text{ мм;}$$

$$m_m = m_e (R_e - 0,5 b) / R_e = 5 \cdot (83,85 - 0,5 \cdot 25) / 83,85 = 4,25 \text{ мм;}$$

$$d_m = m_m z = 4,25 \cdot 30 = 127,64 \text{ мм;}$$

$$E_{\bar{S}_{ce}} = 0,03 \text{ мм (табл. 11.1.10) } (m_m = 4,25 \text{ мм, } \delta = 63^\circ 26',$$

$$d_m = 127,64 \text{ мм});$$

$k_1 = 3$ (табл. 11.1.11) (степень точности - 8, вид сопряжения C);

$F_r = 71$ мкм (табл. 11.1.6) (степень точности - 8, $d_m = 132$ мм, $m_m = 4,2$ мм);

$T_{\bar{S}_c} = 0,11$ мм (табл. 11.1.12) ($F_r = 71$ мкм, допуск на боковой зазор C);

$$E_{\bar{S}_{ce}}^* = E_{\bar{S}_{ce}} k_1 [R_e / (R_e - 0,5 b)] = 0,03 \cdot 3 \cdot [83,85 / (83,85 - 0,5 \cdot 25)] = 0,106 \text{ мм;}$$

$$T_{\bar{S}_c}^* = T_{\bar{S}_c} [R_e / (R_e - 0,5 b)] = 0,11 [83,85 / (83,85 - 0,5 \cdot 25)] = 0,129 \text{ мм;}$$

$$\bar{S}_{ce}^* = 0,883 \bar{S}_{e2} = 0,883 \cdot 6,397 = 5,649 \text{ мм;}$$

$$\bar{S}_{ce} = (\bar{S}_{ce}^* - E_{\bar{S}_{ce}}^*) - T_{\bar{S}_c}^* = (5,649 - 0,106) - 0,129 = 5,54_{-0,13} \text{ мм;}$$

$$\bar{h}_{ce} = (1,0 + 0) \cdot 5 - 0,1607 \cdot 6,397 = 3,97 \text{ мм.}$$

Табл. 11.1.10. Наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба $E_{\bar{S}_{ce}}$

ГОСТ 1758-81

Степень точности	Вид сопряжения	Средний модуль m_m , мм	Средний делительный диаметр d_m , мм								
			$d_m \leq 125$		$125 < d_m \leq 400$		$400 < d_m \leq 800$				
			Угол делительного конуса δ°								
			≤ 20	$20 < \leq 45$	> 45	≤ 20	$20 < \leq 45$	> 45	≤ 20	$20 < \leq 45$	> 45
$E_{\bar{S}_{ce}}$, мкм											
7	H	$1 \leq m_m < 3,5$ $3,5 \leq m_m < 6,3$ $6,3 \leq m_m < 10$ $10 \leq m_m < 16$	20	20	22	28	32	30	36	50	45
			22	22	25	32	32	30	38	55	45
			25	25	28	36	36	34	40	55	50
			28	28	30	36	38	36	48	60	55

Табл. 11.1.11. Значения коэффициента k_1

ГОСТ 1758-81

Вид сопряжения	Коэффициент k_1			
	Степень точности по плавности зацепления			
	6	7	8	9
H	0,9	1,0	-	-
E	1,45	1,6	-	-
D	1,8	2,0	2,2	-
C	2,4	2,7	3,0	3,2
B	3,4	3,8	4,2	4,6
A	5,0	5,5	6,0	6,6

Табл. 11.1.12. Допуск на среднюю постоянную хорду зуба $T_{\bar{S}_c}$

ГОСТ 1758-81

Допуск на боковой зазор	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм									
	> 20	> 25	> 32	> 40	> 50	> 60	> 80	> 100	> 125	> 160
	≤ 25	≤ 32	≤ 40	≤ 50	≤ 60	≤ 80	≤ 100	≤ 125	≤ 160	≤ 200
	$T_{\bar{S}_c}$, мкм									
b	32	38	42	50	60	70	90	110	130	160
d	42	48	55	65	75	90	110	130	160	200
c	52	60	70	80	95	110	140	170	200	260
b	65	75	85	100	120	130	170	200	250	320
a	85	95	110	130	150	180	220	260	320	400

11.1.3.2. ТОЛЩИНА ЗУБА

ПО СРЕДНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЕ
И ВЫСОТА ДО СРЕДНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЫ

Толщина зуба по средней постоянной хорде (S_c) - длина хорды, соответствующая номинальной толщине зуба в среднем его сечении (рис. 11.1.5).

Номинальная толщина зуба по средней постоянной хорде, соответствующая номинальному положению исходного контура, мм

$$\bar{S}_{c1(2)}^* = 0,883 \bar{S}_{nm1(2)},$$

где $\bar{S}_{nm1(2)}$ - толщина зуба шестерни (колеса) по делительному диаметру $d_{m1(2)}$ в среднем сечении зуба, мм

$$S_{nm1} = (1,571 + 0,728 x_1 + x_{\tau 1}) m_n - \text{для шестерни};$$

$$S_{nm2} = (\pi m_n - S_{nm1}) - \text{для колеса.}$$

Здесь x - коэффициент радиального смещения,

x_{τ} - коэффициент тангенциального смещения,

m_n - средний нормальный модуль, мм.

Действительная величина средней постоянной хорды конического зуба, указываемая на чертежах, мм

$$\bar{S}_{c1} = (\bar{S}_{c1} - E_{\bar{s}cs1}) - T_{\bar{s}c} - \text{для шестерни};$$

$$\bar{S}_{c2} = (\bar{S}_{c2} - E_{\bar{s}cs2}) - T_{\bar{s}c} - \text{для колеса.}$$

Здесь $E_{\bar{s}cs}$ - наименьшее отклонение постоянной хорды зуба на среднем диаметре для класса точности 7-N, мм

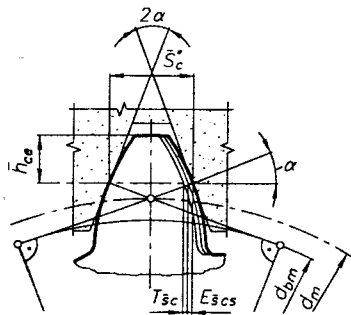


Рис. 11.1.5. Схема замера средней постоянной хорды и размещение отклонений и допусков для зубьев конических колес с кругвым зубом

$$E_{\bar{s}cs} = f(d_m, \delta, m_m) \text{ (табл. 11.1.10),}$$

$T_{\bar{s}c}$ - допуск на длину постоянной хорды зуба на среднем диаметре, мм

$$T_{\bar{s}c} = f(\text{вид допуска на боковой зазор, } F_r) \text{ (табл. 11.1.12);}$$

F_r - допуск на радиальное биение зубчатого венца, мкм, $F_r = f(\text{степень точности, } d_m, m_m)$ (табл. 11.1.6);

k_1 - коэффициент пересчета величин $E_{\bar{s}cs}$ для других видов сопряжений (табл. 11.1.11).

2. Высота до средней постоянной хорды зуба - высота головки зуба до средней постоянной хорды (\bar{h}_c) при номинальном положении исходного контура, мм

$$\bar{h}_{c1(2)} = h_{am1(2)} - 0,1607 \bar{S}_{nm1(2)}, \text{ где}$$

где h_{am} - высота головки зуба в среднем его сечении, мм:

- для зуба шестерни $h_{am1} = (h_o^* + x_1) m_n$;

- для зуба колеса $h_{am2} = (2h_o^* m_n - h_{am1})$;

$h_o^* = 1,0$ - коэффициент высоты головки зуба.

11.1.4. ТОЧНОСТЬ ЧЕРВЯКОВ ГОСТ 3675-81

Во второй части таблицы параметров цилиндрических червяков (табл. 11.4.4) должны быть приведены размеры для контроля взаимного положения профилей витков червяка по одному из вариантов:

- делительная толщина витка по хорде \bar{S}_{o1} и высота до хорды \bar{h}_{o1} , соответствующие номинальному положению исходного контура (11.1.4.1);

- номинальный размер червяка по роликам M и диаметр измерительного ролика d (11.1.4.2).

11.1.4.1. ДЕЛИТЕЛЬНАЯ ТОЛЩИНА ВИТКА ПО ХОРДЕ И ВЫСОТА ДО ХОРДЫ

(рис. 11.1.6)

1. Номинальная делительная толщина витка по хорде для червяка, мм $\bar{S}_{o1}^* = S m \cos \gamma$,

где $S = 0,57\pi$ - коэффициент расчетной толщины витка.

Действительная величина делительной толщины витка по хорде для червяка, указываемая на чертежах, мм $\bar{S}_{o1} = (\bar{S}_{o1}^* - E_{\bar{s}s}) - T_{\bar{s}}$.

Здесь $E_{\bar{s}s}$ - наименьшее отклонение толщины витка червяка, мм,

$T_{\bar{s}}$ - допуск на толщину витка червяка по хорде, мм.

$$E_{\bar{s}s} = E_{\bar{s}s}' + E_{\bar{s}s}'', \text{ мм,}$$

$E_{\bar{s}s}' = f(\text{межосевое расстояние } \sigma_w, \text{ вид сопряжения зубьев), мм, слагаемое 1 (табл. 11.1.13),}$

$E_{\bar{s}s}'' = f(\text{межосевое расстояние } \sigma_w, \text{ степень точности), мм, слагаемое 2 (табл. 11.1.15).}$

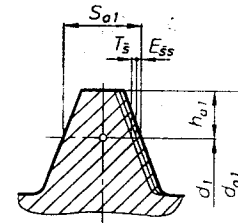


Рис. 11.1.6. Схема замера делительной толщины витка червяка и расположение отклонений и допусков

$T_{\bar{s}}$ - допуск на толщину витка червяка.

$T_{\bar{s}} = f(\text{вид допуска на боковой зазор, допуск на радиальное биение } f_r), \text{ мм (табл. 11.1.16).}$

$$f_r = A \cdot d_1 + C, \text{ мкм, где}$$

d_1 - делительный диаметр червяка, мм,

$A, C = f(\text{степень точности})$ (табл. 11.1.14).

2. Высота до хорды витка (\bar{h}_{o1}) - высота головки зуба до пункта равной толщины витка и межвитковой впадины по хорде, мм (рис. 11.1.6)

$$\bar{h}_{o1} = h_o^* m + 0,5 \bar{S}_{o1}^* \text{tg}(0,5 \text{ arc sin}(\bar{S}_{o1}^* \text{tg}^2 \gamma / d_1)).$$

Здесь $h_o^* = 1,0$ - коэффициент высоты головки витка.

ПРИМЕР 5: Червяк $m = 8$ мм, $d_1 = 64$ мм, $\sigma_w = 192$ мм, (рис. 11.4.9) степень точности 7-C, $\gamma = 14^\circ 2' 10''$.

$$\bar{S}_{o1}^* = 1,571 m \cos \gamma = 1,571 \cdot 8 \cdot 0,9703 = 12,195 \text{ мм,}$$

$$E_{\bar{s}s}' = 0,12 \text{ мм (табл. 11.1.13);}$$

$$E_{\bar{s}s}'' = 0,09 \text{ мм (табл. 11.1.15);}$$

$$E_{\bar{s}s} = E_{\bar{s}s}' + E_{\bar{s}s}'' = 0,12 + 0,09 = 0,21 \text{ мм;}$$

$A = 0,07, C = 15$, (табл. 11.1.14);
 $f_r = A d_1 + C = 0,07 \cdot 54 + 15 = 18,8$ мкм;
 $T_f = 0,045$ мм (табл. 11.1.16);
 $\bar{S}_{\sigma 1} = (\bar{S}_{\sigma 1}^* - E_{fs}') - T_f = (12,195 - 0,21) \cdot 0,045 = 11,99_{-0,05}$ мм.
 $\bar{h}_{\sigma 1} = 1,8 + 0,5 \cdot 12,195 \operatorname{tg}(0,5 \arcsin(12,195 \operatorname{tg}^2(14^\circ 2')/64)) = 8,04$ мм.

Табл. 11.1.13. Наименьшее отклонение толщины витка червяка E_{fs}' (слагается 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_{fs}' , мкм						
H	0	0	0	0	0	0	0
E	32	38	42	48	56	60	67
D	48	56	67	75	85	95	105
C	80	95	105	120	130	140	160
B	130	150	170	200	220	240	260
A	200	220	260	300	340	380	420

Табл. 11.1.14. Зависимость $A, C = f$ (степень точности)
 ГОСТ 3675-81

Степень точности	A	C
7	0,070	15,0
8	0,110	23,8
9	0,174	37,6

Табл. 11.1.15. Наименьшее отклонение толщины витка червяка E_{fs}'' (слагается 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_{fs}'' , 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	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	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	280	300

Табл. 11.1.16. Допуск на толщину витка червяка по хорде T_f
 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_f , мкм								
h	28	32	38	42	50	60	70	90	110
d	36	42	48	55	65	75	90	110	130
c	45	52	60	70	80	95	110	140	170
b	58	65	75	85	100	120	130	170	200
a	75	85	95	110	130	150	180	220	260

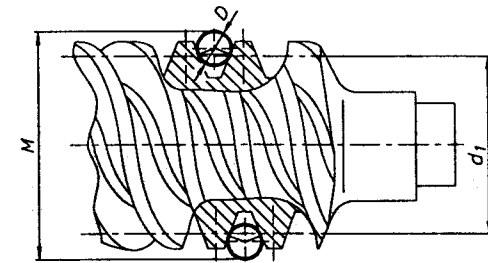


Рис. 11.1.7

11.1.4.2. НОМИНАЛЬНЫЙ РАЗМЕР ЧЕРВЯКА ПО РОЛИКАМ

Номинальный размер по роликам M - расчетный наружный размер, соответствующий номинальной толщине витка червяка (рис. 11.1.7).

Диаметр роликов, мм $D > 1,67 m$.

Номинальный размер по роликам, мм

$$M = d_1 - (p_1 - h_{a1}^*) \cos \gamma / \operatorname{tg} \alpha + D(1 / \sin \alpha + 1).$$

ПРИМЕР 6: Червяк $m = 8$ мм, $d_1 = 64$ мм, $a_w = 192$ мм, (рис. 11.4.9) $\alpha = 20^\circ$, $h_{a1}^* = 1,0$, $\gamma = 14^\circ 2' 10''$.

$D > 1,67 m = 1,67 \cdot 8 = 10,5$ мм. Принимаем $D = 10,95$ мм.

$p = \pi m = 3,14 \cdot 8 = 25,13$ мм.

$$M = d_1 - (p - h_{a1}^* m) \cos \gamma / \operatorname{tg} \alpha + D(1 / \sin \alpha + 1) = 64 - (25,13 - 1 \cdot 8) \cos 14^\circ 2' 10'' / \operatorname{tg} 20^\circ + 10,95 (1 / \sin 20^\circ + 1) = 79,51 \text{ мм.}$$

11.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

11.2.1. УСТАНОВОЧНЫЕ БАЗЫ И НАРЕЗАНИЕ ЗУБЬЕВ [9, 21]

1. ВИДЫ СТУПИЦ КОЛЕС И УСТАНОВОЧНЫЕ БАЗЫ

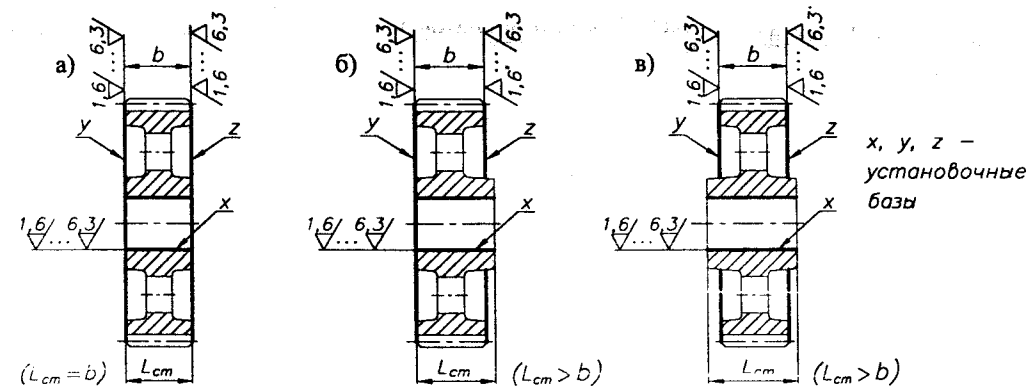


Рис. 11.2.1. Виды ступиц зубчатых колес:

а) длина ступицы равна ширине венца;

б, в) длина ступицы больше ширины венца

2. НАРЕЗАНИЕ ЗУБЬЕВ КОЛЕС И ВИД СТУПИЦ КОЛЕС

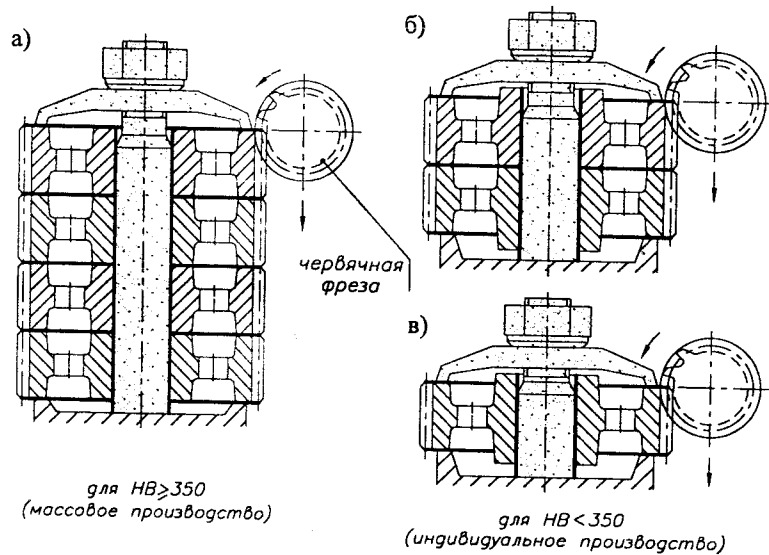


Рис. 11.2.2. Виды ступиц цилиндрических колес и технологические возможности нарезания зубьев на колесах с разными видами ступиц при:
а) массовом производстве; б), в) индивидуальном производстве

4. КАНАВКИ ДЛЯ ВЫХОДА ЧЕРВЯЧНЫХ ФРЕЗ ПРИ НАРЕЗАНИИ ШЕВРОННЫХ КОЛЕС

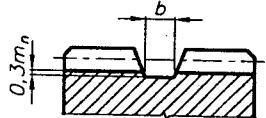


Рис. 11.2.5. Размеры канавок для выхода червячных фрез

Табл. 11.2.2. Ширина канавок

m_n , мм	b , мм, при β°		
	$< 25^\circ$	$< 35^\circ$	$< 45^\circ$
2	28	30	34
2,5	34	36	40
3	38	40	45
3,5	45	50	55
4	50	55	60
4,5	55	60	65
5	60	65	70
6	70	75	80
7	75	80	85
8	85	90	95
9	95	105	110
10	100	110	115
12	115	125	135

3. НАРЕЗАНИЕ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС ДОЛБЯКАМИ

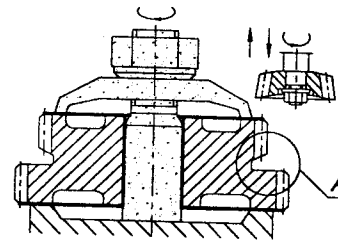


Рис. 11.2.3. Нарезание зубьев цилиндрических колес долбяком

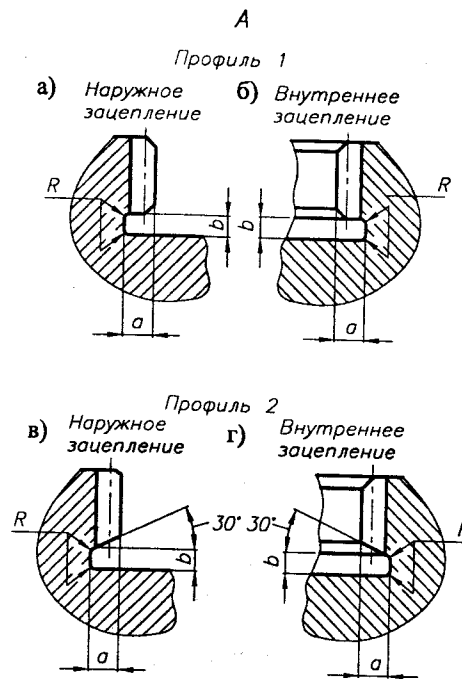


Рис. 11.2.4. Размеры канавок для выхода долбяков:
профиль 1 - прямоугольный;
профиль 2 - трапецидальный.

Табл. 11.2.1. Размеры канавок для выхода долбяков, мм

m_n	b min						σ min	R
	Профиль 1			Профиль 2				
	при прямых зубьях	при косых зубьях $\beta = 15^\circ$	при косых зубьях $\beta = 23^\circ$	при прямых зубьях	при косых зубьях $\beta = 15^\circ$	при косых зубьях $\beta = 23^\circ$		
1	5	6	7	-	-	-	3	0,5
1,25; 1,5							4	
1,75; 2,0							5	
2,25				10	13	14	6	
2,5	6	7	8	10	13	14	6,5	0,5
2,75; 3,0							7,5	
3,25							9	1,0
3,5-4,0							10,5	
4,25; 4,5	7	8	9				12	1,0
5,0							13	
5,5	8	9	10				15	
6							16	
6,5							18	
7	9	10	11				18	
8							20	
9							22,5	
10	10	12	13	12	15	16	25	
11							28	1,6
12							30	

$\beta = 15^\circ$ и $\beta = 23^\circ$ - углы наклона винтовой линии долбяка.
Для деталей зубчатых (шлицевых) эвольвентных (ГОСТ 6033-80) в отверстиях размер σ уменьшается вдвое, а на валах - на 1/3.

11.2.2. КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС [4, 8, 9, 10, 11, 17, 21, 28, 42, 43, 45]

ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

d_o – диаметр вершин зубьев;
 b – ширина венца;
 m – модуль;
 материал зубчатого колеса;
 $d_{вал}$ – диаметр вала.

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

$d_{ст} = d_{вал} + 2g_{ст}$ – диаметр ступицы;
 $L_{ст} = (1,4...1,8)d_{вал}$ – длина ступицы,
 ($L_{ст} \geq b$);
 $g = (2,4...4)m$ – толщина венца,
 ($g \geq 8$ мм);
 c – толщина диска;
 $n = 0,5m$ – фаски венца на
 диаметре вершин;
 $D_{отв} = 0,5(d_o - 4,5m - 2g + d_{ст})$ –
 диаметр расположения отверстий;
 $d_{отв} = (0,35...0,4)(d_o - 4,5m - 2g - d_{ст})$ –
 диаметр отверстий.
 $D_{отв}, d_{отв}$ – округляют до целых чисел.

1. ВАЛ-ШЕСТЕРНИ

$d_o < 2d_{вал}$

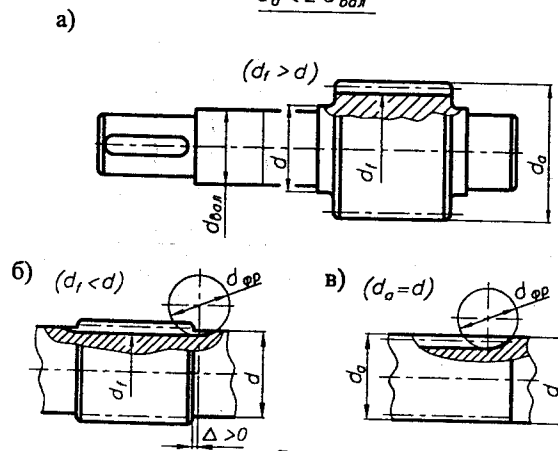


Рис. 11.2.6

2. КОЛЕСА КОВАННЫЕ

$d_o \approx 2d_{вал}$

$d_o \leq 200$ мм

$150 < d_o \leq 500$ мм

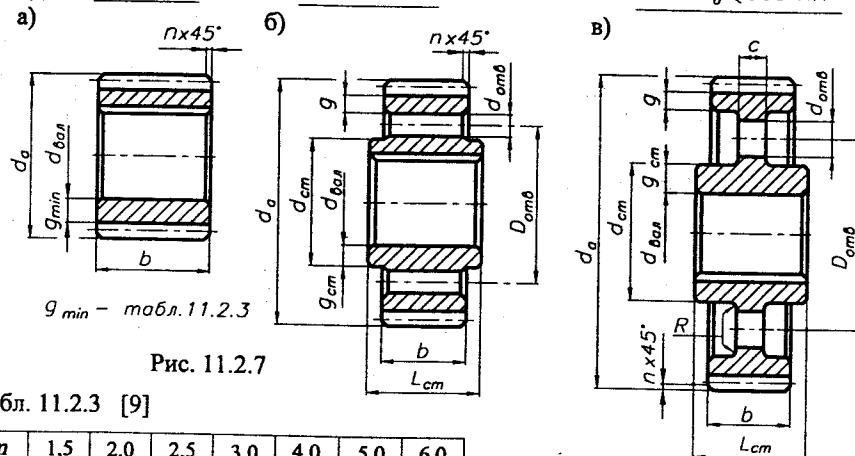


Рис. 11.2.7

Табл. 11.2.3 [9]

m	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
g_{min}	4,0m	3,8m	3,5m	3,3m	3,0m	2,8m	2,5m

$g = (2,0...3,0)m \geq 10$ мм;
 $c = (0,4...0,45)b \geq 10$ мм;
 $g_{ст} = (0,25...0,3)d_{вал}$;
 $R = 5$ мм.

3. КОЛЕСА ШТАМПОВАННЫЕ

$200 < d_o \leq 500$ мм

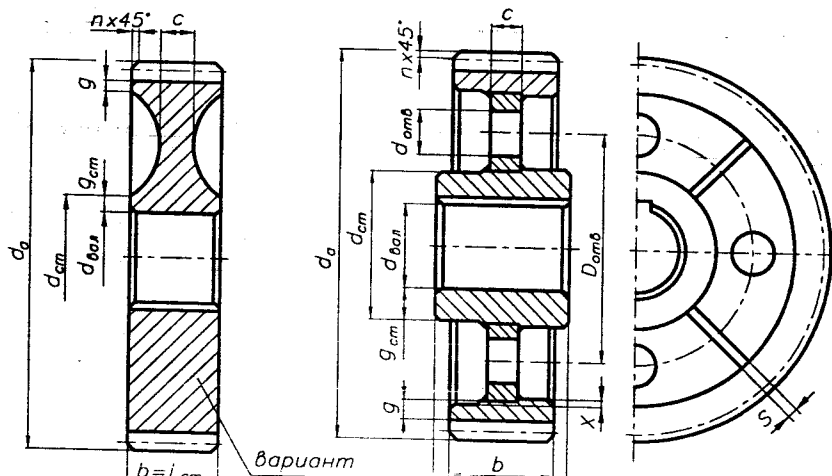
4. КОЛЕСА СВАРНЫЕ

5. КОЛЕСА ЛИТЫЕ

$d_o \leq 400$ мм $d_o \leq 600$ мм

$d_o = (400...1000)$ мм

$b \leq 200$ мм

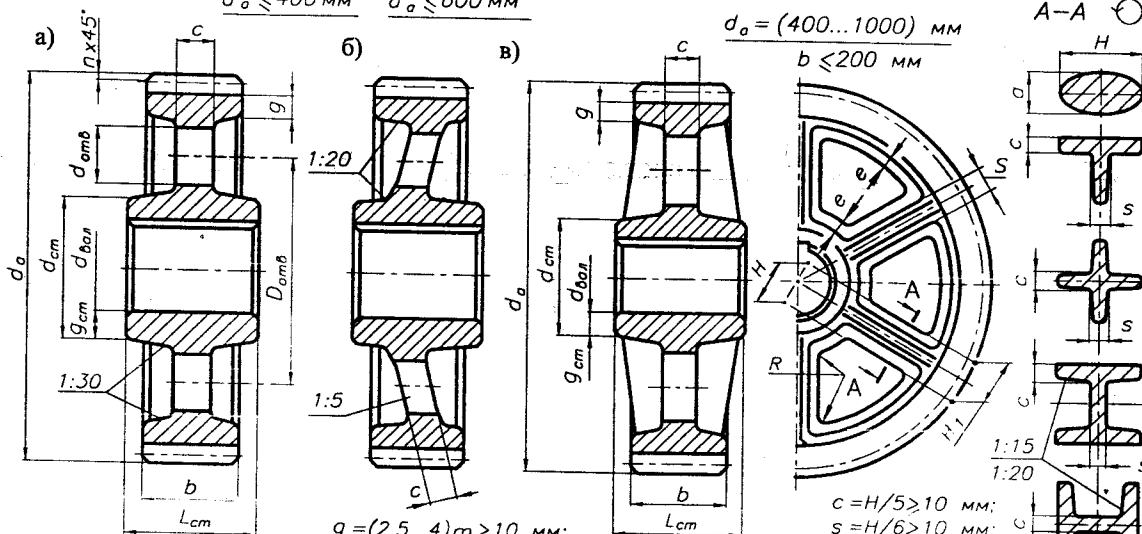


$g = (2,0...3,0)m \geq 10$ мм;
 $c = (0,35...0,4)b \geq 10$ мм;
 $g_{ст} = (0,25...0,3)d_{вал}$.

Рис. 11.2.8

$g = 3,0m \geq 8$ мм;
 $g_{ст} = (0,3...0,35)d_{вал}$;
 $c = (0,4...0,5)b \geq 10$ мм; $X = 5$ мм; $S = 0,5c$.

Рис. 11.2.9



$g = (2,5...4)m \geq 10$ мм;
 $g_{ст} = 0,3d_{вал} \geq 10$ мм;
 $c = (0,4...0,5)b \geq 10$ мм.

Рис. 11.2.10

$e = 0,8g$;
 $H = 0,8d_{вал}$;
 $H_1 = 0,8H$.

$c = H/5 \geq 10$ мм;
 $s = H/6 \geq 10$ мм;
 $a = (0,4...0,5)H$;
 $R \geq 10$ мм.

11.2.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС [4, 8, 9, 17, 21, 29, 35, 42]

1. ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

На чертеже цилиндрического зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 2.403-75 должны быть указаны размеры (рис.11.2.11) и помещена следующая таблица параметров зубчатого венца (табл.11.2.4).

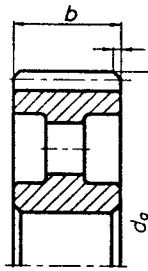


Рис. 11.2.11

Табл. 11.2.4

Модуль	m	
Число зубьев	z	
Угол накл.лин.зуб.	β	
Направл.линии зуб.	-	
Норм.исх.контур	ГОСТ 13755-81	
Козф.смещения	x	
Степень точн.	-	
Дл.общ.норм.на зуб. W		
Делит.диаметр d		
Сопряж. № рис.		
зуб.кол. Числ.зуб. z		
Межос.расстоян. a_w		
	10	35
110		

2. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

На чертеже зубчатого колеса отклонения заготовки для диаметра вершин зубьев h_8 представить численно

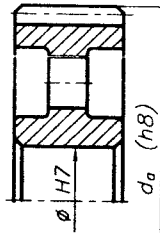


Рис. 11.2.12

3. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ (рис. 11.2.13)

- 3.1. Допуск радиального биения ∇ , мкм поверхности заготовки под диаметр вершин зубьев относительно поверхности A (табл. 11.2.5).
- 3.2. Допуск осевого биения ∇ , мкм, ступицы колеса и базовых поверхностей венца относительно поверхности A (табл. 11.2.6).

Табл. 11.2.5. Допуски радиального биения заготовок зубчатого колеса

Степень точности	Рад. биение, мкм при диаметре заготовки, мм						
	≤ 50	≤ 80	≤ 120	≤ 200	≤ 320	≤ 500	≤ 800
6	12	16	20	22	26	32	40
7	20	25	32	36	42	50	60
8	32	40	50	55	65	80	100
9	50	60	80	90	105	120	160

Табл. 11.2.6. Допуски осевого биения базовых поверхностей венца и ступицы

Степень точности	Осевое биение, мкм				
	венца колеса $d=100$ мм		ступицы ($L_{ст}/d_{вал} \leq 1$)		
	шириною B, мм		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

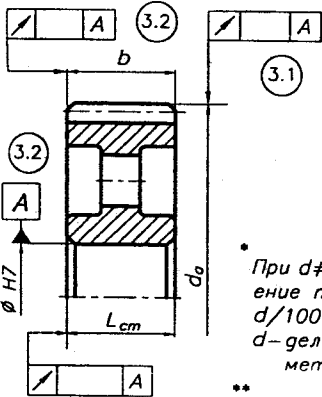


Рис. 11.2.13

При $d \neq 100$ осевое биение пересчитать в $d/100$ раза, где d - делительный диаметр колеса
 ** При $L_{ст}/d_{вал} > 1$ величину осевого биения увеличить на 40...50%

12,5/√(√)

Модуль	m	5
Число зубьев	z	42
Угол накл.лин.зуб.	β	14°21'41"
Направл.линии зуб.	-	левое
Норм.исх.контур	ГОСТ 13755-81	
Козф.смещения	x	0
Степень точн.	-	8-C
Дл.общ.норм.на 6 зуб. W		84,39-88
Делит.диаметр d		216,78
Сопряж. № рис.		001.002
зуб.кол. Числ.зуб. z		20
Межос.расстоян. a_w		160

1. 280...300 НВ
 2. Радиусы закруглений - 3мм
 3. Неуказанные предельные отклонения размеров: - охватываемых - H14; - охватывающих - H14; - остальных - ±0,5 IT14
 4. Точность зубчатого колеса - ГОСТ 1643-81

КП ДМ МС12а.11.02.15

Колесо зубчатое	Лит. Масса	Масштаб
45	у	1:1
ГОСТ 1050-88	Лист 1	Листов 1
	БНТУ	Кафедра ДМ и ПТМ

Рис. 11.2.15

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕХНОСТЕЙ

Табл. 11.2.7. Шероховатость поверхностей зубчатых колес

	Степень точности зубчатого колеса			
	6	7	8	9
4.1. Рабочая поверхность зубьев	0,8/	0,8/ ... 1,6/	1,6/ ... 3,2/	3,2/ ... 6,3/
4.2. Диаметр вершин зубьев	1,6/	1,6/ ... 3,2/	3,2/ ... 6,3/	6,3/ ... 12,5/
4.3. Боковая базовая поверхность венца	1,6/	1,6/	3,2/	3,2/ ... 6,3/
4.4. Боковая поверхность ступицы	1,6/	3,2/	3,2/	6,3/
4.5. Поверхности установочных баз - рис. 11.2.1.				
4.6. Поверхность ступицы, сопряженная с валом для $d_{вал} \leq 80$ мм - 1,6/ ... 3,2/ для $d_{вал} > 80$ мм - 3,2/ ... 6,3/				
4.7. Другие необозначенные поверхности				

12,5/√(√)

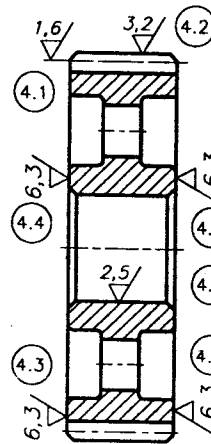
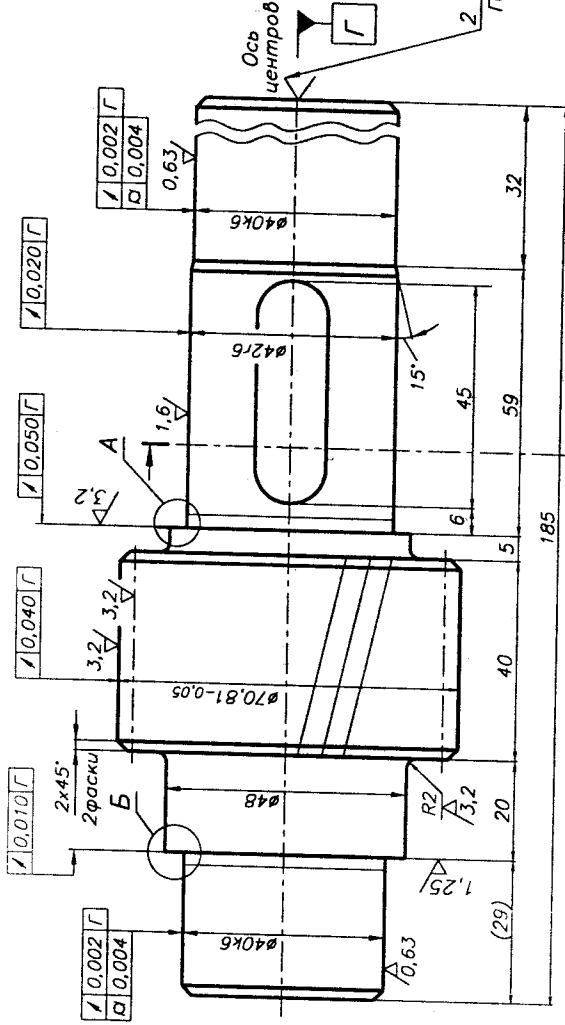


Рис. 11.2.14

11.2.4. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

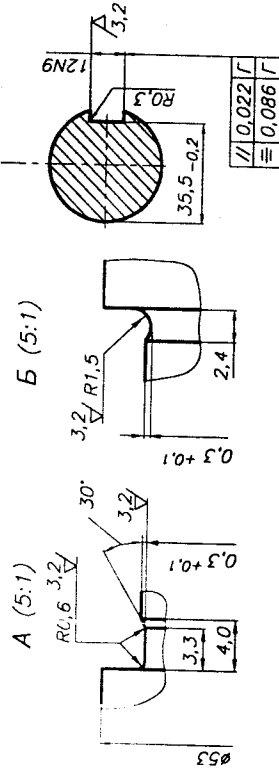
6,3/√(V)



Модуль	т	3
Число зубьев	z	21
Угол накл. лин. зуб.	β	15°26'
Направл. линии зуб.		— левое
Норм. иск. контур	ГОСТ	1,3755-81
Коэф. смещения	x	0
Степень точн.		— 8-С
Диал. норм. на 3 зуб.	W	210,106
Делит. диаметр	d	64,81
Сопр. № рис.		— 001,003
Числ. зуб.	z	60
Межос. расстояние	O_m	125

2 отв. центр. В6,3
ГОСТ 14034-74

1. 170...190 НВ
2. Твердость зубьев 280...300 НВ
3. Точность зубчатого колеса—ГОСТ 1643-81
4. Неуказанные предельные отклонения разме-
роб: — охватываемых—h14;
— остальных—±0,5 IT 14



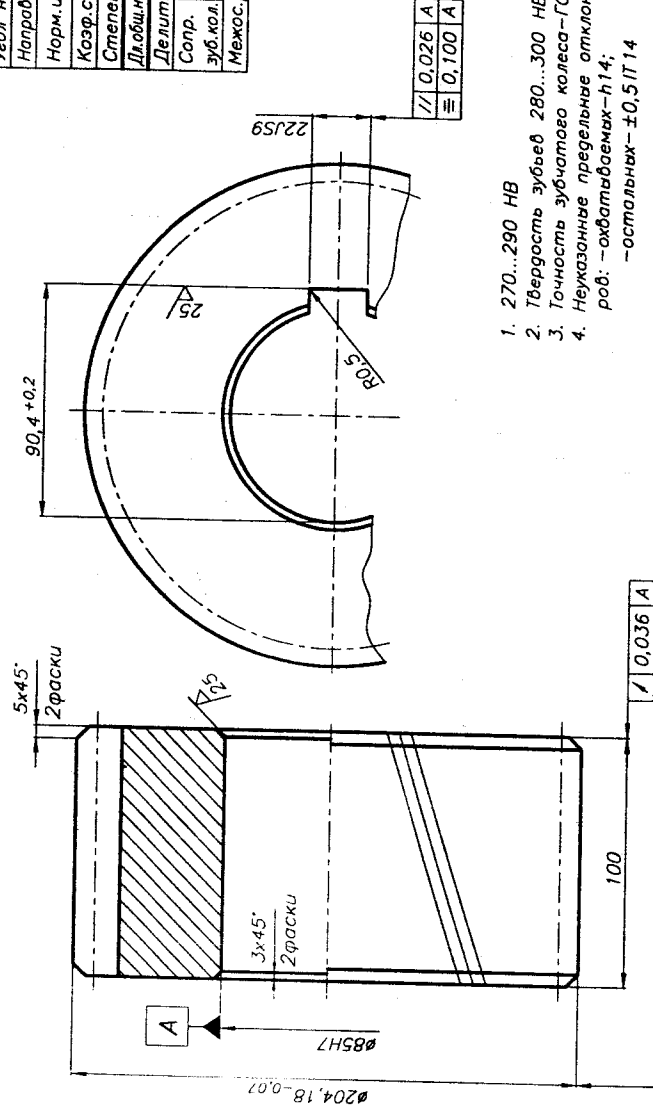
Лист	Масса	Материал
1		Углеродистая сталь
2		Листовой металл
3		Листовой металл
4		Листовой металл
5		Листовой металл
6		Листовой металл
7		Листовой металл
8		Листовой металл
9		Листовой металл
10		Листовой металл
11		Листовой металл
12		Листовой металл
13		Листовой металл
14		Листовой металл
15		Листовой металл
16		Листовой металл
17		Листовой металл
18		Листовой металл
19		Листовой металл
20		Листовой металл
21		Листовой металл

КП ДМ МС12а.11.02.16
ВАЛ-ШЕСТЕРНЯ
40
ГОСТ 1050-88
НТУ ХПМ*
Корректур ДМ и ПМ

Рис. 11.2.16

6,3/√(V)

Модуль	т	8
Число зубьев	z	23
Угол накл. лин. зуб.	β	17°06'05"
Направл. линии зуб.		— правое
Норм. иск. контур	ГОСТ	1,3755-81
Коэф. смещения	x	0
Степень точн.		— 9-С
Диал. норм. на 3 зуб.	W	161,66-0,12
Делит. диаметр	d	188,18
Сопр. № рис.		— 001,008
Числ. зуб.	z	54
Межос. расстояние	O_m	315



1. 270...290 НВ
2. Твердость зубьев 280...300 НВ
3. Точность зубчатого колеса—ГОСТ 1643-81
4. Неуказанные предельные отклонения разме-
роб: — охватываемых—h14;
— остальных—±0,5 IT 14

Лист	Масса	Материал
1		Углеродистая сталь
2		Листовой металл
3		Листовой металл
4		Листовой металл
5		Листовой металл
6		Листовой металл
7		Листовой металл
8		Листовой металл
9		Листовой металл
10		Листовой металл
11		Листовой металл
12		Листовой металл
13		Листовой металл
14		Листовой металл
15		Листовой металл
16		Листовой металл
17		Листовой металл
18		Листовой металл
19		Листовой металл
20		Листовой металл
21		Листовой металл

КП ДМ МС12а.11.02.17
ШЕСТЕРНЯ
35
ГОСТ 1050-88
НТУ ХПМ*
Корректур ДМ и ПМ

Рис. 11.2.17

1. ТИПЫ ЗУБЬЕВ

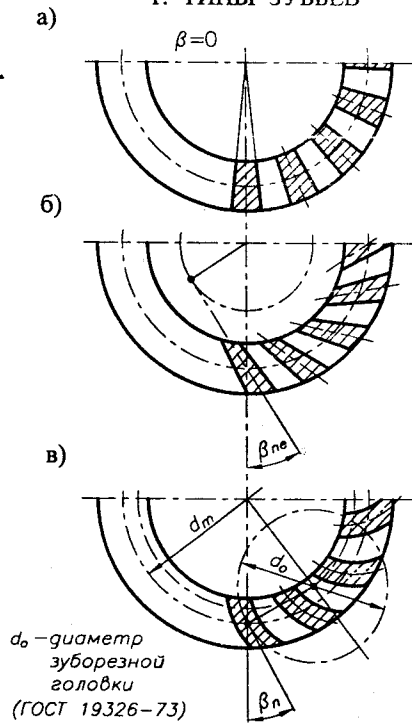


Рис. 11.3.1. Тип зубьев конических колес:
а) прямой; б) тангенциальный; в) круговой

2. ОСЕВЫЕ ФОРМЫ ЗУБЬЕВ

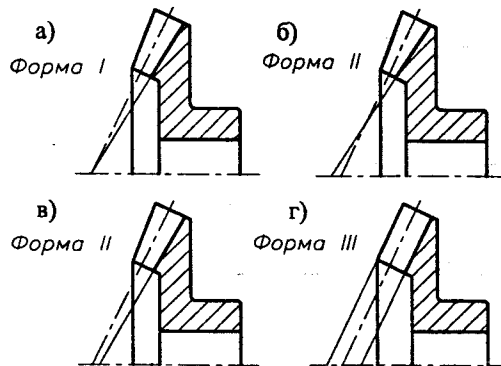


Рис. 11.3.2. Осевые формы зуба:
а) I - пропорционально понижающаяся;
б), в) II - понижающаяся; г) III - равновысокая

11.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

11.3.1. ЭЛЕМЕНТЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС [4, 8, 21, 42, 48]

3. ПРИМЕНЕНИЕ ОСЕВЫХ ФОРМ ЗУБЬЕВ

Форма I - основная для прямозубых и тангенциальных колес. Ее применяют также для круговых зубьев при $m = 2 \dots 2,5$ мм.

Форма II - основная для колес с круговыми зубьями при $m = 0,4 \dots 25$ мм.

Форма III - используется для колес с круговыми зубьями при $m = 2 \dots 25$ мм.

4. ПРИМЕНЕНИЕ МОДУЛЕЙ КОЛЕС

Для колес с прямым зубом обычно стандартным принимают внешний окружной модуль $m_{\text{в}}$ (по технологическому процессу нарезания таких колес стандартизация $m_{\text{в}}$ не обязательна).

Для колес с тангенциальным зубом стандартным принимают внешний нормальный модуль $m_{\text{н}}$.

Для колес с круговым зубом стандартным принимают средний нормальный модуль $m_{\text{с}}$.

5. ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ

В передачах с $u > 1$ шестерню рекомендуют выполнять с положительным смещением (x_1) (табл. 11.3.1), а колесо с равным ему по величине отрицательным смещением ($x_2 = -x_1$).

Для передач, у которых u и z_1 отличаются от указанных в таблице, коэффициенты смещения принимают с округлением в большую сторону.

Табл. 11.3.1. Значения коэффициентов смещения конических прямозубых передач x_1

ГОСТ 19624-74

z_1	Значения коэффициента смещения x_1 при передаточном числе u											
	1,00	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0	$5,0 \geq 6,3$	
12	-	-	-	-	-	-	-	0,50	0,53	0,56	0,57	0,58
13	-	-	-	-	-	-	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,56
14	-	-	-	0,27	0,34	0,38	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,54
15	-	-	0,18	0,25	0,31	0,36	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,52
16	-	0,10	0,17	0,24	0,30	0,35	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,50
18	0,00	0,09	0,15	0,22	0,28	0,33	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,47
20	0,00	0,08	0,14	0,20	0,26	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,44
25	0,00	0,07	0,13	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,40
30	0,00	0,06	0,11	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,35
40	0,00	0,05	0,09	0,12	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,28

6. ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТОВ ИЗМЕНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ ТОЛЩИНЫ ЗУБА

ГОСТ 19624-74

В передачах с $u > 2,5$ зубчатые колеса рекомендуют выполнять, кроме смещения, с различной толщиной зуба исходного контура, увеличенной по сравнению с расчетной ($\pi \cdot m_{\text{в}} / 2$) у исходного контура шестерни и соответственно уменьшенной - у исходного контура колеса.

Коэффициент изменения расчетной толщины зуба исходного контура ($x_{\tau 1}$ - положительный для шестерни и равный ему по величине, но обратный по знаку $x_{\tau 2}$ - для колеса) вычисляют по зависимости $x_{\tau 1} = 0,03 + 0,008(u - 2,5)$.

7. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ (рис. 11.3.3)

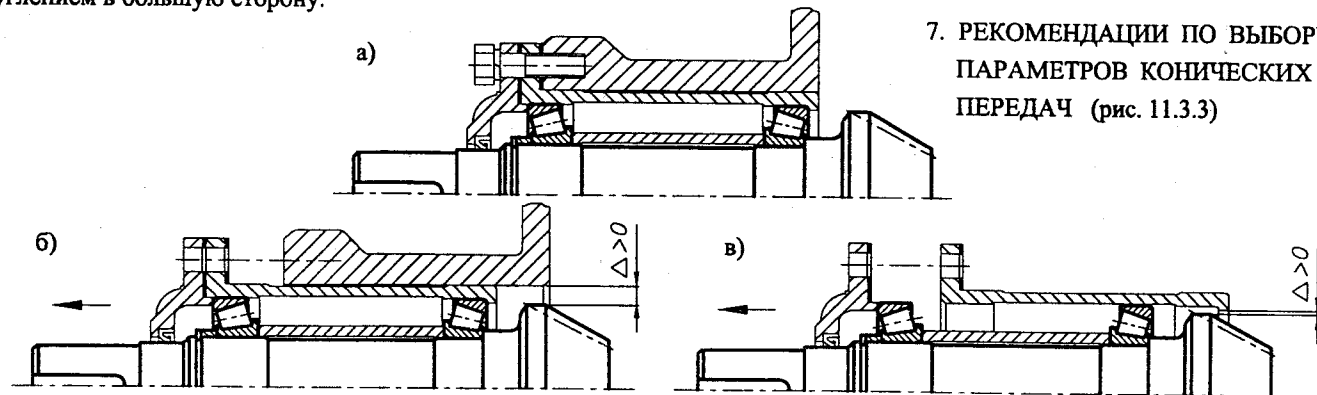


Рис. 11.3.3. Рекомендации по выбору параметров конических передач

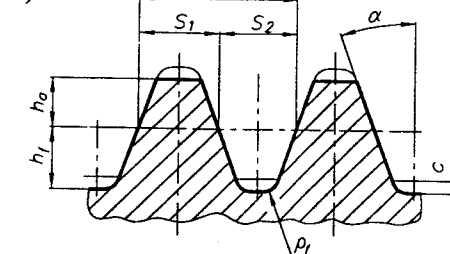
11.3.2. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС ГОСТ 19624-74

(Представлен для конических колес с прямым зубом и постоянным радиальным зазором по ширине колеса.

Табл. 11.3.2

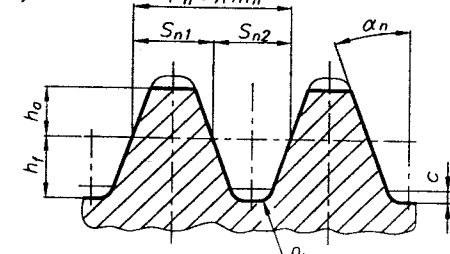
Для колес с круговым зубом - ГОСТ 19326-73)

а) ГОСТ 13754-81



$m (m_{te}, m_{ne})$ $\alpha = 20^\circ$
 $h_0^* = 1,0$ $h_{01} = h_0^* m$
 $h_1^* = 1,2$ $h_{11} = h_1^* m$
 $c^* = 0,2$ $c = c^* m$
 $\rho_1^* = 0,2$ $\rho_1 = \rho_1^* m$

б) ГОСТ 16202-81



m_n $\alpha_n = 20^\circ$
 $h_0^* = 1,0$ $h_{01} = h_0^* m_n$
 $h_1^* = 1,25$ $h_{11} = h_1^* m_n$
 $c^* = 0,25$ $c = c^* m_n$
 $\rho_1^* = 0,25$ $\rho_1 = \rho_1^* m_n$

Рис. 11.3.5. Номинальный исходный контур конических колес:

- а) внешний торцевой: - для прямозубых колес;
 - для колес с тангенциальным зубом;
- б) средний нормальный - для колес с круговым зубом

Вычисления должны производиться с точностью:
 - линейные размеры - с точностью не ниже 0,0001 мм;
 - отвлеченные величины - с точностью не ниже 0,0001;
 - угловые размеры - с точностью не ниже 1';
 - тригонометрические величины - с точностью не ниже 0,00001;
 - передаточные числа, числа зубьев, коэффициенты смещения, коэффициенты изменения толщины зуба - с точностью не ниже 0,01.

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

20. Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев
 $B_1 = 0,5 d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1$ 71,8693
 $B_2 = 0,5 d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2$ 34,8168

21. Внешняя окружная толщина зуба
 $S_{e1} = (0,5\pi + 2 x_1 \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 1}) m_{te}$ 9,3096
 $S_{e1} = \pi m_{te} - S_{e1}$ 6,3979

РАСЧЕТ ВНЕШНЕЙ ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ТОЛЩИНЫ ЗУБА ПО ХОРДЕ И ВЫСОТЫ ДО НЕЕ (при $x_1 \leq 0,4$) *
 Табл. 11.3.3

1. Половина внешней угловой толщины зуба
 $\psi_{e1} = S_{e1} \cos \delta_1 / d_{e1}$ 0,11102
 $\psi_{e2} = S_{e2} \cos \delta_2 / d_{e2}$ 0,01907

2. Внешняя делительная толщина зуба по хорде
 $\bar{S}_{e1} = d_{e1} \sin \psi_{e1} / \cos \delta_1$ 9,2986
 $\bar{S}_{e2} = d_{e2} \sin \psi_{e2} / \cos \delta_2$ 6,3422

3. Высота до внешней делительной хорды зуба
 $\bar{h}_{ae1} = h_{ae1} + 0,25 S_{e1} \psi_{e1}$ 7,2584
 $\bar{h}_{ae2} = h_{ae2} + 0,25 S_{e2} \psi_{e2}$ 3,0305

* Расчет толщины зуба по внешней постоянной хорде и высоты до внешней постоянной хорды (11.1.3.1).

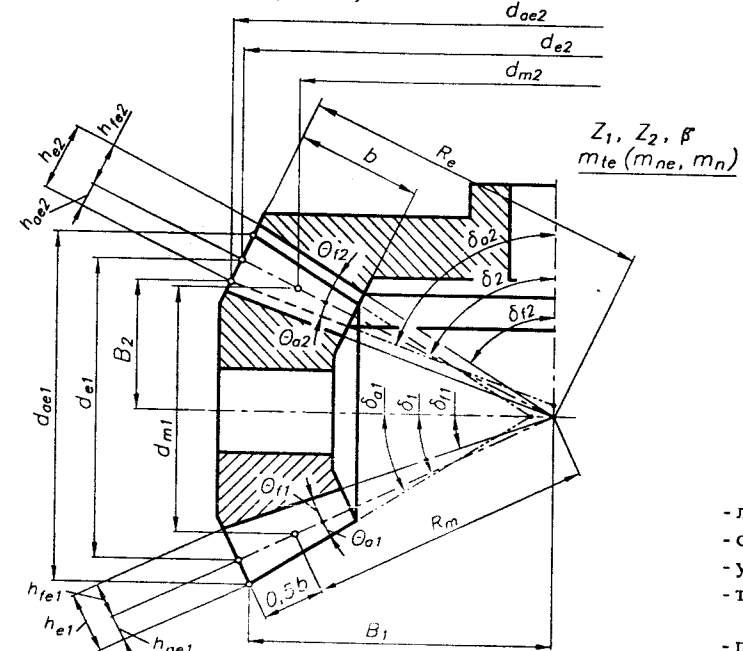


Рис. 11.3.4. Основные размеры и параметры конической передачи

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 $b \leq 0,3 R_e$ 25
 $b \leq 10 m_{te}$
 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'
 $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$ 63°26'
 $\sin \delta_1 = \cos \delta_2$ 0,44724
 $\sin \delta_2 = \cos \delta_1$ 0,89441
 $u = z_2 / z_1$ 2
 8. Передаточное число 2
 9. Коэффициент смещения у шестерни x_1 + 0,40
 10. Коэффициент изменения толщины зуба шестерни $x_{\tau 1}$ 0
 11. Внешняя высота головки зуба $h_{ae1} = (h_0^* + x_1) m_{te}$ 7,0000
 $h_{ae2} = 2 h_0^* m_{te} - h_{ae1}$ 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 $\operatorname{tg} \theta_{r1} = h_{fe1} / R_e$ 0,04770
 θ_{r1} 2°44'
 $\operatorname{tg} \theta_{r2} = h_{fe2} / R_e$ 0,09540
 θ_{r2} 5°27'
 15. Угол головки зуба $\theta_{o1} = \theta_{r2}$ 5°27'
 $\theta_{o2} = \theta_{r1}$ 2°44'
 16. Угол конуса вершин $\delta_{o1} = \delta_1 + \theta_{o1}$ 32°01'
 $\delta_{o2} = \delta_2 + \theta_{o2}$ 66°10'
 17. Угол конуса впадин $\delta_{r1} = \delta_1 - \theta_{r1}$ 23°50'
 $\delta_{r2} = \delta_2 - \theta_{r2}$ 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 $d_{oe1} = d_{e1} + 2 h_{ae1} \cos \delta_1$ 87,5217
 $d_{oe2} = d_{e2} + 2 h_{ae2} \cos \delta_2$ 152,6834

11.3.3. УСТАНОВОЧНЫЕ БАЗЫ ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС [24, 21, 35, 42, 48]

1. ВАЛ-ШЕСТЕРНИ

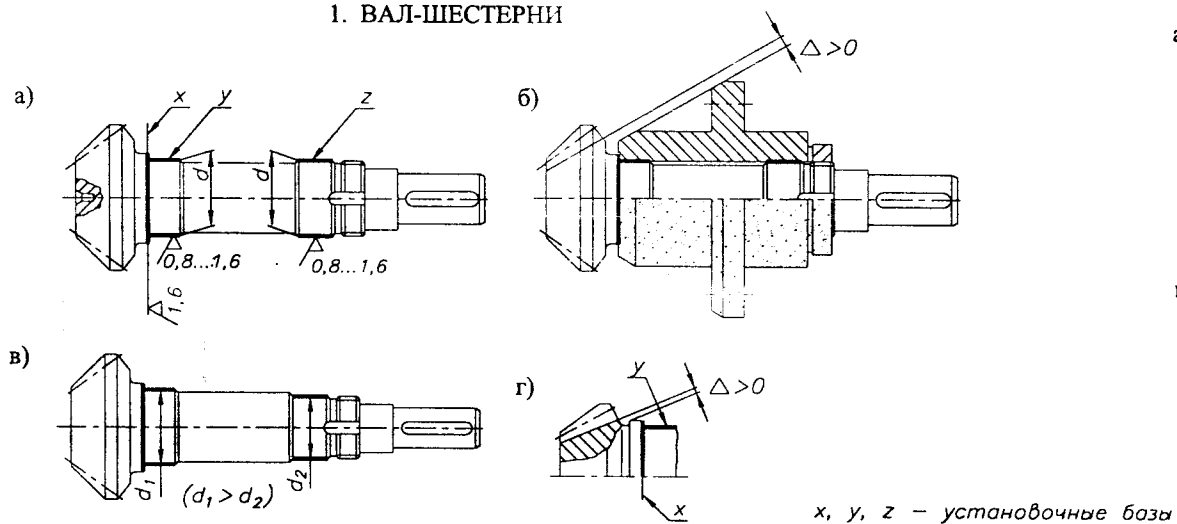


Рис. 11.3.6. Установочные базы для нарезания зубьев на вал-шестернях

2. ШЕСТЕРНИ

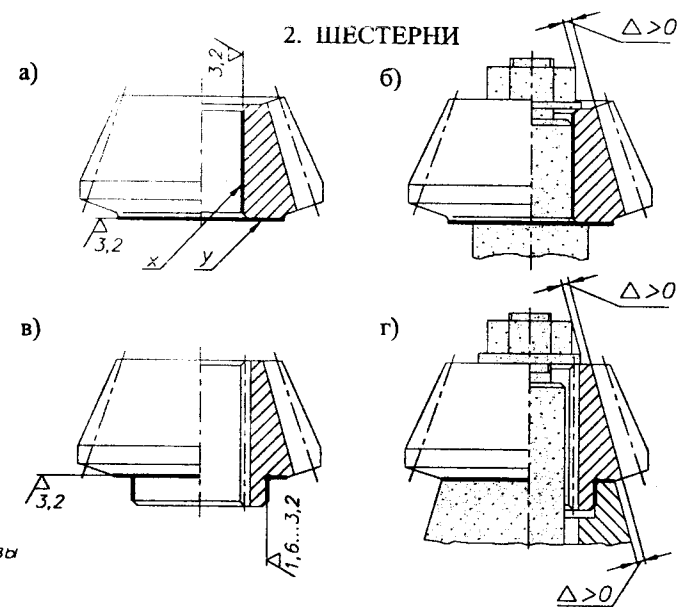


Рис. 11.3.7. Установочные базы для нарезания зубьев на шестернях

3. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

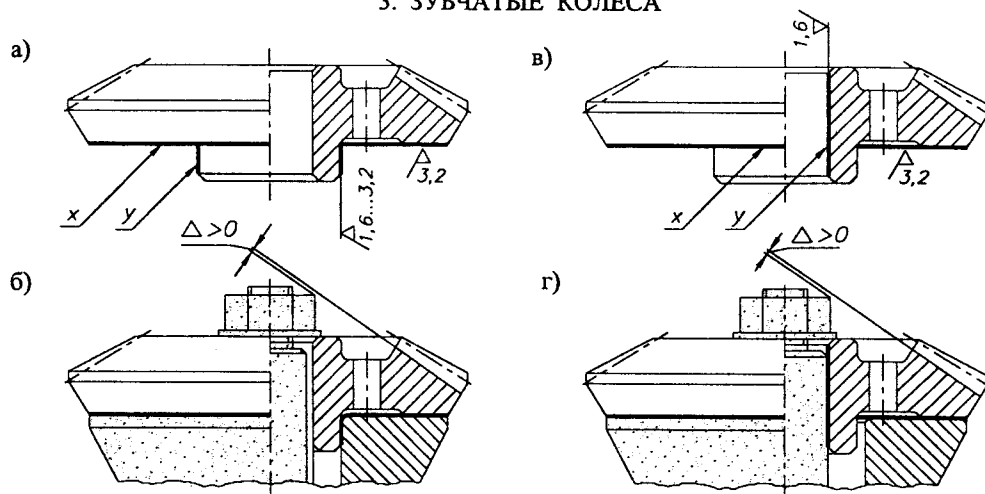


Рис. 11.3.8. Установочные базы для нарезания зубьев на зубчатых колесах

4. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА-ДИСКИ

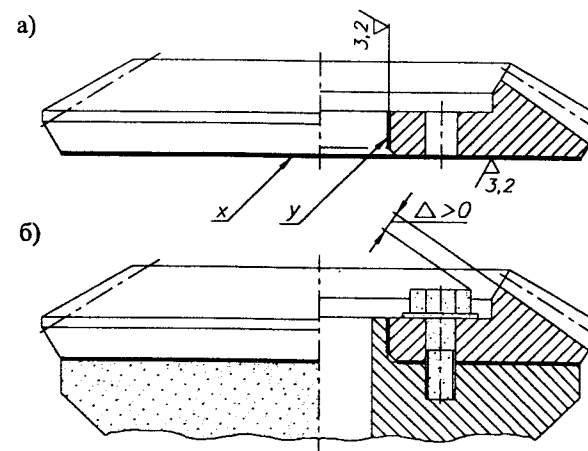


Рис. 11.3.9. Установочные базы для нарезания зубьев на колесах-дисках

11.3.4. КОНСТРУКЦИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС [4, 21, 42, 48]

1. ВАЛ-ШЕСТЕРНИ

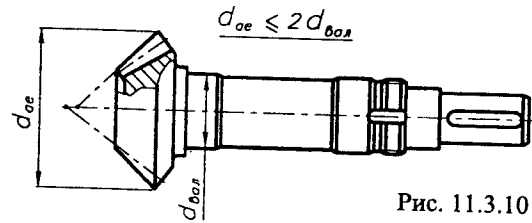


Рис. 11.3.10

2. ШЕСТЕРНИ

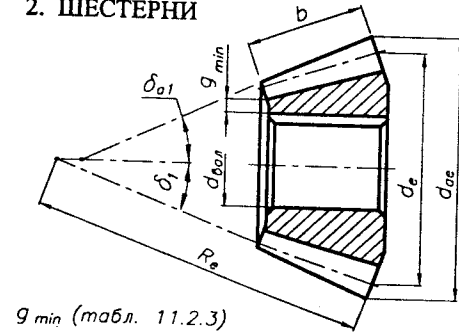


Рис. 11.3.11

ЗАДАНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

- d_e – наружный делительный диаметр;
- d_{oe} – наружный диаметр вершин зубьев;
- b – ширина венца;
- $m_{te(ne)}$ – наружный (нормальный) модуль;
- δ – угол делительного конуса;
- R_e – образующая конуса на наружном диаметре;
- материал зубчатого колеса;
- $d_{вал}$ – диаметр вала;
- $d_{cm} = d_{вал} + 2g_{cm}$ – диаметр ступицы;
- $L_{cm} = (1,4...1,8)d_{вал}$ – длина ступицы.

При конструировании конических колес необходимо выполнить условие $\Delta > 0$ для нарезания зубьев (рис. 11.3.6б, г, 11.3.7б, г, 11.3.8б, г, 11.3.9б, 11.3.16).

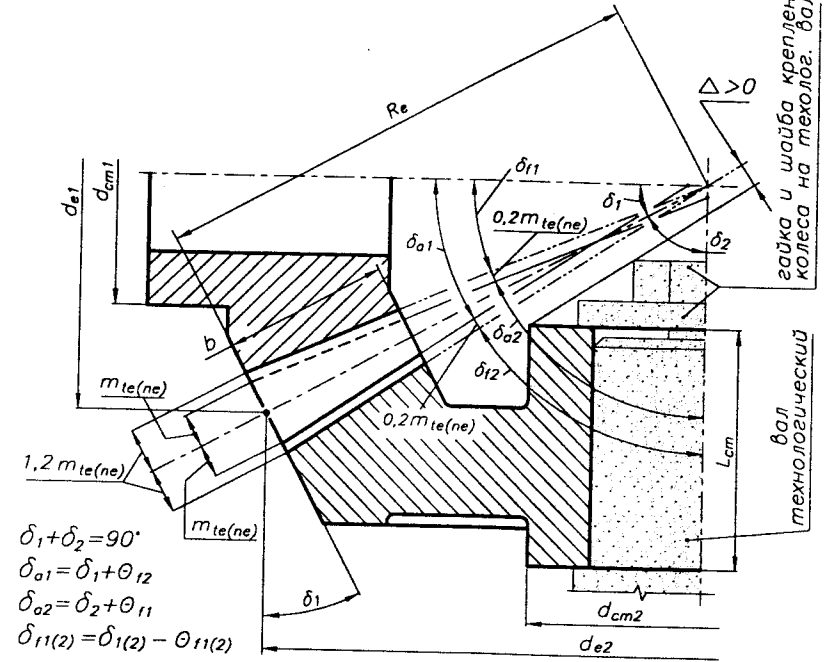


Рис. 11.3.16. Зубчатые колеса с осевой формой зуба I и постоянным радиальным зазором по ширине зубчатого колеса

3. КОЛЕСА КОВАННЫЕ

4. КОЛЕСА ШТАМПОВАННЫЕ

5. КОЛЕСА ЛИТЫЕ

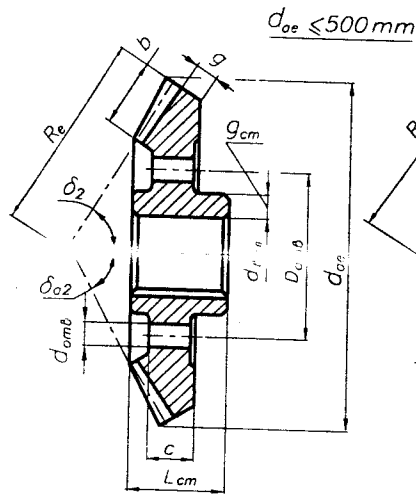


Рис. 11.3.12

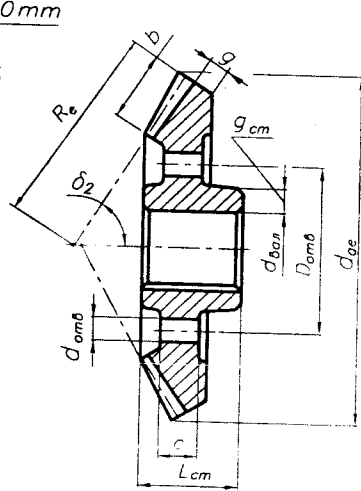


Рис. 11.3.13

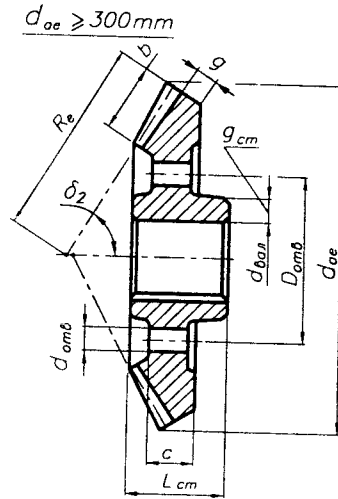


Рис. 11.3.14

$D_{омб}$, $d_{омб}$ – выбираются конструктивно

6. КОЛЕСА СБОРНЫЕ

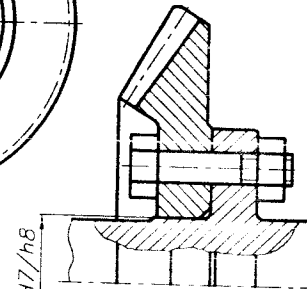


Рис. 11.3.15

Для кованых и штампованных колес
 $g = (2,0...3,5)m_{ne} \geq 10$ мм;
 $c = (0,15...0,30)b \geq 10$ мм;
 $g_{cm} = (0,25...0,35)d_{вал}$.

Для литых колес
 – при диаметрах $d_{oe} \leq 400$ мм
 $g = (2,5...4,0)m_{te} \geq 10$ мм;
 $c = (0,2...0,4)b \geq 10$ мм;
 $g_{cm} = (0,35...0,45)d_{вал} \geq 10$ мм – ст. литье;
 $g_{cm} = (0,40...0,45)d_{вал} \geq 10$ мм – чугуны;
 – при диаметрах $400 < d_{oe} \leq 1000$ мм
 $g = (2,5...3,5)m_{te} \geq 10$ мм;
 $c = 0,2b \geq 10$ мм;
 $g_{cm} = (0,30...0,40)d_{вал} \geq 10$ мм – ст. литье;
 $g_{cm} = 0,4 d_{вал} \geq 10$ мм – чугуны.

11.3.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС [4, 21, 42, 48]

1. ПАРАМЕТРЫ
КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

На чертеже конического зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 2.405-75 должны быть указаны размеры (рис. 11.3.17) и помещена одна из таблиц параметров зубчатого венца (табл. 11.3.4).

Табл. 11.3.4. Таблицы параметров зубчатого венца для:
а) прямых зубьев;
б) тангенциальных зубьев;
в) круговых зубьев

а)

Внешн.окр.модуль m_{te}	
Число зубьев z	
Тип зуба	Прямой
Внешн.исх.контур	ГОСТ 13754-81
Козф.смещения x_e	
Козф.изм.толщ.зуб. x_t	
Угол делит.конуса δ	
Степень точн.	
Внешн.пост. хорда \bar{S}_{ce}	
Высота до вн.хорды h_{ce}	
Межос.угол передач. Σ	
Средн.окр.модуль m_m	
Внешн.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. № рис.	
зуб.кол. Числ.зуб. z	10 35

110

б)

Внешн.норм.модуль m_{ne}	
Число зубьев z	
Тип зуба	Тангенци.
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73	
Угол наклона зуба β_{ne}	
Направл.линии зуб.	Правое
Норм.исх.контур	ГОСТ 13754-81
Козф.смещения x_{ne}	
Козф.изм.толщ.зуб. x_{tne}	
Угол делит.конуса δ	
Степень точн.	
Внешн.пост. хорда \bar{S}_{cne}	
Высота до хорды h_{cne}	
Межос.угол передач. Σ	
Средн.норм.модуль m_n	
Внешн.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. № рис.	
зуб.кол. Числ.зуб. z	

в)

Средн.норм.модуль m_n	
Число зубьев z	
Тип зуба	Круговой
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73	
Угол наклона зуба β_n	
Направл.линии зуб.	Левое
Ср.норм.исх.контур	ГОСТ 16202-81
Козф.смещения x_n	
Козф.изм.толщ.зуб. x_{tn}	
Угол делит.конуса δ	
Ном.диаметр зуборезной головки d_o	
Степень точн.	
Средн.пост.хорда \bar{S}_c	
Высота до хорды h_c	
Межос.угол передач. Σ	
Внешн.окр.модуль m_{te}	
Внешн.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. № рис.	
зуб.кол. Числ.зуб. z	

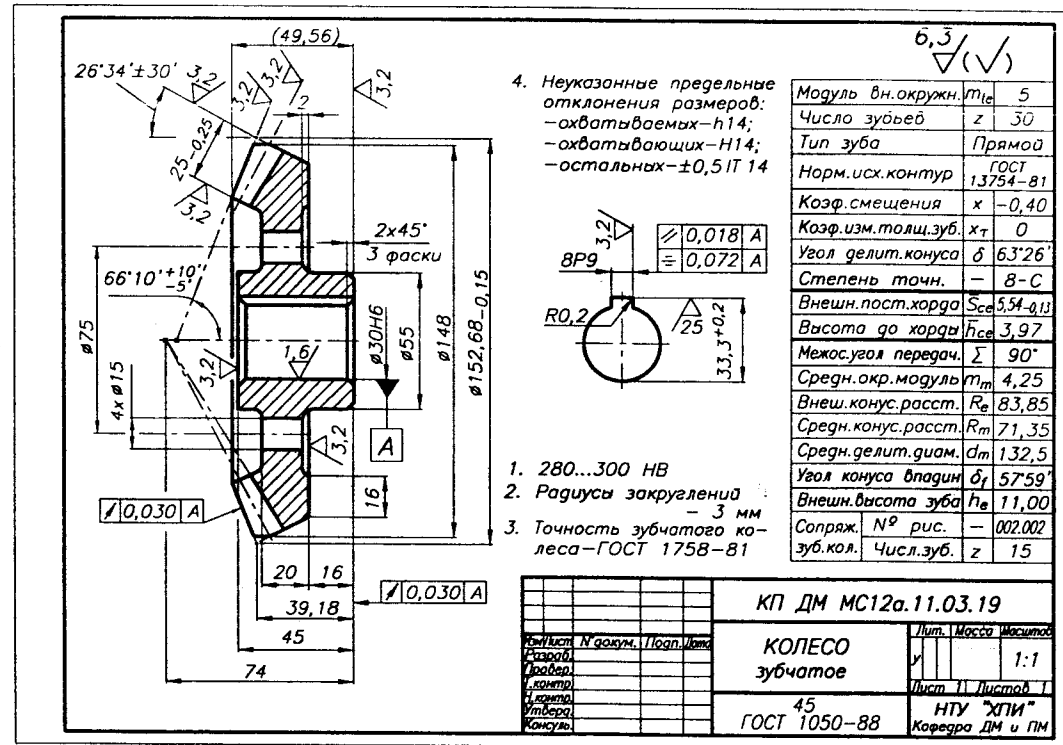


Рис. 11.3.19

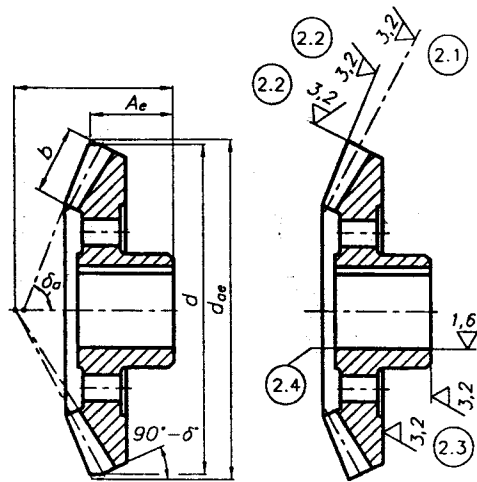


Рис. 11.3.17

Рис. 11.3.18

2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Табл. 11.3.5. Шероховатость поверхностей

	Степень точности зубчатого колеса			
	6	7	8	9
2.1. Рабочая поверхность зубьев	1,6/	3,2/	3,2/...6,3/	6,3/
2.2. Поверхности вершин зубьев и внешнего дополнительного конуса	3,2/	3,2/	3,2/	6,3/
2.3. Боковая поверхность ступицы	1,6/	1,6/	3,2/	3,2/
2.4. Поверхности установочных баз - 11.3.3.				
2.5. Поверхность ступицы, сопряженная с валом для $d_{вал} \leq 80$ мм - 1,6/...3,2/ для $d_{вал} > 80$ мм - 3,2/...6,3/				
2.6. Другие необозначенные поверхности				

3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

Табл. 11.3.6. Точность заготовок конических колес, зависящая от модуля (рис. 11.3.20)

Модуль нормальный m_n , мм	1÷8	> 8
Отклонения наружного диаметра вершин зубьев d_{ae} , мкм	0 -150	0 -250
Отклонения высоты конуса наружного диаметра вершин зубьев A_e , мкм	0 -80	0 -100
Отклонения угла конуса вершин зубьев δ_a	+10' -5'	+5' -3'
Отклонения угла дополнительного конуса ($90^\circ - \delta$)	$\pm 30'$	$\pm 15'$
Отклонения ширины зубьев b , мкм		0 -250
Отклонения длины ступицы L_{cm} , мкм		0 -250
Отклонения базовых отверстий		H6 (H7)
Отклонения базовых валов		6 степень точности

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ [48]

Табл. 11.3.7. Допуски формы и расположения поверхностей заготовок конической шестерни (рис. 11.3.21)

Диаметр отверстия d_1 , мм	25...100	100...150	150...200	>200
Радиальное биение наружного диаметра вершин зубьев d_{ae} , мкм	25	38	50	75
Базовая поверхность d_2 , мм	25...100	100...150	150...200	>200
Торцевое биение поверхности d_2 , мкм	15	25	35	45

Табл. 11.3.8. Допуски формы и расположения поверхностей заготовок конической вал-шестерни (рис. 11.3.22)

Базовая поверхность d , мм	25...100	100...150	150...200	>200
Торцевое биение поверхности d_3 , мкм	5	8	12	15

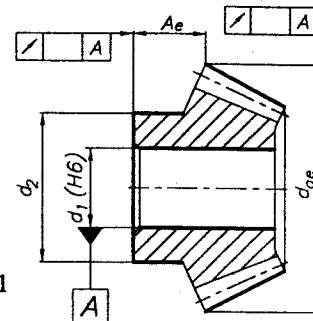


Рис. 11.3.21

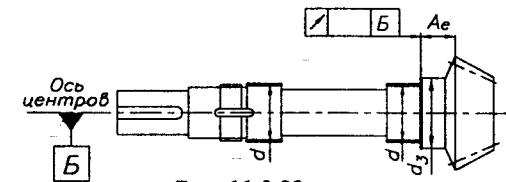


Рис. 11.3.22

Табл. 11.3.9. Допуски формы и расположения поверхностей заготовок конического колеса (рис. 11.3.23)

Наружный диаметр (базовой) поверхности d_3 , мм	25...100	100...150	150...200	>250
Торцевое биение поверхности d_3 , мкм	10...15	15...25	25...35	30...45
Биение поверхности вершин зубьев, мкм	30	40	50	60
Торцевое биение поверхности d_2 , мкм	15	25	35	45
Радиальное биение наружного диаметра вершин зубьев d_{ae} , мкм	25	38	50	60

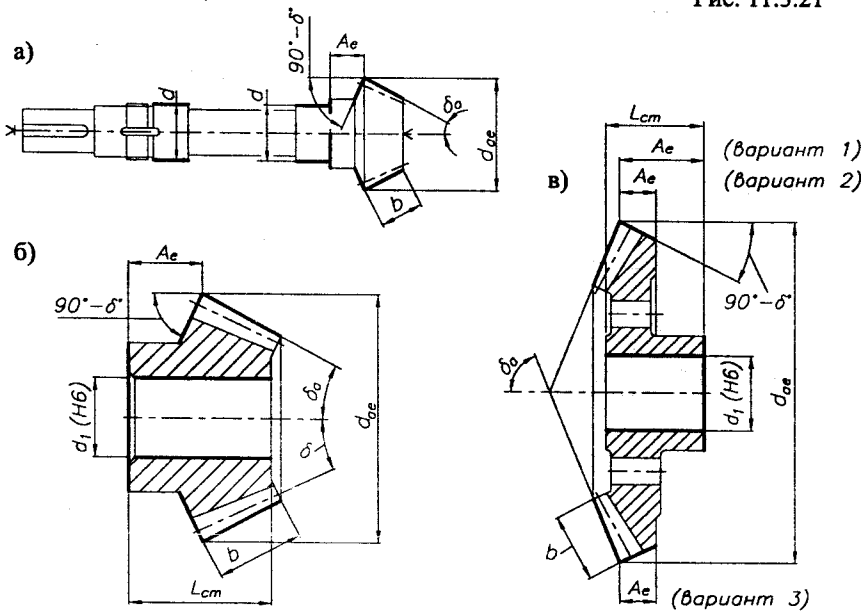


Рис. 11.3.20. Размеры, требующие указания точности, для заготовок: а) вал-шестерни; б) шестерни; в) колеса

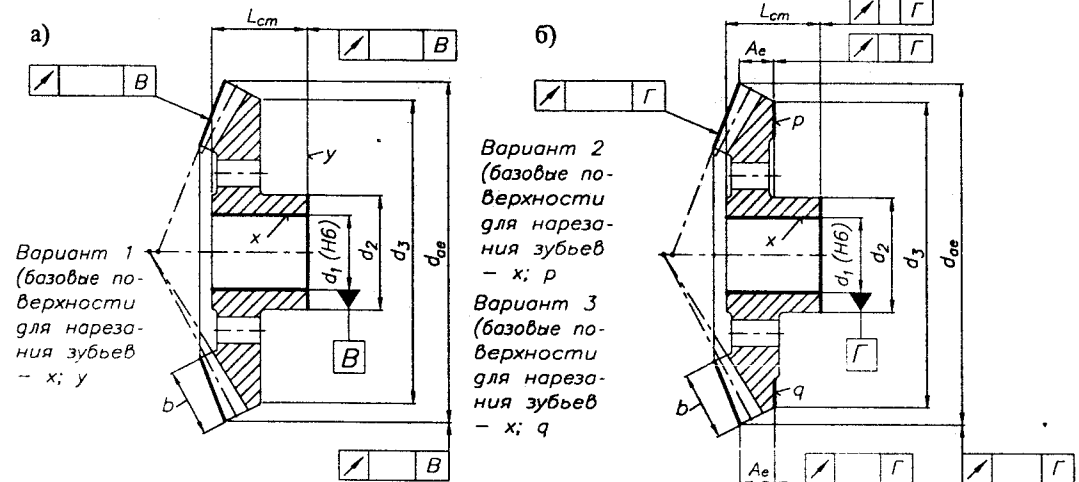
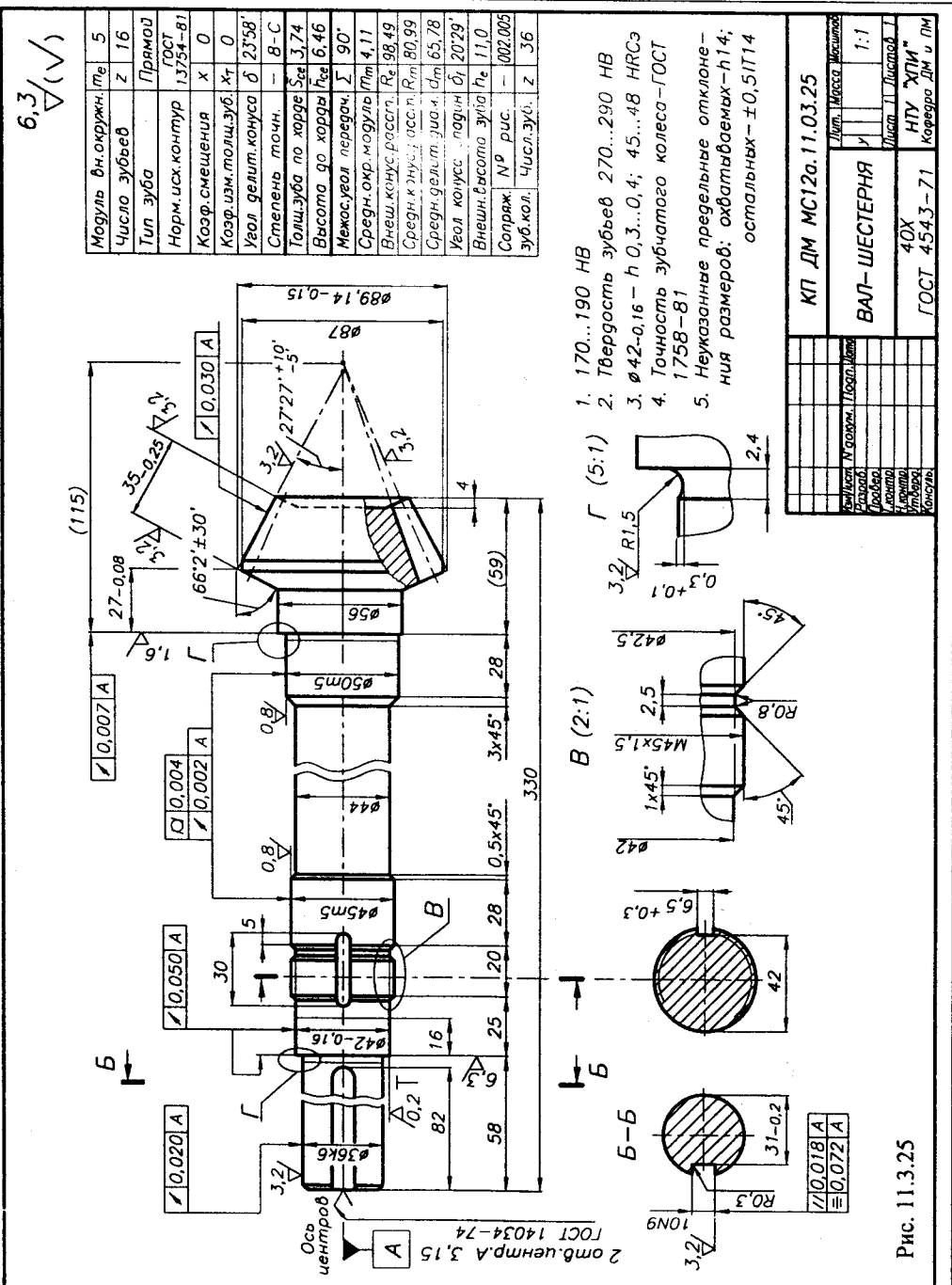
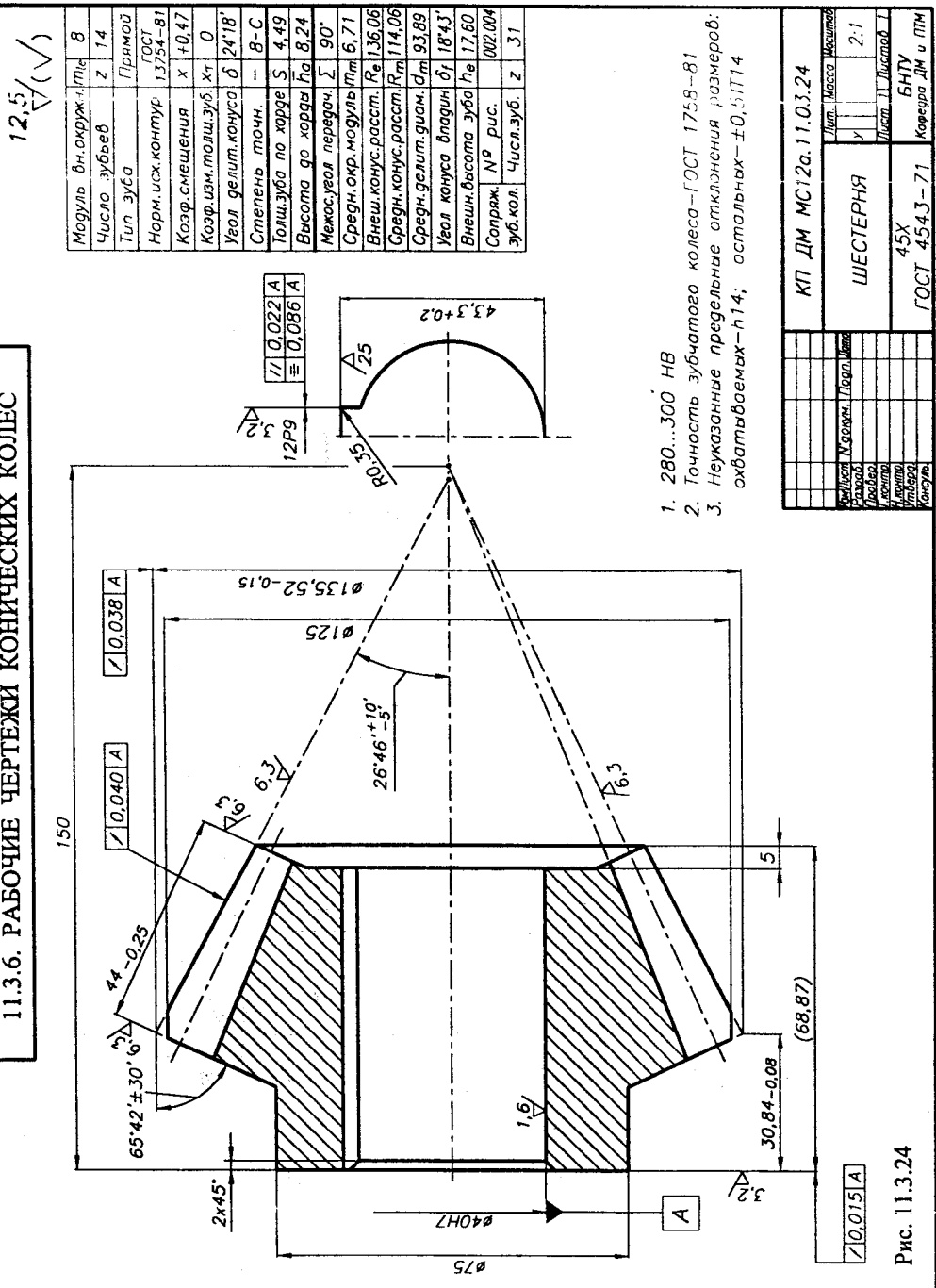


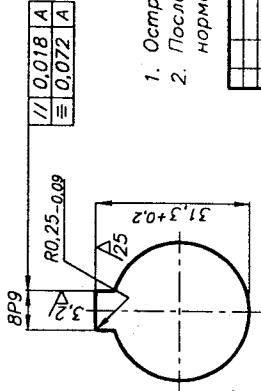
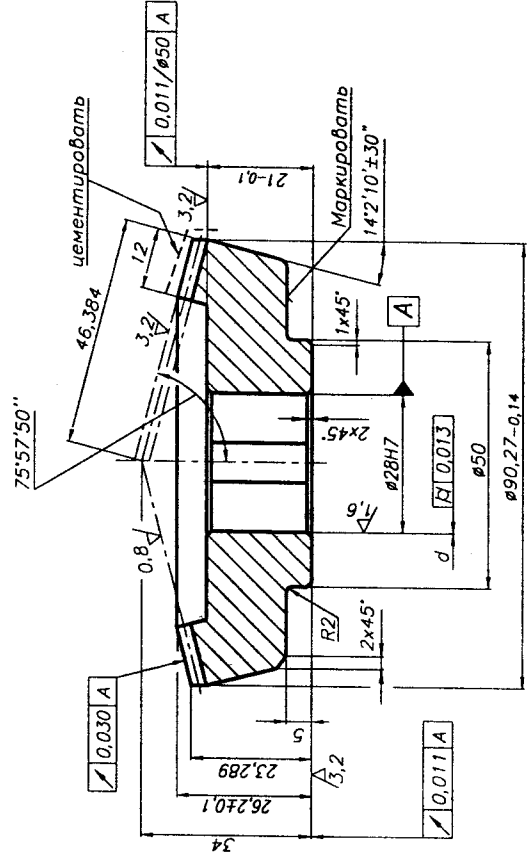
Рис. 11.3.23. Допуски формы и расположения поверхностей для вариантов 1, 2, 3 выполнения заготовок конического колеса при различных базовых поверхностях для нарезания зубьев

11.3.6. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС



12.5/ ∇ (∇)

Средн.норм.модуль m_n	1,5
Число зубьев z	44
Тип зуба	Круговой
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73	III
Угол наклона зуба β_m	32'37"
Направление линии зуба	Правое
Ср.норм.исх.контур	ГОСТ 16202-81
Кoeff.смещения x_n	-0,58
Кoeff.изм.толщ.зуб. x_t	0
Угол делит.конуса борезной головки δ	75'57,30"
Ступень точн.	7-C
Толщ.зуба по жарде δ	1,00
Высота сверх жарды H_a	0,558
Мехос.угол передач. Σ	90°
Внешн.окр.модуль m_e	2,045
Внешн.конус.растт. R_e	46,384
Средн.конус.растт. R_m	34,384
Угол делит.диам. δ	75'57,30"
Внешн.высота зуба H_e	3,150
Сопряж. НР рис.	- 002,006
Зуб.кол.	Числ.зуб. z 44
Передающее число u	4



3. Науглероживать на глубину 0,2...0,3 мм с последующей термообработкой до твердости 52...56 HRCэ
4. Зубья после термообработки притирать и маркировать комплекты колес
5. Твердость сердцевины - 39...48 HRCэ
6. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватывающих-H14; охватываемых-h14; прочи-0,5 IT14
7. Точность зубчатого колеса-ГОСТ 1758-81

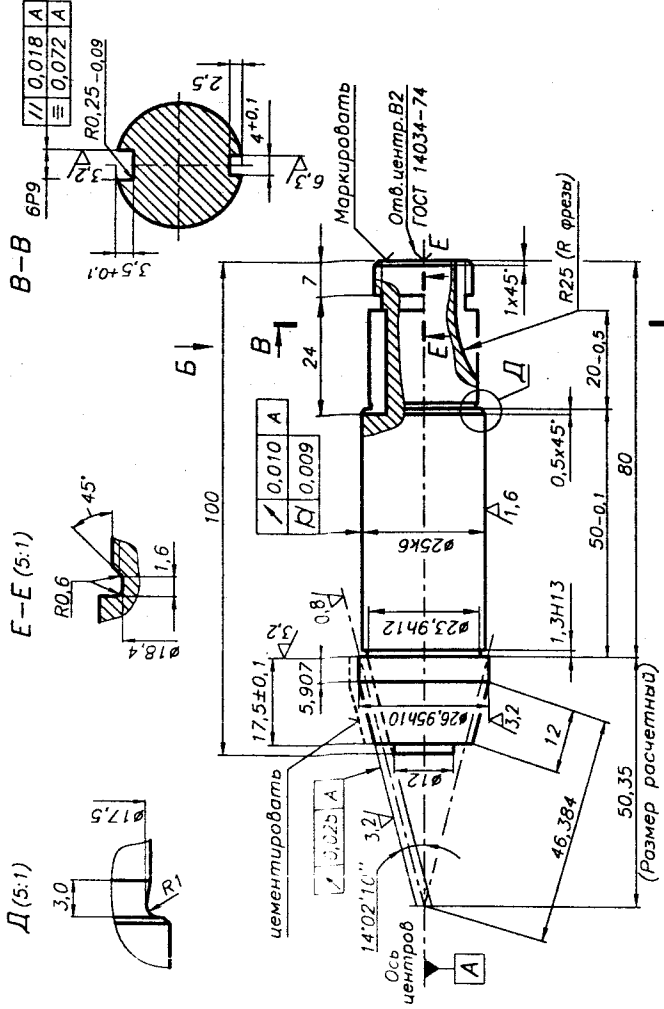
Рис. 11.3.26

1. Острые кромки затупить
2. После черновой обработки произвести нормализацию или улучшение

КП ДМ МС12а.11.03.26	
Лит. Масса	Механизм
У	2:1
КП ДМ МС12а.11.03.26	
Лит.	Масса
У	2:1
КП ДМ МС12а.11.03.26	
Лит.	Масса
У	2:1

12.5/ ∇ (∇)

Средн.норм.модуль m_n	1,5
Число зубьев z	11
Тип зуба	Круговой
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73	III
Угол наклона зуба β_m	32'37"
Направление линии зуба	Левое
Ср.норм.исх.контур	ГОСТ 16202-81
Кoeff.смещения x_n	+0,58
Кoeff.изм.толщ.зуб. x_t	0
Угол делит.конуса борезной головки δ	75°
Ступень точн.	7-C
Толщ.зуба по жарде δ	1,00
Высота до жарды H_a	2,460
Межосевая передач. Σ	90°
Внешн.окр.модуль m_e	2,045
Внешн.конус.растт. R_e	46,384
Средн.конус.растт. R_m	34,384
Угол делит.диам. δ	75'57,30"
Внешн.высота зуба H_e	3,150
Сопряж. НР рис.	- 002,007
Зуб.кол.	Числ.зуб. z 44
Передающее число u	4



3. Зубья после термообработки притирать и маркировать комплекты колес
4. Твердость сердцевины-39...48 HRCэ
5. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватывающих-H14; охватываемых-h14; прочи-±0,5 IT14
6. Точность зубчатого колеса-ГОСТ 1758-81

Рис. 11.3.27

1. Острые кромки затупить
2. Науглероживать на глубину 0,2...0,3 мм с последующей термообработкой до твердости 52...56 HRCэ

КП ДМ МС12а.11.03.27	
Лит. Масса	Механизм
У	2:1
КП ДМ МС12а.11.03.27	
Лит.	Масса
У	2:1
КП ДМ МС12а.11.03.27	
Лит.	Масса
У	2:1

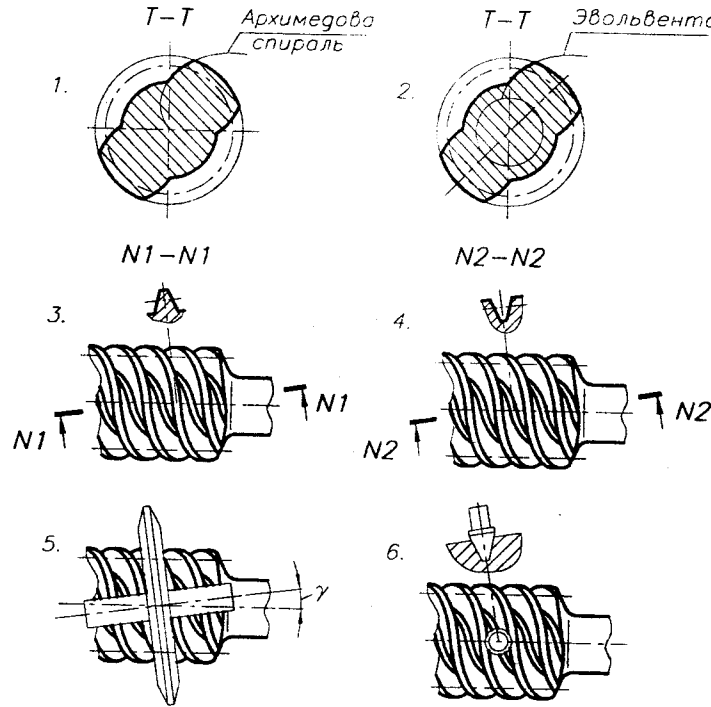
11.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯКОВ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС [4, 21, 22, 42, 46]

Табл. 11.4.1. Виды цилиндрических червяков

11.4.1. ВИДЫ ЧЕРВЯКОВ [21, 22, 42]

1.	Архимедов червяк (червяк ZA)	Цилиндрический линейчатый червяк, теоретический торцевой профиль витка которого является архимедовой спиралью
2.	Эвольвентный червяк (червяк ZI)	Цилиндрический линейчатый червяк, теоретический торцевой профиль витка которого является эвольвентой окружности
3.	Червяк с прямолинейным профилем витка (червяк ZN1)	Конволютный червяк с прямолинейным профилем в нормальном сечении по витку
4.	Червяк с прямолинейным профилем впадины (червяк ZN2)	Конволютный червяк с прямолинейным профилем в нормальном сечении по впадине
5.	Червяк, образованный конусом (червяк ZK1)	Цилиндрический образованный конусом червяк, ось которого скрещивается с осью производящего конуса под углом, равным делительному углу подъема линии витка червяка
6.	Червяк, образованный конусом (червяк ZK2)	Цилиндрический червяк, образованный производящим конусом, выполненным в виде пальцевого инструмента, где ось червяка пересекается с осью производящего конуса под прямым углом
7.	Червяк, образованный тором (червяк ZT)	Цилиндрический нелинейчатый червяк, у которого главная поверхность витка является огибающей поверхности производящего тора при его винтовом движении.

ГОСТ 18498-89



	Профиль червяка в сечениях	
	O-O	N-N
1.	прямолинейный	криволинейный
2.	криволинейный	прямолинейный
3.	криволинейный	прямолинейный
4.	криволинейный	прямолинейный
5.	криволинейный	прямолинейный
6.	криволинейный	криволинейный
7.	криволинейный	криволинейный

Рис. 11.4.1. Виды червяков и сечения профилей

11.4.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ЧЕРВЯКОМ

Табл. 11.4.2

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:		ГОСТ 19650-74	
Модуль	$m = 6,3 \text{ мм}$	1. Число зубьев червячного колеса	$z_2 = z_1 u$ 40
Коэффициент диаметра червяка	$q = 10$	2. Действительное передаточное число	$u_d = z_2 / z_1$ 19,5
Число витков червяка	$z_1 = 2$	3. Коэффициент смещения червяка	$x = a_w / m - 0,5 (q + z_2)$ 0,897
Вид червяка	ZI	4. Делительный диаметр червяка	$d_1 = m q$ 63,00 мм
Угол профиля	$\alpha = 20^\circ$	5. Начальный диаметр червяка	$d_2 = m z_2$ 245,70 мм
Коэффициент высоты витка	$h^* = 2,0 + 0,2 \cos \gamma$	6. Делительный угол подъема	$d_{w1} = m (q + 2x)$ 74,30 мм
Коэффициент высоты головки	$h_a^* = 1,0$	7. Начальный угол подъема	$\text{tg } \gamma = z_1 / q$ 0,2 $\gamma = 11^\circ 19'$
Коэффициент расчетной толщины	$s^* = 1,571$	8. Основной угол подъема	$\text{tg } \gamma_w = m z_1 / d_{w1}$ 0,1696 $\gamma_w = 9^\circ 37'$
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_r^* = 0,3$		0,9214 $\gamma_b = 22^\circ 52'$
Межосевое расстояние	$a_w = 160 \text{ мм}$		
Передаточное число	$u = 20$		

(Продолжение табл. 11.4.2 на след. стр.)

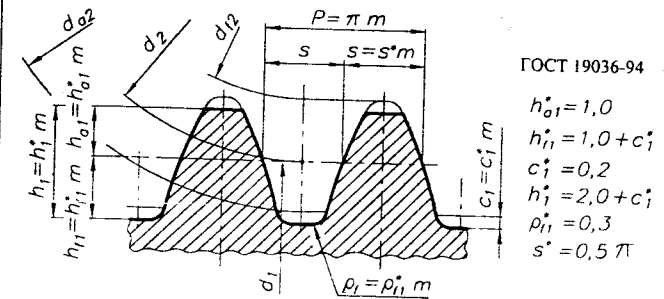
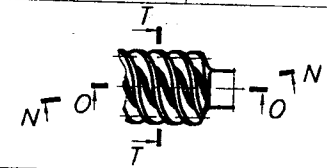


Рис. 11.4.2. Исходный червяк и исходный производящий червяк

Продолжение табл. 11.4.2

9. Основной диаметр червяка	$d_{b1} = m z_1 / \operatorname{tg} \gamma_b$	29,89 мм
10. Высота витка червяка	$h_1 = h_1^* m = (2,0 + 0,2 \cos \gamma)$	13,84 мм
11. Высота головки витка червяка	$h_{a1} = h_a^* m$	6,3 мм
12. Диаметр вершин витков червяка	$d_{a1} = d_1 + 2 h_{a1}$	75,60 мм
13. Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{a2} = d_2 + 2 (h_a + x) m$	269,60 мм
14. Радиус кривизны переходной кривой червяка	$d_{a2} \leq d_{a2} + 6 m / (z_1 + 2)$	279 мм
15. Длина нарезной части червяка	$r_{r1} = r_r m$ b_1 (табл. 4.2.20)	1,9 мм 100 мм Принимаем 125 мм
16. Ширина венца колеса	b_2 (табл. 4.2.20)	55 мм

Размеры для контроля взаимного положения профилей витков червяка

1. Расчетный шаг червяка	$p_1 = m \pi$	19,792 мм
2. Ход червяка	$P_{z1} = p_1 z_1$	39,584 мм
3. Делительная толщина по хорде витка червяка	\bar{S}_{a1} (11.1.4.1 п. 1)	9,71 мм
4. Высота до хорды витка	\bar{h}_{a1} (11.1.4.1 п. 2)	6,314 мм
5. Диаметр роликов	$D > 1,67 m$ (11.1.4.2)	10,5 мм Принимаем 10,95 мм
6. Размер червяка по роликам	$M = d_1 - (p_1 - s^* m) \cos \gamma / \operatorname{tg} \alpha + D (1 / \sin \alpha + 1)$	79,51 мм

1. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯКОВ

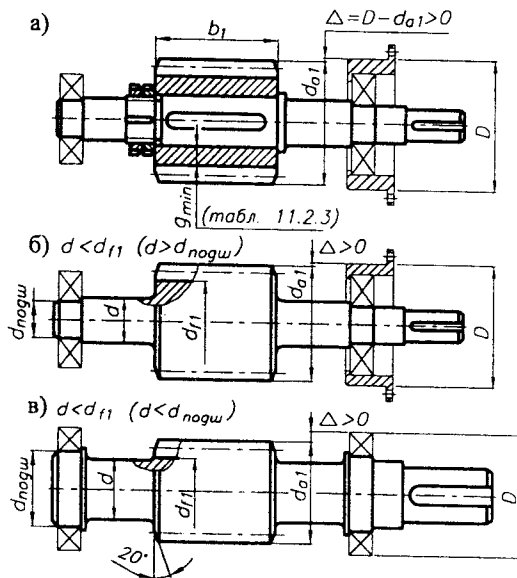


Рис. 11.4.3. Конструкции червяков

11.4.3. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯКОВ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС [4, 9, 16, 21, 42]

ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

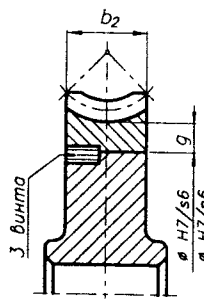
a_w – межосевое расстояние;
 d_{a1} – диаметр вершин зубьев червяка;
 d_{a2} – диаметр вершин зубьев червячного колеса;
 b_1 – длина нарезной части червяка;
 b_2 – ширина червячного колеса;
 m – модуль;
 $d_{вол}$ – диаметр вала.

ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

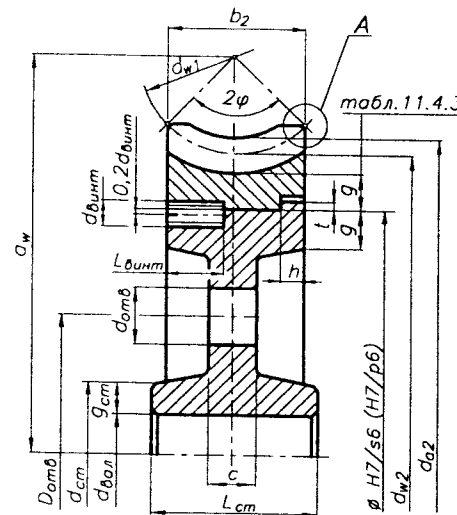
$d_{cm} = d_{вол} + 2g_{cm}$;
 $L_{cm} = (1,4 \dots 1,8) d_{вол}$;
 $g_{cm} = (0,35 \dots 0,40) d_{вол}$ – ст. литье;
 $g_{cm} = (0,40 \dots 0,45) d_{вол}$ – чугун;
 $2\varphi = (100 \dots 110)^\circ$;
 $c = (0,2 \dots 0,3) b_2$;
 $h = (0,25 \dots 0,40) b_2$;
 $t = 0,1 b_2$;
 $d_{винт} = (0,6 \dots 0,7) g$;
 $L_{винт} = (2,0 \dots 3,0) d_{винт}$;
 $D_{отб} = 0,5 (d_{a2} - 4,4 m - 4 g + d_{cm})$;
 $d_{отб} = 0,25 (d_{a2} - 4,4 m - 4 g - d_{cm})$;
 $D_{отб}, d_{отб}$ – округляются до целых чисел;

2. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

а) $a_w = 80 \dots 150$ мм



б) $a_w = 150 \dots 200$ мм



в) $a_w = 200 \dots 600$ мм

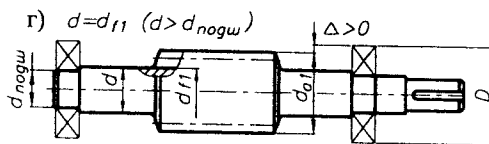
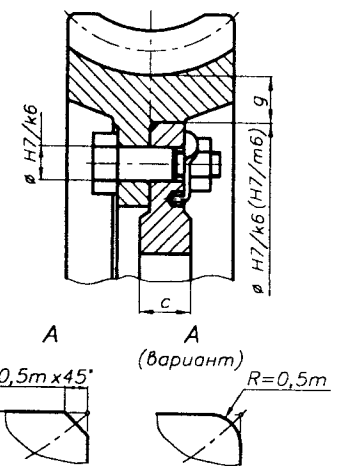
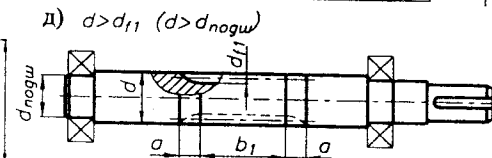


Табл. 11.4.3. Зависимость $g = f(m)$, мм

m	g	m	g
1,5	3,5 m	4,0	2,5 m
2,0	3,2 m	5,0	2,4 m
2,5	3,0 m	$\geq 6,0$	2,1 m
3,0	2,8 m		



$a \geq (35 \dots 40)$ мм;
 $(m \geq 10)$ мм.

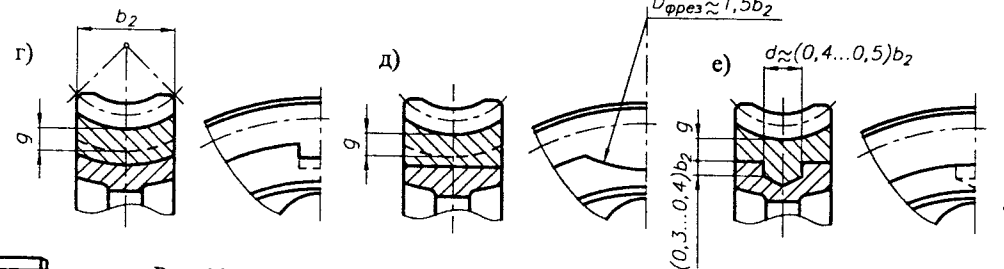


Рис. 11.4.4. Конструкции червячных колес:
 а)...в) при единичном и мелкосерийном производстве;
 г)...е) при серийном производстве

1. ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯКОВ

Табл. 11.4.4

Модуль	<i>m</i>	8
Число витков	<i>Z</i> ₁	2
Вид червяка		ЗА
Делит. угол подъем.	<i>γ</i>	
Напрал. лин. витк.		—
Исходный червяк	ГОСТ 19036-81	
Козф. смещения	<i>x</i>	0
Степень точн.		7-С
Дел. толщ. витк. по хорд.	<i>S</i> _{ад}	11,99405
Высота до хорды	<i>h</i> _{ад}	8,04
Делит. диаметр	<i>d</i> ₁	64
Ход витка	<i>p</i> ₂₁	50,24
Козф. диам. черв.	<i>q</i>	8
Межос. расстоян.	<i>a</i> _в	192
Сопряж. № рис.		—
Сопряж. № рис.		003.002
Зуб. кол.	Числ. зуб.	<i>Z</i> ₂ 40
		10 35

На чертеже цилиндрического червяка в соответствии с ГОСТ 2.406-76 должны быть указаны размеры (рис. 11.4.5) и помещена следующая таблица параметров червяка (табл. 11.4.4).

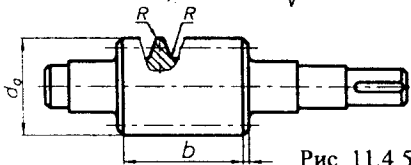


Рис. 11.4.5

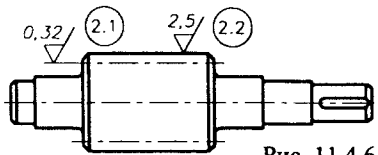


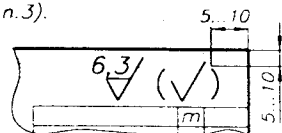
Рис. 11.4.6

Табл. 11.4.5. Шероховатость поверхностей зубьев

	Степень точности червячной передачи			
	6	7	8	9
2.1. Рабочая поверхность витков	0,4 √ ... 0,8 √	0,4 √ ... 0,8 √	0,8 √ ... 1,6 √	1,6 √ ... 3,2 √
2.2. Диаметр вершин витков	1,6 √	1,6 √ ... 3,2 √	3,2 √	3,2 √

2.3. Поверхности входного участка вала червяка, мест установки подшипников, уплотнений (7.3 п.3, 8.8.2, 9.1.1 п.3).

2.4. Другие необозначенные поверхности



11.4.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯКОВ [4, 21, 42]

1. 220...240 НВ;
- витки - *h* 1,0...1,5; 50...52 HRC_э;
- $\phi 35-0,16 - h$ 0,3...0,4; 45...48 HRC_э

2. Концы витков толщ. до 5 мм срезать и притупить

3. Рабочую поверхность витков полировать

4. Точность червяка - ГОСТ 3675-81

5. Неуказанные предельные отклонения размеров:
- охватываемых - *h*14;
- охватывающих - *H*14;
- остальных - $\pm 0,5$ IT14

КП ДМ МС12а.11.04.09	Лист 1	Масса	Масштаб
ЧЕРВЯК цилиндрический	1		1:1
ГОСТ 45Х	Лист 1	Листов 1	НТУ "ХПИ"
ГОСТ 4543-71	Кафедра ДМ и ПМ		

Рис. 11.4.9

2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

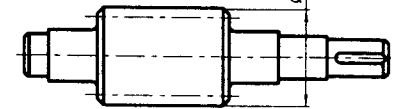


Рис. 11.4.7

На чертеже червяка отклонение заготовки под диаметр вершин витков *h*7 представить численно.

Поля допусков и посадки входного участка вала червяка, мест установки подшипников, уплотнений (7.3 п.2, 7.4.2, 8.8.1, 9.1.1 п.2).

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

4.1. Допуск радиального биения мкм, поверхности заготовки под диаметр вершин витков относительно оси А (поверхностей А-Б (табл. 11.4.6)).

4.2. Допуски формы и положения поверхностей входного участка вала червяка, мест установки подшипников, уплотнений (7.3 п.4, 8.8.3, 9.1.1 п.4).

5. ТЕРМООБРАБОТКА ЧЕРВЯКА

- 5.1. 200...220 НВ
- 5.2. Витки - *h* 1,0...1,5; 50...52 HRC_э
- 5.3. Термообработка мест установки уплотнений (9.1.1 п. 5)

Табл. 11.4.6. Допуски радиального биения заготовок червяка

Ст. точн.	Радиальное биение, мкм, заготовок червяка при делительном диаметре <i>d</i> ₁ мм					
	≤30	≤50	≤80	≤120	≤180	≤250
6	12	13	14	16	18	22
7	17	18	20	22	25	30
8	21	22	25	28	32	38
9	26	28	32	36	40	48

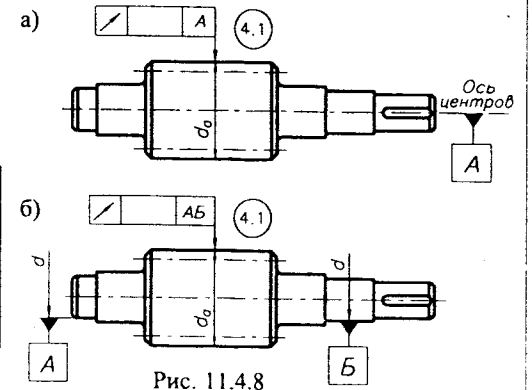


Рис. 11.4.8

1. ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

На чертеже червячного зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 2.406-76 должны быть указаны размеры (рис. 11.4.10) и помещена следующая таблица параметров зубчатого венца (табл. 11.4.7).

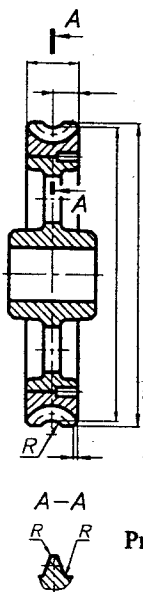


Табл. 11.4.7

Модуль	m	
Число зубьев	Z ₂	
Направл. лин. зуба	-	
Козф. смещения	x	
Исх. произв. червяка	ГОСТ 19036-81	
Степень точн.	-	
Межос. расстоян.	a _w	
Делит. диаметр	d ₂	
Вид сопр. червяка	-	ZA
Сопряж. № рис.	-	
зуб. кол.	Числ. витк.	Z ₁
	10	35

Рис. 11.4.10

Рис. 11.4.14

11.4.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС [4, 16, 21, 42]

3. Точность червячного колеса - ГОСТ 3675-81
 4. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых - H14; охватывающих - H14; остальных - ±0,5 IT14

12,5/√(√)

1. 4 отверстия для болтов М10 на диаметре Ø276 сверлить и нарезать после установки венца на ступице
 2. 4 болта М10х35 затянуть до упора, спилить и раскернить

11	0,022	A
≡	0,086	A

16JS9

25
R0,3
59,3^{+0,2}

КП ДМ МС12а.11.04.14.СБ			
Колесо червячное	Лист 11	Масштаб 1:1	
	Лист 11	Листов 1	
	БНТУ		
	Корреда ДМ и ПТМ		

3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

3.1. Отклонения f_x мкм размера a (табл. 11.4.9).

На чертеже червячного колеса отклонения h_в заготовки под диаметр вершин зубьев представить численно

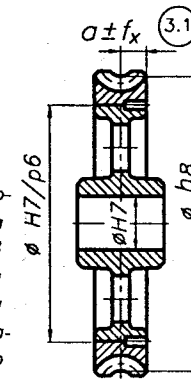


Рис. 11.4.12

4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

4.1. Допуск радиального биения мкм, поверхности заготовки под диаметр вершин зубьев колеса относительно поверхности А (табл. 11.4.10).

4.2. Допуск осевого биения мкм базовых поверхностей венца и ступицы колеса относительно поверхности А (табл. 11.2.6).

2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Табл. 11.4.8. Шероховатость поверхностей

	Степень точности червячной передачи			
	6	7	8	9
2.1. Рабочая поверхность зубьев	1,6/√	1,6/√	3,2/√	6,3/√
2.2. Диаметр вершин зубьев	6,3/√	6,3/√ ... 12,5/√	12,5/√	12,5/√
2.3. Боковая базовая поверхность венца (ступица)	3,2/√	3,2/√ ... 6,3/√	6,3/√	12,5/√
2.4. Поверхность ступицы, сопряженная с валом: для d _{вал} ≤ 80 мм - 1,6/√ ... 3,2/√; для d _{вал} > 80 мм - 3,2/√ ... 6,3/√.				
2.5 Другие необозначенные поверхности				5 ÷ 10

Рис. 11.4.11

Табл. 11.4.9. Отклонения f_x размера a

Ст. точн.	Отклонения ± f _x , мкм для межос. расстояния a _w мм						
	≤ 80	≤ 120	≤ 180	≤ 250	≤ 315	≤ 400	≤ 500
6	22	25	28	32	36	40	42
7	34	40	45	50	56	60	67
8	53	43	71	80	90	100	105
9	85	100	110	130	140	150	160

Табл. 11.4.10. Допуски радиального биения заготовок червячного колеса

Степень точности	Радиальное биение, мкм, при диаметре d ₂ мм						
	≤ 50	≤ 80	≤ 120	≤ 200	≤ 320	≤ 500	≤ 800
6	12	16	20	22	26	32	40
7	20	25	32	36	42	50	60
8	32	40	50	55	65	80	100
9	50	60	80	90	105	120	160

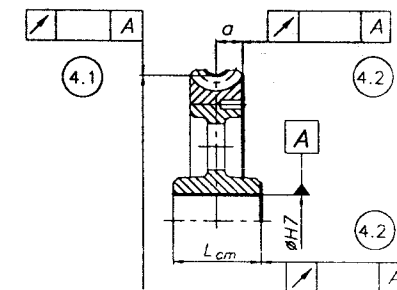


Рис. 11.4.13

11.4.6. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ЭЛЕМЕНТОВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

12,5/√(√)

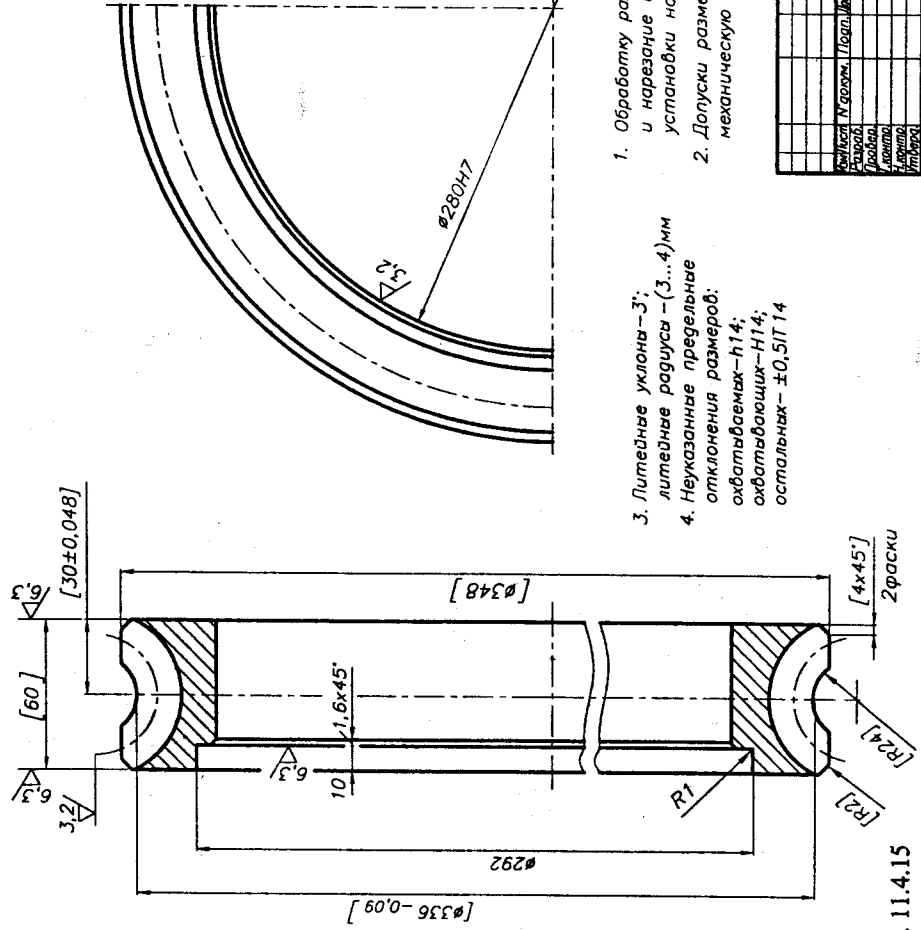


Рис. 11.4.15

Модуль	т	8
Число зубьев	Z ₂	40
Направл. лн. зуба	—	правое
Козф. смещения	x	0
Исх. произв. черт. ак	ГОСТ	19036-81
Степень точн.	—	B-C
Межос. расстан.	а _н	320
Делит. диаметр	d ₂	192
Вид сопр. червяка	—	ZA
Сопр. № р. рис.	—	003.0002
зуб. кол.	Числ. делит. Z ₁	2

1. Обработку размеров, представленных в [], и нарезание венца выполнить после его установки на ступицу (рис. 11.04.16)
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку — ГОСТ 26645-85

КП ДМ МС12а.11.04.15	
ВЕНЕЦ	Дет. Масса
Бро10Ф1	У
ГОСТ 613-79	Лист 1
	Листов 1
	БНУ
	Кафедра ДМ и ПМ

3. Литевые уклоны—3°; литевые радиусы—(3...4)мм
4. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых—h14; охватывающих—H14; остальных—±0,5IT14

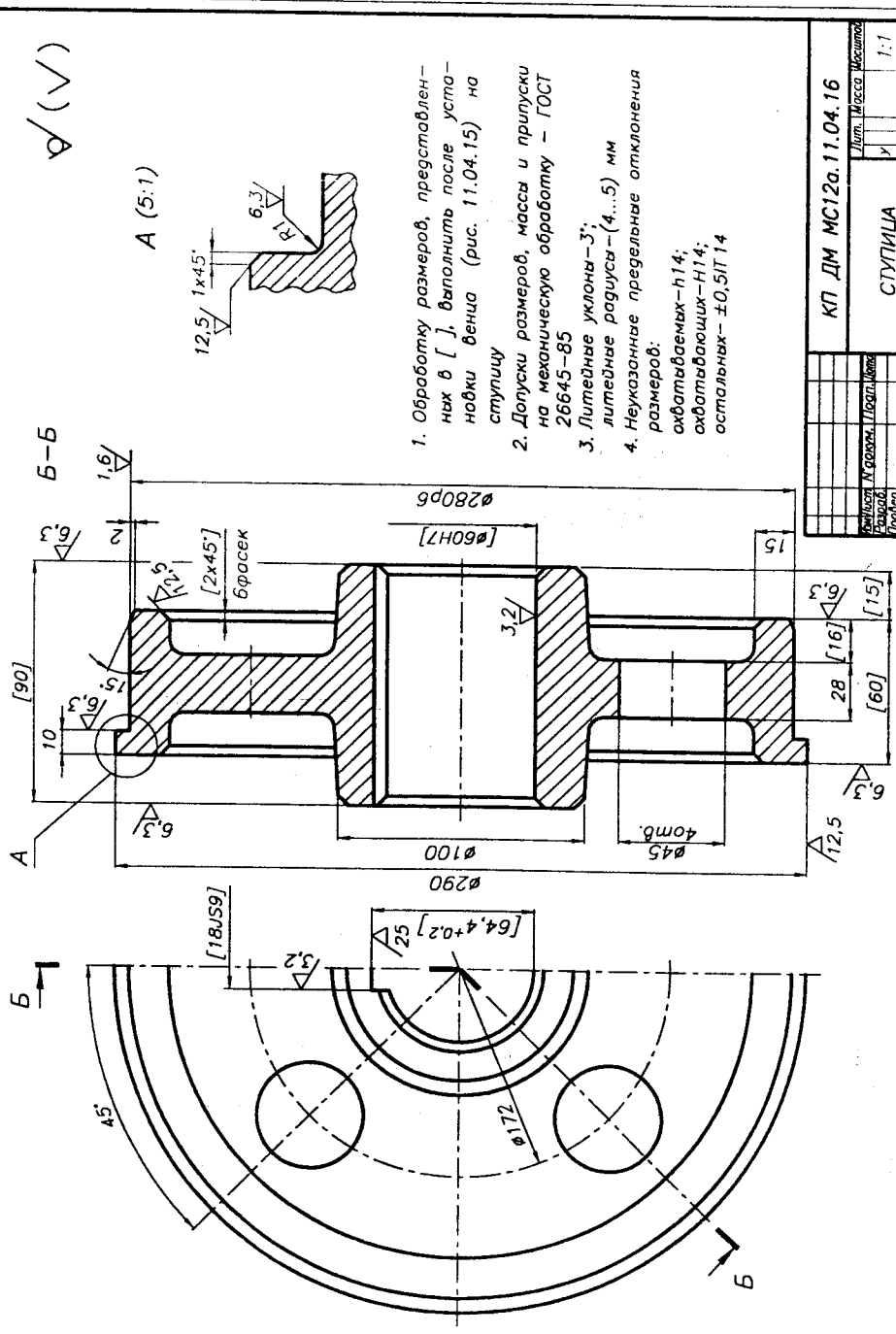


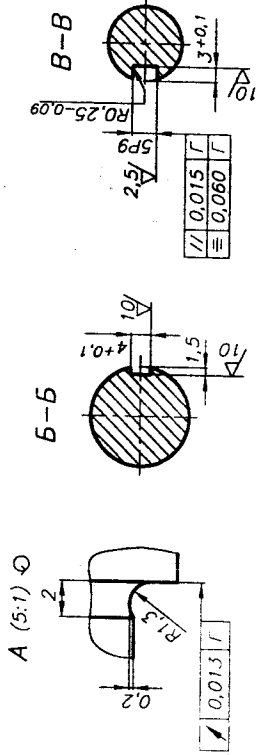
Рис. 11.4.16

1. Обработку размеров, представленных в [], выполнить после установки венца на ступицу (рис. 11.04.15) на ступицу
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку — ГОСТ 26645-85
3. Литевые уклоны—3°; литевые радиусы—(4...5) мм
4. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых—h14; охватывающих—H14; остальных—±0,5IT14

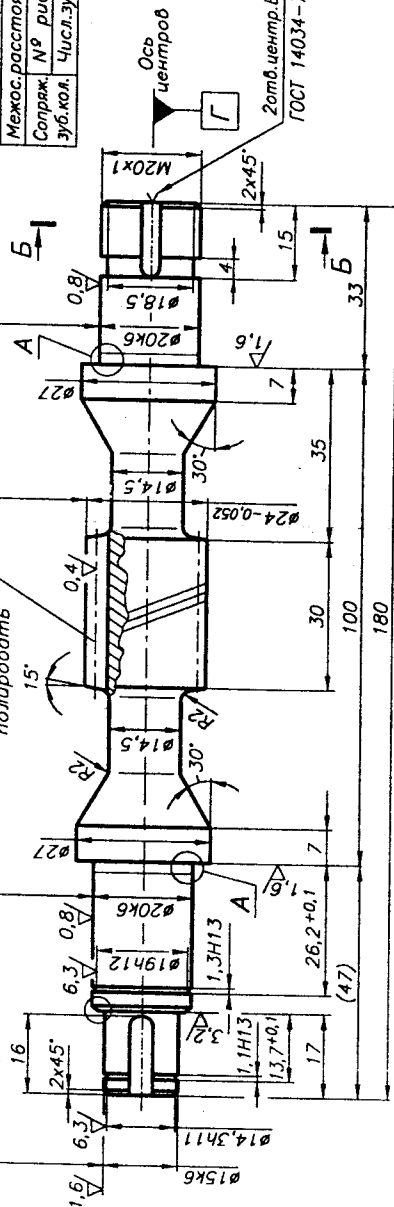
КП ДМ МС12а.11.04.16	
СТУПИЦА	Дет. Масса
СЧ 15	У
ГОСТ 1412-85	Лист 1
	Листов 1
	БНУ
	Кафедра ДМ и ПМ

6.3 $\nabla(\nabla)$

Модуль осевой	т	2
Число витков	z1	4
Вид червяка	—	ZK1
Делит. угол подем.	у	21°18'05"
Направл. лин. блтк.	—	пробое
Исходный червяк	ГОСТ	19036-81
Козф. смещения	х	0
Степень точн.	—	7-С
Дел. толщ. блтк. по тор.	S _н	0,0292; 0,0292
Высота до хорды	h _{ад}	1,872
Делит. диаметр	d1	20
Козф. блтк.	q21	25,133
Козф. диам. черв.	q	10
Межос. расстоян.	a _ш	50
Сопряж. № рнс.	—	003.007
зуб. кол.	Числ. зуб.	z2 40



$\sqrt{0.008}$ Г	$\sqrt{0.021}$ Г	$\sqrt{0.010}$ Г
$\sqrt{0.008}$ Г	$\sqrt{0.009}$ Г	$\sqrt{0.009}$ Г
$\sqrt{0.013}$ Г	$\sqrt{0.015}$ Г	$\sqrt{0.060}$ Г



1. Острые кромки затупить

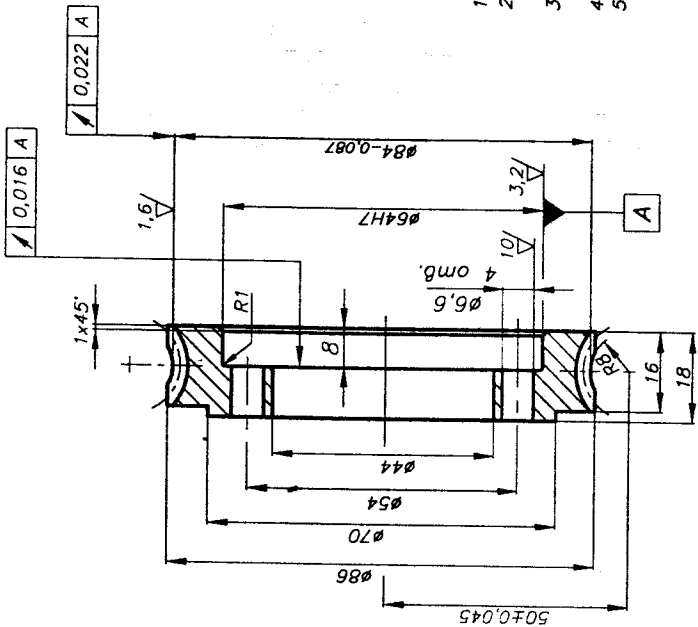
- 2. Науглероживать на глубину 0.3...0.4 мм последую- шей термообработкой до твердости 56...60 НРСз
- 3. Твердость сердцевины - 35...45 НРСз
- 4. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых-Н14; охватываемых-н14; проч.-±0,5IT14

Рис. 11.4.17

КП ДМ МС12а.11.04.17	Лист 1	Масса	2.1
ЧЕРВЯК	У	Листов	1
18ХГТ	НТУ	ХГИМ	
ГОСТ 4543-71	Кофиро	ДМ и ПМ	

6.3 $\nabla(\nabla)$

Модуль осевой	т	2
Число зубьев	z2	40
Направл. лин. зуба	—	пробое
Козф. смещения	х	0
Исх. произв. червяк	ГОСТ	19036-81
Степень точн.	—	8-С
Межос. расстоян.	a _ш	50
Делит. диаметр	d2	80
Вид сопр. червяка	—	ZK1
Сопряж. № рнс.	—	003.008
зуб. кол.	Числ. блтк.	z1 4



- 1. Отливку выполнить центробежным литьем
- 2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку - ГОСТ 26645-85
- 3. Нарезание зубьев произвести после уста- новки венца на ступице
- 4. Острые кромки затупить
- 5. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых-Н14; охватываемых-н14; проч.-±0,5IT14

Рис. 11.4.18

КП ДМ МС12а.11.04.18	Лист 1	Масса	2.1
ВЕНЕЦ	У	Листов	1
червячного колеса	НТУ	ХГИМ	
Бр010Ф1	Кофиро	ДМ и ПМ	
ГОСТ 613-79			

12. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ, КРЫШЕК И ДРУГИХ ЧАСТЕЙ РЕДУКТОРОВ [4, 10, 13, 16, 21, 35, 36, 42]

12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1. ФОРМА КОРПУСА

Конструкция корпусных деталей редуктора (корпус, крышка) определяется - расположением плоскости разреза редуктора. Наиболее распространена конструкция корпусных деталей с разъемом по плоскости, в которой расположены оси валов;

- расположением подшипниковых бобышек в корпусе (крышке) редуктора:
- корпусные детали с наружным расположением подшипниковых бобышек (рис. 12.1.1а);
- корпусные детали с внутренним расположением подшипниковых бобышек (рис. 12.1.1б).

Определенное влияние на конструкцию корпусных деталей имеет тип используемых крышек подшипниковых узлов (рис. 12.1.2):

- крышки подшипниковых узлов накладные (привертные);
- крышки подшипниковых узлов закладные (врезные).

Накладные крышки используются во всех видах редукторов.

Закладные крышки используются в цилиндрических, реже в конических и червячных редукторах, что связано с необходимостью регулировки зацепления в таких редукторах.

2. ЗАДАНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

Межосевое расстояние или длина образующей конуса на наружном диаметре a_w , мм,
 R_e , мм.

Диаметры
- начальных окружностей $d_{w1}, d_{w2} (d_{e1}, d_{e2})$, мм,
- вершин зубьев $d_{a1}, d_{a2} (d_{ae1}, d_{ae2})$, мм.
Ширина зубчатых колес $b_1, b_2 (b)$, мм.
Наружные диаметры подшипников (после выбора подшипников) D , мм.
Внутренние размеры корпуса (из компоновки редуктора) $L_{вн}, B_{вн}$, мм.

3. ВЫБИРАЮТСЯ:

- 3.1. Форма корпуса редуктора (рис. 12.1.1а или 12.1.1б).
- 3.2. Основные размеры редуктора, мм:
 - 3.2.1. Толщина стенки корпуса редуктора δ ($\delta \geq 8$ мм) (5.1 п.3.1).
 - 3.2.2. Толщина стенки крышки $\delta_{кр} = (0,8 \dots 0,9)\delta$ ($\delta_{кр} \geq 7$ мм).
- 3.3. Рекомендуемые диаметры болтов, соединяющих:
 - 3.3.1. редуктор с рамой (фундаментных) $d_1 = 2,0\delta$
(рис. 12.6.1а...г, рис. 12.6.2а...г);
 - 3.3.2. корпус с крышкой у бобышек подшипников $d_2 = 1,5\delta$
(рис. 12.6.1е, ж, рис. 12.6.3а...г);
 - 3.3.3. корпус с крышкой по периметру соединения $d_3 = 1,0\delta$
(рис. 12.6.1з, и, рис. 12.6.3д...з);
 - 3.3.4. крышку редуктора со смотровой крышкой d_4 (табл. 13.1.2);
 - 3.3.5. крышку подшипникового узла с корпусом d_5 (табл. 12.1.1).

3.4. Число болтов

3.4.1. диаметром d_1 $z_1 = (L_{нар} + B_{нар}) / (200 \dots 300)$; $z_1 \geq 4$ (число целое, четное);

где $L_{нар}, B_{нар}$ — размеры лап редуктора, мм (12.3, 12.4, 12.5).

3.4.2. диаметром d_2 z_2 — два болта на каждый подшипник;

3.4.3. диаметром d_3 z_3 — выбирается так, чтобы расстояние L между болтами $L = (12 \dots 15)d_3$;

3.4.4. диаметром d_4 z_4 (табл. 13.1.2);

3.4.5. диаметром d_5 z_5 (табл. 12.1.1).

3.5. Размеры болтовых соединений и мест расположения болтов (12.7).

3.6. Ширина фланцев редуктора:

3.6.1. фундаментного $S_1 = \delta + x + k_1$ (рис. 12.6.1а),

3.6.2. корпуса и крышки (у подшипников) $S_2 = \delta + x + k_2$ (рис. 12.6.1е),

3.6.3. корпуса и крышки (по периметру) $S_3 = \delta + x + k_3$ (рис. 12.6.1з),

Зависимость $k = f(d)$ (табл. 12.7.3), x (табл. 12.2.2).

3.7. Толщина фланцев редуктора

3.7.1. фундаментного $\delta_{фл1} = 2,3\delta$ (рис. 12.6.1а, в);

3.7.2. корпуса (соединение с крышкой) $\delta_{фл2} = 1,5\delta$ (рис. 12.6.1з);

3.7.3. крышки (соединение с корпусом) $\delta_{фл3} = 1,35\delta$ (рис. 12.6.1з).

3.8. Размеры крышек подшипника (рис. 12.1.2, табл. 12.1.1).

3.9. Размеры конических штифтов (2 шт.) (рис. 12.6.1к, л).
(см. след стр.)

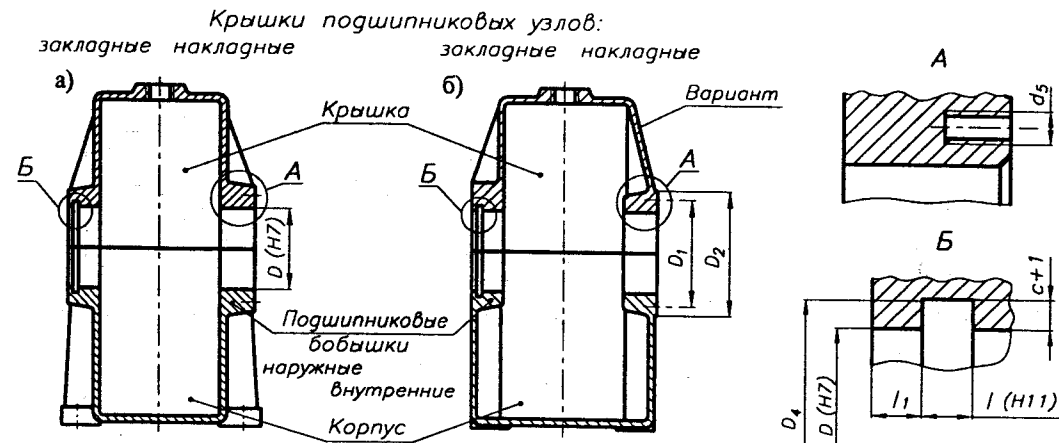


Рис. 12.1.1. Поперечные сечения по подшипниковым узлам цилиндрического редуктора, выполненного с расположением подшипниковых бобышек:
а) наружным; б) внутренним

- 3.10. Высота осей редуктора h , мм (табл. 12.8.3).
 3.11. Размеры литых переходов X , Y и r , мм (табл. 12.2.2, рис. 12.2.2).
 3.12. Литейные уклоны – 3°; литейные радиусы R 3...5 мм (12.2 п.1.3).

3.13. Оснащение редуктора (13.1).
 Материал корпусных деталей – С415 ГОСТ 1412–85. Иногда используют алюминиевые литые сплавы типа АЛ11 ГОСТ 1583–93 ($\sigma_w \leq 160$ мм).

4. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

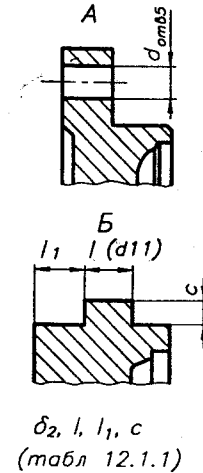
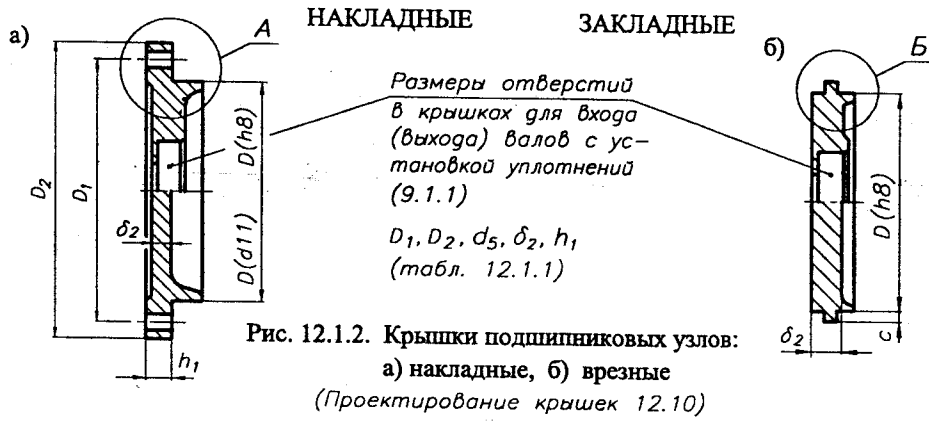


Табл. 12.1.1. Основные размеры крышек подшипников, мм

Крышки накладные	D	d_5 болт	z_s число болтов	h_1	δ_2
	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	$\begin{cases} l = 6...8 (D \leq 100) \\ l = 8...10 (D > 100) \\ l_1 \geq l \\ c = 0,5l \\ D_4 = 1,25D + 10 \text{ мм} \end{cases}$				

12.2. РЕКОМЕНДАЦИИ К КОНСТРУИРОВАНИЮ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ [13, 24, 36]

1. СОПРЯЖЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ОТЛИВОК

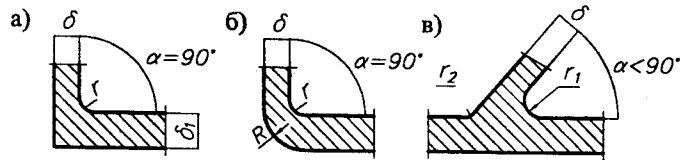


Рис. 12.2.1. Радиусы сопряжений

1.1 Радиусы сопряжений (для $\alpha = 90^\circ$) выбирают (табл. 12.2.1) и округляют до цифр нормальных линейных размеров (17.1).

Табл. 12.2.1. Радиусы сопряжений, мм

$\delta + \delta_1$	<15	16...25	26...39	40...63
r	1,5	2,5	4,0	6,0

$R = r + \delta$

1.2 При ($\alpha < 90^\circ$) (рис. 12.2.1в) $r_1 > r$, $r_2 < r$

1.3 Практически, радиусы сопряжений отливок небольших редукторов принимают $r = 3...5$ мм, и эти величины записывают в технические требования.

1.4 При $\delta < \delta_1$

- если $\delta_1 = (1,3...2)\delta$, то размеры x, y, r выбирают из табл. 11.2.2 (рис. 12.2.2);
- если $\delta_1 > 2\delta$, то размеры x, y, r следует увеличить по сравнению с данными табл.12.2.2 в 1,5...2,0 раза;
- если $\delta_1 < 1,3\delta$, то размеры x, y, r не обязательны и сопряжение выполняется как при $\delta = \delta_1$.

Табл. 12.2.2

δ	x	y	r
мм			
8...10	2...3		3
10...15	3...5	5x	4
15...20	4...5		5

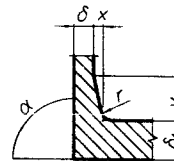


Рис. 12.2.2

* Приведенный габарит H отливок, мм $H = (2l + b + h)/3$, где l - длина, b - ширина, h - высота отливки.

2. МИНИМАЛЬНАЯ ТОЛЩИНА СТЕНОК

Табл. 12.2.3

Материал	δ_{min} , мм		
	Приведенный габарит* H отливок, мм		
	малых $H < 500$	средних $500 < H < 1000$	больших $1000 < H$
Серый чугун	4	8...9	12...15
Стальное литье	5...7	10...12	15...20
Бронзы	3...5	5...8	
Сплавы алюминия	3...5	5...8	

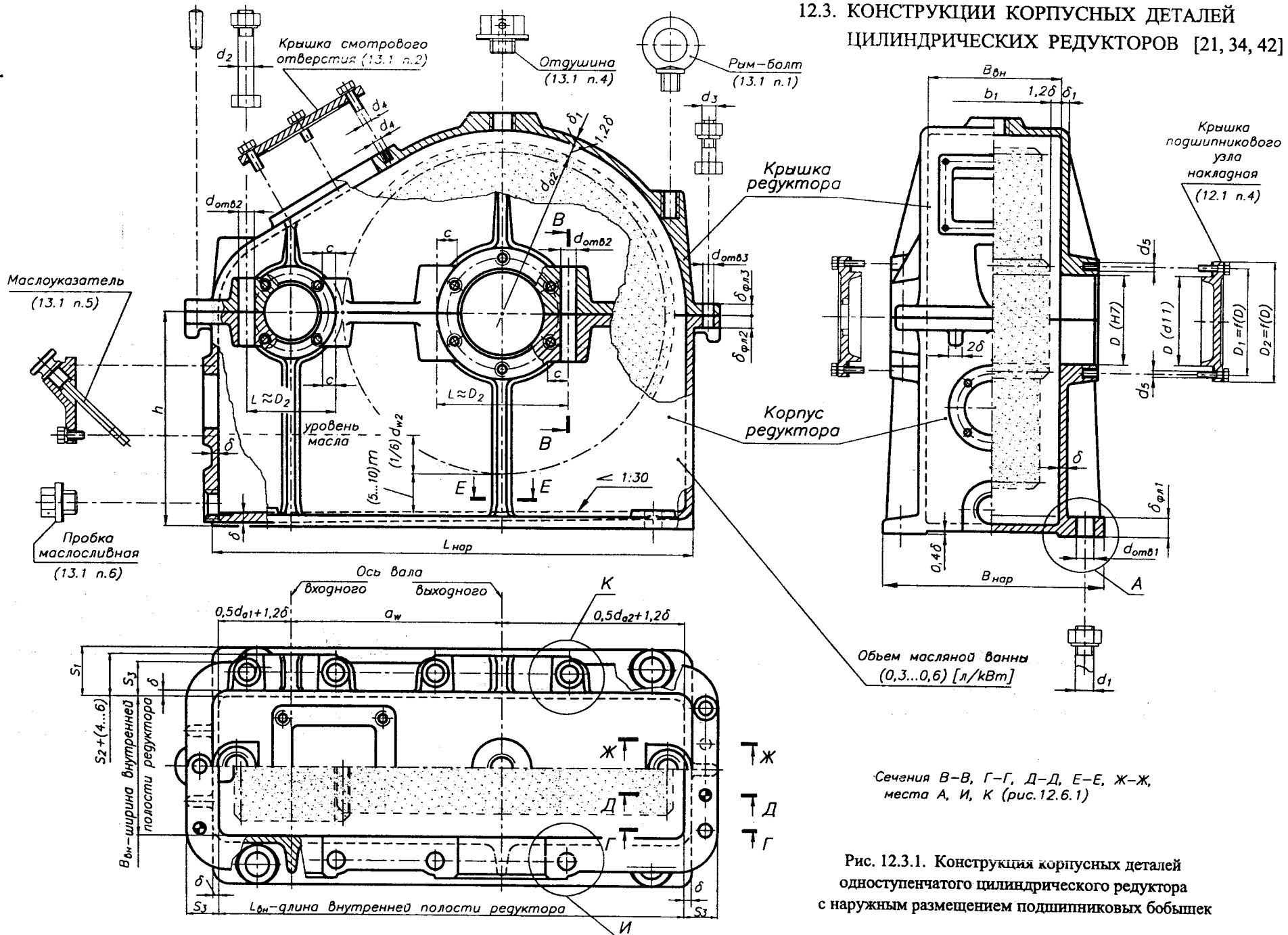
Для отливок корпусных деталей редуктора из серого чугуна минимальная толщина стенок принимается: - для корпуса 8,0 мм, для крышки - 7 мм.

3. ЛИТЕЙНЫЕ УКЛОНЫ

Табл. 12.2.4

Материал	Уклон	Угол	δ , мм
Чугун	1:5	11,5°	< 25
			> 25
Стальное литье	1:10 (1:20)	5,5°(3°)	
Литые сплавы цветных металлов	1:100	0,5°	

12.3. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ [21, 34, 42]



Сечения В-В, Г-Г, Д-Д, Е-Е, Ж-Ж, места А, И, К (рис.12.6.1)

Рис. 12.3.1. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого цилиндрического редуктора с наружным размещением подшипниковых бобышек

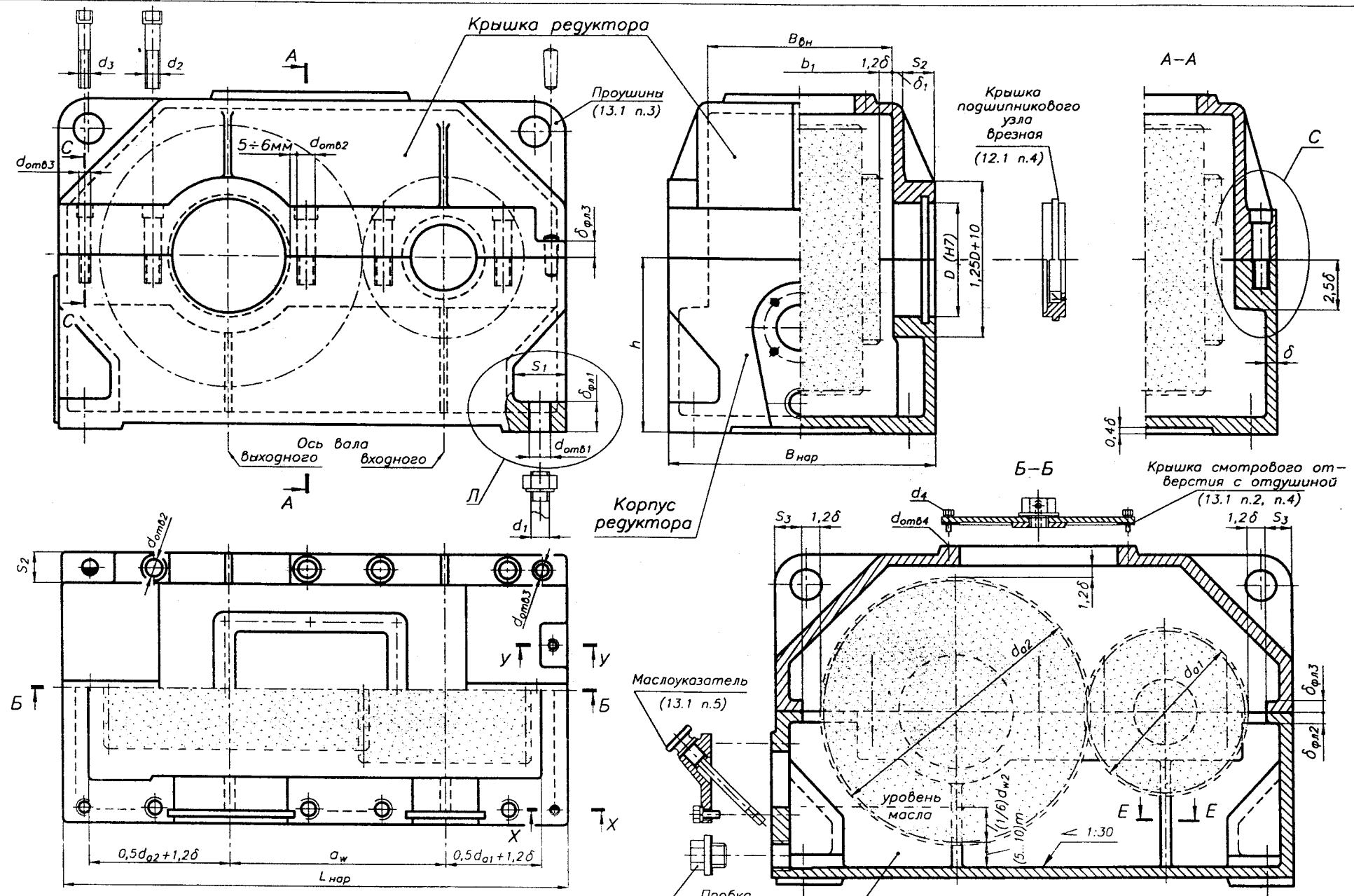
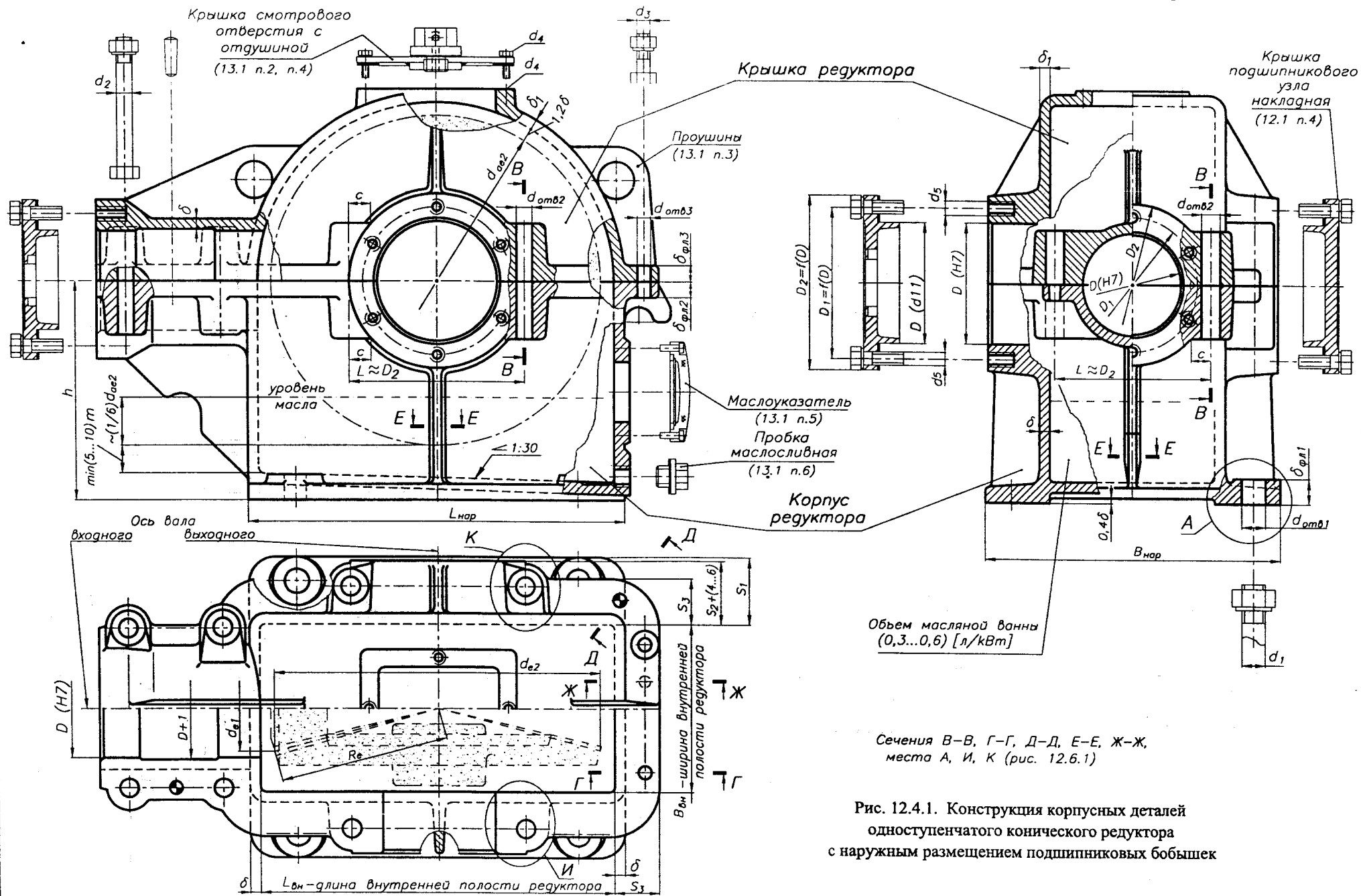


Рис. 12.3.2. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого цилиндрического редуктора с внутренним размещением подшипниковых бобышек

Сечения C-C (рис. 12.6.3а,в), E-E (рис. 12.6.1м), X-X (рис. 12.6.2у), Y-Y (рис. 12.6.2к)
 Места Л (рис. 12.6.2а,б), С (рис. 12.6.3а...г)
 Маслоуказатель (13.1 п.5)
 Пробка маслясливная (13.1 п.6)
 Объем масляной ванны (0,4...0,8) [л/кВт]

12.4. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ КОНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ [21, 34, 42]



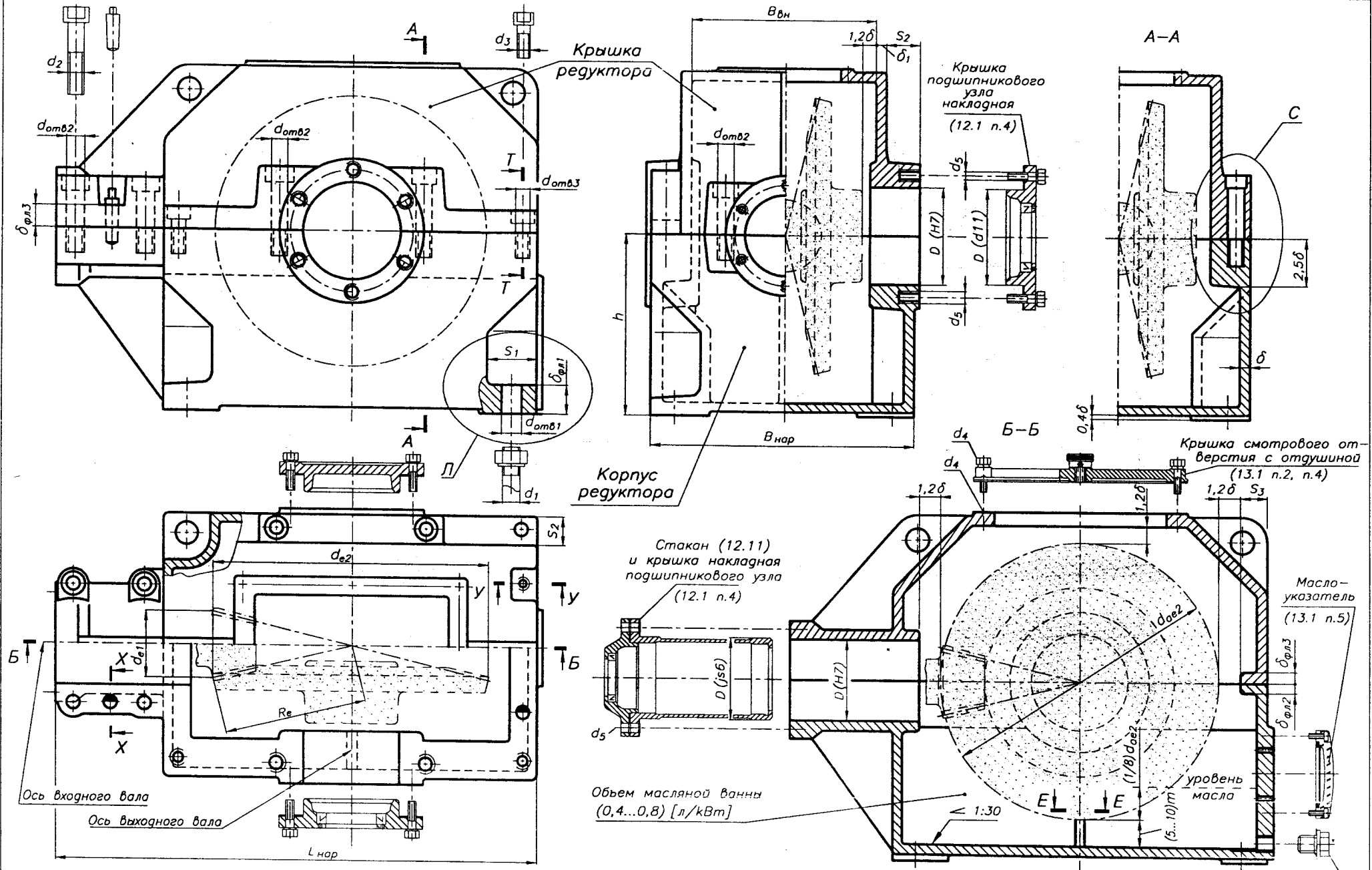
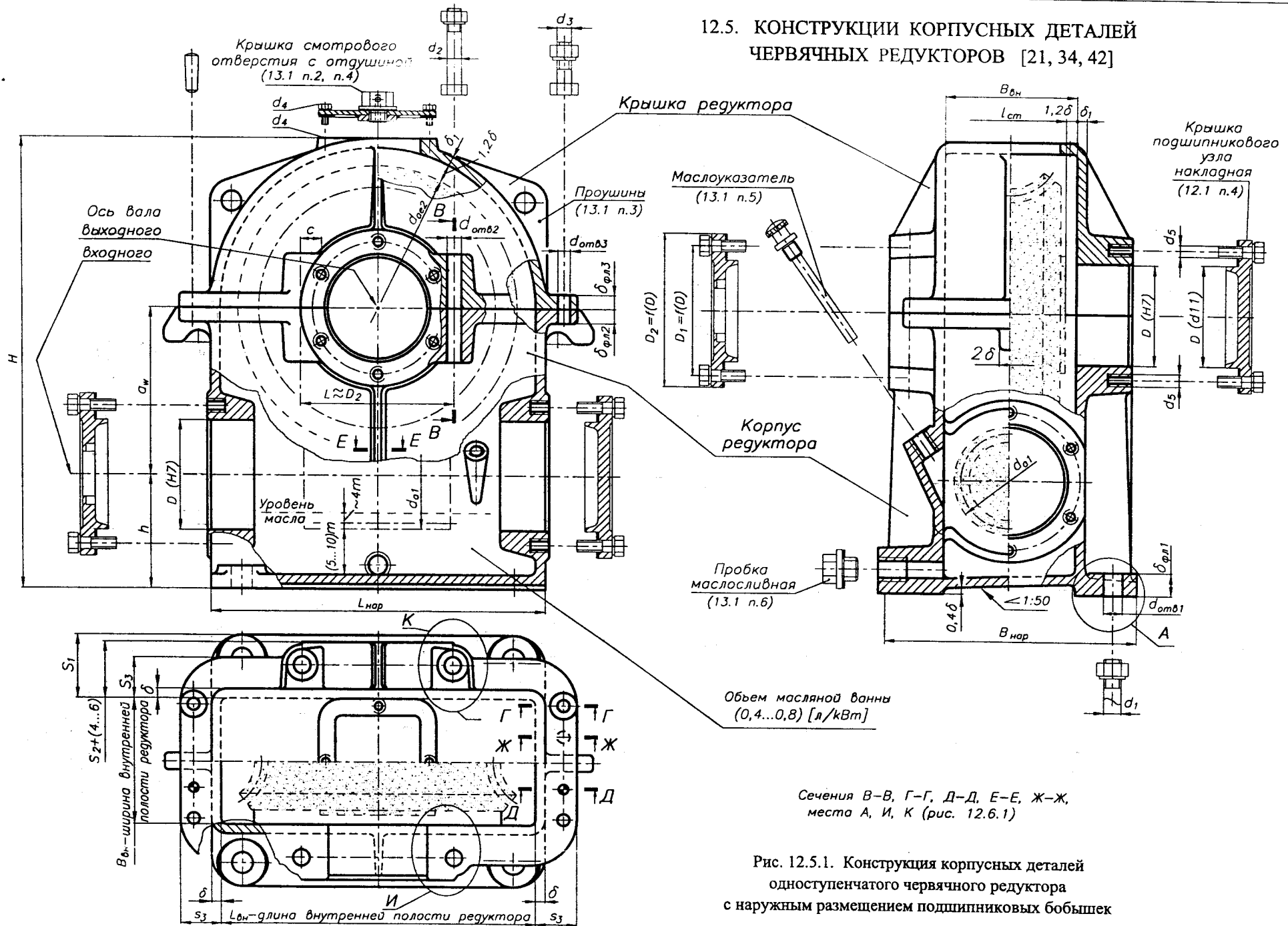


Рис. 12.4.2. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого конического редуктора с внутренним размещением подшипниковых бобышек

Сечения E-E (рис.12.6.1м), T-T (рис.12.6.3д,ж)
 X-X (рис.12.6.2у), Y-Y (рис.12.6.2к)
 Места л (рис.12.6.2а,б), С (рис.12.6.3а-г)
 Пробка масляная (13.1 п.6)

12.5. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ [21, 34, 42]



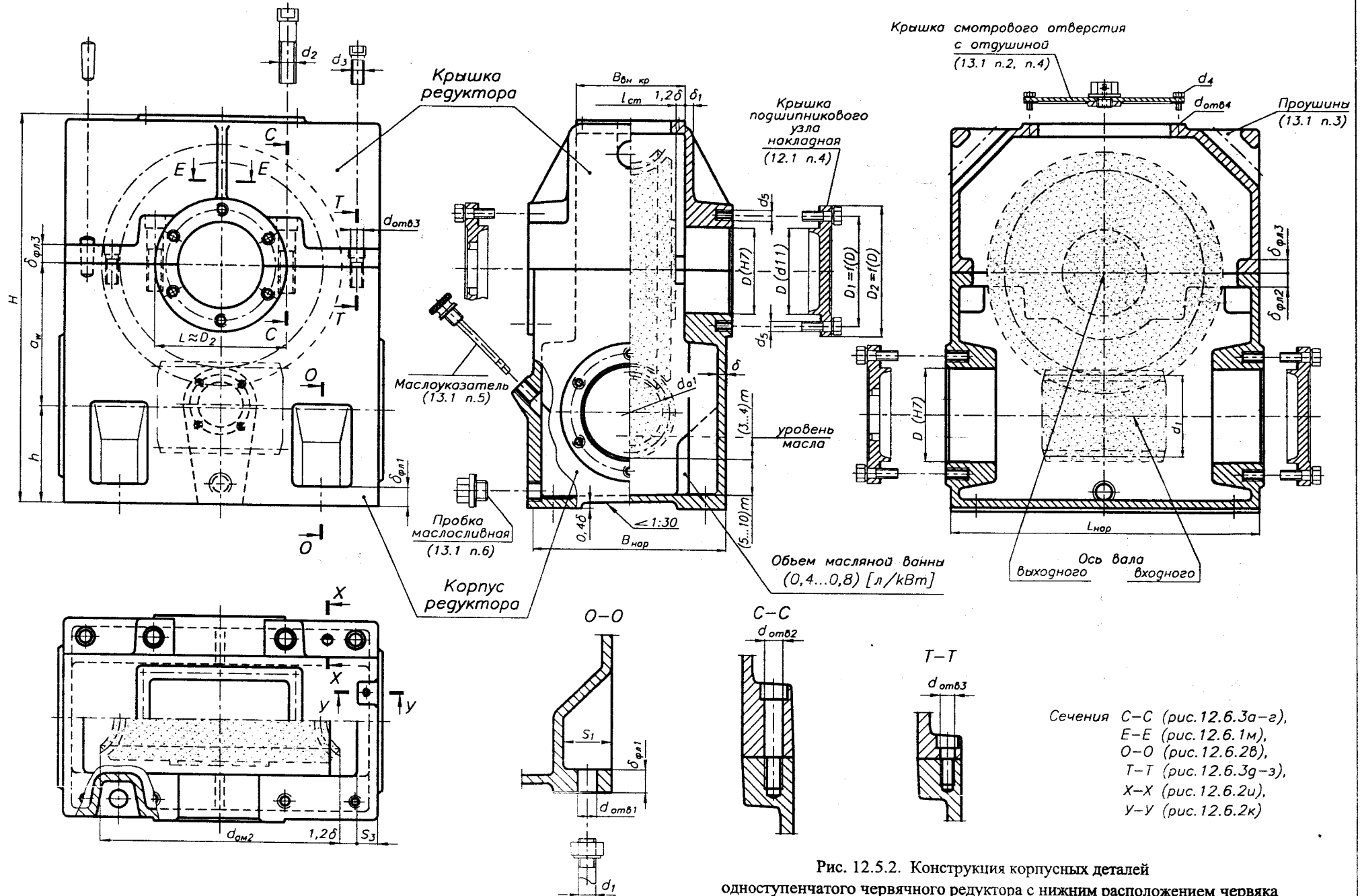


Рис. 12.5.2. Конструкция корпусных деталей одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка при внутреннем размещении подшипниковых бобышек

12.6. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ЛИТЫХ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ

12.6.1 ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ С ВНЕШНИМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПОДШИПНИКОВЫХ БОБЫШЕК

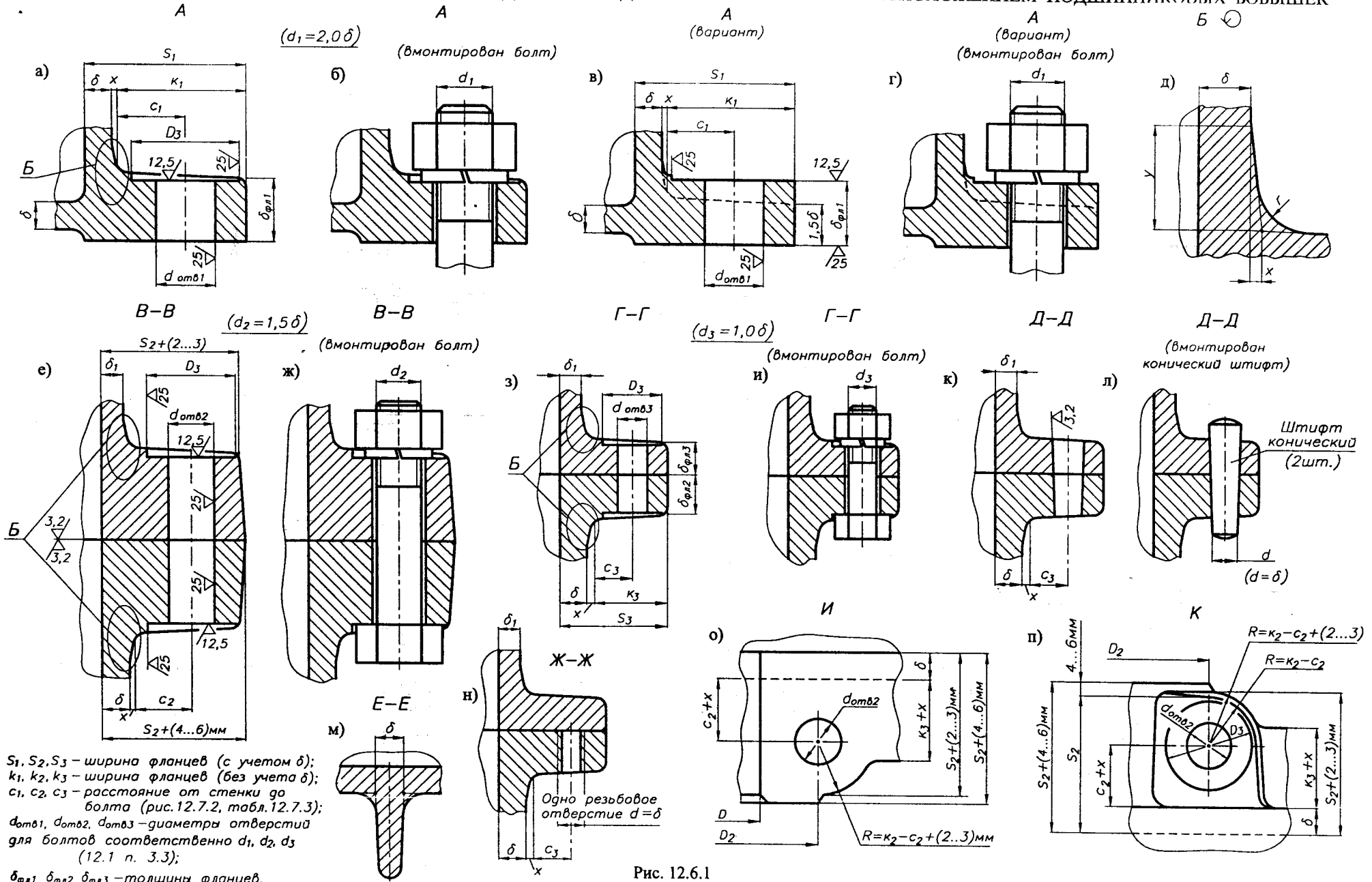


Рис. 12.6.1

12.6.2. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ С ВНУТРЕННИМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПОДШИПНИКОВЫХ БОБЫШЕК

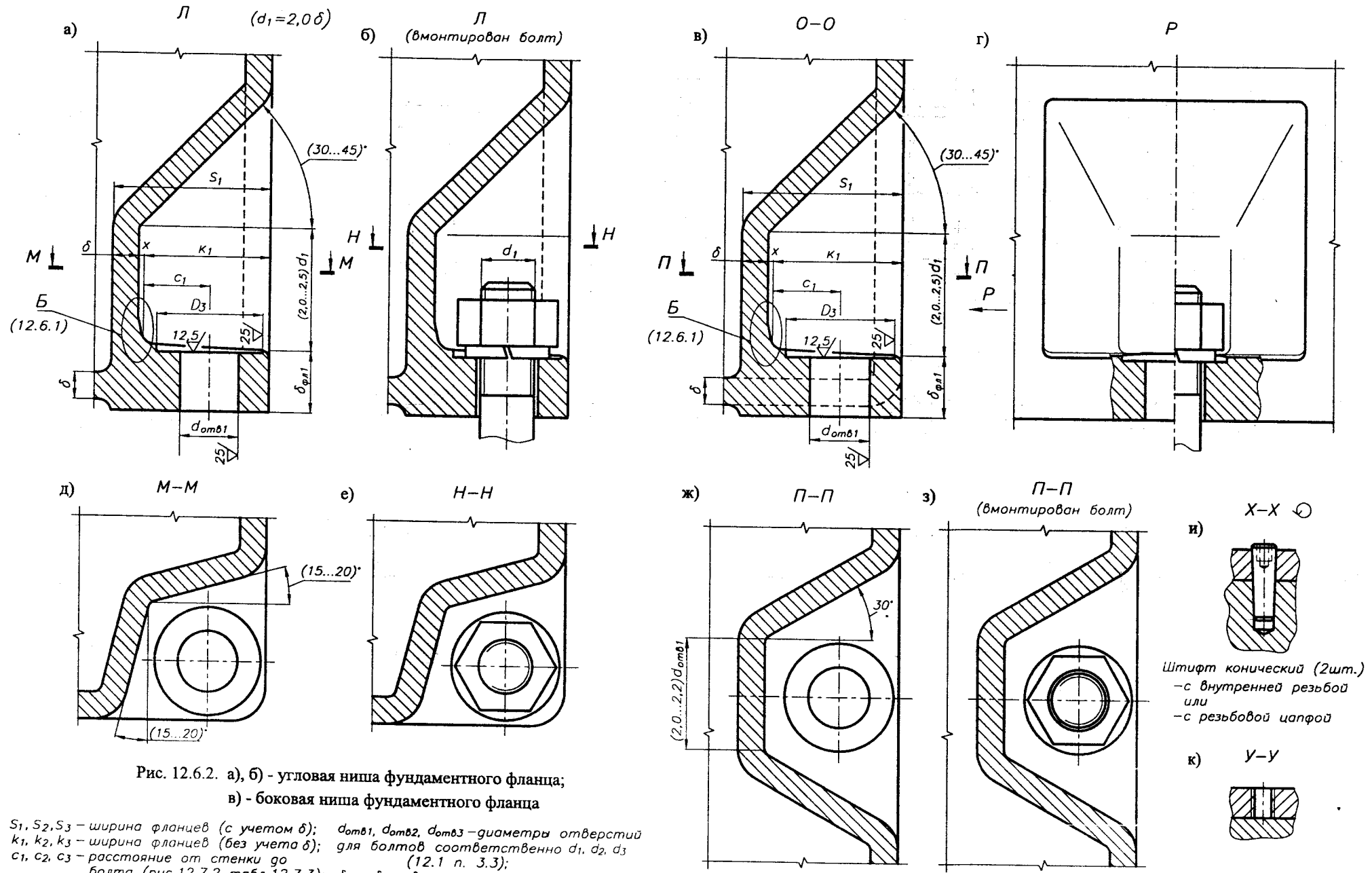


Рис. 12.6.2. а), б) - угловая ниша фундаментного фланца;
 в) - боковая ниша фундаментного фланца

S_1, S_2, S_3 - ширина фланцев (с учетом δ); $d_{\text{отв}1}, d_{\text{отв}2}, d_{\text{отв}3}$ - диаметры отверстий
 k_1, k_2, k_3 - ширина фланцев (без учета δ); для болтов соответственно d_1, d_2, d_3
 c_1, c_2, c_3 - расстояние от стенки до болта (рис. 12.7.2, табл. 12.7.3); $\delta_{\text{фл}1}, \delta_{\text{фл}2}, \delta_{\text{фл}3}$ - толщины фланцев.

Штифт конический (2шт.)
 - с внутренней резьбой
 или
 - с резьбовой цапфой

эфт
 еский
 ит.)
 +(2...3)
 -с
 δ
 k_3+x
 $S_2+(2...3)MM$

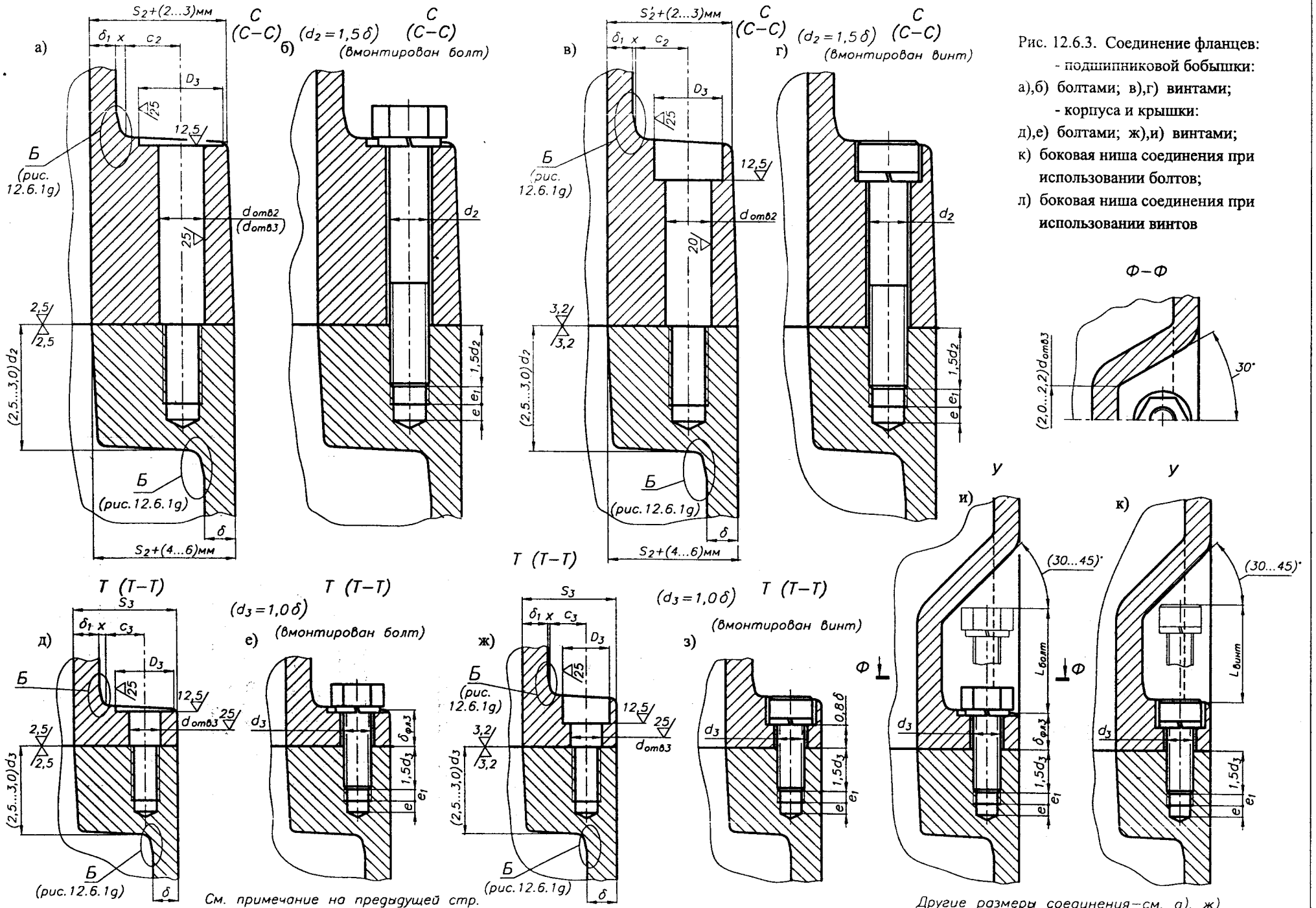


Рис. 12.6.3. Соединение фланцев:
 - подшипниковой бобышки:
 а),б) болтами; в),г) винтами;
 - корпуса и крышки:
 д),е) болтами; ж),и) винтами;
 к) боковая ниша соединения при использовании болтов;
 л) боковая ниша соединения при использовании винтов

См. примечание на предыдущей стр.

Другие размеры соединения—см. г), ж)

12.7. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

12.7.1. РАЗМЕРЫ ОПОРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОД КРЕПЕЖНЫЕ ДЕТАЛИ. ДИАМЕТРЫ ОТВЕРСТИЙ ПОД БОЛТЫ ГОСТ 11284-75, ГОСТ 12876-67

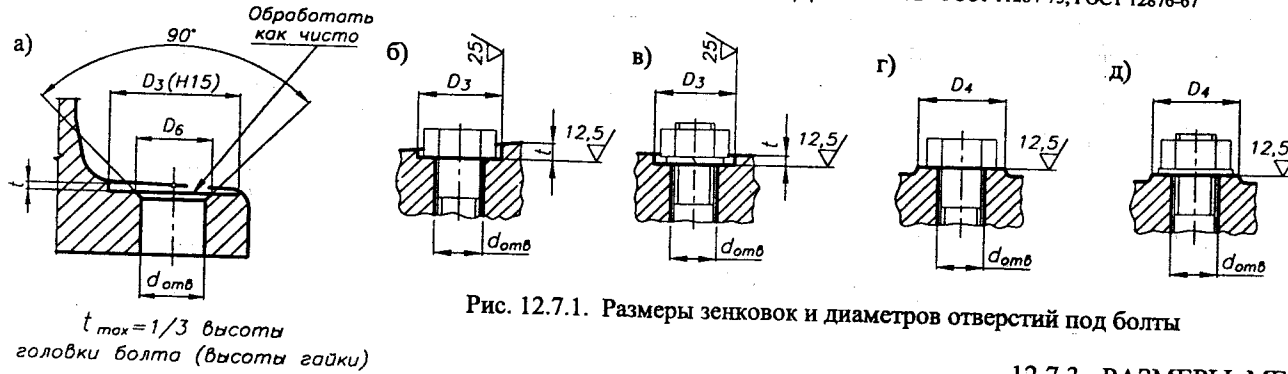


Рис. 12.7.1. Размеры зенковок и диаметров отверстий под болты

Табл. 12.7.1. Размеры зенковок и отверстий под болты, мм

	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48
D_3	13,5	18	22	26	33	40	48	61	71	80	95
D_4	18	24	28	30	38	45	52	65	80	90	100
D_6	-	-	-	16	20	24	28	36	43	48	56
$d_{отв}$ 1*	6,6	9,0	11	14	18	22	26	33	39	45	52
2*	7,0	10	12	15	19	24	28	35	42	48	56

Примечание. Размеры представлены для нормальных головок болтов и нормальных гаск.

1* - для соединений нормальной точности;
2* - для соединений грубой сборки.

12.7.2. РАЗМЕРЫ ФЛАНЦЕВ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ. ГЛУБИНА СВЕРЛЕНИЯ. ГЛУБИНА НАРЕЗАНИЯ РЕЗЬБЫ

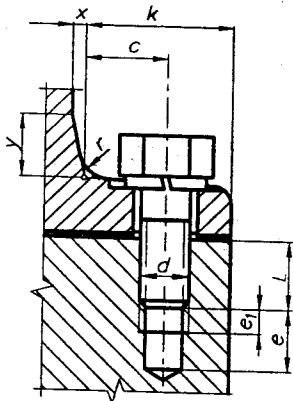


Табл. 12.7.2. Размеры элементов резьбовых соединений, мм

d	Размер e уменьшенный мальный		e_1 min
M6	4,0	6	2,0
M8	4,0	8	2,5
M10	4,0	9	3,0
M12	5,0	11	3,5
M16	5,0	12	4
M20	6,0	15	5
M24	7,0	18	6
M30	8,0	21	7
M36	9,0	24	
M42	11	27	
M48	12	30	

Рис. 12.7.2. Размеры литых фланцев и элементов резьбовых соединений

L - глубина резьбы:
- для стальных изделий $L = (0,8...1,0) d$
- для изделий из чугуна $L = (1,3...1,5) d$
- для изделий из алюминия $L = (1,6...2,0) d$

12.7.3. РАЗМЕРЫ МЕСТ ПОД ГАЕЧНЫЕ КЛЮЧИ ГОСТ 13682-80

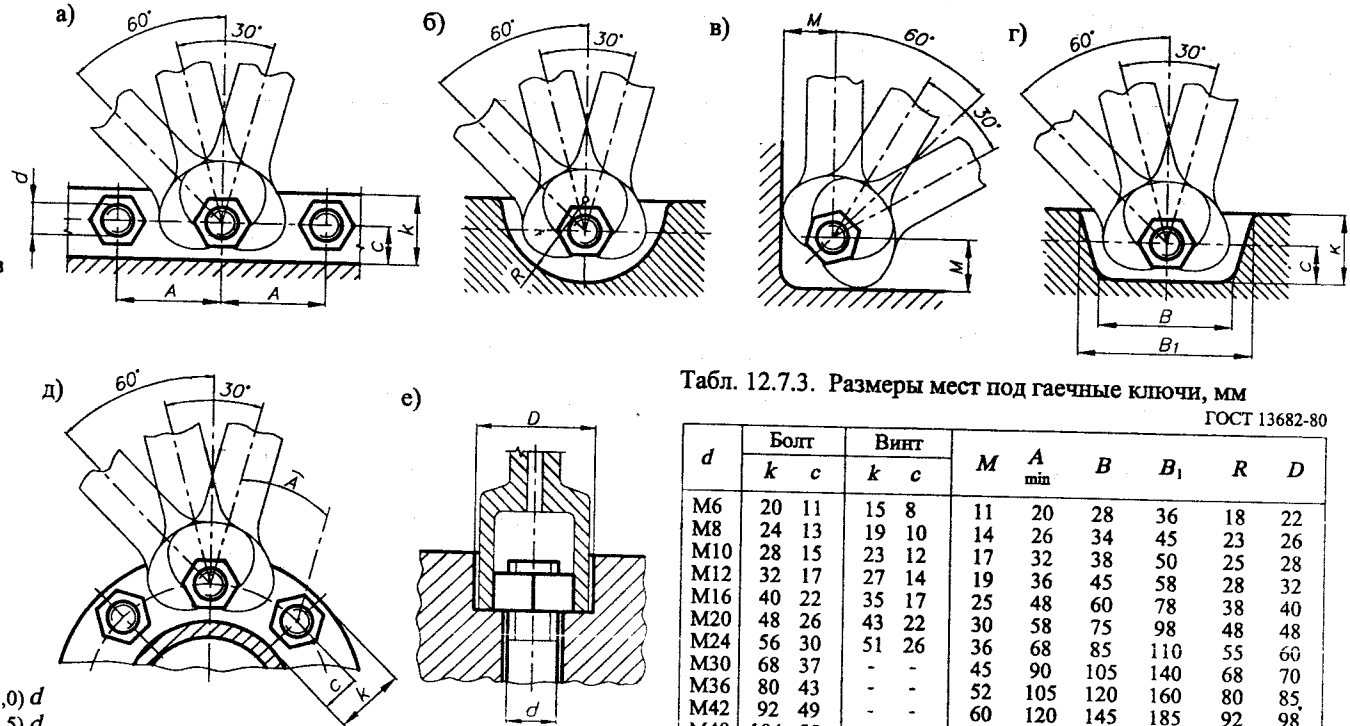


Рис. 12.7.3. Размеры под гаечные ключи для различных форм фланцев

Табл. 12.7.3. Размеры мест под гаечные ключи, мм

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 гаск.

12.8. ТОЧНОСТЬ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ [9, 16, 21, 42]

Табл. 12.8.1. Допускаемые отклонения межосевого расстояния f_a , для цилиндрических передач

Допускаемое отклонение межосевого расстояния $\pm f_a$, мкм	Вид сопряжения зубьев	Межосевое расстояние, мм σ_w								
		Св. До 80	80 125	125 180	180 250	250 315	315 400	400 500	500 630	630
		Н,Е	10	11	12	14	16	18	20	22
	D	16	18	20	22	25	28	30	35	35
	C	22	28	30	35	40	45	50	55	55
	B	35	45	50	55	60	70	80	90	90
	A	60	70	80	90	100	110	120	140	140
		100	110	120	140	160	180	200	220	220

Табл. 12.8.2. Допускаемые отклонения межосевого расстояния f_a , для червячных передач

Допускаемое отклонение межосевого расстояния $\pm f_a$, мкм	Степень точности передачи	Межосевое расстояние, мм σ_w								
		Св. До 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	400 500	500 630	630
		7	45	50	60	67	75	80	85	90
	8	71	80	90	105	110	125	130	140	140
	9	110	130	150	160	180	200	210	240	240

Табл. 12.8.4. Допускаемые отклонения высоты расположения осей Δh

h , мм	ГОСТ 24386-91			
	≤ 50	≤ 250	≤ 630	≤ 1000
Δh , мм	0	0	0	0
	-0,4	-0,5	-1,0	-1,5

1. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ (рис. 12.8.1)

- 1.1. Посадки подшипников качения в отверстиях "корпус-крышка" — Н7.
- 1.2. Допускаемые отклонения:
 - межосевого расстояния $\pm f_a$: цилиндрических передач (табл. 12.8.1); червячных передач (табл. 12.8.2);
 - высоты расположения осей Δh , мм (табл. 12.8.4).
- 1.3. Посадки мест установки закладных боковых крышек подшипниковых узлов (рис. 12.1.1).

Табл. 12.8.3. Высота расположения осей h , мм

Ряд 1 *	100	125	160	200	250	315	400	500	630
2	100	112	125	140	160	180	200	225	250
3	100	106	112	118	125	132	140	150	160

Ряд 1 *	200	250	315	400	500	630
2	200	225	250	280	315	355
3	200	212	225	236	250	265

Ряд 1 *	400	500	630
2	400	450	500
3	400	425	450

* 1-й ряд следует предпочитать 2-му, 3-му.

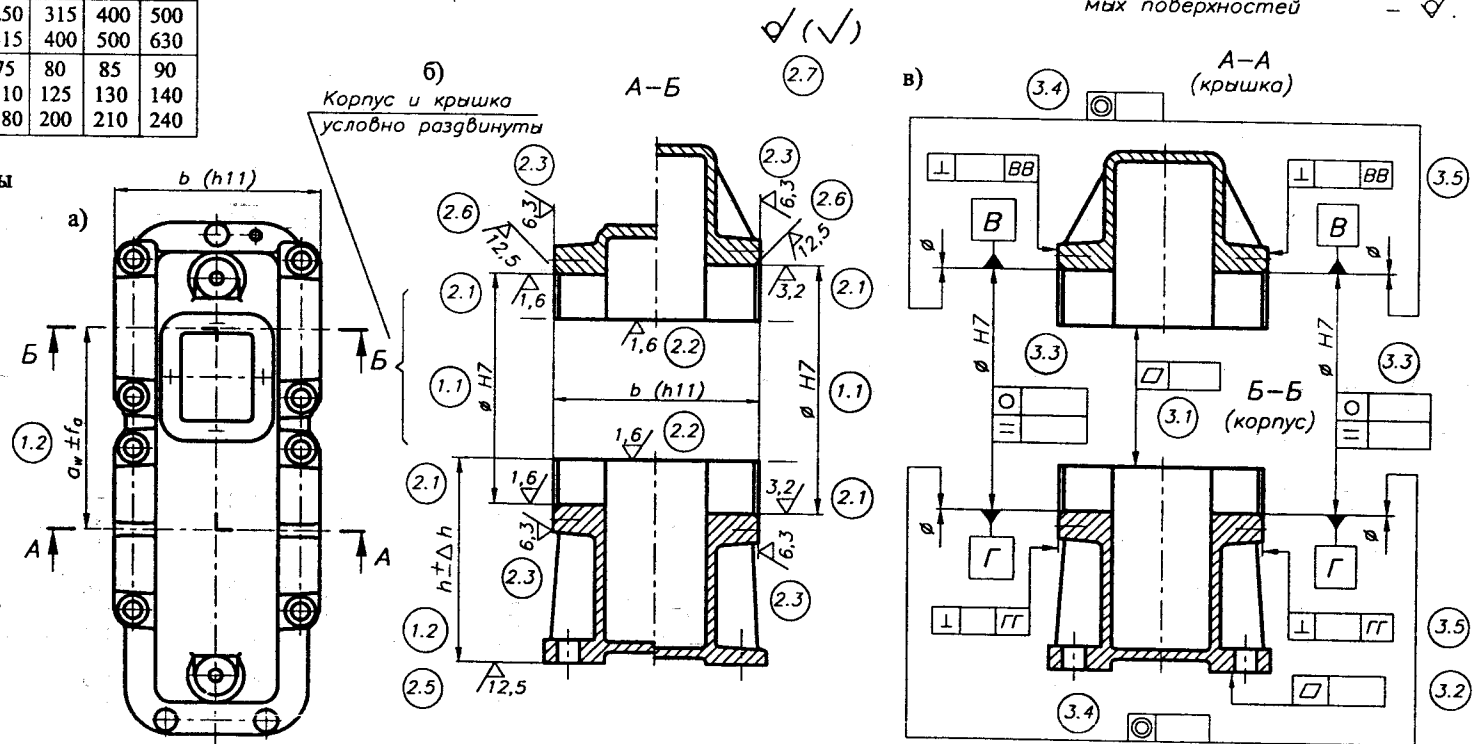


Рис. 12.8.1. Обозначение на корпусных деталях редукторов:

а), б) полей допусков, посадок и шероховатости поверхностей; в) допусков формы и расположения

2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ (рис. 12.8.1)

- 2.1. Мест установки подшипников качения (8.8.2).
- 2.2. Плоскости соединения "корпус-крышка" $1,6 \dots 3,2$
- 2.3. Поверхностей под боковые накладные крышки подшипниковых узлов $6,3$
- 2.4. Отверстий под конические штифты $3,2$
- 2.5. Опорной поверхности корпуса $12,5$
- 2.6. Других обрабатываемых поверхностей 25
- 2.7. Других необрабатываемых поверхностей \checkmark

3. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ (рис. 12.8.1)

- 3.1. Допуск плоскостности \square плоскости 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 \square опорной плоскости редуктора — 0,1/300 мм/мм. При длине контролируемой плоскости $L \neq 300$ мм величину допуска пересчитать в $L/300$ раз.
- 3.3. Допуски круглости \ominus и профиля продольного сечения \boxminus посадочных поверхностей подшипников (табл. 8.8.9).
- 3.4. Допуск срасности \oplus отверстий подшипников одного вала — 0,5 допуска профиля продольного сечения.
- 3.5. Допуск перпендикулярности \perp (торцевого бienia) боковых поверхностей корпуса-крышки под накладные крышки подшипниковых узлов (табл. 12.8.5).
- 3.6. Для цилиндрических передач: — допуск параллельности \parallel и перекоса \sphericalangle отверстий $\phi H7$ оси

Б относительно отверстий $\phi H7$ оси А (рис. 12.8.2а):

- 3.6.1. — допуск параллельности (табл. 12.8.6);
3.6.2. — допуск перекоса — 0,5 допуска параллельности.

3.7. Для конических передач допуск перпендикулярности \perp отверстий $\phi H7$ оси Б относительно отверстий $\phi H7$ оси А (рис. 12.8.2б и табл. 12.8.7).

3.8. Для червячных передач допуск перпендикулярности \perp отверстий $\phi H7$ оси Б относительно отверстий $\phi H7$ оси А (рис. 12.8.2в и табл. 12.8.8).

Табл. 12.8.5. Значения допуска перпендикулярности боковых поверхностей корпуса относительно оси отверстий $\phi H7$

D мм	\perp мкм
≤ 80	40
≤ 120	45
≤ 150	50
≤ 180	60
≤ 250	70
≤ 315	80
≤ 400	90

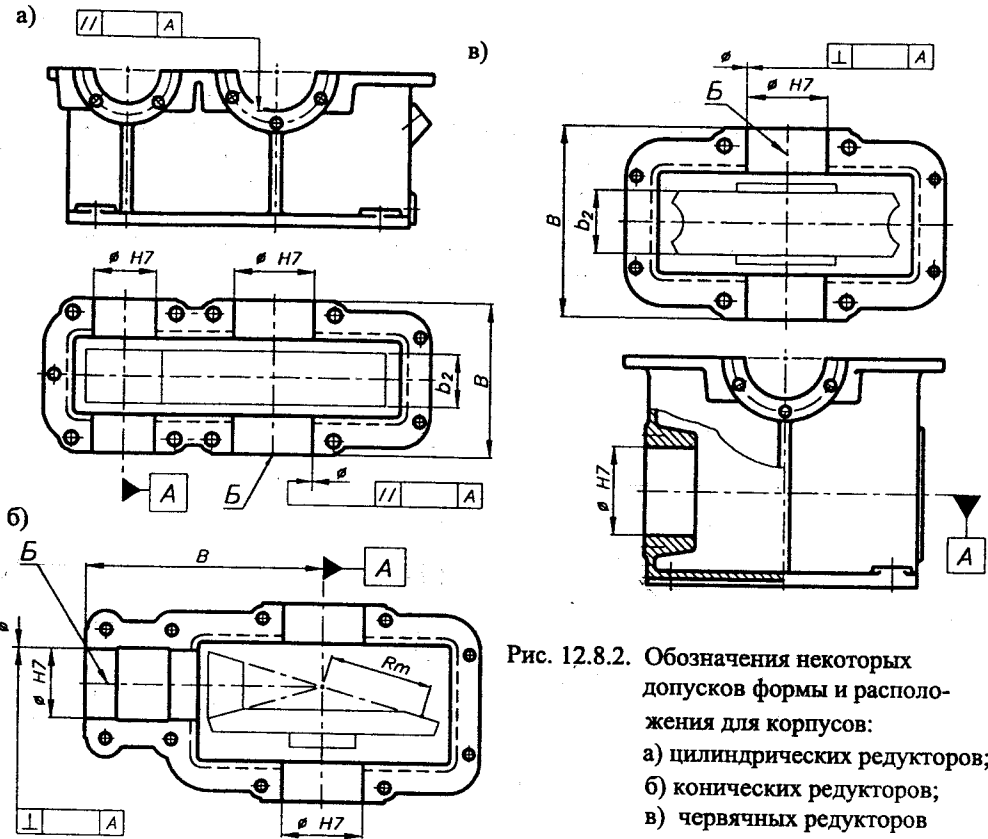


Рис. 12.8.2. Обозначения некоторых допусков формы и расположения для корпусов: а) цилиндрических редукторов; б) конических редукторов; в) червячных редукторов

Табл. 12.8.6. Допуск параллельности осей подшипниковых узлов цилиндрических передач f_x

ГОСТ 1643-81

Степень точности	f_x мкм при ширине зубчатого колеса b_2 , мм			
	≤ 40	≤ 100	≤ 160	≤ 250
6	9	12	16	20
7	11	16	20	25
8	18	25	32	40
9	28	40	50	63

Чтобы определить \parallel при ширине подшипниковых гнезд B , следует табличные значения f_x изменить в B/b_2 раз.

Табл. 12.8.7. Допускаемые отклонения угла делительного конуса конических передач $\pm E_\Sigma$ *

ГОСТ 1758-81

Допускаемые отклонения угла делительного конуса $\pm E_\Sigma$, мкм	Вид сопряжения зубьев	Длина образующей конуса R_m по среднему диаметру, мм											
		$R_m \leq 50$	$50 < R_m \leq 100$	$100 < R_m \leq 200$	$200 < R_m \leq 400$								
		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

- * E_Σ определяется в единицах длины на радиусе равном длине образующей делительного конуса по среднему диаметру колеса.
- Чтобы определить перпендикулярность \perp оси Б отверстия $\phi H7$ относительно оси А на размере B , следует соответствующее табличное значение E_Σ изменить в B/R_m раз.

Табл. 12.8.8. Предельные отклонения межосевого угла червячной передачи $\pm f_\Sigma$ **

ГОСТ 3675-81

$\pm f_\Sigma$, мкм	Ширина венца червячного колеса b_2 , мм	Степень точности		
		7	8	9
	$b_2 \leq 63$	12	16	22
	$63 < b_2 \leq 100$	17	22	28
	$100 < b_2 \leq 160$	24	30	40
	$160 < b_2 \leq 250$	32	42	56
	$250 < b_2$	48	63	80

- ** f_Σ определяется в единицах длины на ширине венца червячного колеса b_2 .
- Чтобы определить перпендикулярность \perp оси Б отверстия $\phi H7$ относительно оси А на размере B , следует соответствующее табличное значение f_Σ изменить в B/b_2 раз.

12.9. РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ КОРПУСОВ И КРЫШЕК РЕДУКТОРОВ [3, 6, 8, 16, 21, 24, 26, 28, 33, 42]

Рабочие чертежи корпуса и крышки представляются в двух вариантах:

1. Представляется сборочный чертеж "Корпус редуктора в сборе" (рис. 12.9.1), в соответствии с которым обрабатываются поверхности, требующие совместной обработки. Сборочный чертеж содержит рабочие чертежи корпуса и крышки, а также элементы их соединения (болты, гайки, подкладки, штифты). На рабочих чертежах корпуса (крышки) (рис. 12.9.2, 12.9.3) поверхности, подлежащие совместной обработке, выделяются, например представляются в [], а технические условия содержит запись: "Обработку размеров, представленных в [], выполнить по чертежу корпуса редуктора в сборе".

2. Представляются рабочие чертежи корпуса и крышки редуктора (рис. 12.9.4, 12.9.5), где поверхности, подлежащие совместной обработке, представляются, например в []. Рабочий чертеж корпуса (крышки) в технических условиях имеет запись "Обработку размеров, представленных в [], выполнить совместно с корпусом (крышкой)".

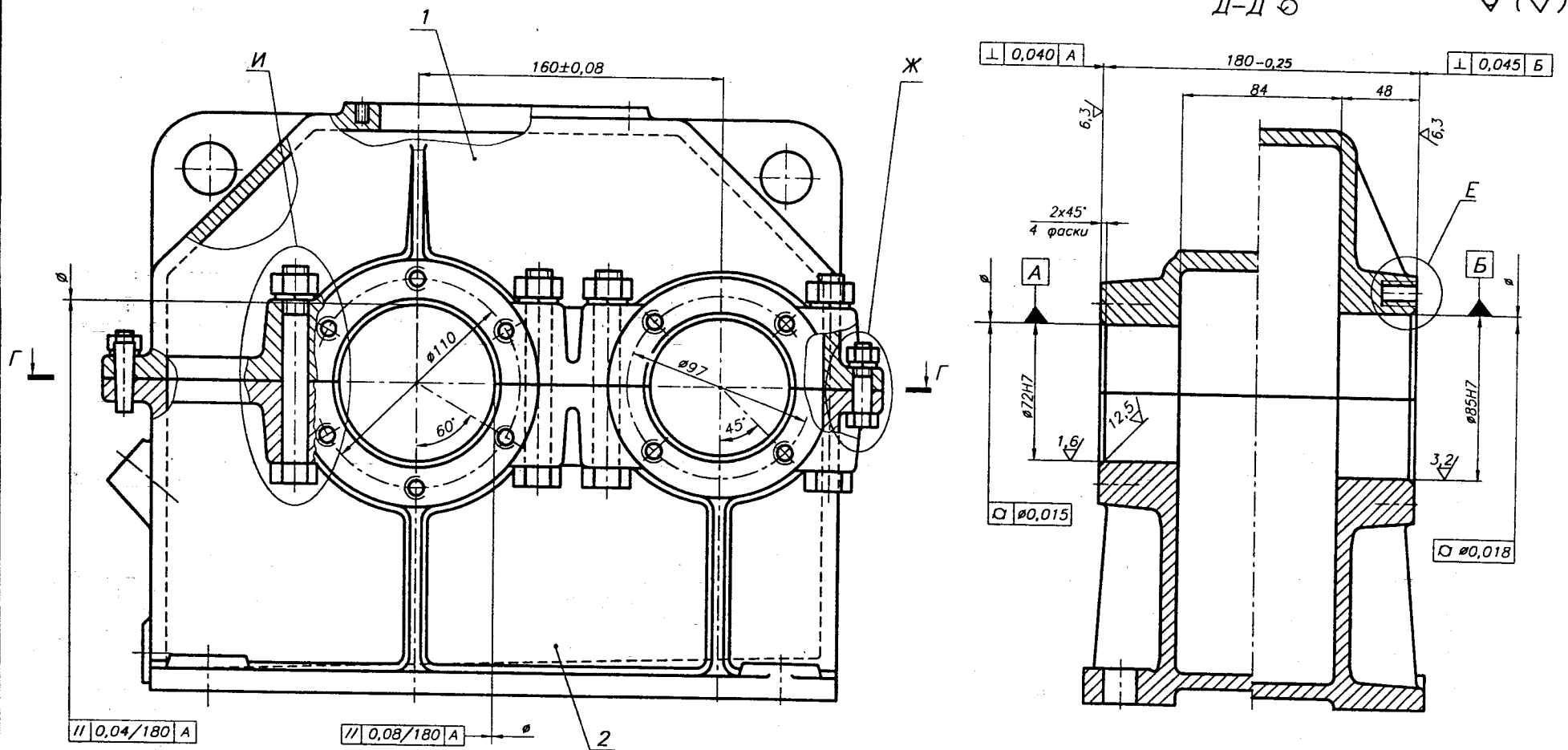
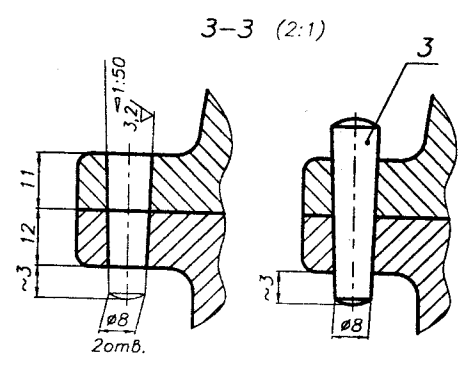
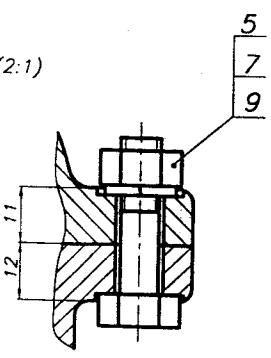
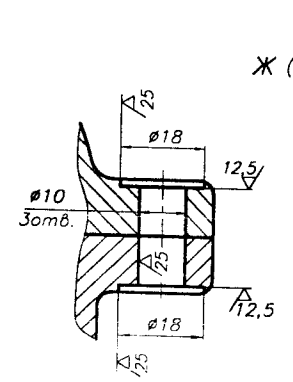
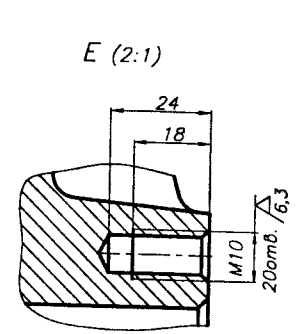
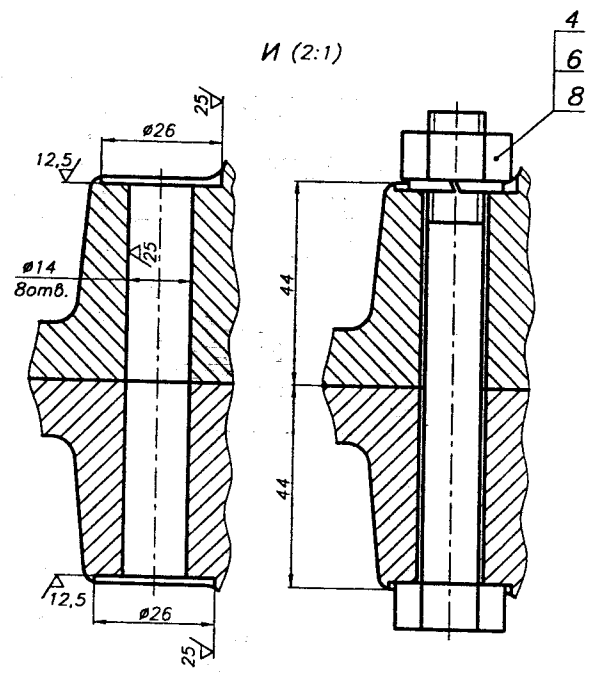
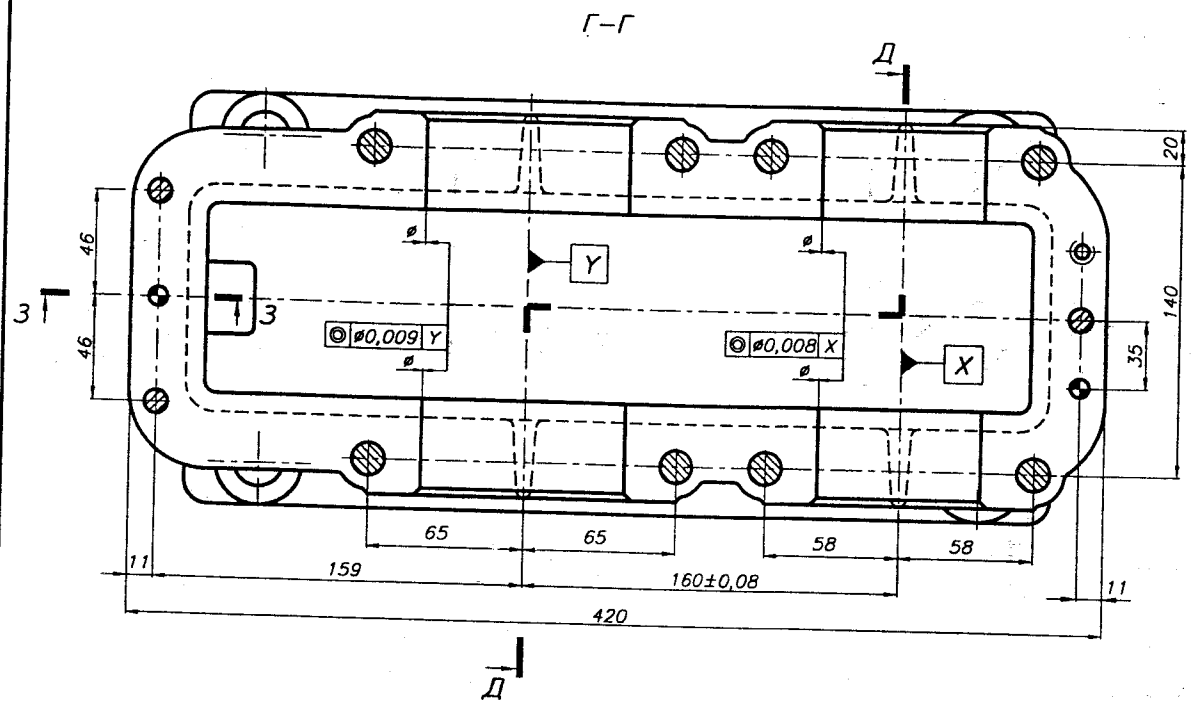


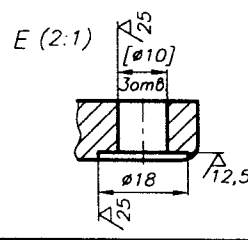
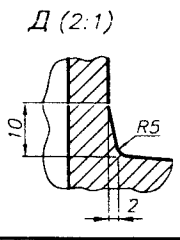
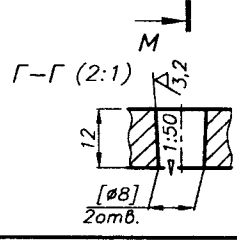
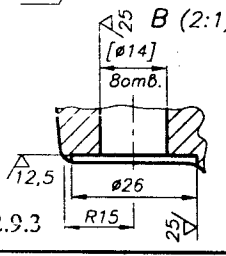
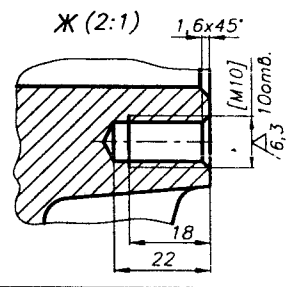
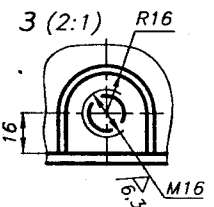
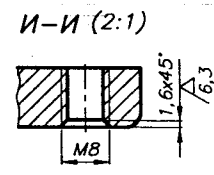
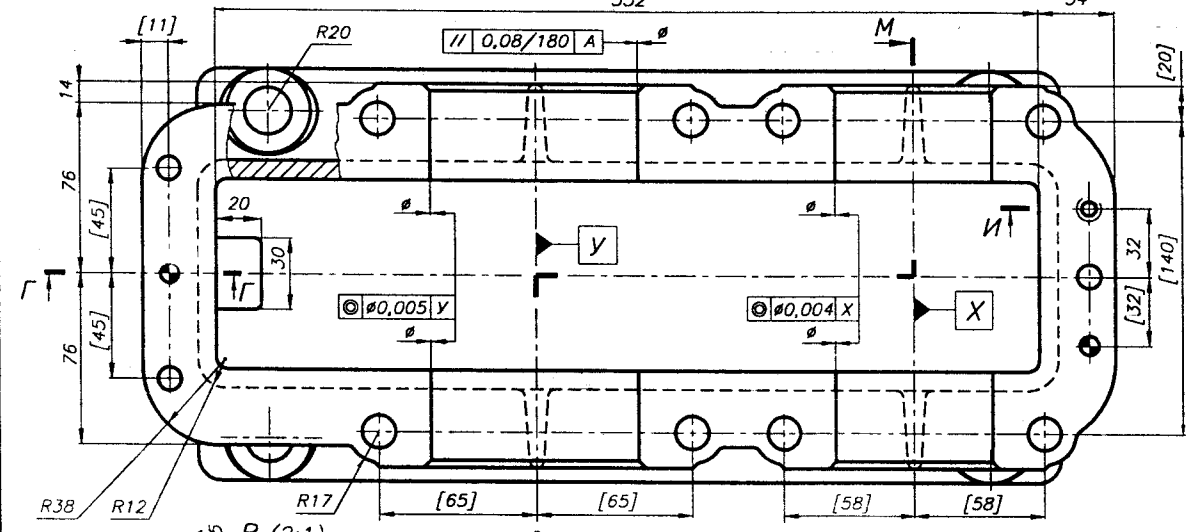
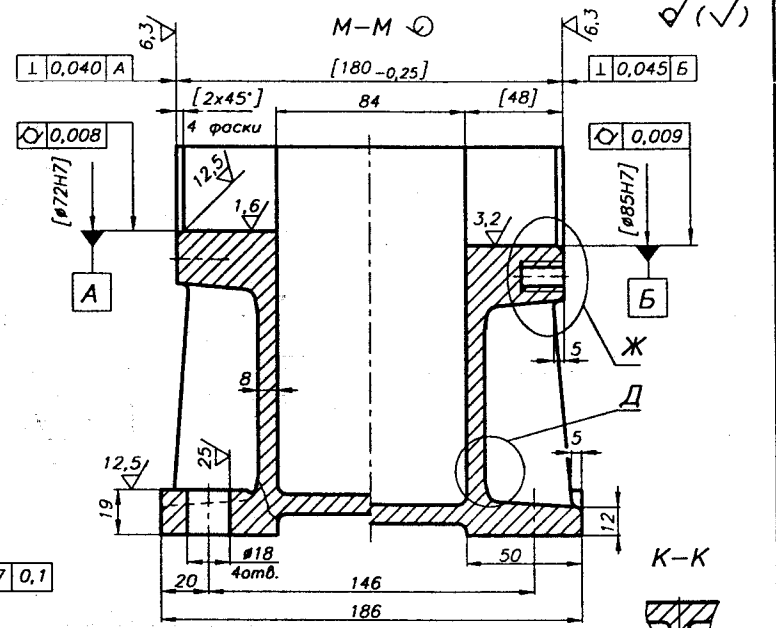
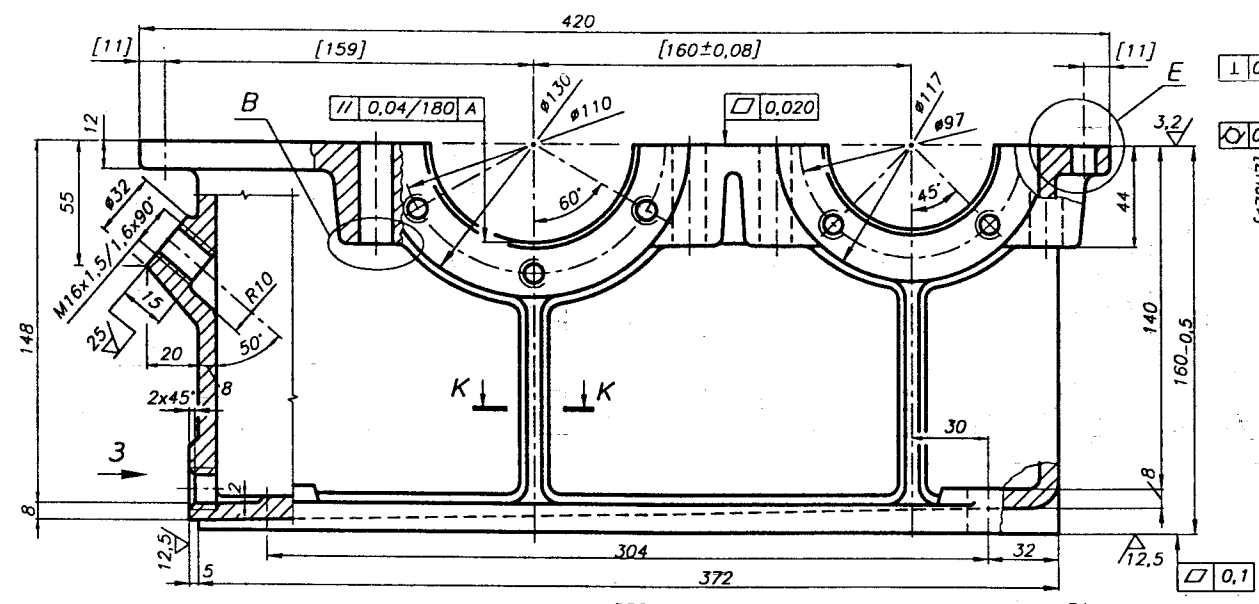
Рис. 12.9.1а



1. 2 конических отверстия $\varnothing 8$ (см. 3-3) сверлить и развертывать совместно в узле "корпус-крышка"
2. Отверстия $\varnothing 72H7$ и $\varnothing 85H7$ обрабатывать совместно узлом "корпус-крышка" после установки штифтов и соединения корпуса с крышкой болтами
3. Резьбовые отверстия выполнять с фаской $1 \times 45^\circ$, класс точности 6H
4. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнить до чистой поверхности
5. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых - H14; охватывающих - H14; остальных - $\pm 0,5IT14$

Рис. 12.9.16

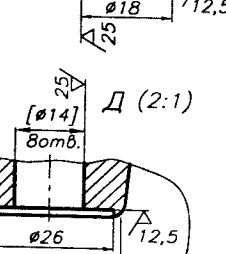
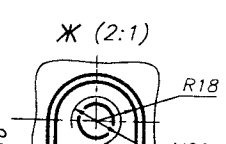
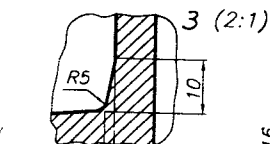
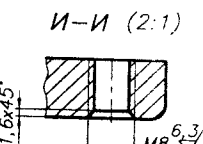
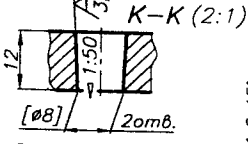
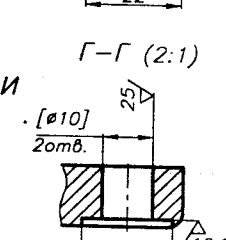
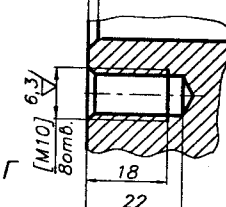
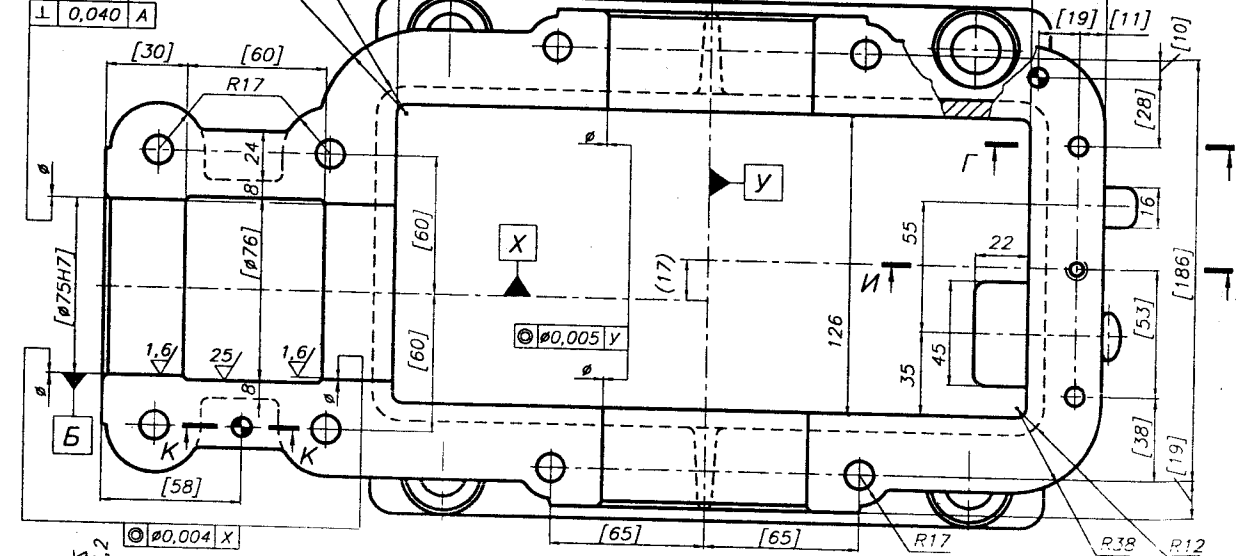
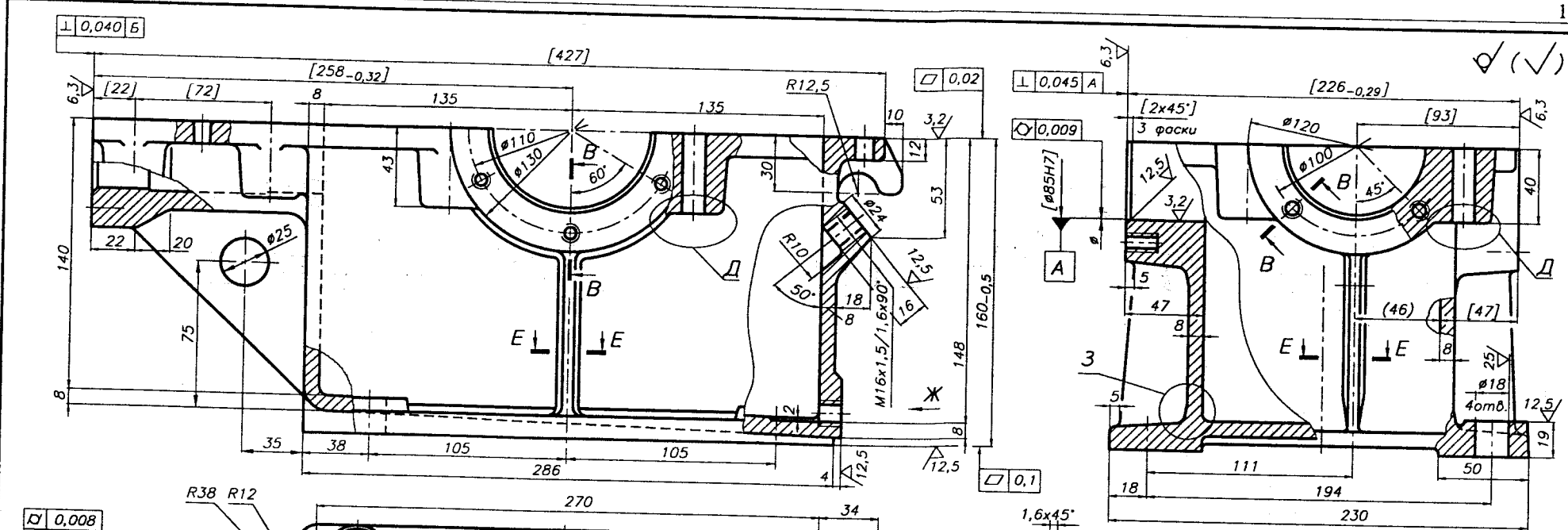
КП ДМ МС12а.12.09.01.СБ	
КОРПУС редуктора в сборе	
Лист	Всего 1
Масса	1:1
НТУ ХПИ	
Кафедра ДМ и ГИМ	



1. Отливку отчекать
2. Допуски размеров и припуски на механическую обработку—ГОСТ 26645—85
3. Обработку размеров, представленных в [], выполнить по чертежу корпуса редуктора в сборе (рис. 12.09.01)
4. Обработку мест под головки болтов (зак) выполнить до чистой поверхности
5. Резьбовые отверстия выполнять с фаской 1x45°, класс точности 6H
6. Литейные уклоны — 3°; литейные радиусы — 3...5 мм
7. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых—h14; охватывающих—H14; поверхностей $\nabla \pm 0,5IT16$; остальных— $\pm 0,5IT14$
8. Поверхность корпуса очистить и красить масляной краской. Внутренняя поверхность покрытия—0,16 м². Наружная поверхность покрытия—0,30 м².

Рис. 12.9.3

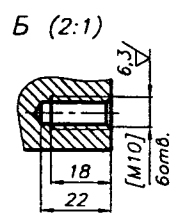
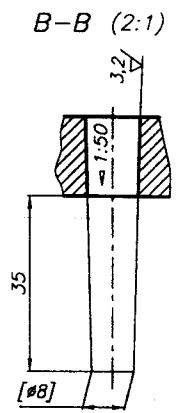
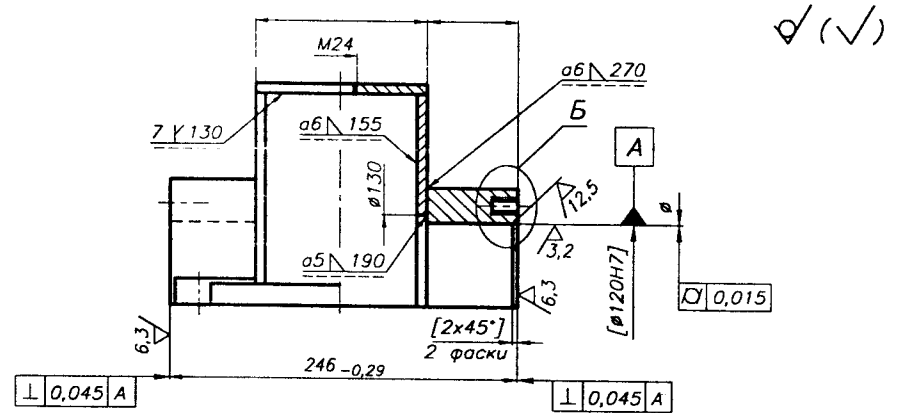
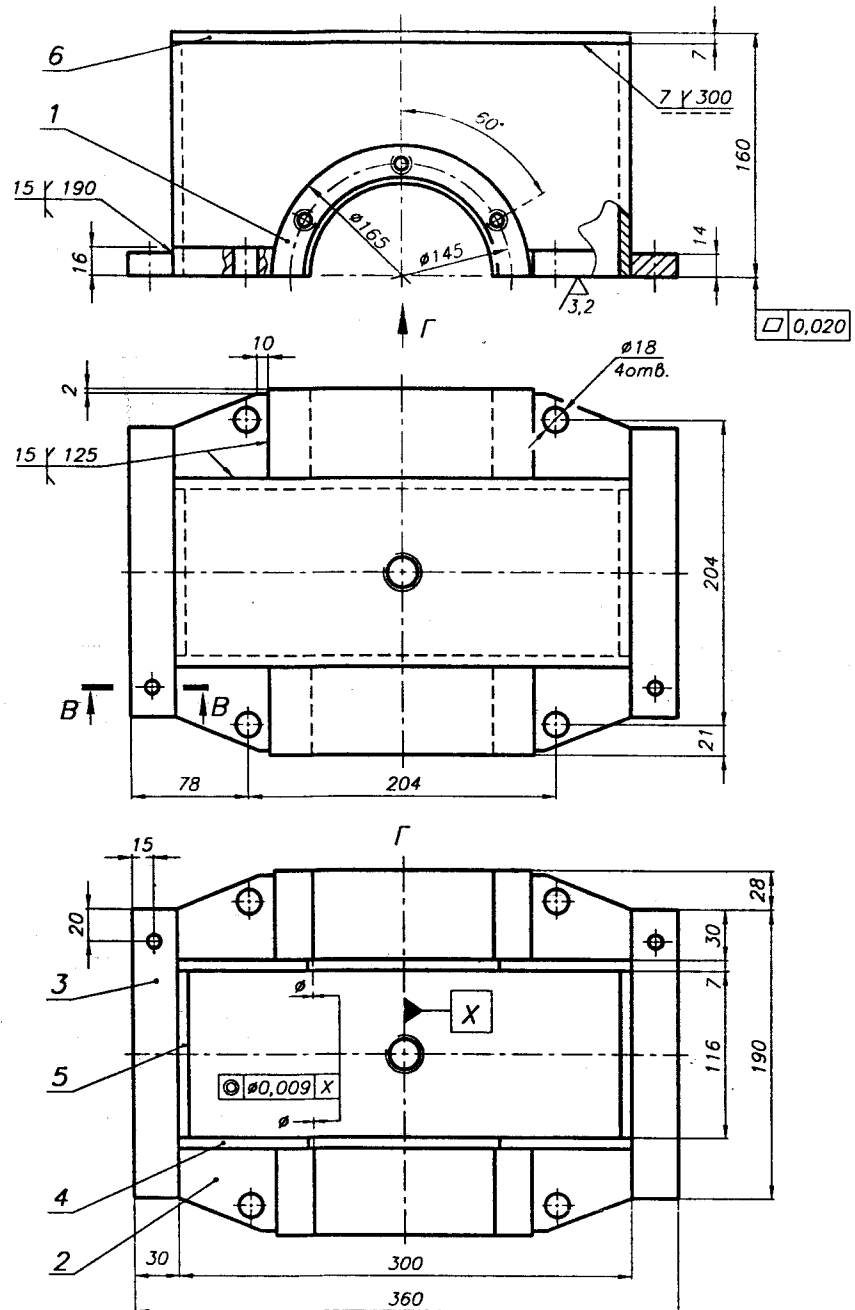
КП ДМ МС12а.12.09.03	
Корпус редуктора	Лит. Масса Изделия 1:1
СЧ 20	НТУ ХПИ
ГОСТ 1412-79	Кафедра ДМ и ГМ



- B-B (2:1)**
1. Отливку отжечь
 2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку—ГОСТ 26645—85
 3. 2 конических отверстия $\varnothing 8$ (см. Г-Г) сверлить и развертывать совместно с крышкой
 4. Отверстия $\varnothing 85H7$ и $\varnothing 75H7$ обрабатывать совместно с крышкой после установки штифтов и соединения корпуса с крышкой болтами
 5. Обработку размеров, представленных в [], выполнять совместно с крышкой
 6. Резьбовые отверстия выполнять с фаской $1 \times 45^\circ$, класс точности 6H
 7. Обработку мест под головки болтов (гаек) выполнять до чистой поверхности
 8. Литейные уклоны — 3° ; литейные радиусы — 3...5 мм
 9. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых—h14; охватывающих—H14; поверхностей ∇ — $\pm 0,5IT16$; остальных — $\pm 0,5IT14$
 10. Поверхность корпуса очистить и красить маслястойкой краской. Внутренняя поверхность покрытия—0,18 м². Наружная поверхность покрытия—0,32 м²

Рис. 12.9.5

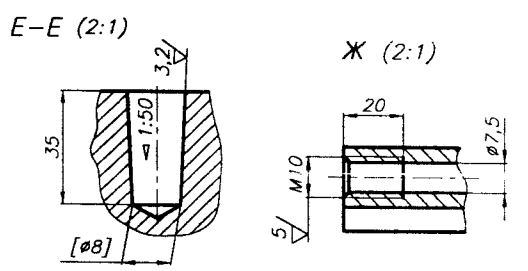
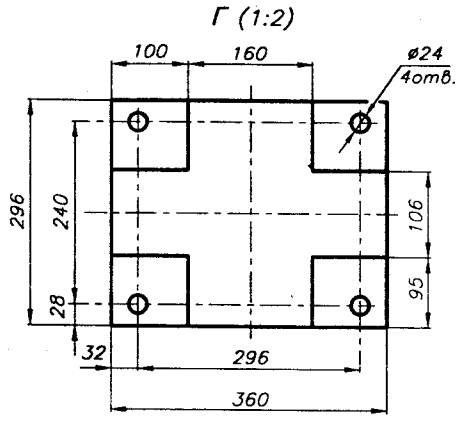
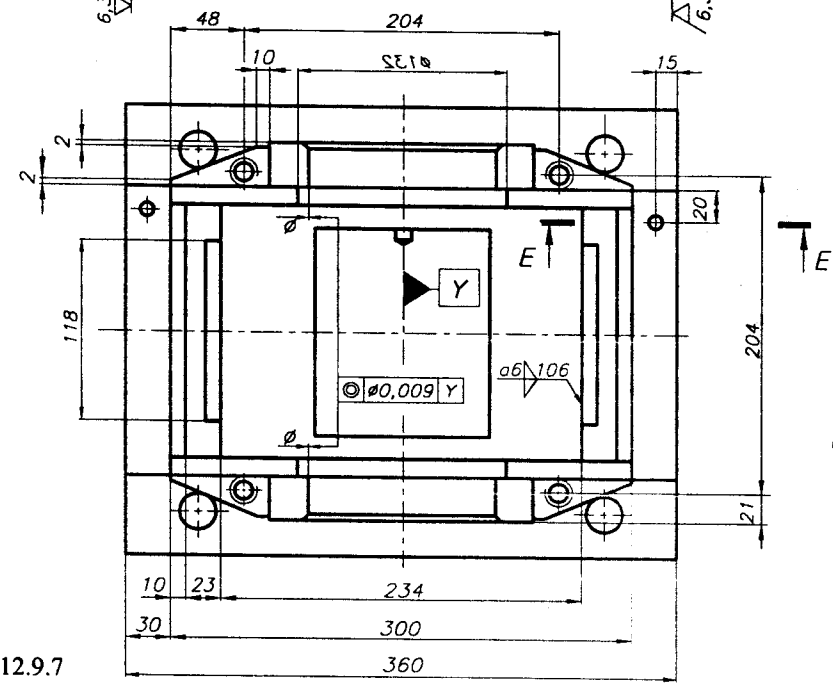
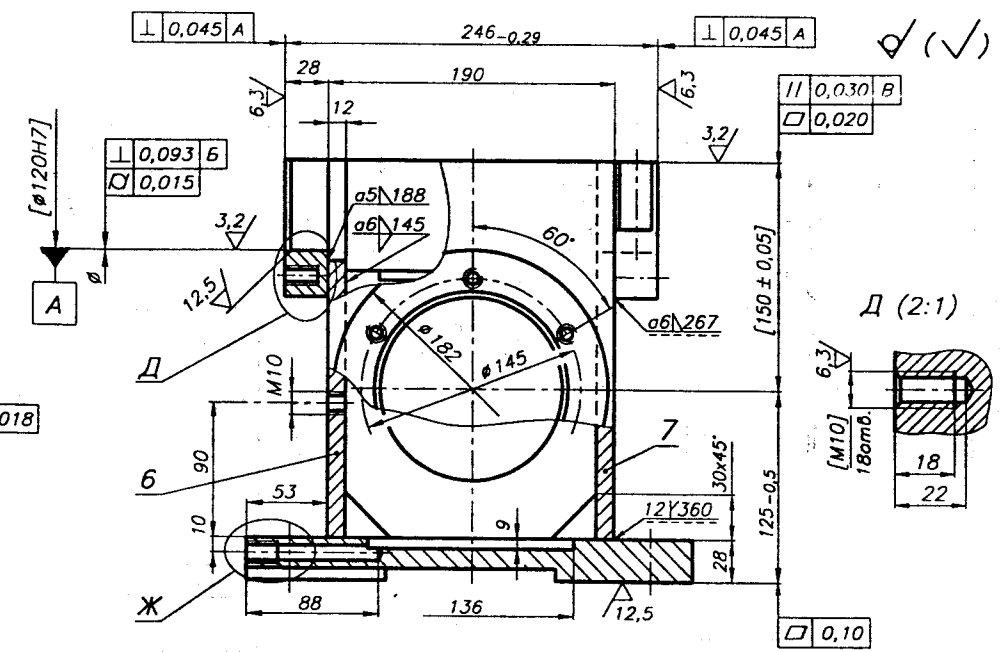
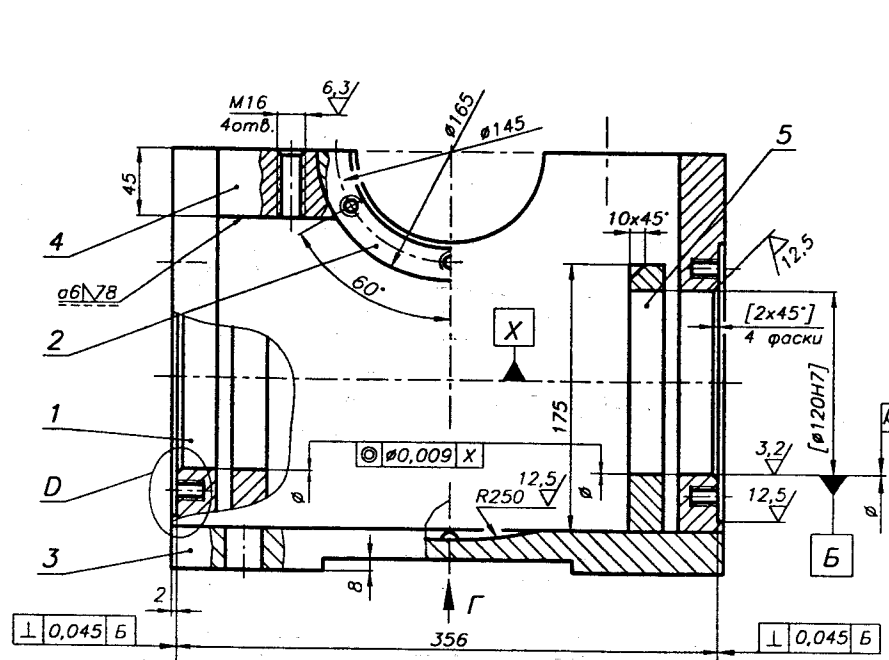
КП ДМ МС12а.12.09.05	
КОРПУС редуктора	1:1
СЧ 20	Лист 11
ГОСТ 1412-79	БНТУ
	по форме ДМ и ПМ



1. После сварки крышку подвергнуть отжигу
2. 2 конических отверстия $\varnothing 8$ (см. В-В) сверлить и развертывать совместно с корпусом (рис. 12.09.07)
3. Отверстия $\varnothing 120H7$ обрабатывать совместно с корпусом после установки штифтов и соединения крышки с корпусом болтами
4. Обработку размеров, представленных в [], выполнить совместно с корпусом (рис. 12.09.07)
5. Резьбовые отверстия выполнять с фаской $1 \times 45^\circ$, класс точности 6H
6. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых - H14; охватывающих - h14; остальных - $\pm 0,5IT14$
7. Поверхность крышки очистить и красить маслястой краской.
Внутренняя поверхность покрытия - 0,15 м²
Наружная поверхность покрытия - 0,25 м²

Рис. 12.9.6

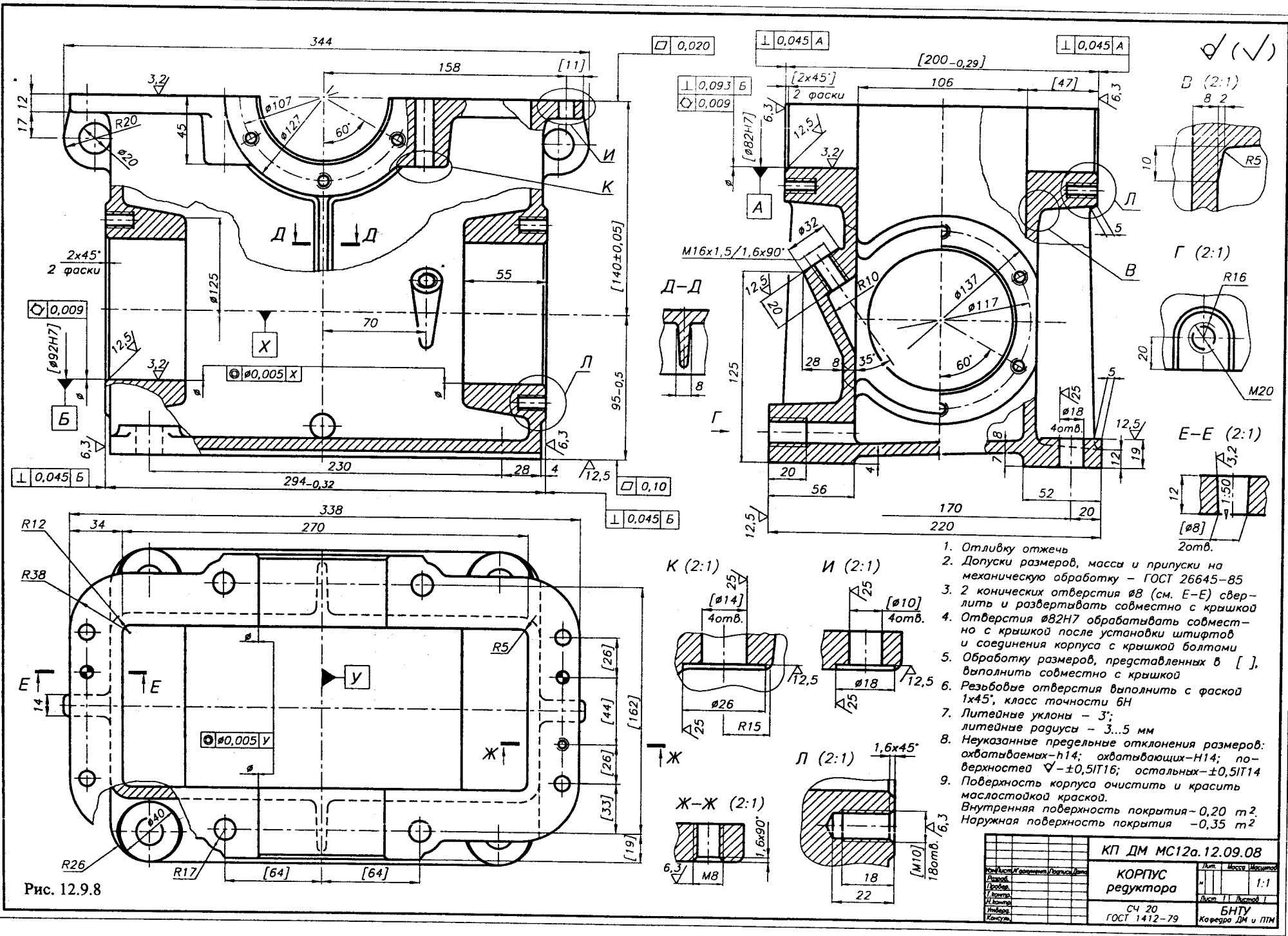
КП ДМ МС12а.12.09.06		Лист	Масса	Масштаб
КРЫШКА редуктора		1		1:1
Лист 11		Листов 1		
НТУ ХПИ		Кафедра ДМ и ГМ		



1. После сварки корпус подвергнуть отжигу
2. 2 конических отверстия $\varnothing 8$ (см. В-В) сверлить и развертывать совместно с крышкой (рис. 12.09.06)
3. Отверстия $\varnothing 120H7$ обрабатывать совместно с крышкой после установки штифтов и соединения крышки с корпусом болтами
4. Обработку размеров, представленных в [], выполнять совместно с крышкой (рис. 12.09.06)
5. Резьбовые отверстия выполнять с фаской $1 \times 45^\circ$, класс точности 6H
6. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых - h14; охватывающих - H14; остальных - $\pm 0,5IT14$
7. Поверхность крышки очистить и красить масляной краской.
Внутренняя поверхность покрытия - 0,30 м².
Наружная поверхность покрытия - 0,35 м².

Рис. 12.9.7

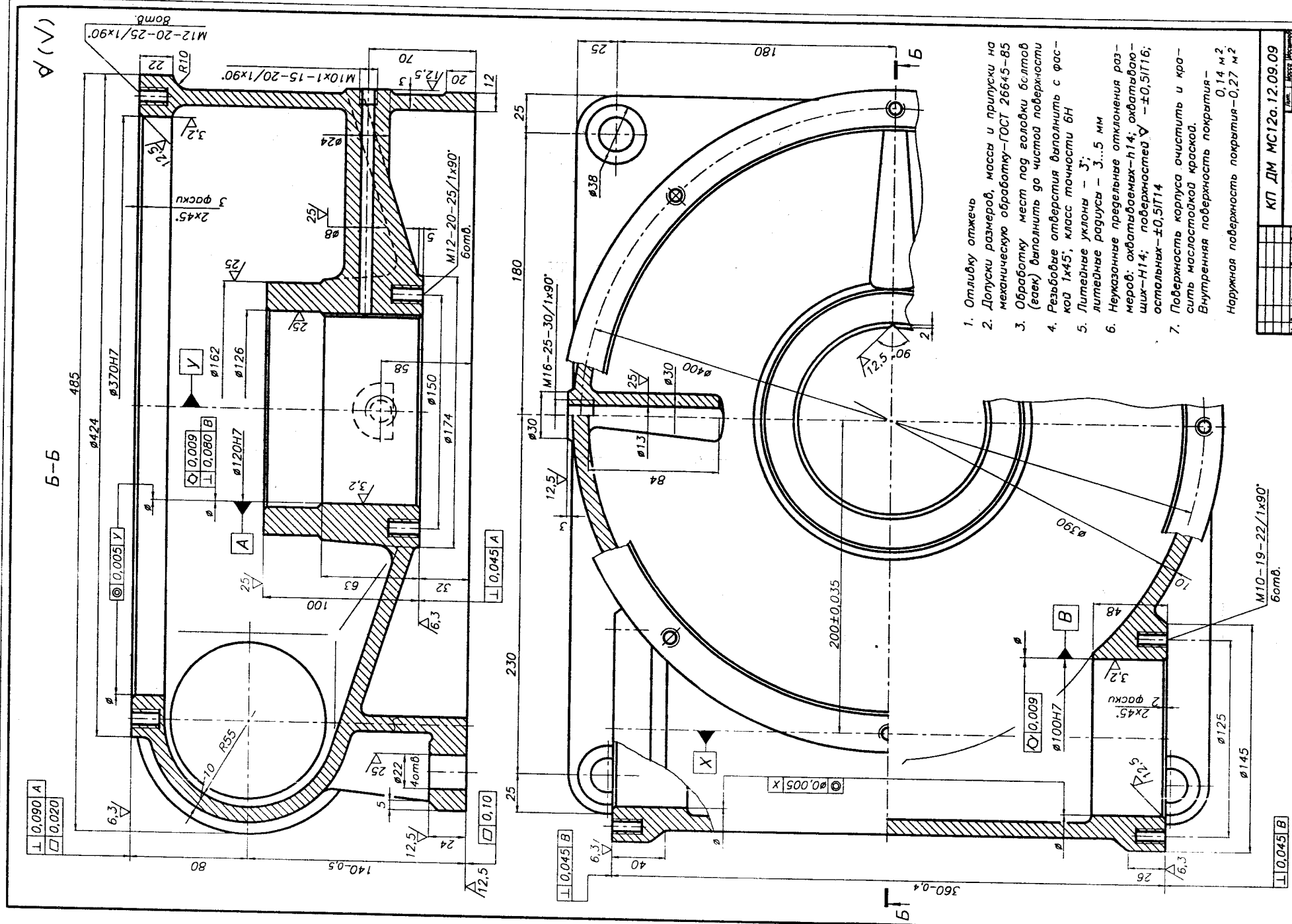
КП ДМ МС12а.12.09.07	
КОРПУС редуктора	
Лист 1	Масштаб 1:1
НТУ "ХПИ"	
Кафедра ДМ и ПМ	



1. Отливку отжечь
2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку - ГОСТ 26645-85
3. 2 конических отверстия $\varnothing 8$ (см. E-E) сверлить и развертывать совместно с крышкой
4. Отверстия $\varnothing 82H7$ 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 выполнять с фаской $1 \times 45^\circ$, класс точности 6H
7. Литейные уклоны - 3° ; литейные радиусы - $3...5$ мм
8. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых - $h14$; охватывающих - $H14$; поверхностей $\nabla - \pm 0,5IT16$; остальных - $\pm 0,5IT14$
9. Поверхность корпуса очистить и покрасить масляной краской. Внутренняя поверхность покрытия - $0,20$ м². Наружная поверхность покрытия - $0,35$ м²

КП ДМ МС12а.12.09.08	
Корпус редуктора	Лист 11 из 11
СЧ 20	БНТУ
ГОСТ 1412-79	Корпуса ДМ и ПМ

Рис. 12.9.8



1. Отливку отжечь
 2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку—ГОСТ 26645-85
 3. Обработку мест под головки болтов (ваек) выполнить до чистой поверхности
 4. Резьбные отверстия выполнять с фаской 1x45°, класс точности 6H
 5. Литевые уклоны — 3°;
 6. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых—h14; охватываемых—H14; шероховатостей $\sqrt{0.5}$ IT16; остальных— ± 0.5 IT14
 7. Поверхность корпуса очистить и покрыть масляной краской.
- Наружная поверхность покрытия— 0.14 м^2
 Внутренняя поверхность покрытия— 0.27 м^2

КП ДМ МС12а.12.09.09	
КОРПУС редутора	1:1
СЧ 20	БНУ ДМ и ПМ
ГОСТ 1412-79	Корпус ДМ и ПМ

Рис. 12.9.9

12.10. КОНСТРУИРОВАНИЕ КРЫШЕК ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ [9, 21, 24, 42]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Наружный диаметр цилиндрической части крышки D (равный наружному диаметру подшипника).

1. ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

Для накладных крышек:

- 1.1. Диаметр болтов d_5 крепления крышки к корпусу и их количество z_5
 $d_5, z_5 = f(D)$ (табл. 12.1.1).
- 1.2. Диаметр установки болтов $D_1 = D + 2,5d_5$, мм.
- 1.3. Наружный диаметр фланца $D_2 = D_1 + 2,0d_5$, мм.
- 1.4. Диаметр отверстий $d_{отв}$ в крышке под болты d_5 (табл. 12.7.1), мм.
- 1.5. Толщина фланца крышки $h_1 = d_5$, мм.
- 1.6. Толщина крышки $\delta_2 = f(D)$ (табл. 12.1.1), мм.
- 1.7. Толщина цилиндрической части крышки $\delta_3 = (0,9 \dots 1,0)h_1$, мм.
- 1.8. Толщина цилиндрической части H крышки, контактирующая с подшипником (рис. 8.9.16), мм.
- 1.9. Длина цилиндрической части крышки L — конструктивно, мм.
- 1.10. Размеры подточек (7.4.3 п. 4), мм.
- 1.11. Длина цилиндрической части $b_1 = (1,2 \dots 2,0)b$, мм.
- 1.12. Размеры места под уплотнение (9.1.1), мм.

Для закладных крышек:

- 1.13. Ширина выступа l (табл. 12.1.1), ($l_1 \geq l$), мм.
- 1.14. Высота выступа $c = 0,5l$, мм.

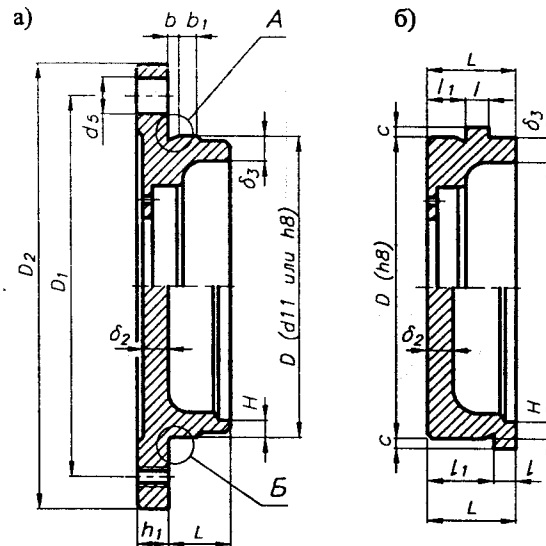


Рис. 12.10.1. Крышки подшипниковых узлов: а) накладная (привертная); б) закладная (врезная)

3. 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 кольца — $d11$.

Поле допуска в месте установки уплотнения (9.1.1 п. 2) — $H9$.

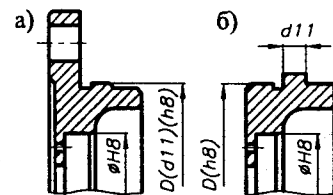


Рис. 12.10.3. Посадки крышек: а) накладных; б) закладных

2. ВАРИАНТЫ ВЫПОЛНЕНИЯ НАКЛАДНЫХ КРЫШЕК

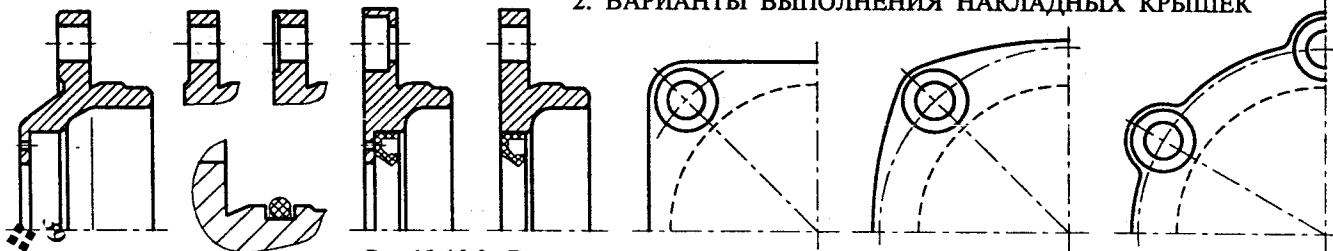


Рис. 12.10.2. Варианты выполнения накладных крышек

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

- 4.1. Поверхность диаметра D :
для $D \leq 80$ — $3,2 \sqrt{\mu m}$;
для $D > 80$ — $6,3 \sqrt{\mu m}$.
- 4.2. Опорная поверхность фланца — $6,3 \sqrt{\mu m}$.
- 4.3. Торцевая поверхность цилиндрической части крышки, контактирующая с подшипником — $1,6 \sqrt{\mu m}$.
- 4.4. Поверхности установки уплотнения (9.1.1 п. 3).

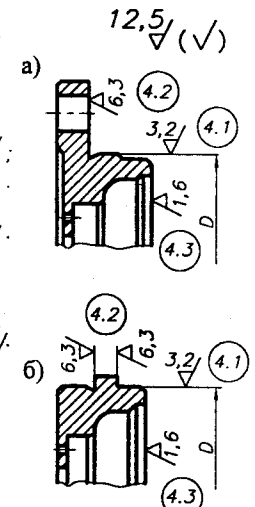
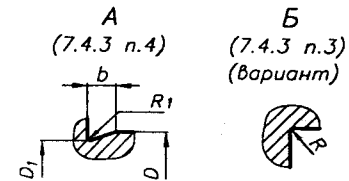


Рис. 12.10.4. Шероховатость поверхностей

5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

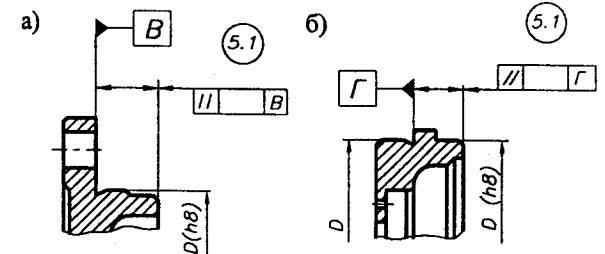


Рис. 12.10.5. Допуски формы и расположения

- 5.1. Допуск параллельности торцевой поверхности крышки, контактирующей с подшипником (табл. 8.8.10).
- 5.2. Допуски формы и расположения мест установки уплотнений — 9.1.1 п. 4.

12.11. КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАКАНОВ [9, 21, 24, 42]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Внутренний диаметр втулки D (равный наружному диаметру подшипника), мм.
2. Ширина подшипника B , мм.

1. ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

- 1.1. Толщина стакана $h_3 = f(D)$ (табл. 12.11.1), мм.
- 1.2. Толщина фланца $h_2 = h_1$, мм;
 h_1 (табл. 12.1.1 и рис. 12.1.2а), мм.
- 1.3. Длина стакана L — конструктивно, мм.
- 1.4. Диаметр болтов d_5 крепления стакана к корпусу и их количество z_5
 $d_5, z_5 = f(D)$ (табл. 12.1.1). (За D принимается значение D_0) (рис. 12.11.1) мм.
- 1.5. Диаметр установки болтов $D_1 = D + 2,5 d_5$ мм.
- 1.6. Наружный диаметр фланца $D_2 = D_1 + 2,0 d_5$ мм.
- 1.7. Диаметр отверстий $d_{отв}$ во фланце под болты d_5 (табл. 12.7.1), мм.
- 1.8. Высота заплечика подшипника H (8.9.1 п.1, рис. 8.9.1б) мм.

2. ВИДЫ СТАКАНОВ

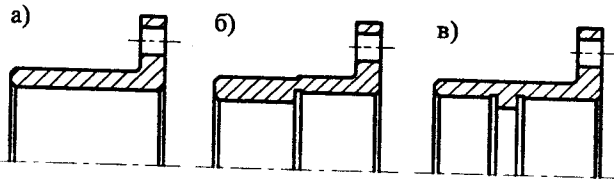


Рис. 12.11.2. Виды стаканов:

- а) для радиальной фиксации подшипника;
- б) для радиальной и осевой фиксации подшипника;
- в) для радиальной и осевой фиксации пары подшипников

3. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ

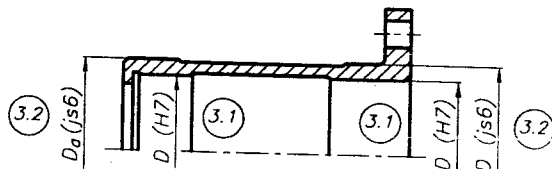


Рис. 12.11.3. Рекомендуемые посадки

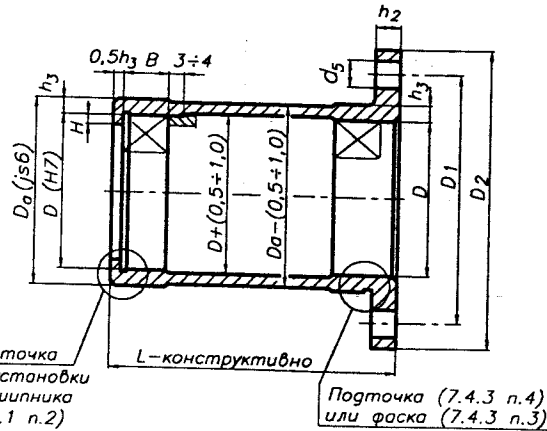


Рис. 12.11.1. Стакан для установки двух подшипников

- 3.1. Посадки наружных колец подшипников в стакане (8.8.1) — H7.
- 3.2. Посадки стакана в корпусе:
— стакан перемещается в корпусе — js6;
— стакан неподвижен в корпусе — k6, т6.

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

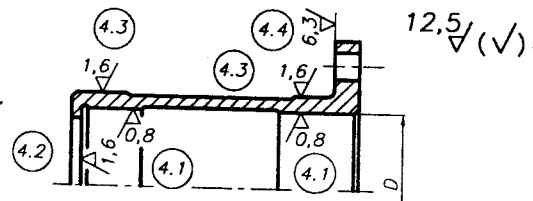


Рис. 12.11.4. Рекомендуемая шероховатость поверхностей

- 4.1. Поверхности установки подшипников (8.8.2) $0,63/3,2/12,5/(\checkmark)$.
- 4.2. Торцевые опорные поверхности подшипников — на класс ниже шероховатости по п. 4.1.

- 4.3. Наружная поверхность стакана:
для $(D+2\delta) \leq 80$ $1,6/3,2/12,5/25/(\checkmark)$
для $(D+2\delta) > 80$ $3,2/12,5/25/(\checkmark)$
- 4.4. Опорная поверхность фланца стакана $6,3/12,5/25/(\checkmark)$
- 4.5. Другие поверхности $12,5/25/(\checkmark)$

5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

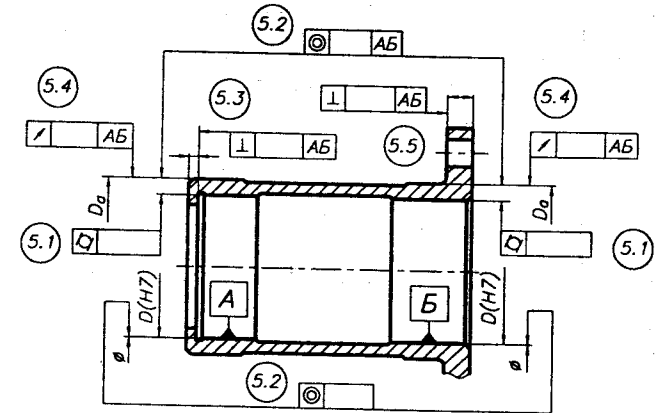


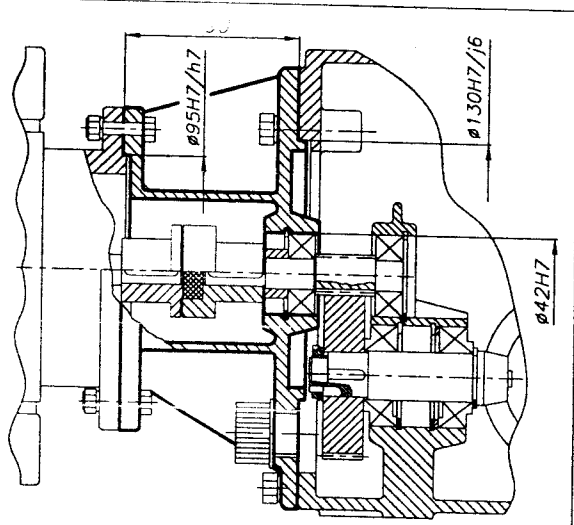
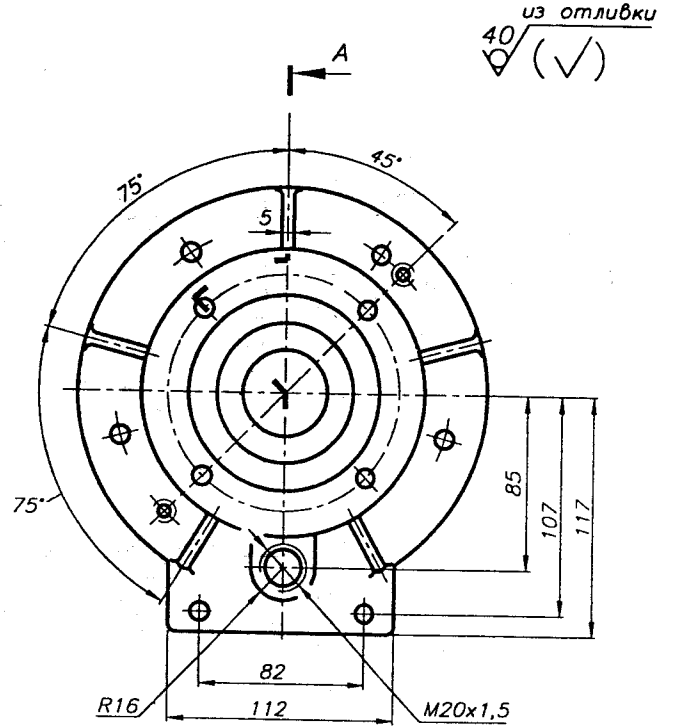
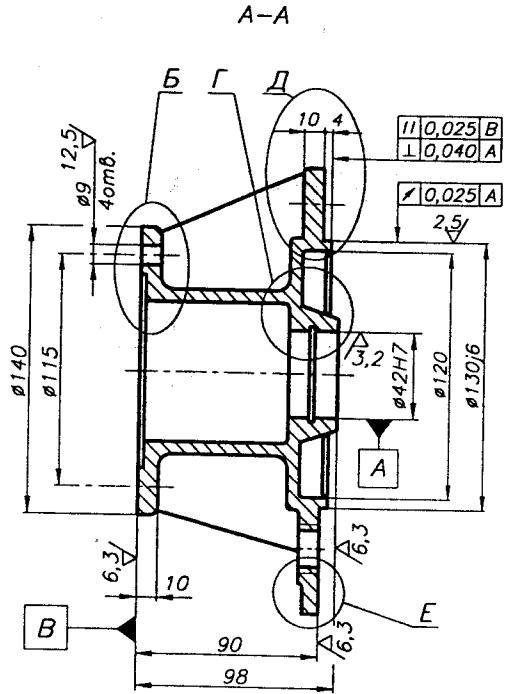
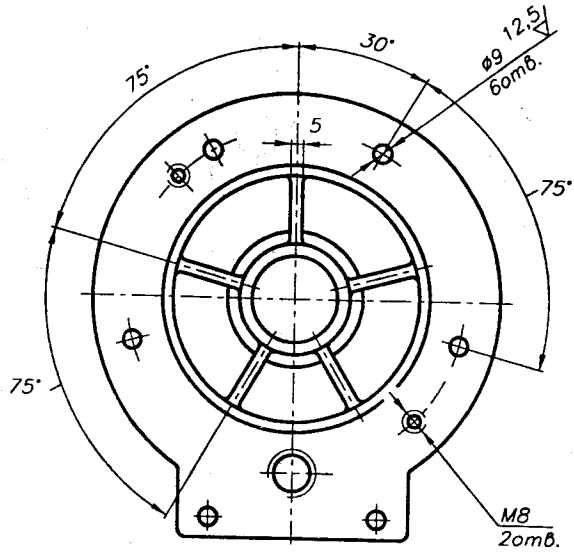
Рис. 12.11.5. Допуски формы и расположения

- 5.1. Допуски круглости M и профиля продольного сечения L ($\text{M} + \text{L} = \text{N}$) посадочных поверхностей подшипников (табл. 8.8.9).
- 5.2. Допуск соосности M отверстий — 0,5 допуск профиля продольного сечения.
- 5.3. Допуск перпендикулярности U торцевой опорной поверхности под подшипник (табл. 8.8.10).
- 5.4. Допуск радиального биения поверхности D_0 не более $0,5 IT_n$ размера D_0 .
- 5.5. Допуск перпендикулярности опорной поверхности фланца (табл. 12.8.5).

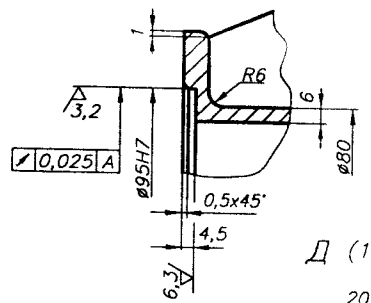
Табл. 12.11.1. Толщина стаканов, мм

D	< 52	52...80	80...120	120...170
h_3	4...5	6...8	8...10	10...12,5

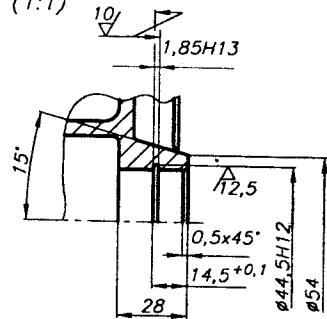
35
ГОСТ 1050-88
ИЗДАНИЕ
Исполн.
Проверка



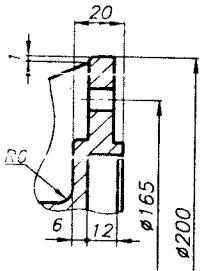
Б (1:1)



Г (1:1)



Д (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) выполнять до чистой поверхности
4. Литейные уклоны - 3°; литейные радиусы - 3...5 мм
5. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых-h14; охватывающих-H14; поверхностей ∇ - $\pm 0,5IT16$; остальных - $\pm 0,5IT14$

Рис. 12.12.3

Курс, Семестр		Группа, Инст.		КП ДМ МС12а.12.12.03	
Исполн.	Проверка	Исполн.	Проверка	ФЛАНЕЦ	1:2
Разработ.	Конструктор	Разработ.	Конструктор	Лист 11	Листов 1
Лист 1	Листов 1	Лист 1	Листов 1	НТУ "ХПИ"	Кафедра ДМ и ПМ
				СЧ25	ГОСТ 1412-85

13. РЕДУКТОРЫ [2...4, 6, 8...10, 11, 13, 17, 21, 24, 26, 28, 30, 33...35, 42]

13.1. ОСНАЩЕНИЕ РЕДУКТОРОВ

1. РЫМ-БОЛТЫ ГОСТ 4751-73

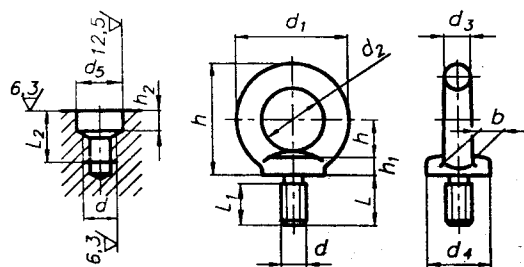


Рис. 13.1.1. Рым-болты

Табл. 13.1.1. Размеры рым-болтов, мм

d	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48	...
d ₁	36	45	54	63	72	90	108	126	144	162	
d ₂	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	
d ₃	8	10	12	14	16	20	24	28	32	38	
d ₄	20	25	30	36	40	50	63	75	85	95	
h	12	16	18	20	24	29	37	43	50	52	
h ₁	6	8	10	12	14	16	18	22	25	30	
b	10	12	14	16	19	24	28	32	38	42	
L	18	21	25	32	38	45	55	63	72	82	
L ₁	12	15	19	25	29	35	44	51	58	68	
d ₅	13	15	17	22	28	32	38	45	52	60	
h ₂	5	6	6	7	9	10	11	12	14	17	
L ₂ _{min}	19	22	26	33	39	47	57	65	74	84	
Q ₁	120	200	300	550	850	1250	2000	3000	4000	5000	
Q ₂	80	125	175	250	325	500	700	1000	1300	1650	
Q ₃	40	65	90	125	150	250	350	500	650	800	

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ рым-болта с резьбой M12:

Рым-болт M12 ГОСТ 4751-73

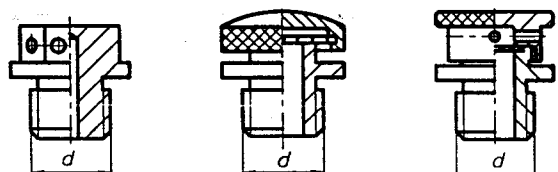


Рис. 13.1.4. Типы отдушин

4. ОТДУШИНЫ

2. КРЫШКИ СМОТРОВЫХ ЛЮКОВ

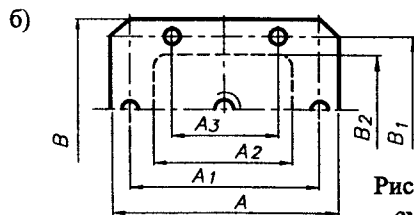
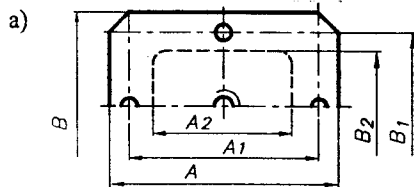
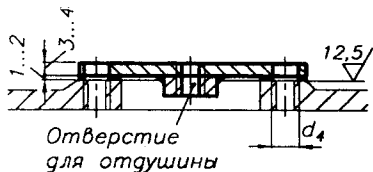


Рис. 13.1.2. Крышки смотровых люков

Табл. 13.1.2. Ориентировочные размеры крышек смотровых люков, мм

A	A ₁	A ₂	A ₃	B	B ₁	B ₂	d ₄	z ₄
150	125	100	-	125	100	75	M6x25	4
200	175	150	-	150	125	100	M6x25	4
260	230	200	130	210	180	150	M8x25	6

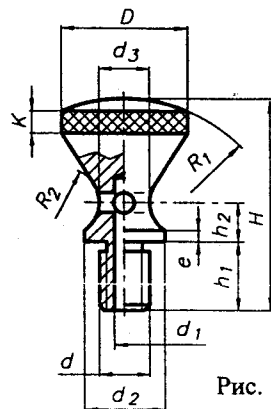


Рис. 13.1.5. Ручка смотрового люка-отдушины

3. ПРОУШИНЫ

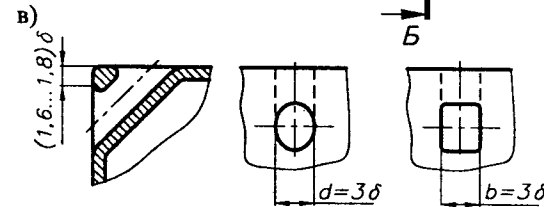
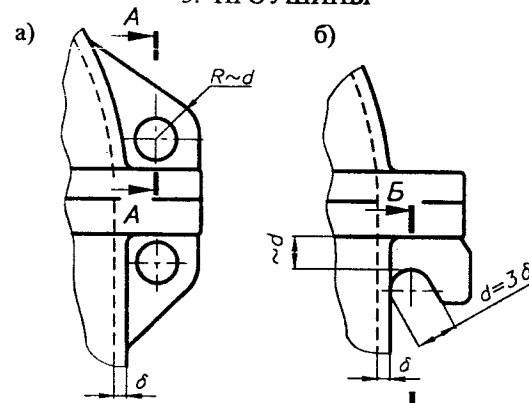


Рис. 13.1.3. Виды проушин

Табл. 13.1.3. Размеры ручки-отдушины, мм

d	d ₁	d ₂	d ₃	D	h ₁	h ₂	H	R ₁	R ₂	e	k
M6	2,5	10	6	15	10	4	21	15	5	2	2
M8	3,0	12	8	20	12	6	28	20	5	2	3
M10	4,0	16	10	25	14	8	36	25	7	3	4
M12	5,0	20	12	32	18	10	46	30	8	4	5
M14	6,0	22	14	35	22	12	52	35	10	5	6

5. УКАЗАТЕЛИ УРОВНЯ МАСЛА

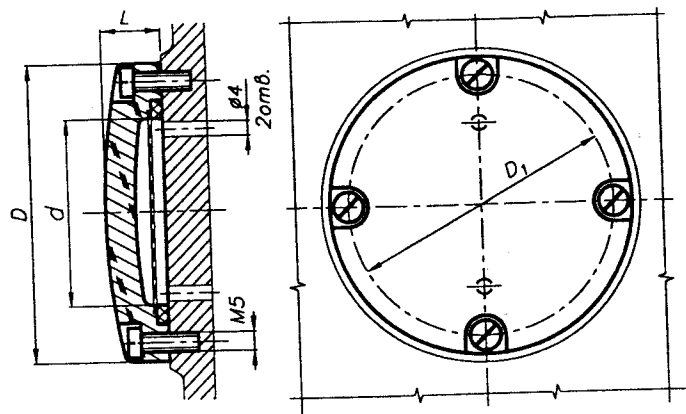


Рис. 13.1.6. Маслоуказатель из оргстекла

Табл. 13.1.4

мм	d	D	D ₁	L
	32	60	50	12
	50	80	70	16

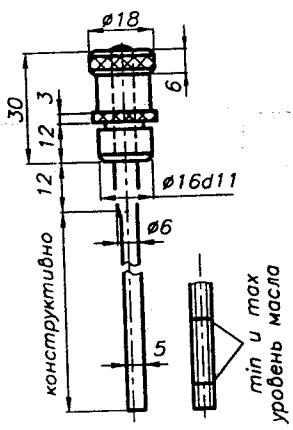


Рис. 13.1.7. Жезловый маслоуказатель

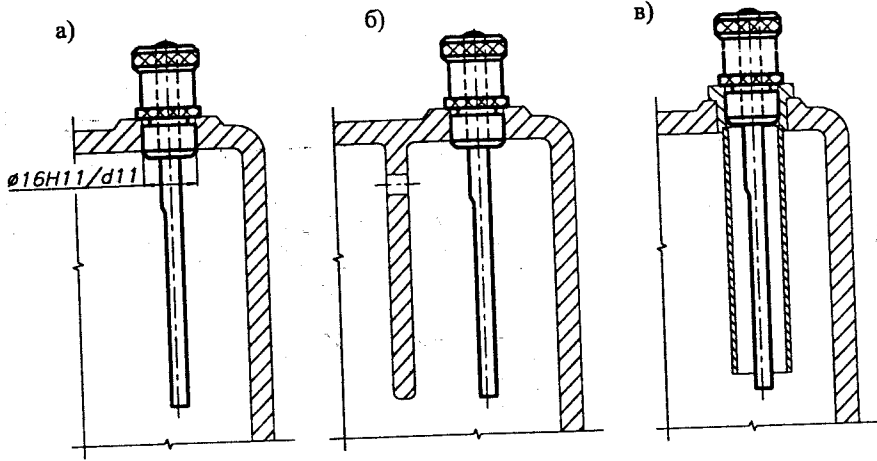


Рис. 13.1.8. Установка жезлового маслоуказателя:
а) непосредственно в корпусе; б) в камере корпуса; в) в чехле

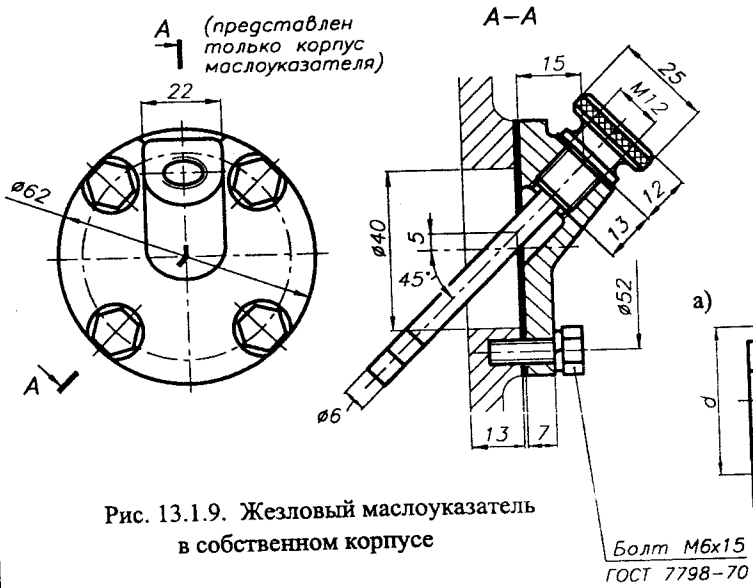


Рис. 13.1.9. Жезловый маслоуказатель в собственном корпусе

6. ПРОБКИ СЛИВНЫХ ОТВЕРСТИЙ

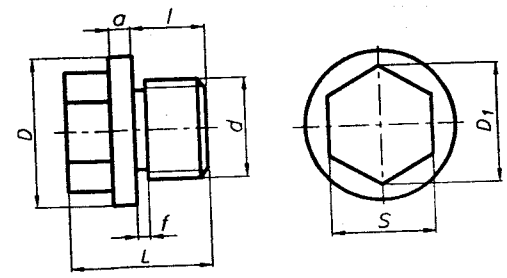


Рис. 13.1.10. Пробки с цилиндрической резьбой

Табл. 13.1.5. Размеры пробок с цилиндрической резьбой, мм

d	D	D ₁	S	L	l	a	f
M12	22	19,6	17	20	11	2	2
M16	26	22,0	19	23	12	3	3
M20	30	25,4	22	28	15	4	3
M27	38	31,2	27	34	18	4	4
M30	45	36,9	32	36	18	4	4
M36	50	41,6	36	46	25	5	6

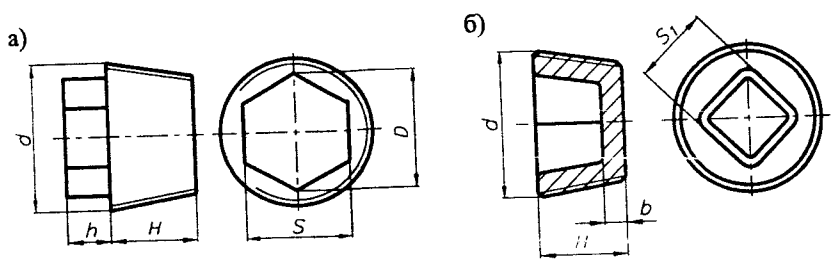


Рис. 13.1.11. Пробки с конической резьбой

Табл. 13.1.6. Размеры пробок с конической резьбой, мм

d	H	h	b	D	s	s ₁
К _т руб 1/2" (21,0 мм)	15	7	4	16,2	14	8
К _т руб 3/4" (26,4 мм)	16	9	5	19,6	17	12
К _т руб 1" (33,2 мм)	19	10	5	25,4	22	14
К _т руб 1,5" (47,8 мм)	24	16	6	41,6	36	24

13.2. РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ

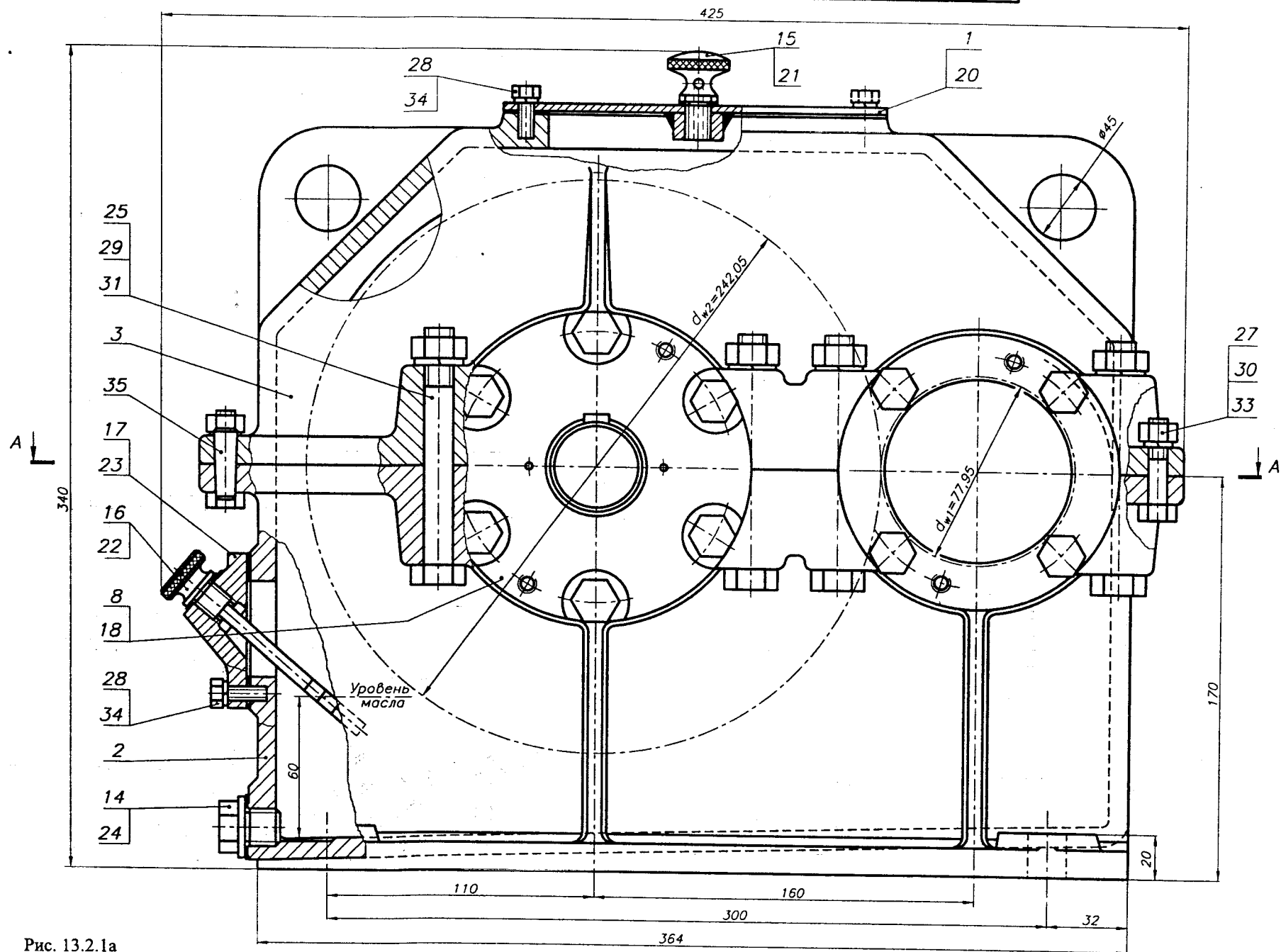
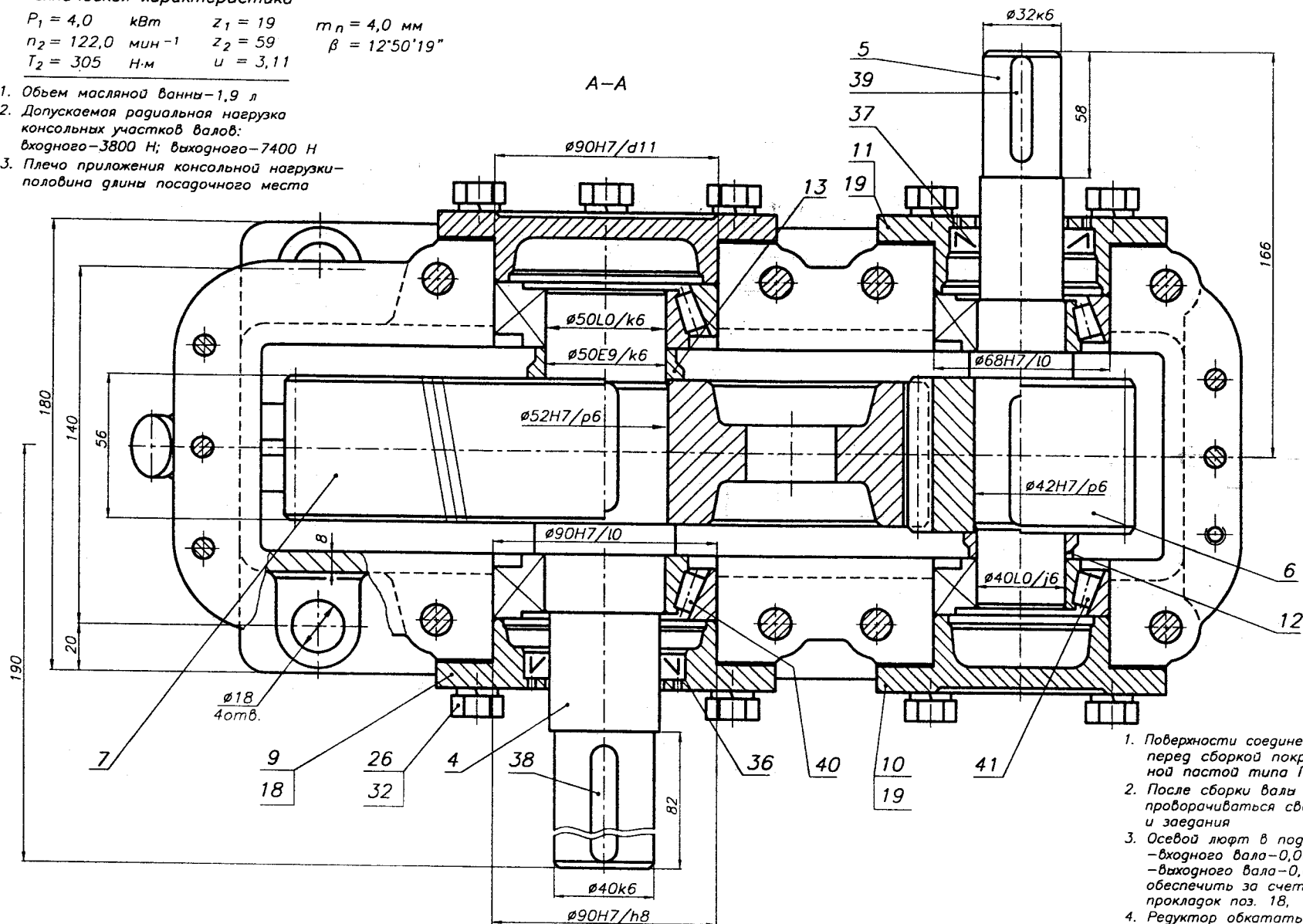


Рис. 13.2.1а

Техническая характеристика

$P_1 = 4,0$ кВт $z_1 = 19$ $m_n = 4,0$ мм
 $n_2 = 122,0$ мин⁻¹ $z_2 = 59$ $\beta = 12^\circ 50' 19''$
 $T_2 = 305$ Н·м $u = 3,11$

1. Объем масляной ванны—1,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—3800 Н; выходного—7400 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.

4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 18 и 19.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
—входного вала—0,06...0,07 мм,
—выходного вала—0,07...0,08 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 18, 19
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Рис. 13.2.16

КП ДМ МС12а.13.02.01.СБ

РЕДУКТОР или цилиндрический одноступенчатый		Лит.	Масса (кг)
Лист 11	Всего 1		1:1
БНТУ		Кафедра ДМ и ПМ	

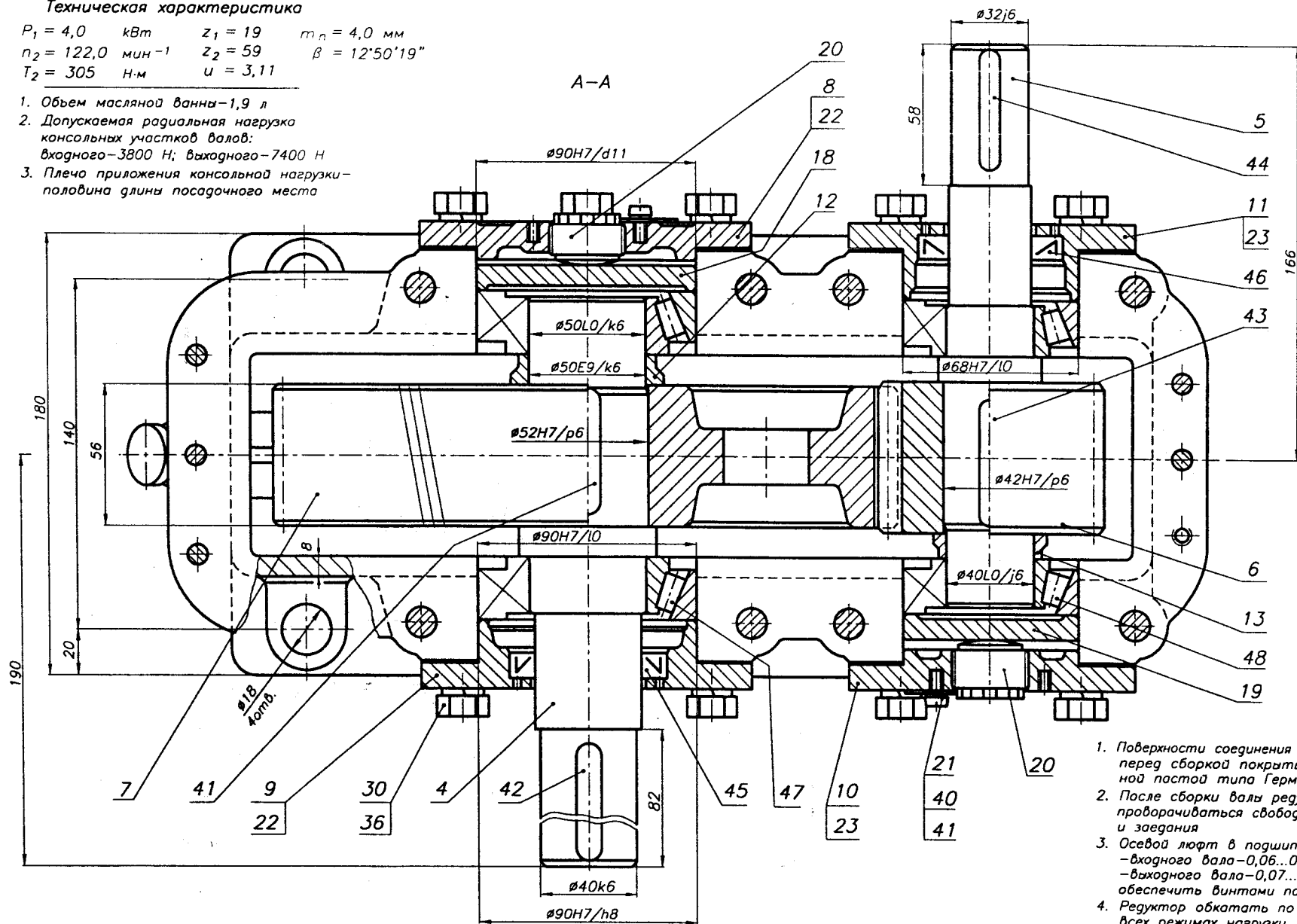
Техническая характеристика

$$P_1 = 4,0 \text{ кВт} \quad z_1 = 19 \quad m_n = 4,0 \text{ мм}$$

$$n_2 = 122,0 \text{ мин}^{-1} \quad z_2 = 59 \quad \beta = 12^\circ 50' 19''$$

$$T_2 = 305 \text{ Н·м} \quad u = 3,11$$

1. Объем масляной ванны—1,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного—3800 Н; выходного—7400 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.

4. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 20.
5. Вид редуктора сбоку - рис. 13.2.1а с небольшими изменениями.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
- входного вала—0,06...0,07 мм,
- выходного вала—0,07...0,08 мм
обеспечить винтами поз. 20
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

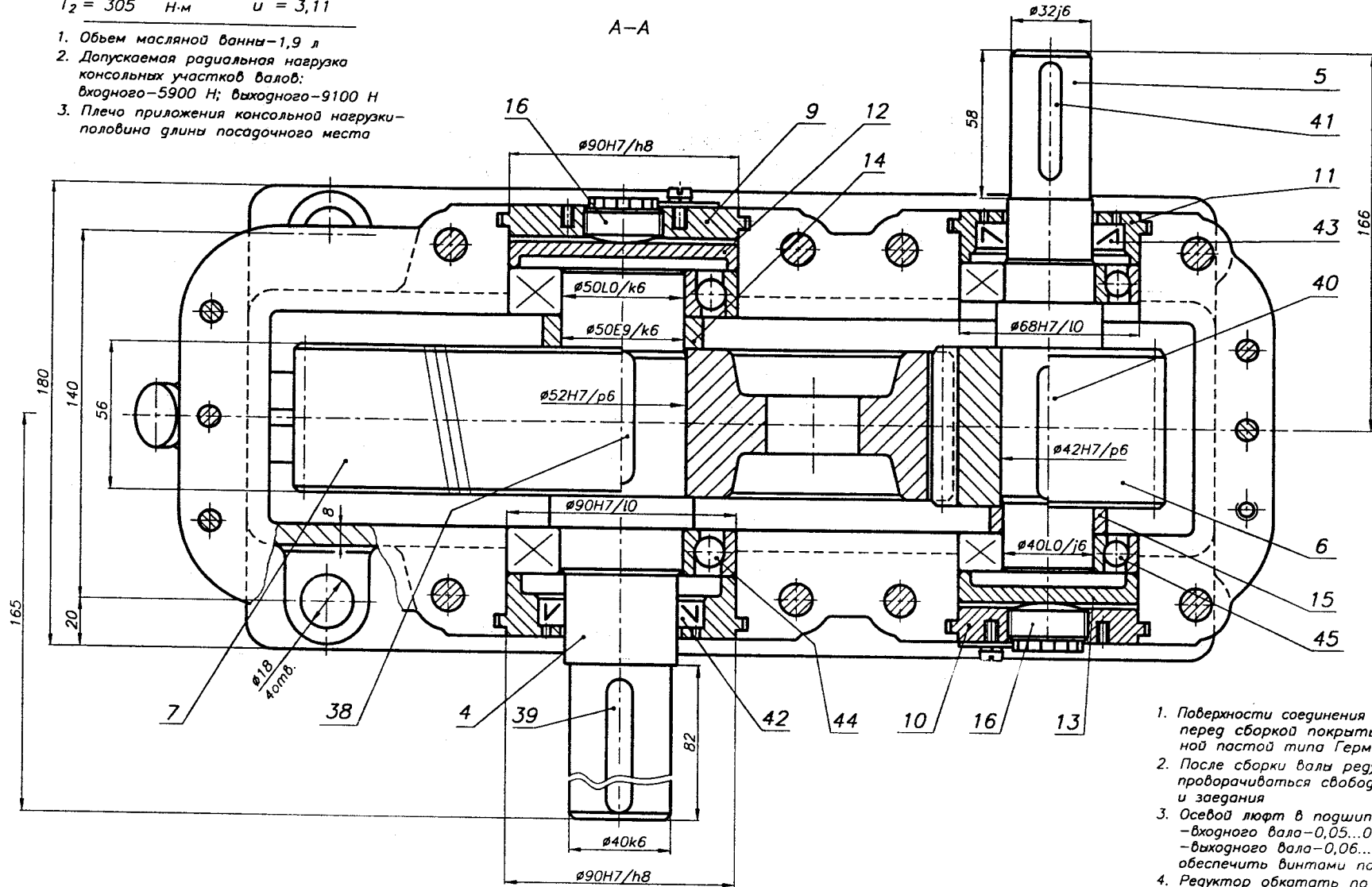
Рис. 13.2.26

		КП ДМ МС12а.13.02.02.СБ	
		РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый	
		1:1	
		НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ	

Техническая характеристика

$P_1 = 4,0$ кВт $z_1 = 19$ $m_n = 4,0$ мм
 $n_2 = 122,0$ мин⁻¹ $z_2 = 59$ $\beta = 12^\circ 50' 19''$
 $T_2 = 305$ Н·м $u = 3,11$

1. Объем масляной ванны—1,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—5900 Н; выходного—9100 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены врезными.

4. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 16.
5. Вид редуктора сбоку - рис. 13.2.1а с небольшими изменениями.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
 - входного вала—0,05...0,06 мм,
 - выходного вала—0,06...0,07 мм
 обеспечить винтами поз. 16
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

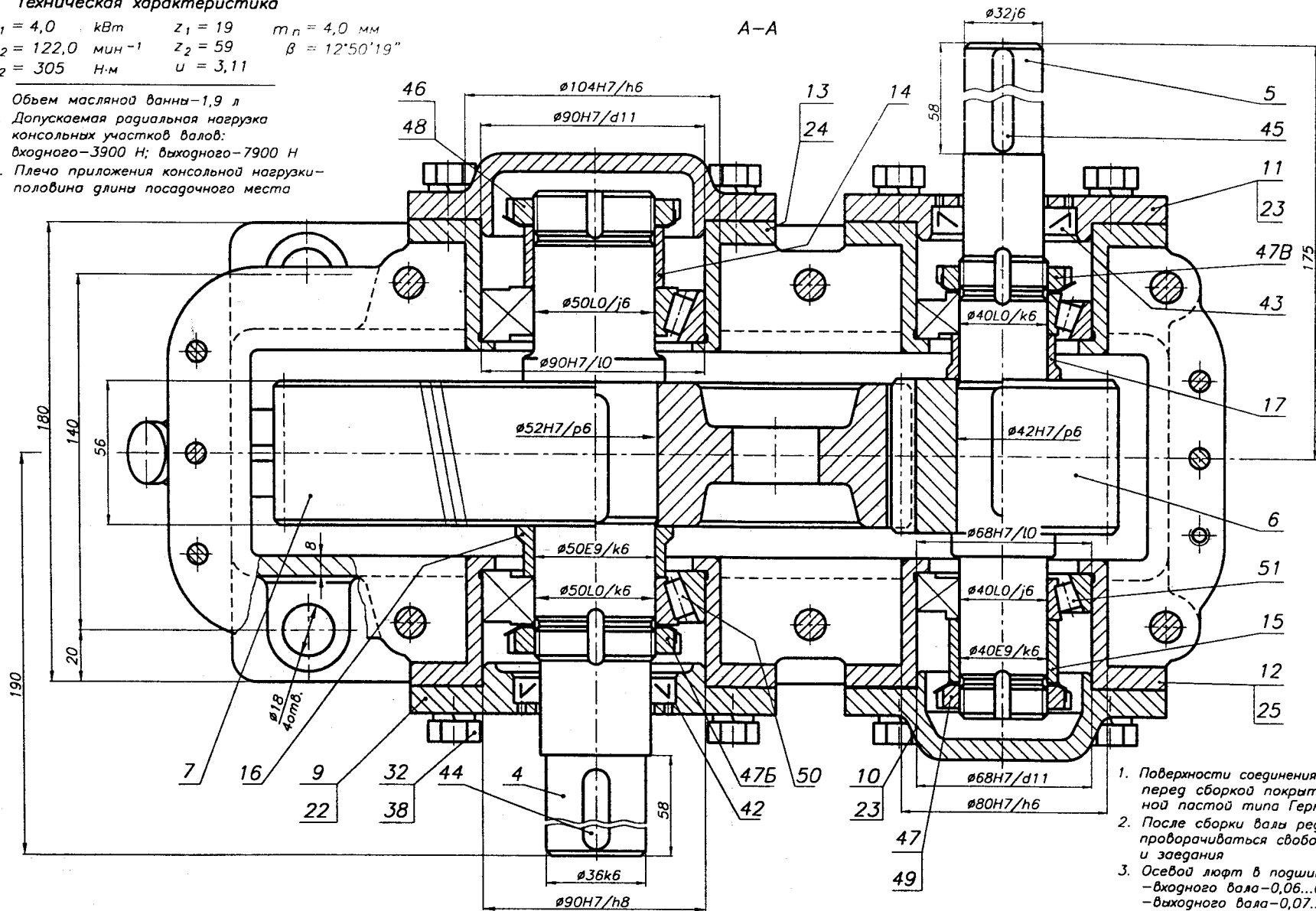
Рис. 13.2.36

КП ДМ МС12а.13.02.03.СБ		Лист	Масса	Шкала
РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый		1		1:1
		БНТУ		
		Кафедра ДМ и ПМ		

Техническая характеристика

$P_1 = 4,0$ кВт $z_1 = 19$ $m_n = 4,0$ мм
 $n_2 = 122,0$ мин⁻¹ $z_2 = 59$ $\beta = 12^\circ 50' 19''$
 $T_2 = 305$ Н·м $u = 3,11$

1. Объем масляной ванны—1,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—3900 Н; выходного—7900 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в растяжку" (вал между подшипниками растянут).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется гайками поз. 46 (вал выходной) и 47 (вал входной).

5. Гайки поз. 47Б и 47В выполняют функцию крепления на валу следующих деталей: вал выходной - поз. 7, 16, 50; вал входной - поз. 6, 17, 51.
6. Вид редуктора сбоку - рис. 13.2.1а с небольшими изменениями.
7. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус—крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
—входного вала—0,06...0,07 мм,
—выходного вала—0,07...0,08 мм
обеспечить гайками поз. 46, 47
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

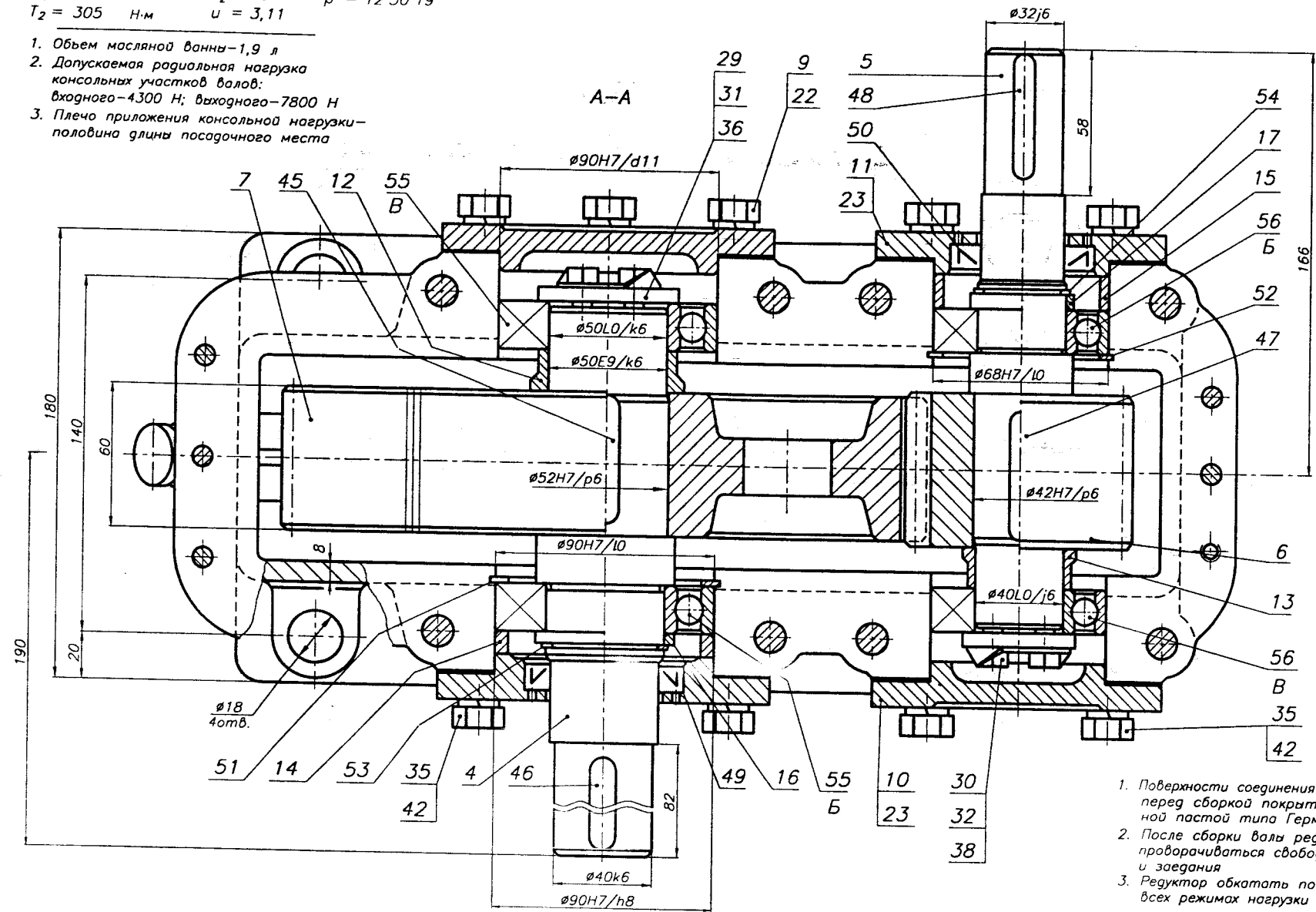
Рис. 13.2.46

		КП ДМ МС12а.13.02.04.СБ	
Исполнитель	Корректор	Проверка	Дата
Рисовал	Лист	Масса	Масштаб
Проверил	Деталь	№	1:1
Инженер	Лист	Листов	
Проверил	Корпус		
Корректор			
		НТУ ХПИ Кафедра ДМ и ГМ	

Техническая характеристика

$P_1 = 4,0 \text{ кВт}$ $z_1 = 19$ $m_n = 4,0 \text{ мм}$
 $n_2 = 122,0 \text{ мин}^{-1}$ $z_2 = 59$ $\beta = 12^\circ 50' 19''$
 $T_2 = 305 \text{ Н·м}$ $u = 3,11$

1. Объем масляной ванны - 1,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного - 4300 Н; выходного - 7800 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки - половина длины посадочного места



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники Б выполнены фиксированными в осевом направлении, подшипники В - плавающими.

3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Вид редуктора сбоку - рис. 13.2.1а с небольшими изменениями.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

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

Рис. 13.2.56

КП ДМ МС12а.13.02.05.СБ	
Редуктор цилиндрический одноступенчатый	Лист 1 из 1 Листов 1
БНТУ Кафедра ДМ и ПМ	

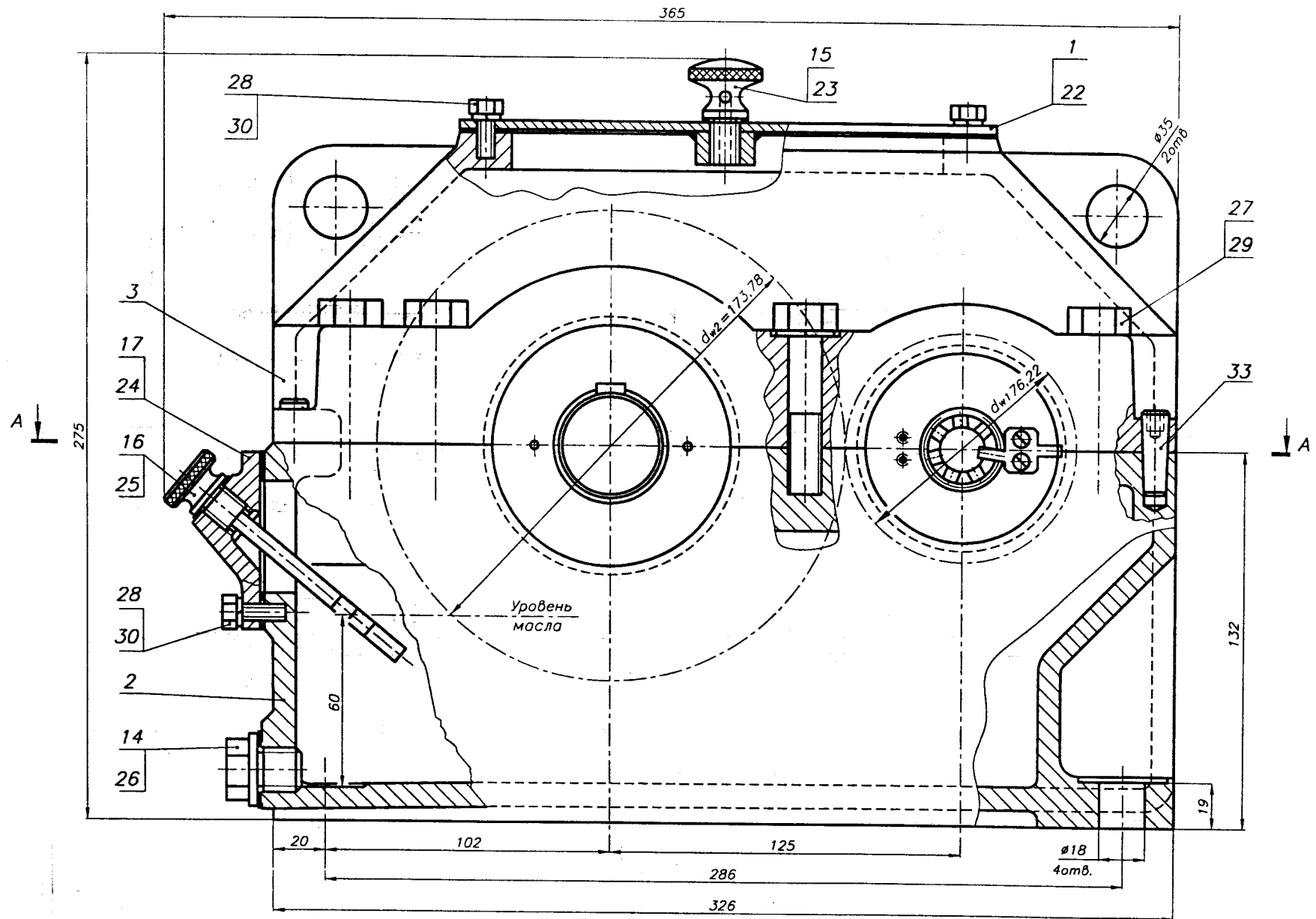
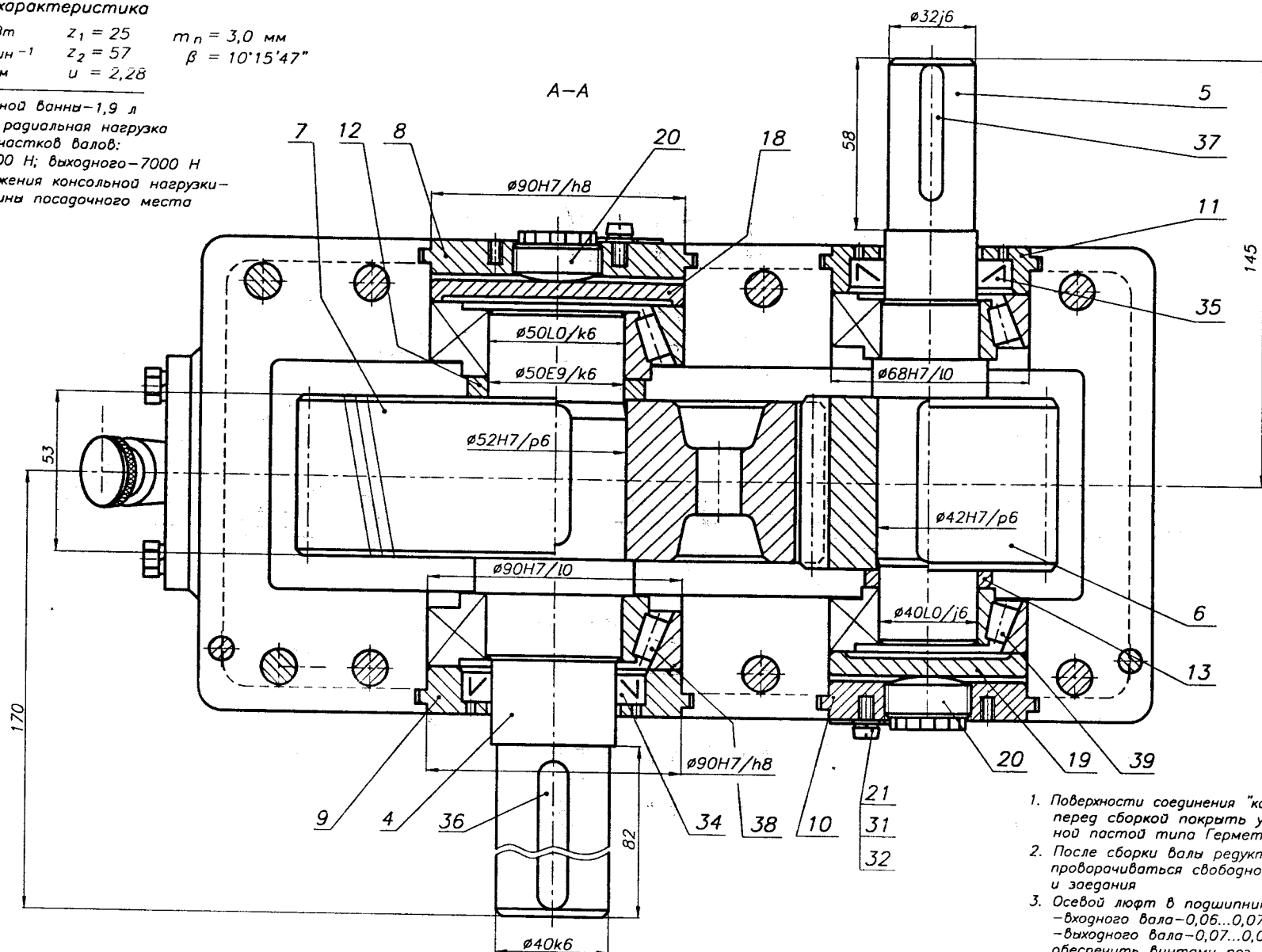


Рис. 13.2.6а

Техническая характеристика

$P_1 = 4,75$ кВт $z_1 = 25$ $m_n = 3,0$ мм
 $n_2 = 438,6$ мин⁻¹ $z_2 = 57$ $\beta = 10^\circ 15' 47''$
 $T_2 = 100$ Н·м $u = 2,28$

1. Объем масляной ванны—1,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—4400 Н; выходного—7000 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места



1. Корпус редуктора выполнен с внутренним расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены врезными.

4. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 20.
5. Вид редуктора сбоку - рис. 13.2.1а с небольшими изменениями.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
 - входного вала—0,06...0,07 мм,
 - выходного вала—0,07...0,08 мм
 обеспечить винтами поз. 20
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Рис. 13.2.66

		КП ДМ МС12а.13.02.06.СБ	
РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый		Масло	Масло
		1:1	
		Лист 11 из 11	
		НТУ "ХПИ"	
		Кафедра ДМ и ТМ	

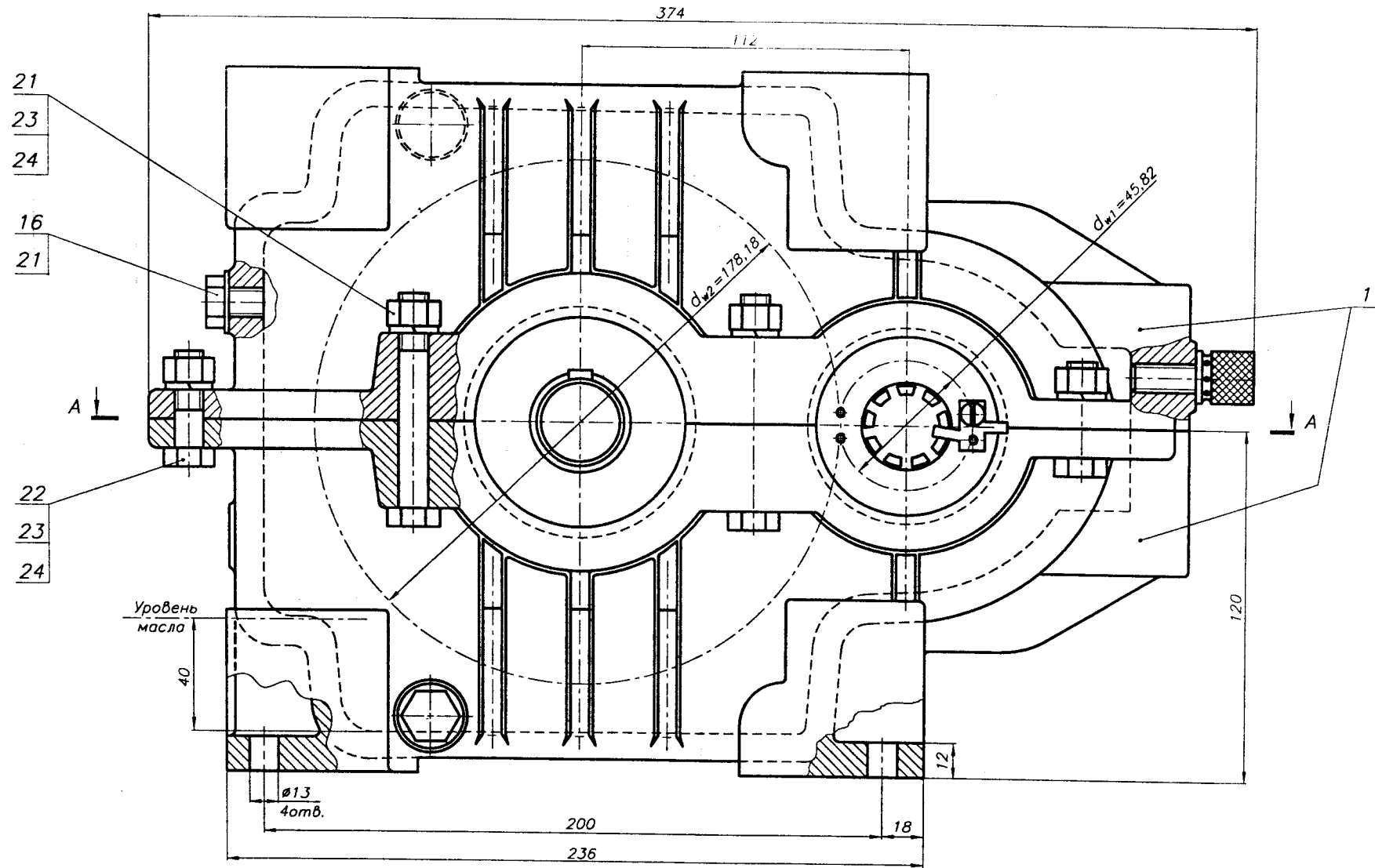
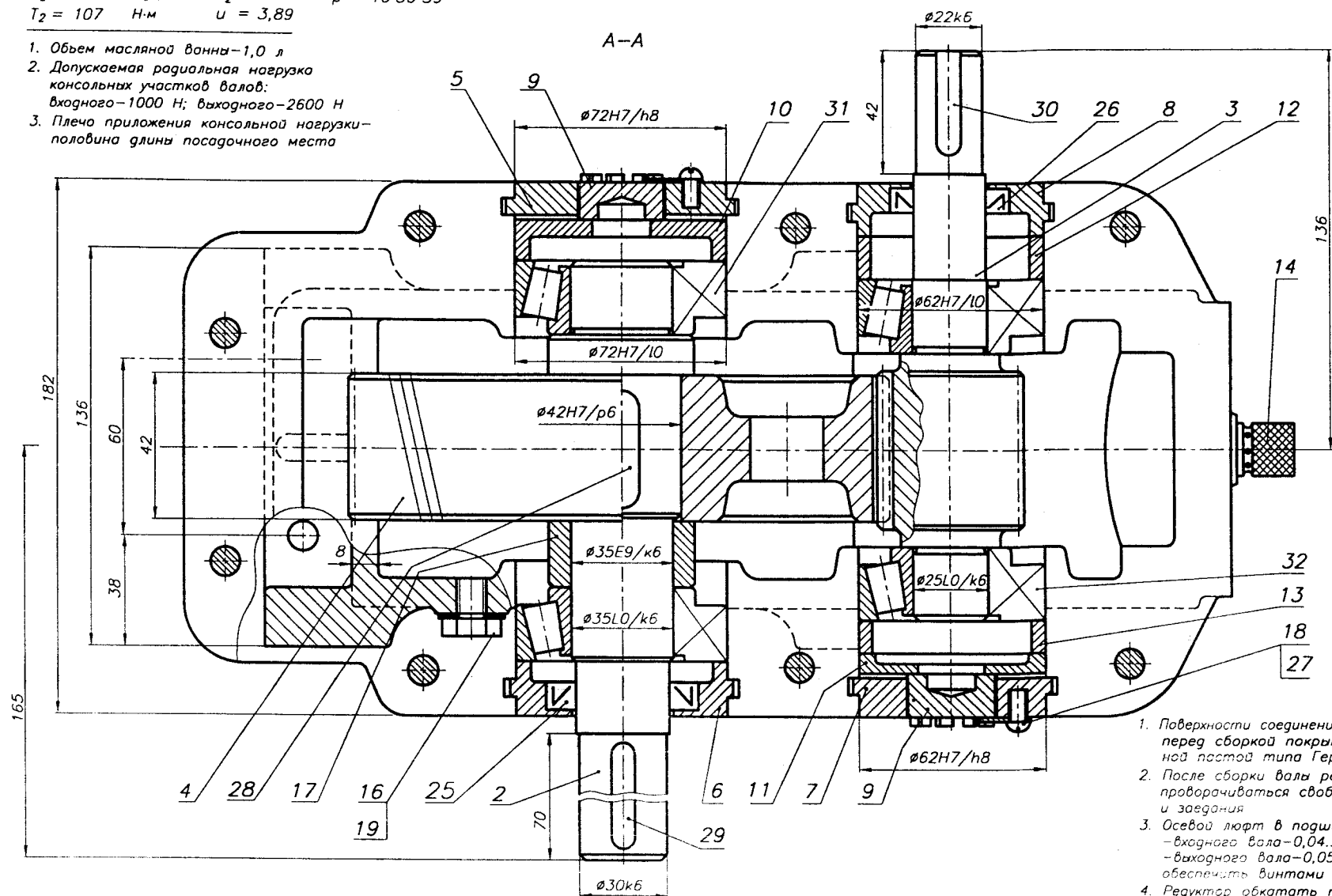


Рис. 13.2.7а

Техническая характеристика

$P_1 = 3,0$ кВт $z_1 = 18$ $m_n = 2,5$ мм
 $n_2 = 257$ мин⁻¹ $z_2 = 70$ $\beta = 10^\circ 50' 39''$
 $T_2 = 107$ Н·м $u = 3,89$

1. Объем масляной ванны — 1,0 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного — 1000 Н; выходного — 2600 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки — половина длины посадочного места



1. Корпус и крышка выполнены одинаковыми, приспособленными для комплектования как цилиндрического, так и конического одноступенчатого редуктора.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между

подшипниками сжат).

3. Крышки подшипников выполнены врезными.
4. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 9.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
- входного вала — 0,04...0,05 мм,
- выходного вала — 0,05...0,06 мм
обеспечить винтами поз. 9
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Рис. 13.2.76

КП ДМ МС12а.13.02.07.СБ		Лист	Масса	Масштаб
РЕДУКТОР цилиндрический одноступенчатый		1:1		
БНТУ Кафедра ДМ и ПМ		Лист 11	Листов 17	

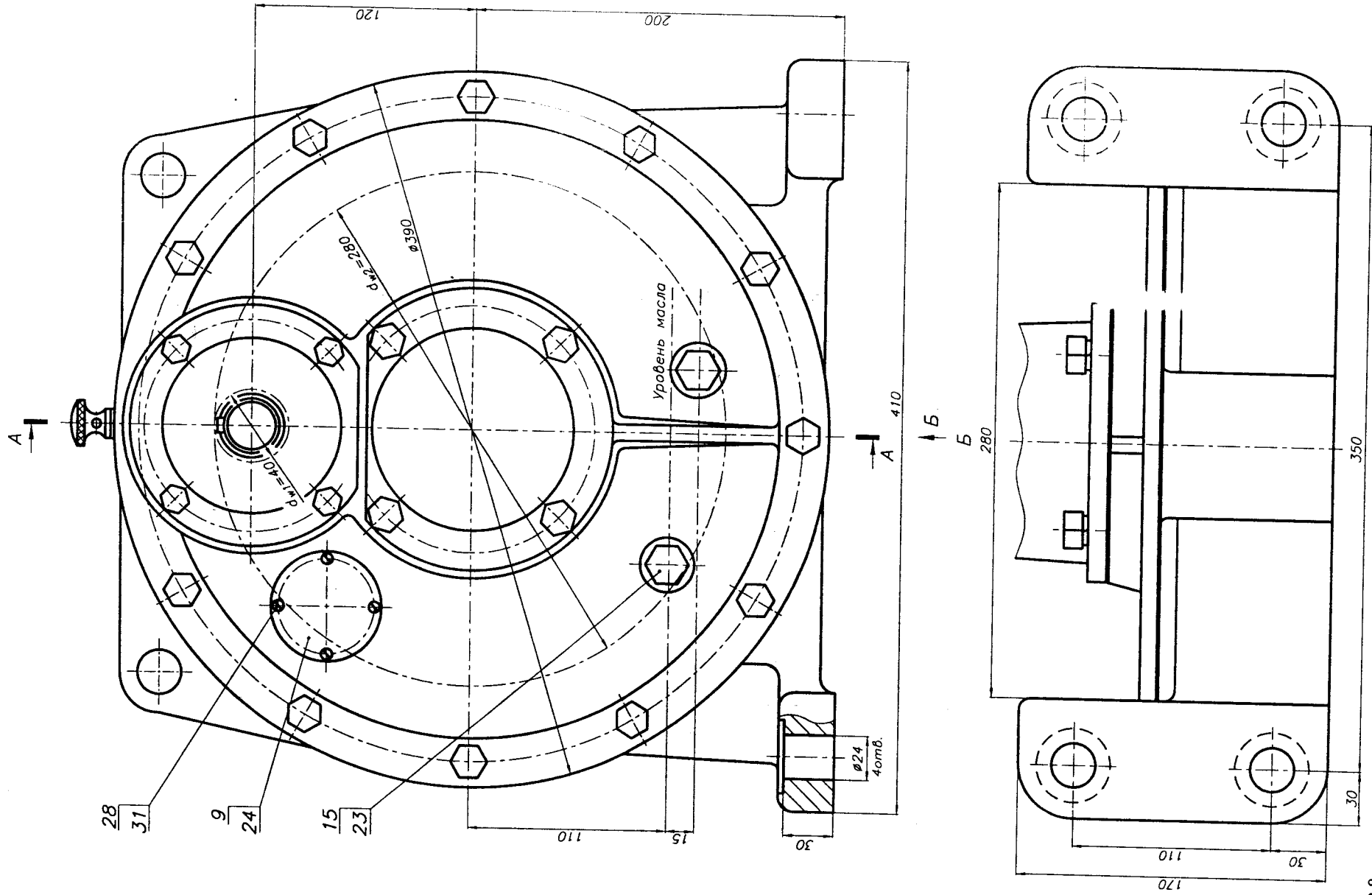
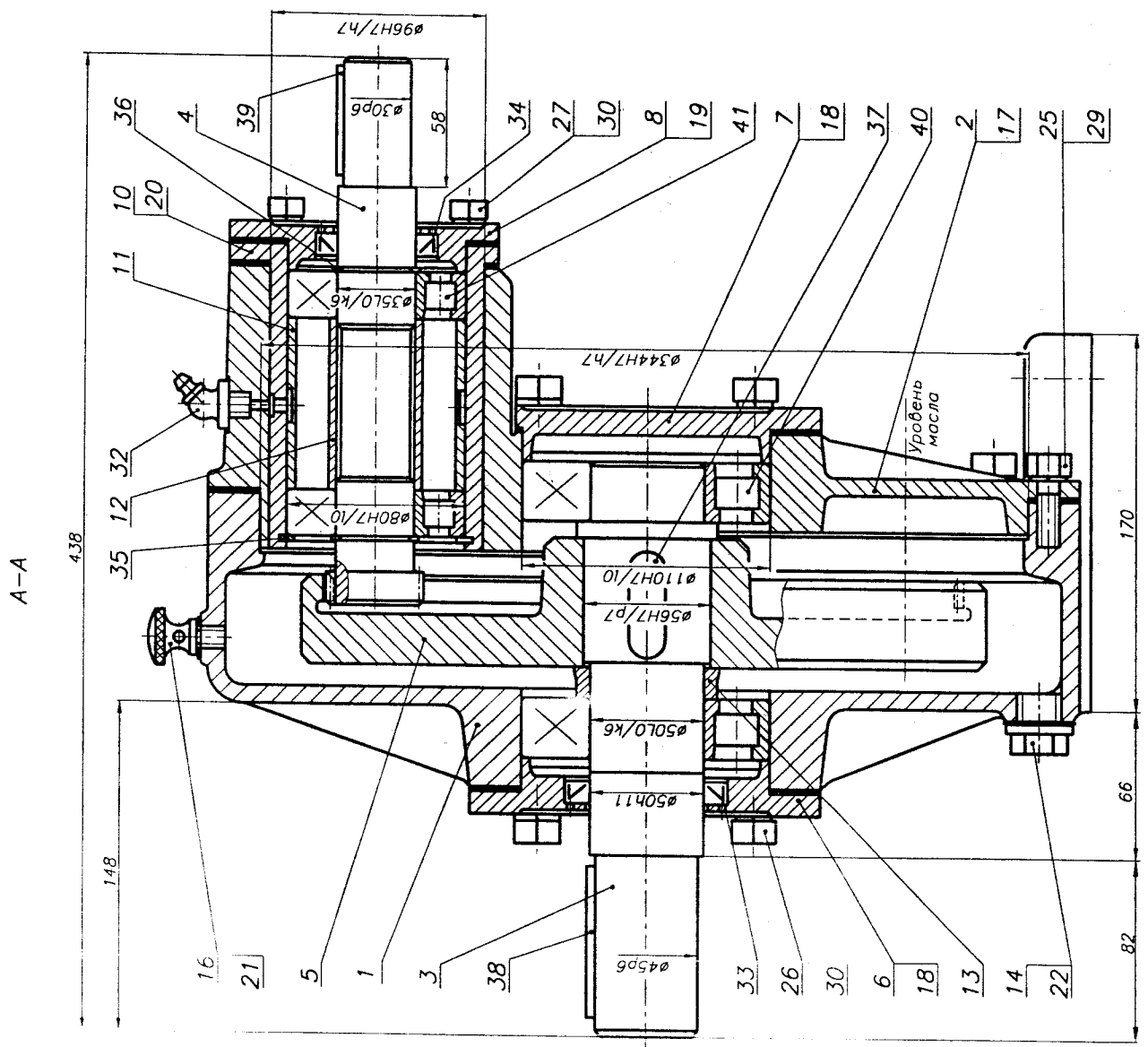


Рис. 13.2.8а



Техническая характеристика

$P_1 = 0,75$ кВт
 $n_2 = 133,6$ мин⁻¹
 $T_2 = 50,3$ Н·м
 $\beta = 0^\circ$
 $u = 7$
 $Z_1 = 20$
 $Z_2 = 140$
 $m_n = 2,0$ мм

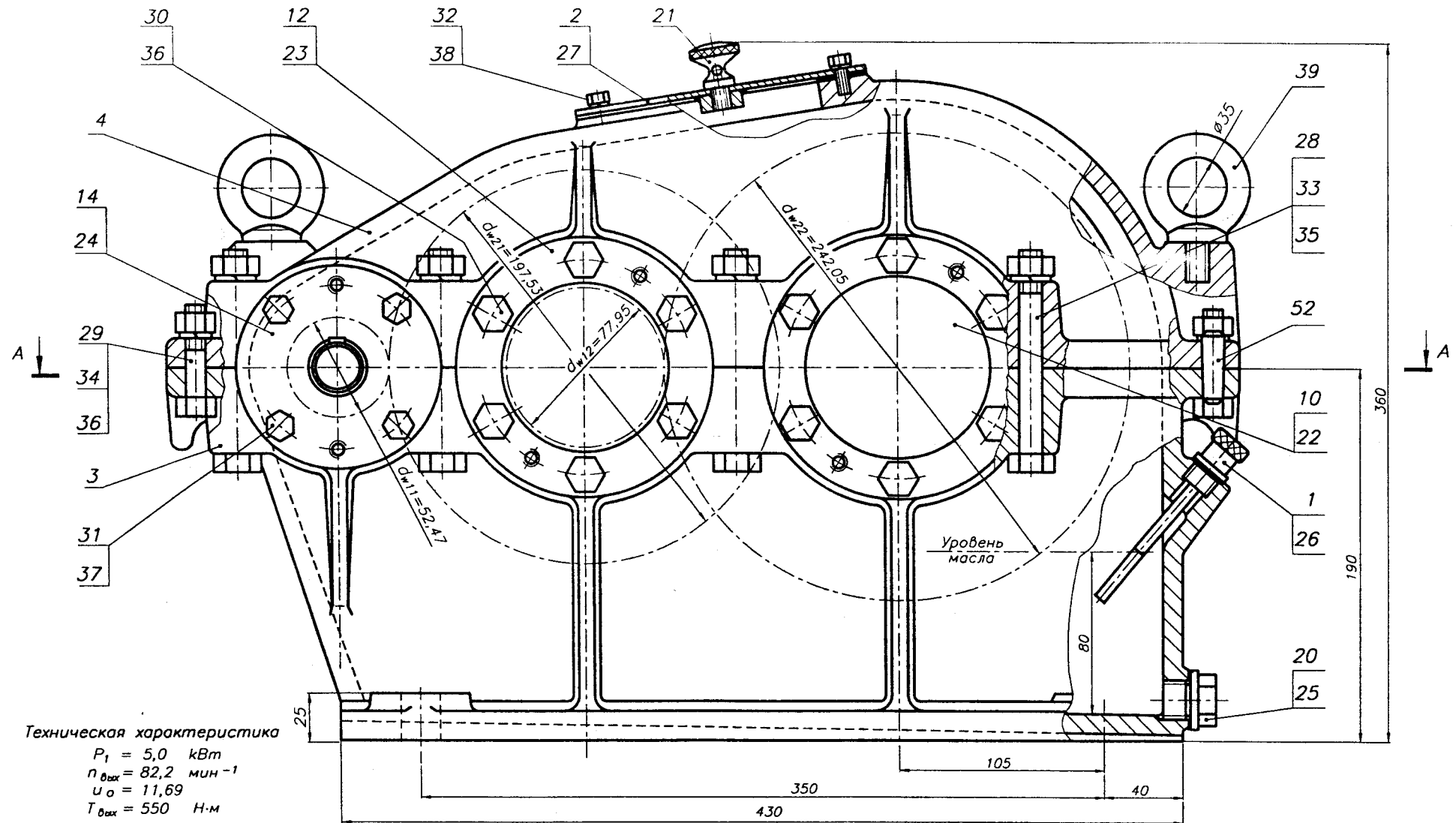
1. Объем масляной ванны — 1,2 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного — 4100 Н; выходного — 10000 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки — половина длины посаженного места

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки вала редуктора должны проводиться свободной, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

КП ДМ МС12а.13.02.08.СБ	
Редуктор	1:1
Внутреннее зацепление	НТУ ХПИ
Корпуса ДМ и ПМ	

Рис. 13.2.86

13.3. РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ



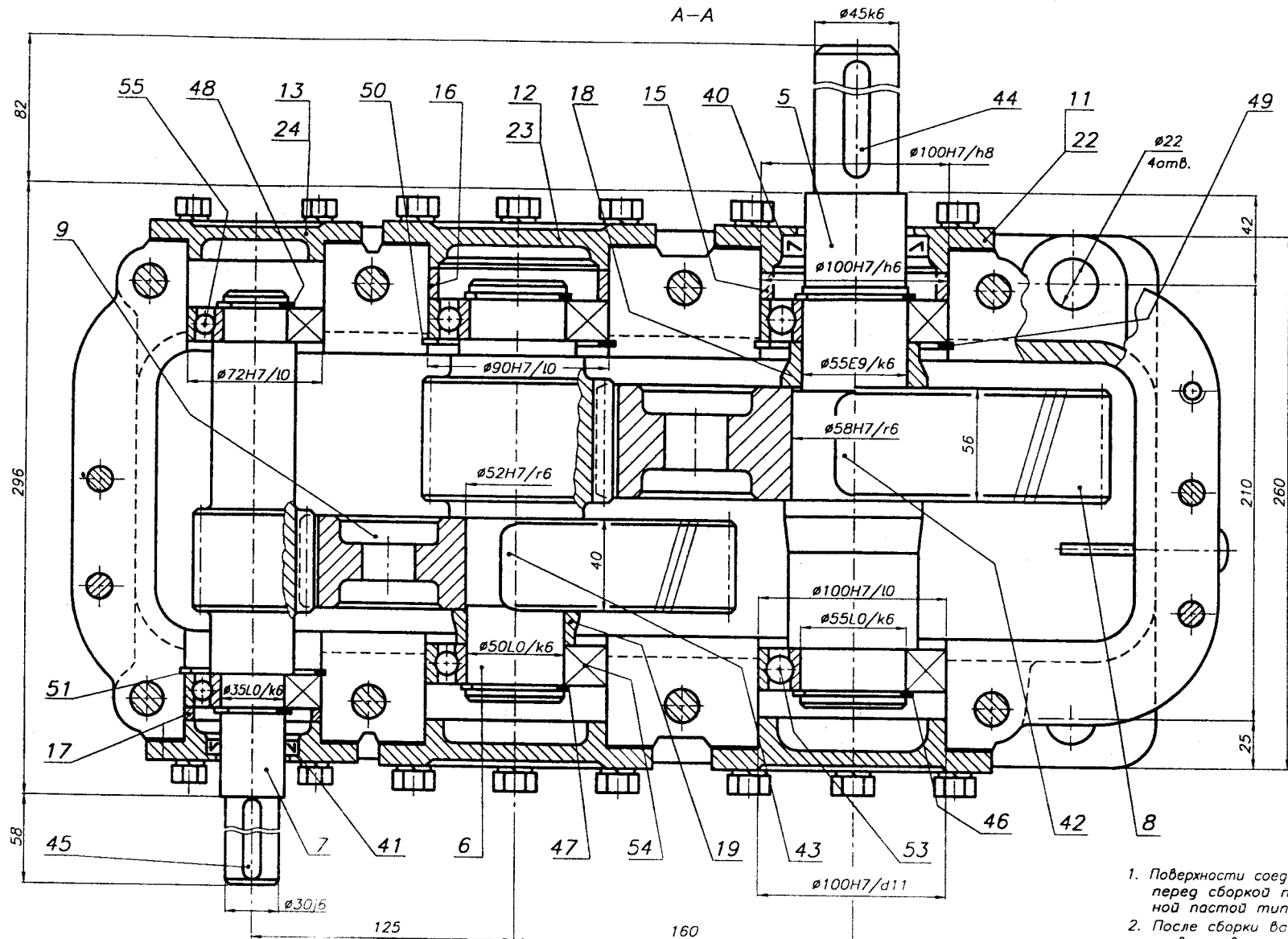
Техническая характеристика

$P_1 = 5,0 \text{ кВт}$
 $n_{\text{вых}} = 82,2 \text{ мин}^{-1}$
 $u_o = 11,69$
 $T_{\text{вых}} = 550 \text{ Н·м}$

$u_{\text{цил1}} = 3,76$	$u_{\text{цил2}} = 3,10$
$z_1 = 17$	$z_1 = 19$
$z_2 = 64$	$z_2 = 59$
$m_n = 3,0 \text{ мм}$	$m_n = 4,0 \text{ мм}$
$\beta = 13^{\circ}35'26''$	$\beta = 12^{\circ}50'19''$

Рис. 13.3.1а

1. Объем масляной ванны—4,0 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного—3300 Н; выходного—12200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

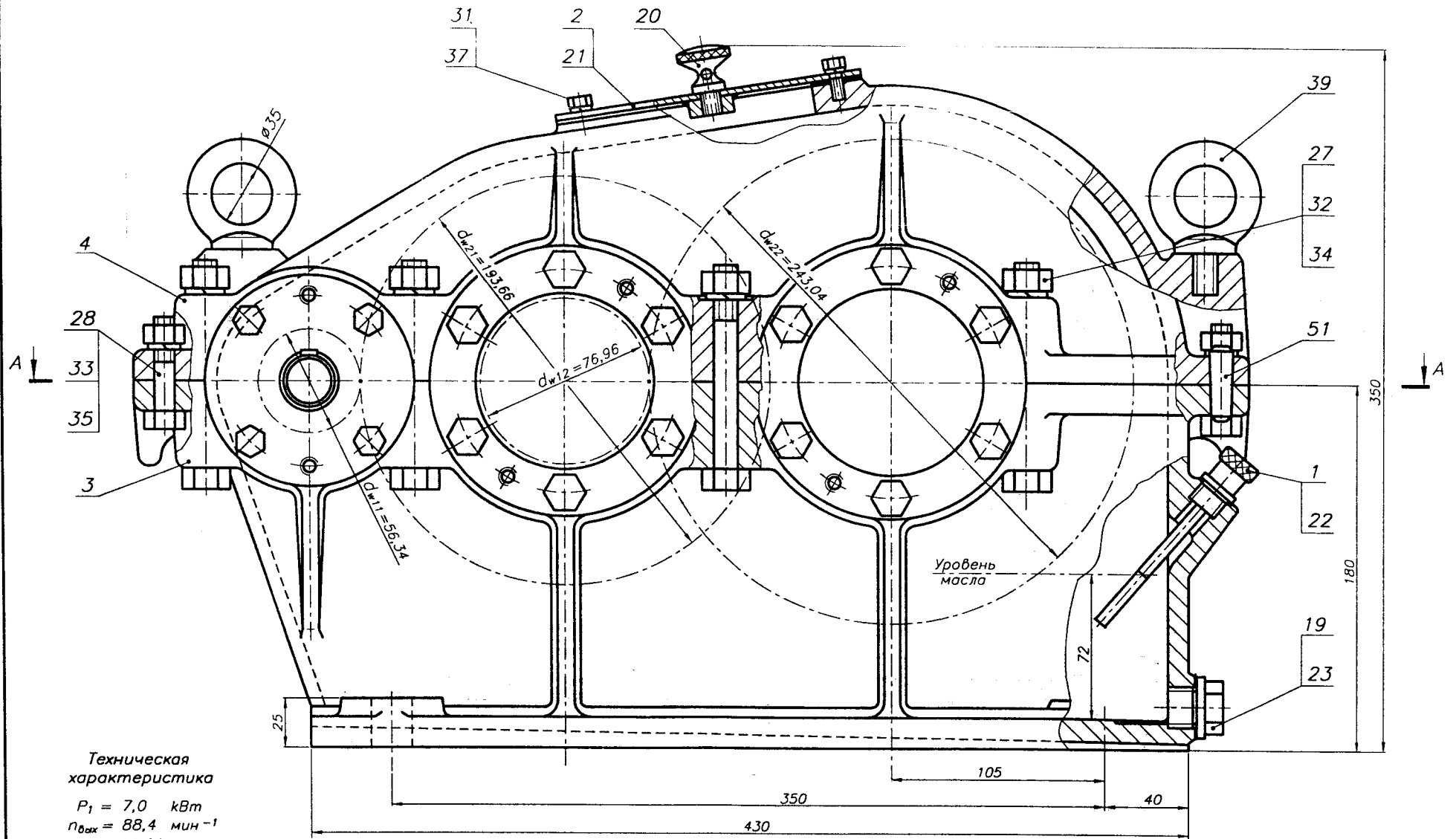


1. Редуктор выполнен по развернутой схеме с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Крышки подшипниковых узлов выполнены накладными.
3. Подшипники - шариковые радиальные однорядные.
4. Опора, ближняя к выходному (входному) участку вала, выполнена фиксирующей. Противоположная опора вала выполнена плавающей.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие его расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Рис. 13.3.16

		КП ДМ МС12а.13.03.01.СБ	
Исполн.	Проверен	Техн. экз.	Масса
Рисов.	Габариты	Лист	Масштаб
Г.исп.	Г.исп.	1	1:1
И.исп.	И.исп.	Лист 1 из 1	
Инженер	Инженер	ВТИУ	
Конструктор	Конструктор	Кафедра ДМ и ПТМ	



Техническая характеристика

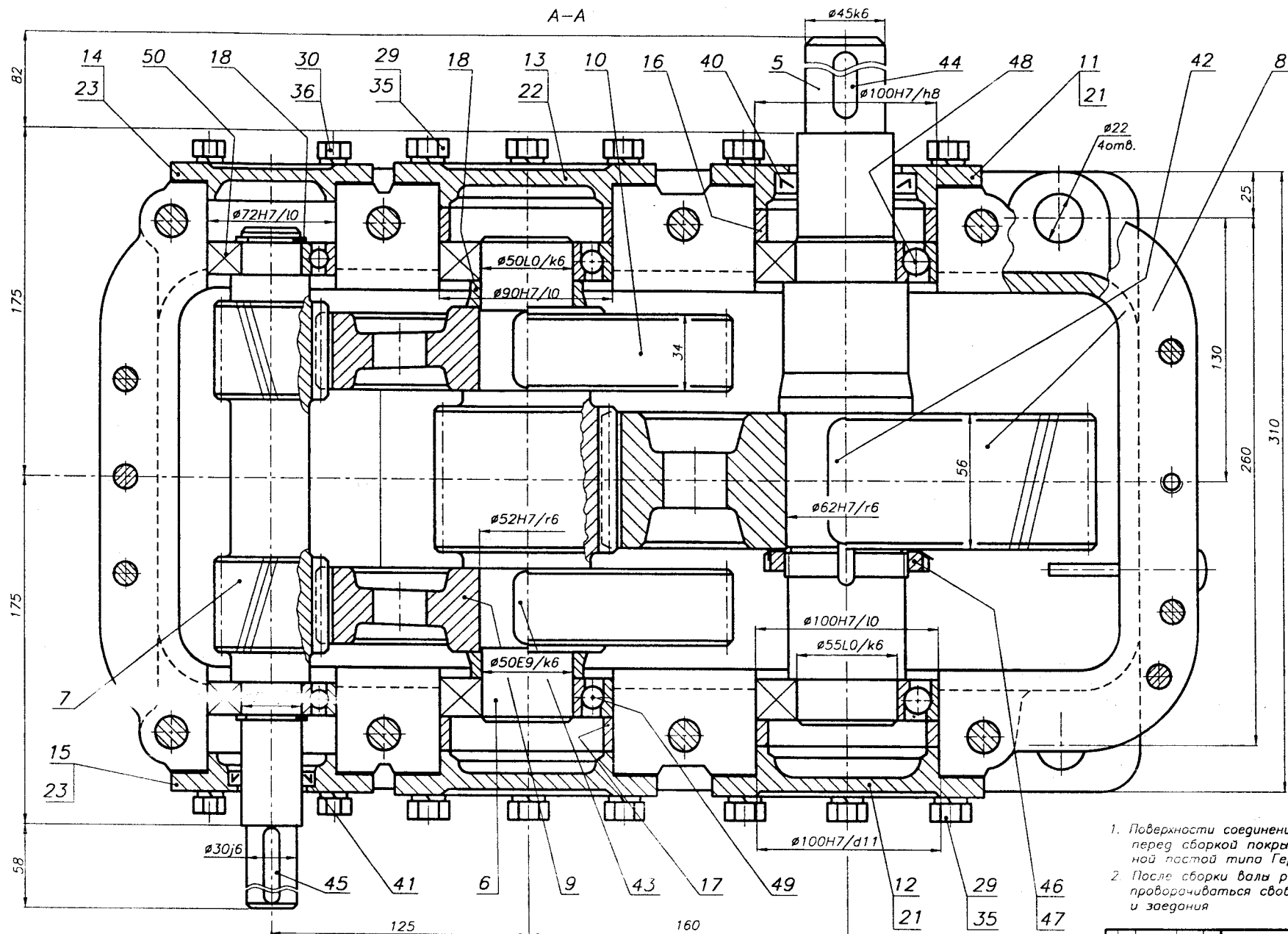
$P_1 = 7,0$ кВт
 $n_{вых} = 88,4$ мин⁻¹
 $u_o = 10,86$
 $T_{вых} = 700$ Н·м

$u_{ш1} = 3,43$	$u_{ш2} = 3,16$
$z_1 = 16$	$z_1 = 19$
$z_2 = 55$	$z_2 = 60$
$m_n = 3,0$ мм	$m_n = 4,0$ мм
$\beta = 31^{\circ}34'12''$	$\beta = 9^{\circ}04'07''$

Рис. 13.3.2а

1. Объем масляной ванны—4,0 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—4000 Н; выходного—13200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Первая ступень редуктора выполнена раздвоенной.
3. Оба подшипника входного вала (шариковые радиальные однорядные) выполнены по плавающей схеме. Входной вал устанавливается шестернями относительно косозубых колес промежуточного вала.
4. Подшипники промежуточного и выходного валов - радиально-упорные шариковые с регулированием толщиной прокладок поз. 21 и 22.
5. Боковые крышки - накладные.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.



1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания

кладок поз. 21, 22
 4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

3. Осевой люфт в подшипниках:
 - промежуточного вала - 0,04...0,05 мм,
 - выходного вала - 0,05...0,06 мм
 обеспечить подбором толщины про-

Рис. 13.3.26

КП ДМ МС12а.13.03.02.СБ		Лист 1 из 1	Масштаб 1:1
РЕДУКТОР цилиндрический двухступенчатый		Исполн.	
		Провер.	
		Технол.	
		Инженер	
		Мастер	
		НТУ "ХПИ"	
		Кафедра ДМ и ГМ	

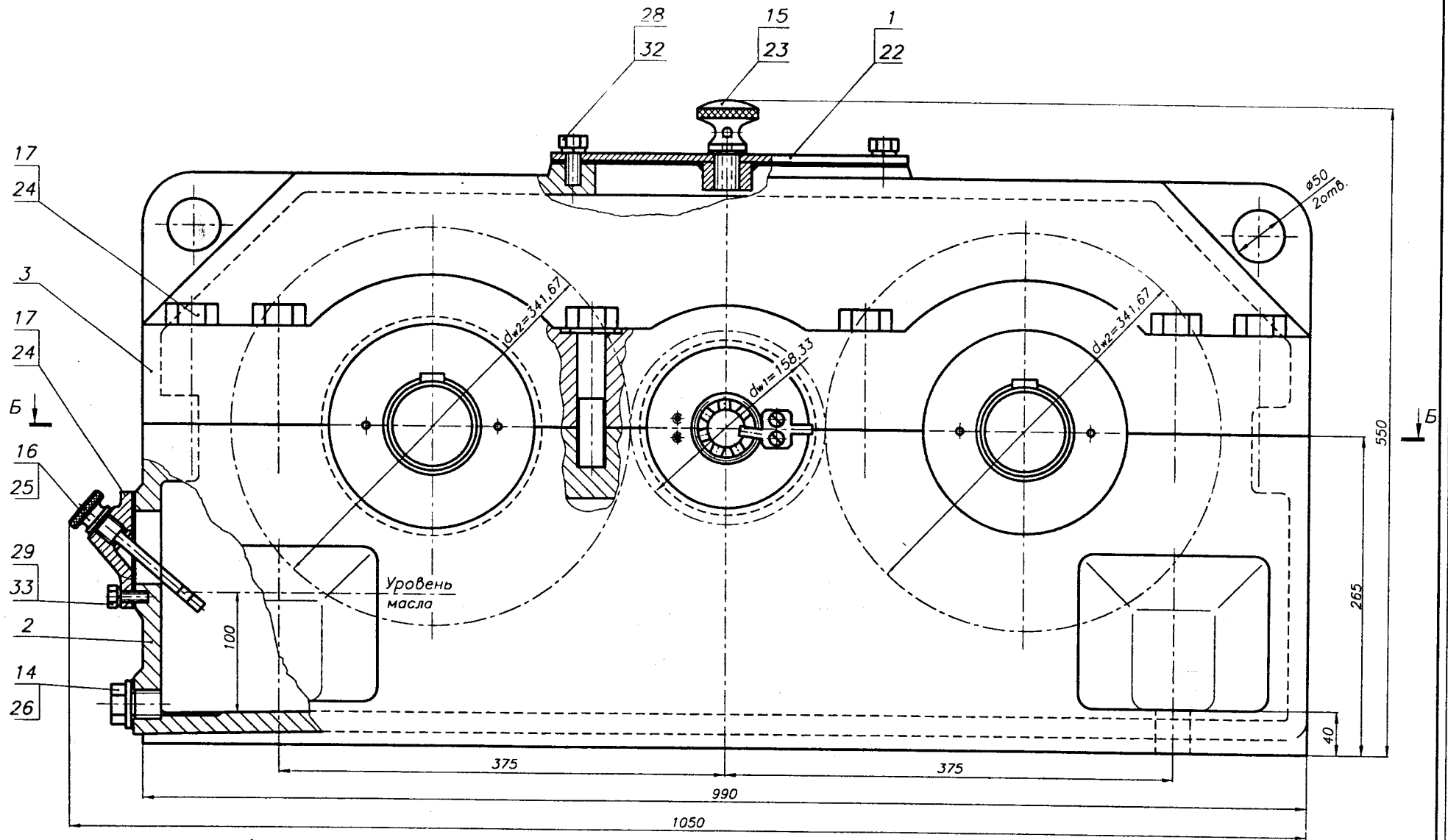
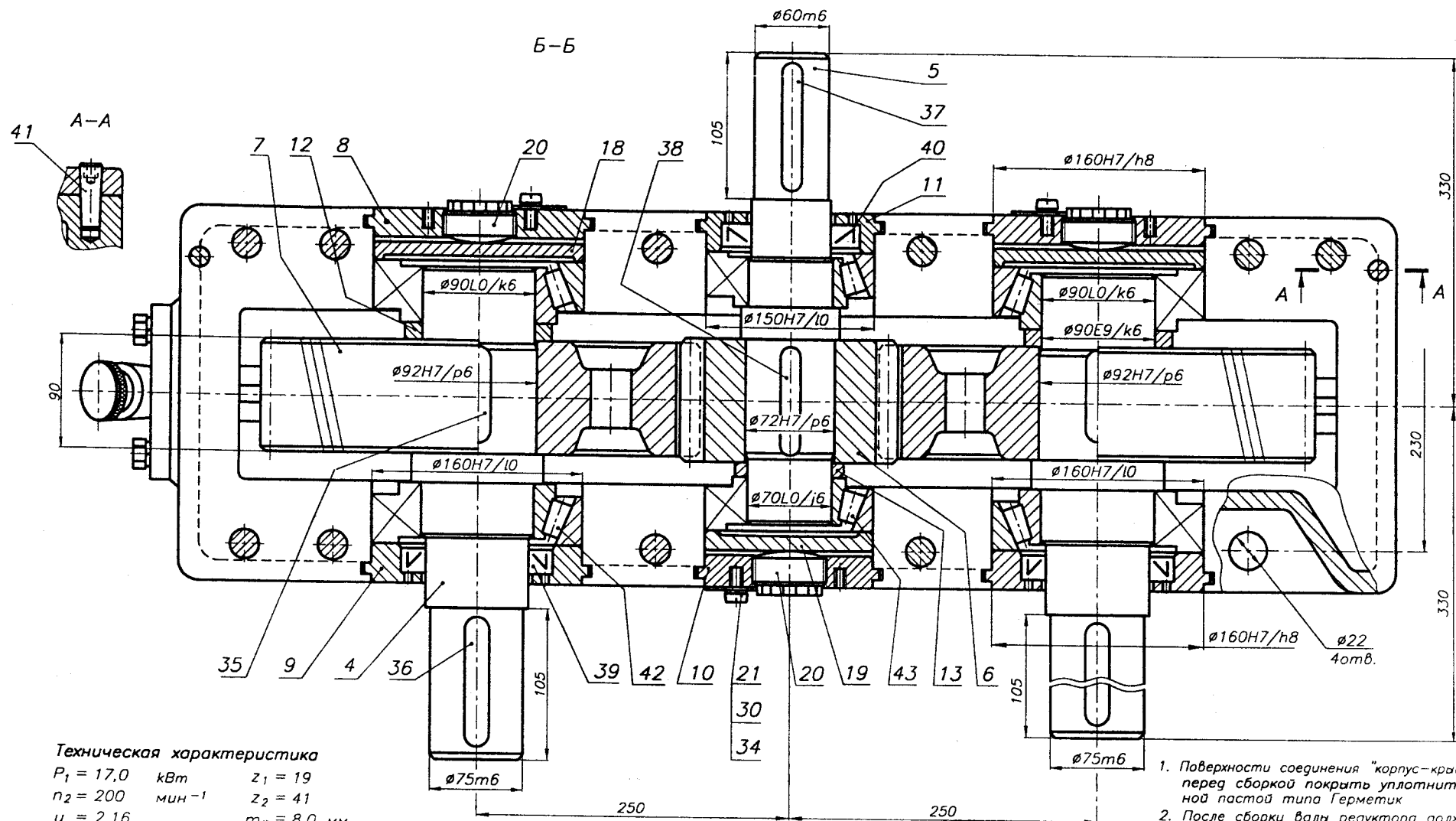


Рис. 13.3.3а



Техническая характеристика
 $P_1 = 17,0$ кВт $Z_1 = 19$
 $n_2 = 200$ мин⁻¹ $Z_2 = 41$
 $u = 2,16$ $m_n = 8,0$ мм
 $T_2 = 2 \times 400$ Н·м $\beta = 16^\circ 15' 37''$

1. Объем масляной ванны—6,5 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—22000 Н; выходного—50000 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

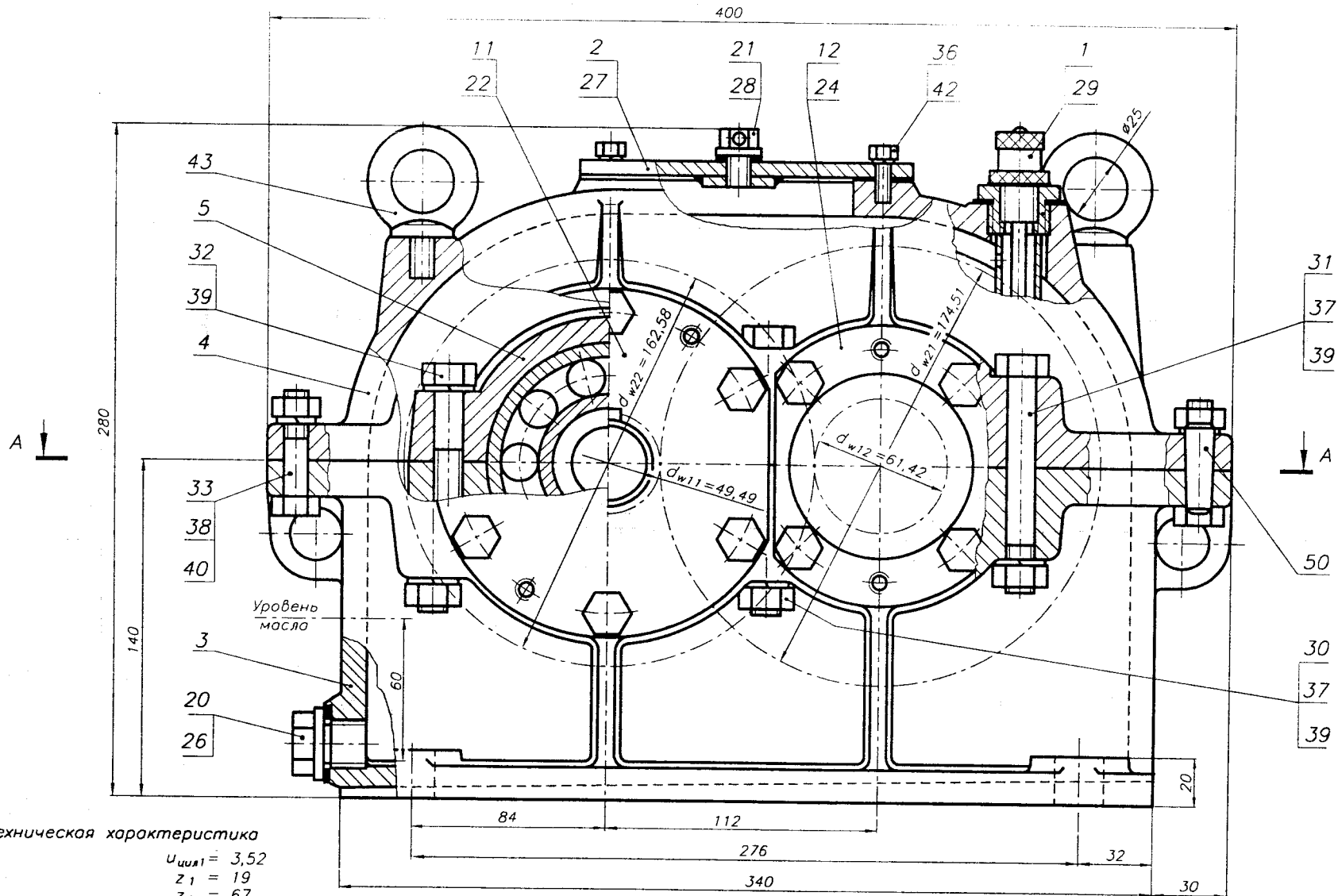
1. Корпус выполнен с внутренним расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (валы между подшипниками сжаты).
3. Крышки подшипников выполнены врезными.
4. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 20.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус—крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках: —входного вала—0,08...0,10 мм, —выходных валов—0,11...0,12 мм обеспечить винтами поз. 20
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Рис. 13.3.36

КП ДМ МС12а.13.03.03.СБ		Лист 1	Масштаб 1:1
РЕДУКТОР цилиндрический		Лист 1	Листов 1
		БНТУ	
		Инженер И.И. ПИМ	

13.4. РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ СООСНЫЕ



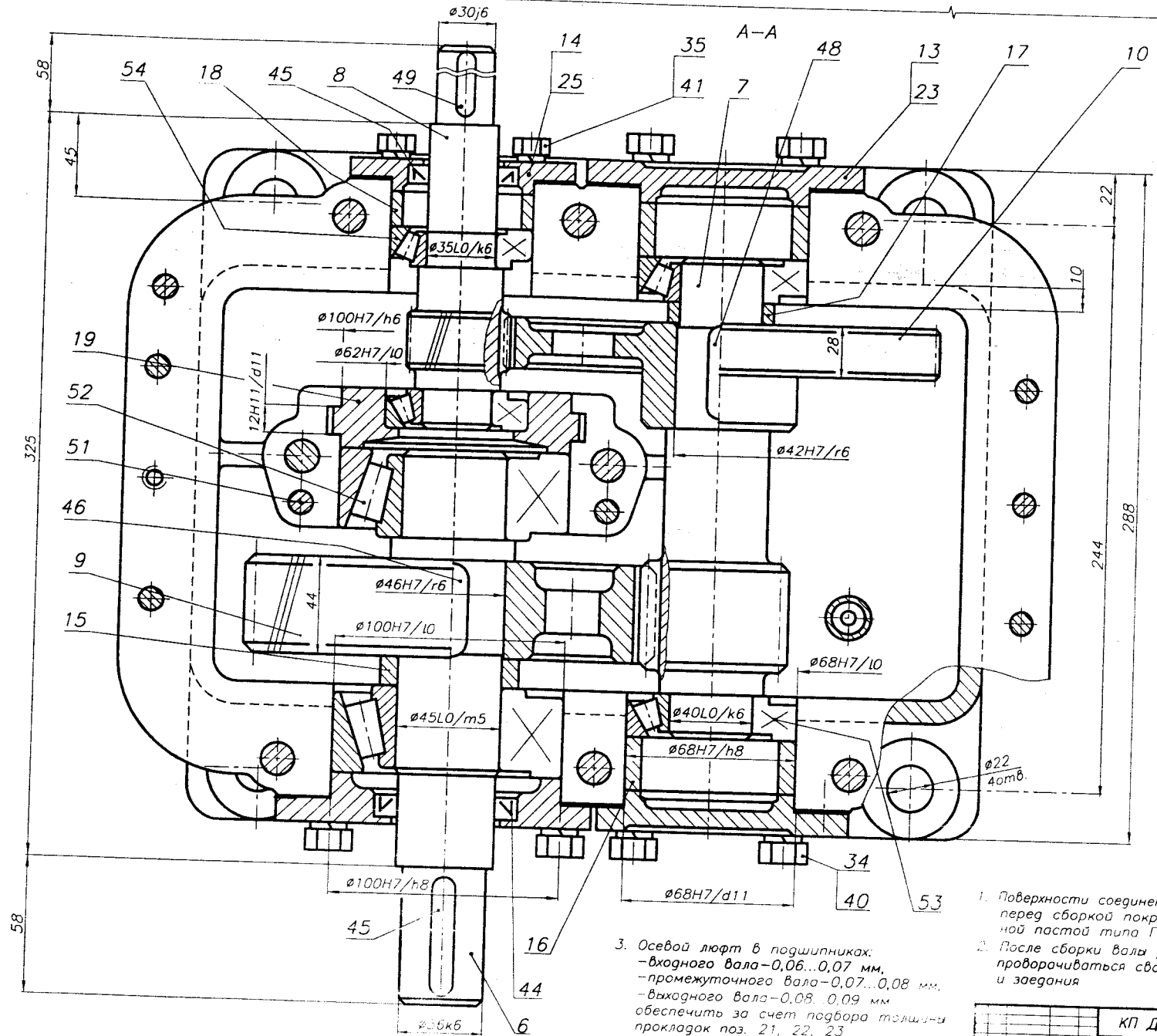
Техническая характеристика

$P_1 = 5,0$ кВт	$u_{цил1} = 3,52$
$n_{вых} = 103,1$ мин ⁻¹	$z_1 = 19$
$u_o = 9,31$	$z_2 = 67$
$T_{вых} = 430$ Н·м	$m_n = 2,5$ мм
	$\beta = 16^\circ 17' 48''$
	$u_{цил2} = 2,65$
	$z_1 = 17$
	$z_2 = 45$
	$m_n = 3,5$ мм
	$\beta = 14^\circ 21' 41''$

Рис. 13.4.1а

1. Объем масляной ванны—3,1 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—4600 Н; выходного—6100 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

1. Редуктор соосный с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Радиально-упорные роликоподшипники установлены "в распор".
3. Боковые крышки выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 21, 22 и 23.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

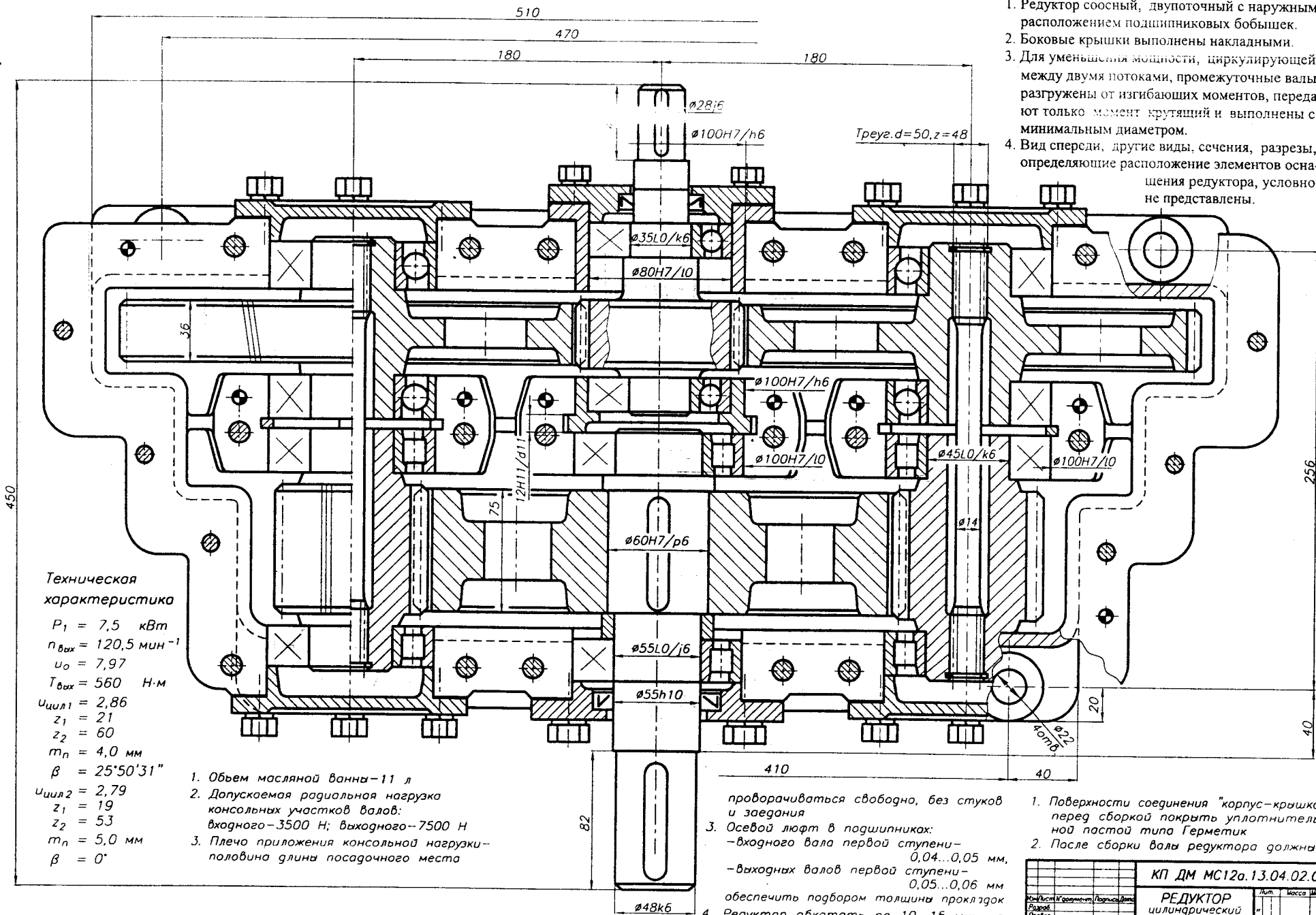


3. Осевой люфт в подшипниках:
 - входного вала - 0,06...0,07 мм,
 - промежуточного вала - 0,07...0,08 мм,
 - выходного вала - 0,08...0,09 мм
 обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21, 22, 23
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания

Рис 134.16

		КП ДМ МС12а.13.04.01.СБ	
Исполн.	Провер.	Лит.	Масса
Рисов.	Получил	№	1:1
Уд. контр.	Исп. контр.	Лист 1	Листов 1
Инженер	Конструктор	НТУ "ХПИ"	
		Каредро ДМ и ПМ	



1. Редуктор соосный, двупоточный с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Боковые крышки выполнены накладными.
3. Для уменьшения мощности, циркулирующей между двумя потоками, промежуточные валы разгружены от изгибающих моментов, передают только момент крутящий и выполнены с минимальным диаметром.
4. Вид спереди, другие виды, сечения, разрезы, определяющие расположение элементов оснащения редуктора, условно не представлены.

Техническая характеристика

$P_1 = 7,5 \text{ кВт}$
 $n_{\text{вых}} = 120,5 \text{ мин}^{-1}$
 $u_o = 7,97$
 $T_{\text{вых}} = 560 \text{ Н·м}$
 $U_{\text{цил1}} = 2,86$
 $z_1 = 21$
 $z_2 = 60$
 $m_n = 4,0 \text{ мм}$
 $\beta = 25^{\circ}50'31''$
 $U_{\text{цил2}} = 2,79$
 $z_1 = 19$
 $z_2 = 53$
 $m_n = 5,0 \text{ мм}$
 $\beta = 0^{\circ}$

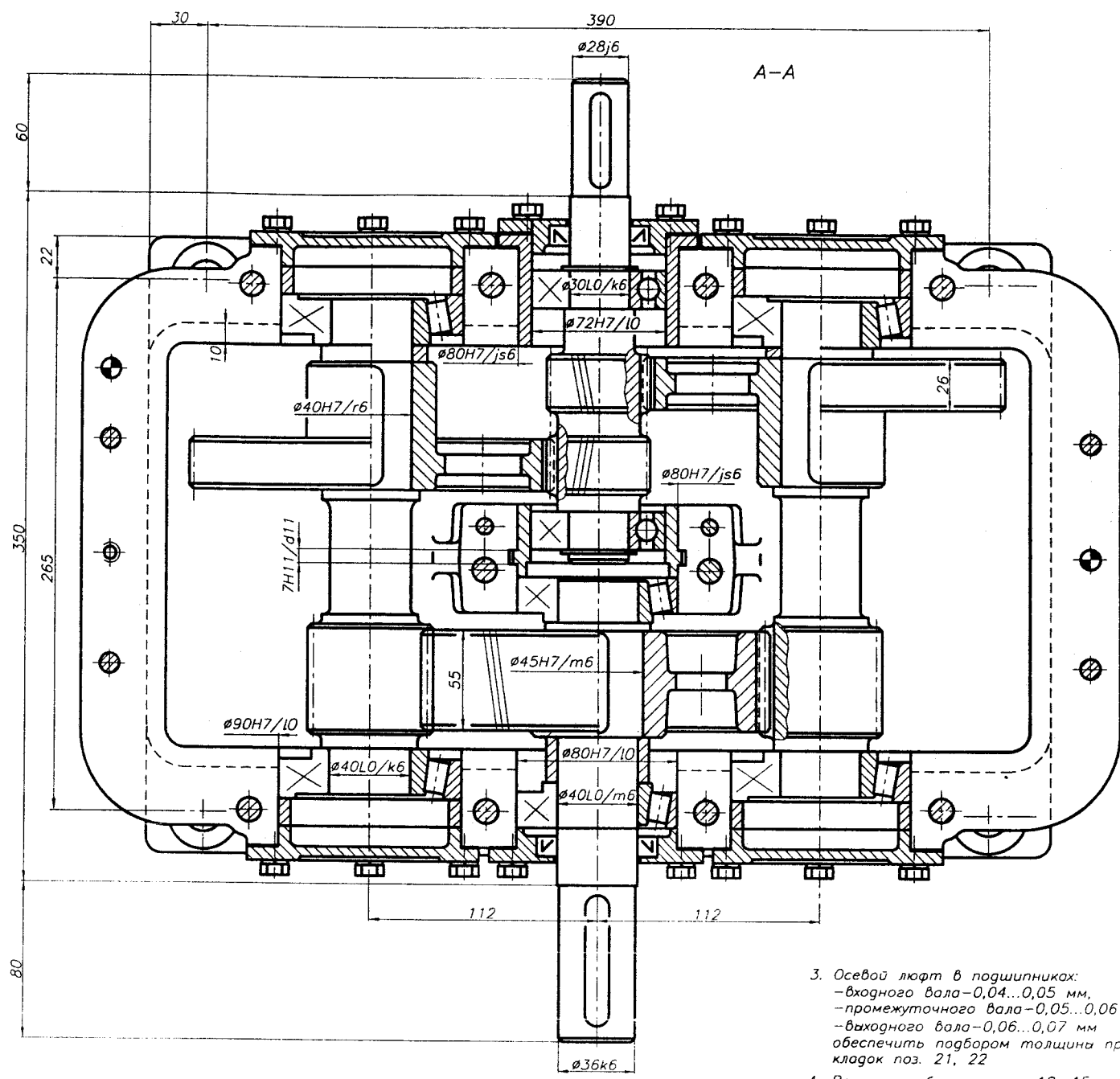
1. Объем масляной ванны—11 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—3500 Н; выходного—7500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

3. Осевой люфт в подшипниках:
 -входного вала первой ступени—
 $0,04 \dots 0,05 \text{ мм}$,
 -выходных валов первой ступени—
 $0,05 \dots 0,06 \text{ мм}$
 обеспечить подбором толщины прокладок
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин во всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус—крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны

Рис. 13.4.2

КП ДМ МС12а.13.04.02.СБ	
РЕДУКТОР цилиндрический соосный	
Мат.	Масса
1:1	
БНТУ Кафедра ДМ и ПТМ	



1. Редуктор соосный двухпоточный с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Для уменьшения мощности, циркулирующей между двумя патоками, входной вал выполнен с шевронным зацеплением.
3. Подшипники выходного и промежуточных валов установлены "в распор". Входной вал самоустанавливается шевронной шестерней относительно косозубых колес.
4. Боковые крышки - накладные.
5. Регулировка подшипников выходного и промежуточных валов осуществляется изменением толщины подкладок под боковыми крышками.
6. Вид спереди, другие виды, разрезы, сечения, определяющие расположение элементов оснащения редуктора, условно не представлены.

Техническая характеристика

$P_1 = 5,5$ кВт
 $n_{вых} = 102,3$ мин⁻¹
 $U_o = 9,29$
 $T_{вых} = 480$ Н·м

 $U_{цил1} = 3,81$ $U_{цил2} = 2,44$
 $Z_1 = 16$ $Z_1 = 16$
 $Z_2 = 61$ $Z_2 = 39$
 $m_n = 2,5$ мм $m_n = 3,5$ мм
 $\beta = 30^{\circ}45'13''$ $\beta = 30^{\circ}45'13''$

1. Объем масляной ванны - 5,2 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного - 6600 Н; выходного - 8100 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки - половина длины посадочного места

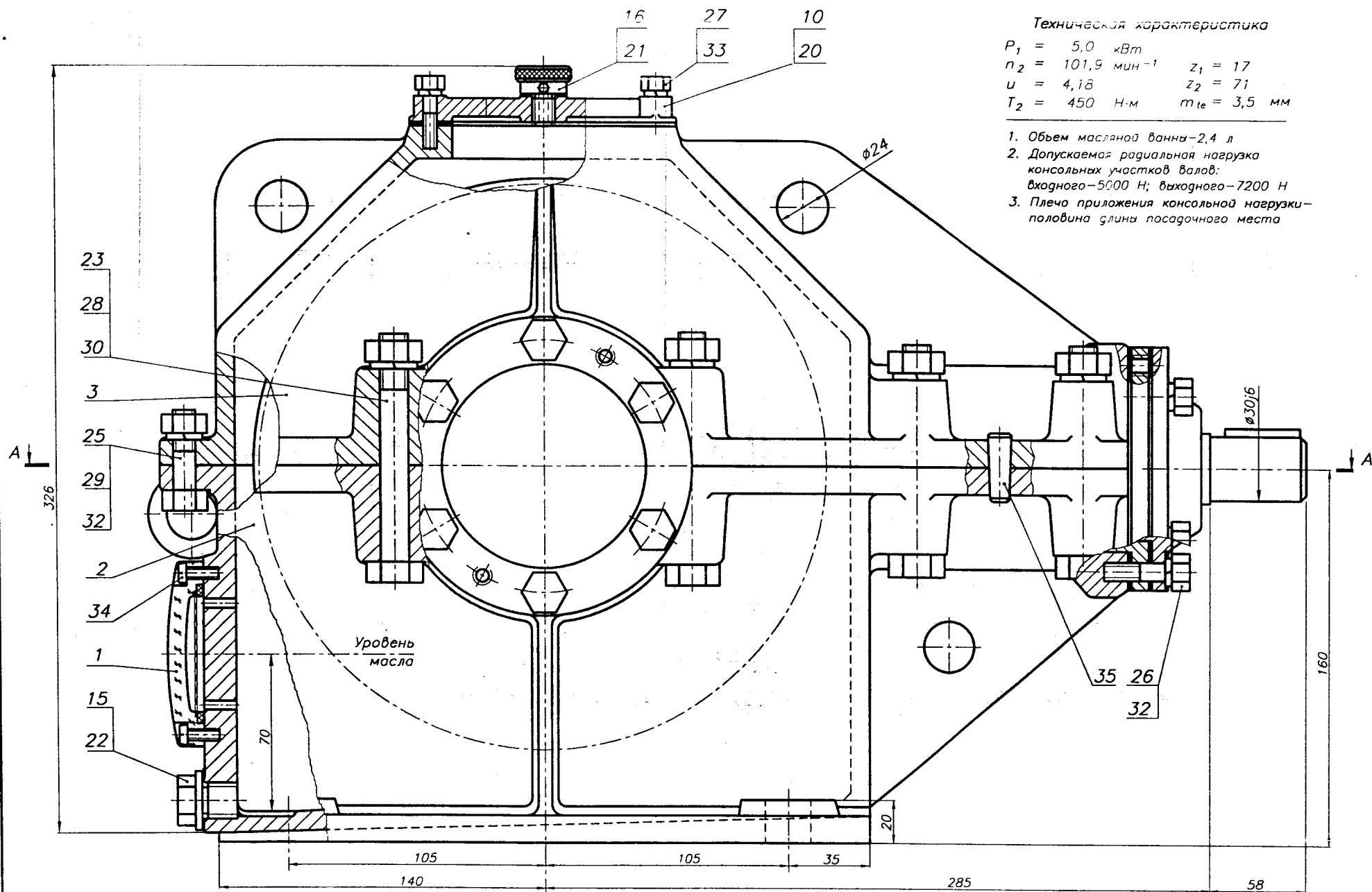
3. Осевой люфт в подшипниках:
- входного вала - 0,04...0,05 мм,
- промежуточного вала - 0,05...0,06 мм,
- выходного вала - 0,06...0,07 мм
обеспечить подбором толщины прокладок поз. 21, 22
4. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Рис. 13.4.3

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания

		КП ДМ МС120.13.04.03.СБ	
Исполн. / Проверка / Конструктор	Лист	Масса	Масштаб
			1:1
РЕДУКТОР цилиндрический соосный		Лист 11 из 11	
		НТУ "УПИ"	
		Каталог ДМ и ПМ	

13.5. РЕДУКТОРЫ КОНИЧЕСКИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ

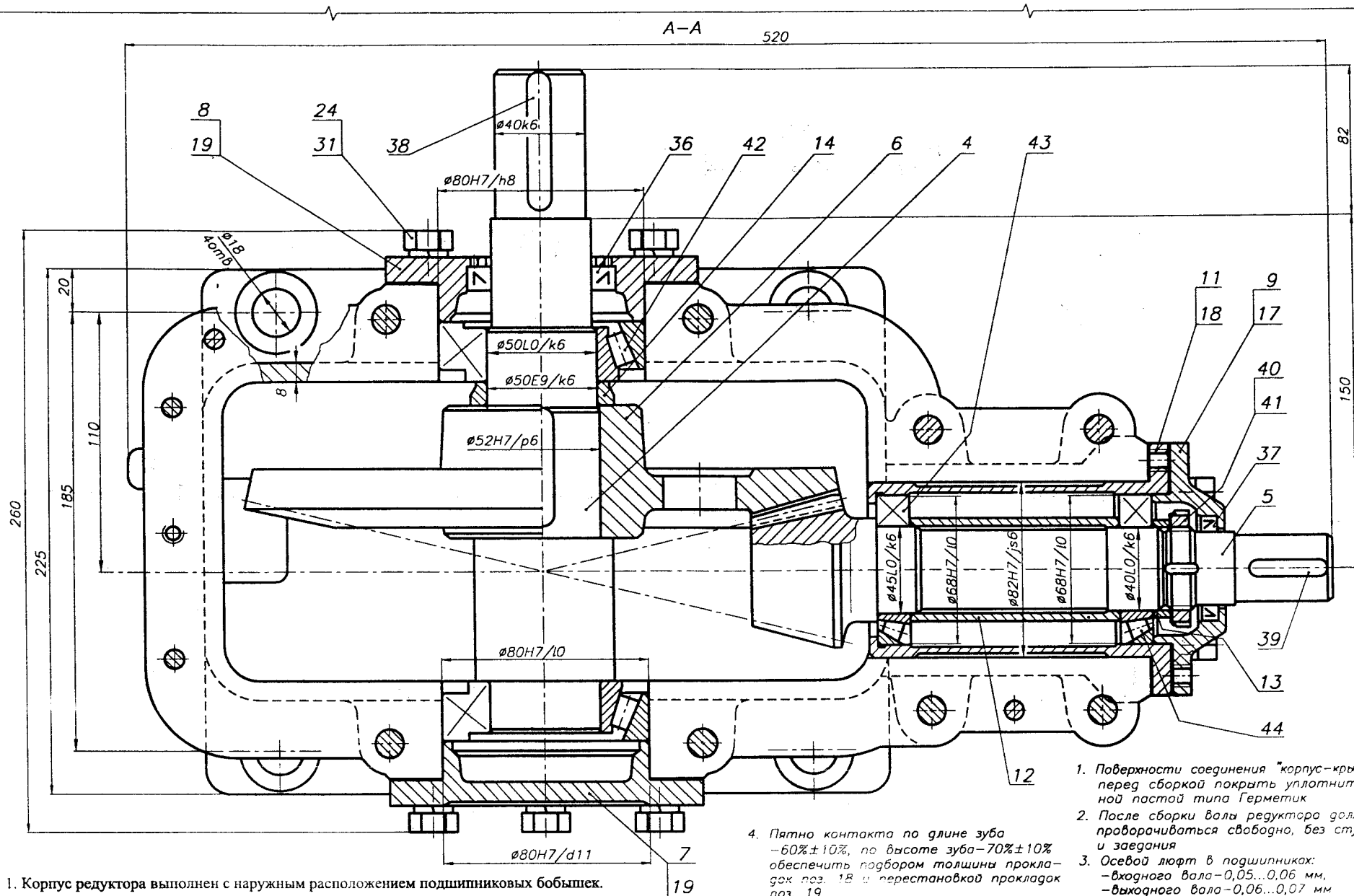


Техническая характеристика

$$\begin{aligned}
 P_1 &= 5,0 \text{ кВт} \\
 n_2 &= 101,9 \text{ мин}^{-1} & z_1 &= 17 \\
 u &= 4,18 & z_2 &= 71 \\
 T_2 &= 450 \text{ Н·м} & m_{te} &= 3,5 \text{ мм}
 \end{aligned}$$

1. Объем масляной ванны—2,4 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного—5000 Н; выходного—7200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

Рис. 13.5.1а



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 17 (вал 1) и поз. 19 (вал 2).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 18 (вал 1) и перестановкой прокладок поз. 19 (вал 2).
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.5.16

4. Пятно контакта по длине зуба $-60\% \pm 10\%$, по высоте зуба $-70\% \pm 10\%$ обеспечить подбором толщины прокладок поз. 18 и перестановкой прокладок поз. 19
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
 - входного вала $-0,05...0,06$ мм,
 - выходного вала $-0,06...0,07$ мм
 обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 17, 19

КП ДМ МС12в.13.05.01.СБ			Лист	Масса	Масштаб
РЕДУКТОР конический одноступенчатый			1		1:1
Лист 11 из 11			БНТУ Киевский ДИ и ПТМ		

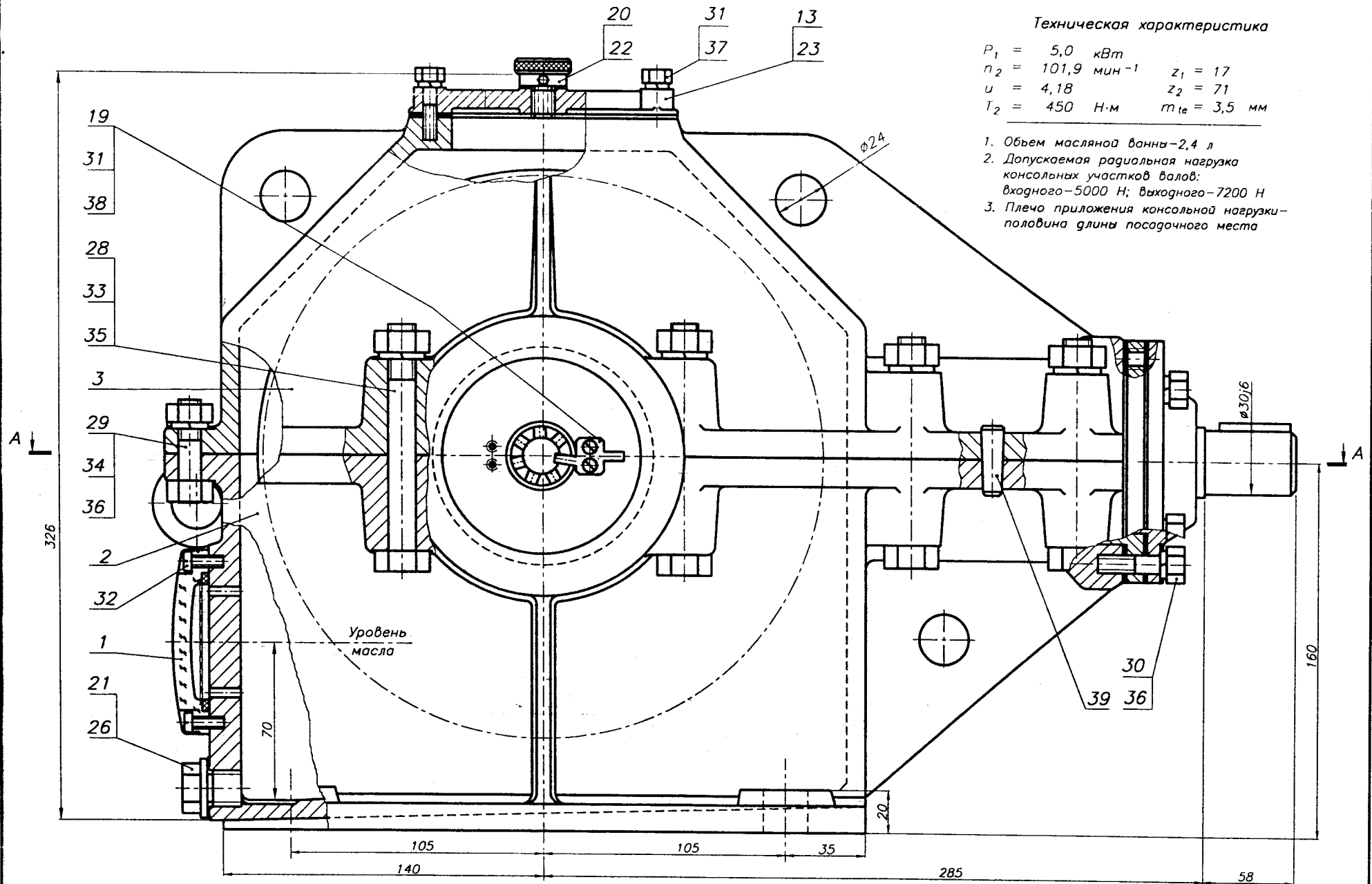
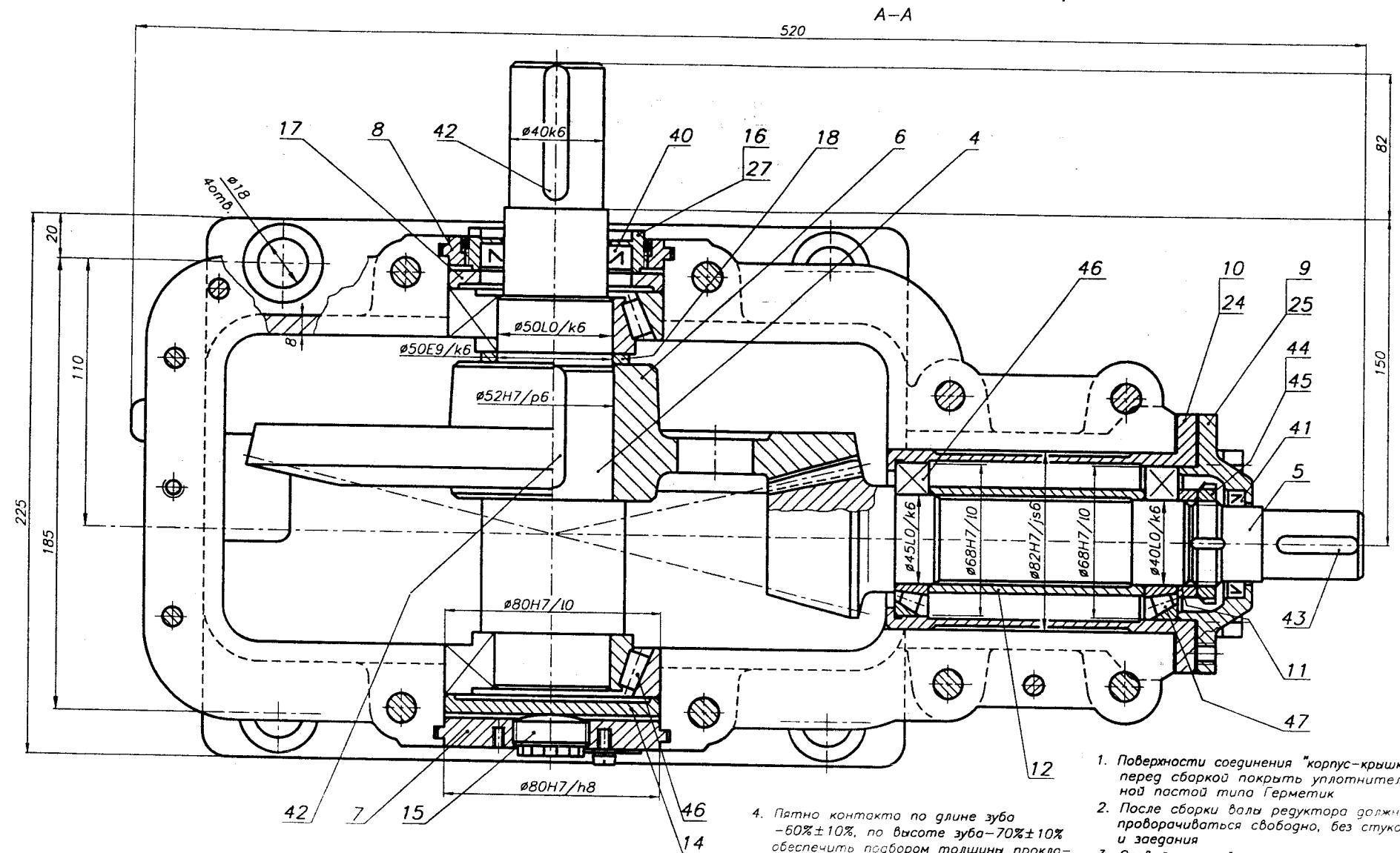


Рис. 13.5.2а

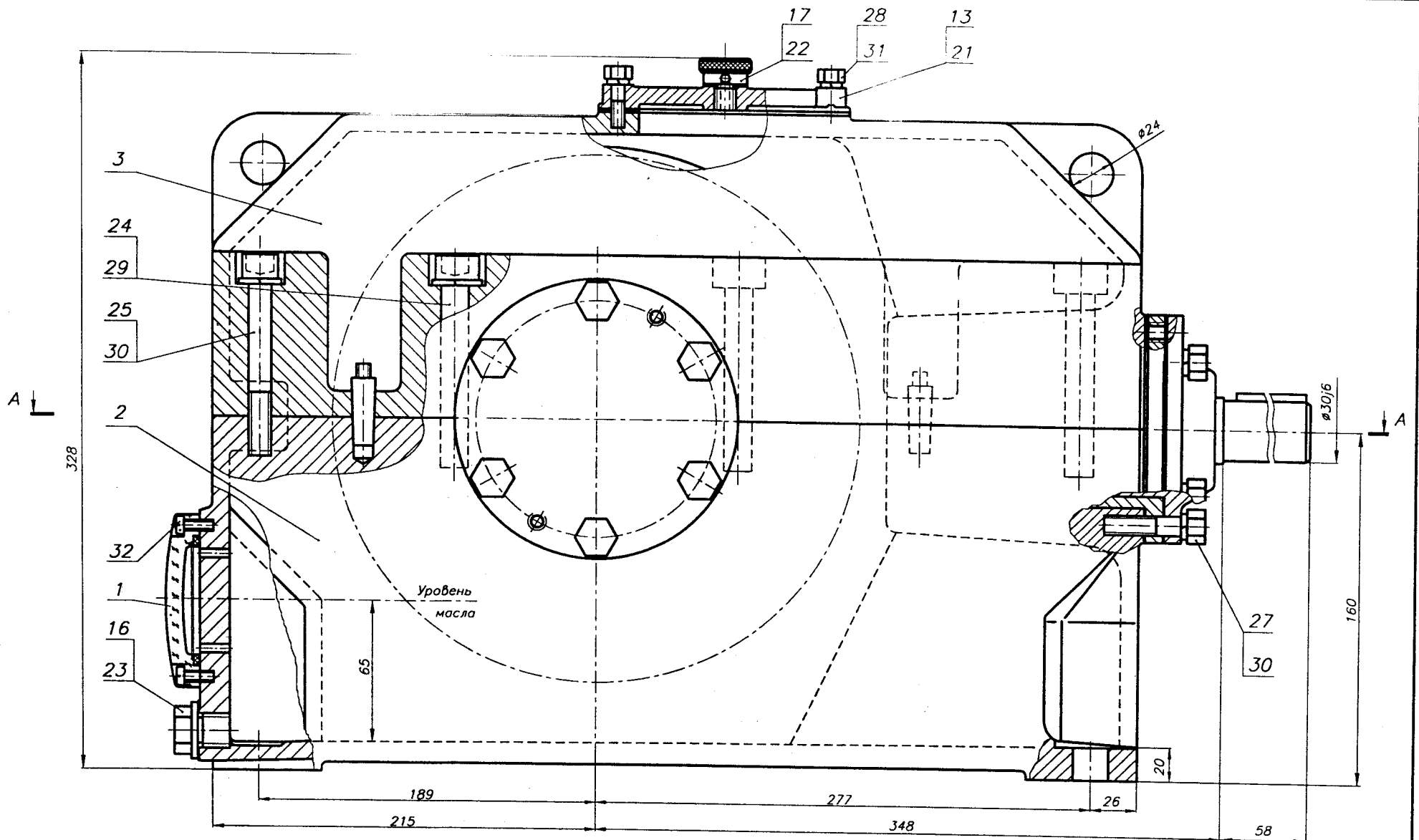


1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 25 (вал 1); винтом поз.15 и резьбовой втулкой поз.16 (вал 2).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 24 (вал 1); винтом поз.15 и резьбовой втулкой поз.16 (вал 2).
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.
7. Пятно контакта по длине зуба -60%±10%, по высоте зуба-70%±10% обеспечить подбором толщины прокладок поз. 24, а также винтом поз.15 и резьбовой втулкой поз.16
8. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевые люфты в подшипниках:
-входного вала-0,05...0,06 мм,
-выходного вала-0,06...0,07 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 25 и винтом поз. 15

Рис. 13.5.26

		КП ДМ МС12а.13.05.02.СБ	
		РЕДУКТОР конический одноступенчатый	
Исполн./Разработ.	Провер.	Лист 11	Всего 1
Г.проект.	И.констр.	НТУ "УПИ"	
И.инженер.	Констр.	Кафедра ДМ и ПМ	

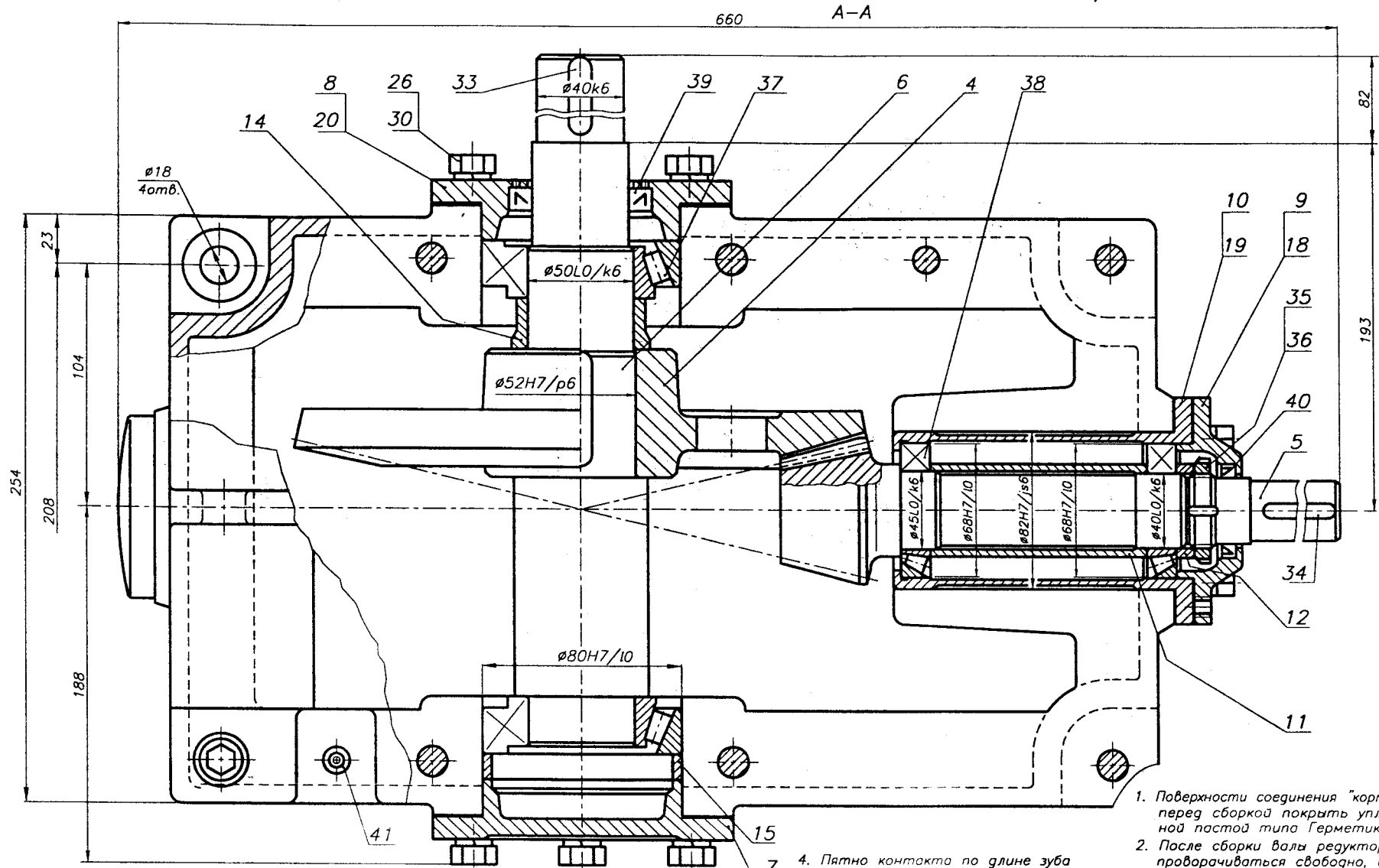


Техническая характеристика

$P_1 = 4,0 \text{ кВт}$ $u = 3,89$ $z_1 = 18$
 $n_2 = 92,6 \text{ мин}^{-1}$ $T_2 = 400 \text{ Н·м}$ $z_2 = 70$
 $m_{te} = 3,5 \text{ мм}$

1. Объем масляной ванны—4,5 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—5000 Н; выходного—7200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

Рис. 13.5.3а



1. Корпус редуктора выполнен с внутренним расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 18 (вал 1) и поз. 20 (вал 2).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 19 (вал 1) и перестановкой прокладок поз. 20 (вал 2).
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

7. 4. Пятно контакта по длине зуба $-60\% \pm 10\%$, по высоте зуба $-70\% \pm 10\%$ обеспечить подбором толщины прокладок поз. 15 и перестановкой прокладок поз. 20
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
 - входного вала $-0,05...0,06$ мм,
 - выходного вала $-0,06...0,07$ мм
 обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 18, 20

Рис. 13.5.36

КП ДМ МС12а.13.05.03.СБ			
Исполн.	Проверит.	Листов	Всего
Состав.	Печенья П.	01.25	
И.Директ.			
И.Инженер			
И.Мастер			
И.Конструктор			
РЕДУКТОР конический одноступенчатый			1:1
Лист II Листов I			С.И.Т.У.
Кафедра ДМ и ПМ			

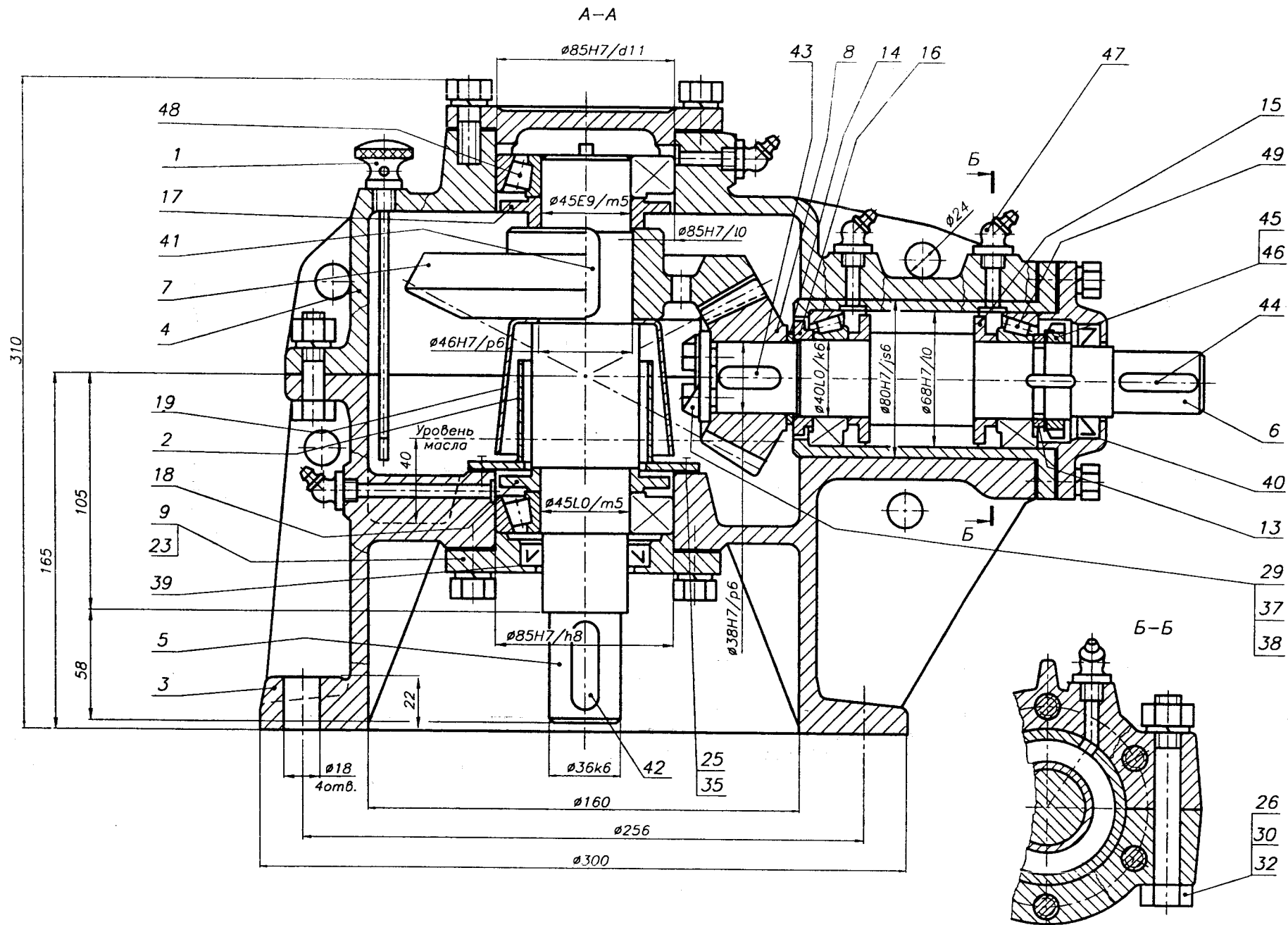
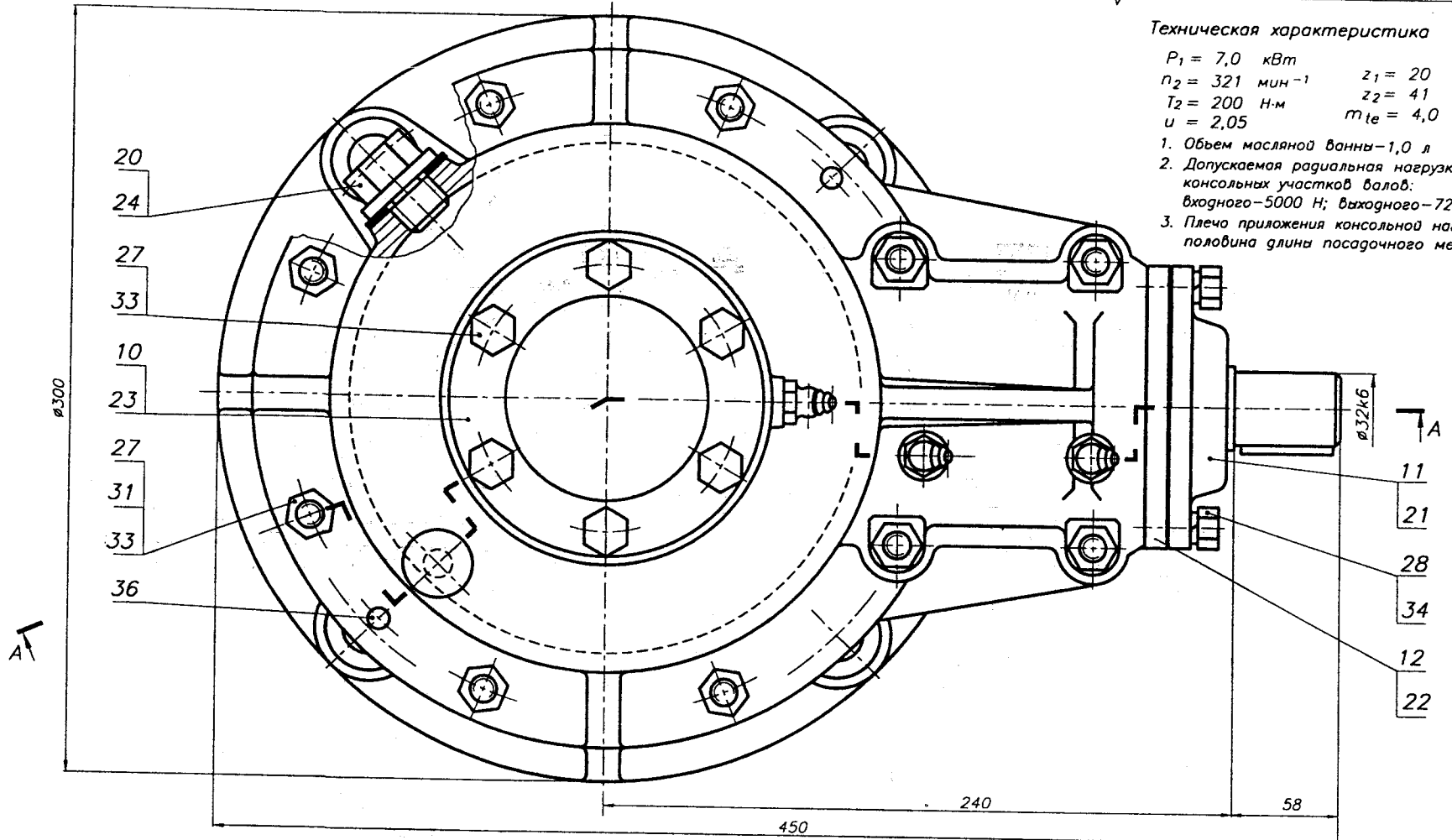


Рис. 13.5.4а



Техническая характеристика

$P_1 = 7,0$ кВт
 $n_2 = 321$ мин⁻¹ $z_1 = 20$
 $T_2 = 200$ Н·м $z_2 = 41$
 $i = 2,05$ $m_{te} = 4,0$ мм

1. Объем масляной ванны—1,0 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—5000 Н; выходного—7200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 21 (вал 1) и поз. 23 (вал 2).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 22 (вал 1) и перестановкой прокладок поз. 23 (вал 2).
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

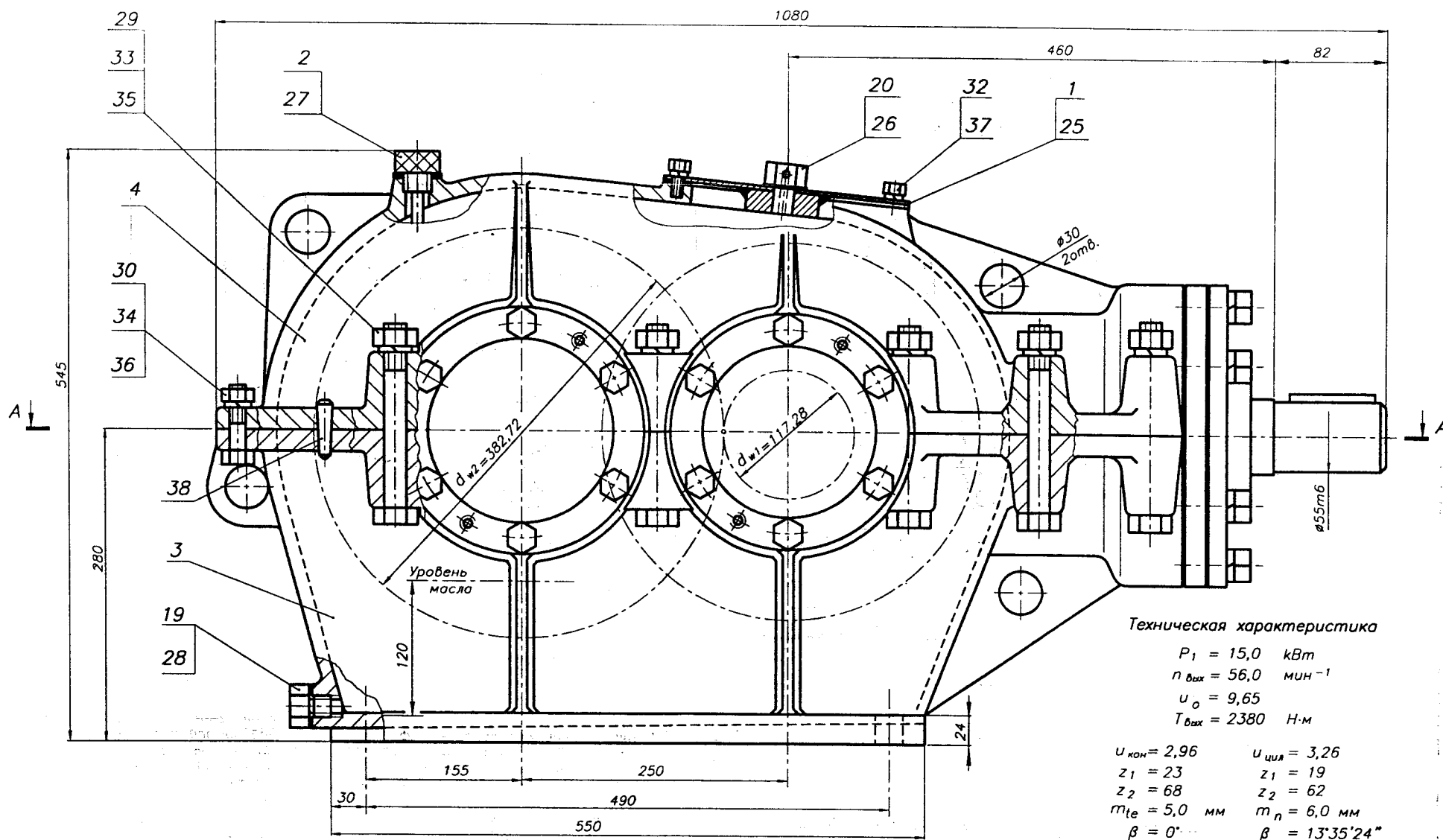
4. Пятно контакта по длине зуба— $60\% \pm 10\%$, по высоте зуба— $70\% \pm 10\%$ обеспечить подбором толщины прокладок поз. 22 и перестановкой прокладок поз. 23
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус—крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках: —входного вала— $0,05...0,06$ мм, —выходного вала— $0,06...0,07$ мм обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21, 23

Рис. 13.5.46

		КП ДМ МС12а.13.05.04.СБ	
		РЕДУКТОР конический одноступенчатый	
№	Масса	№	Масса
Листов	1	Листов	1
		НТУ "ХПИ" Конфедра ДМ и ПМ	

13.6. РЕДУКТОРЫ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ



Техническая характеристика

$$P_1 = 15,0 \text{ кВт}$$

$$n_{\text{вых}} = 56,0 \text{ мин}^{-1}$$

$$u_o = 9,65$$

$$T_{\text{вых}} = 2380 \text{ Н·м}$$

$$U_{\text{кон}} = 2,96$$

$$U_{\text{цил}} = 3,26$$

$$z_1 = 23$$

$$z_1 = 19$$

$$z_2 = 68$$

$$z_2 = 62$$

$$m_{te} = 5,0 \text{ мм}$$

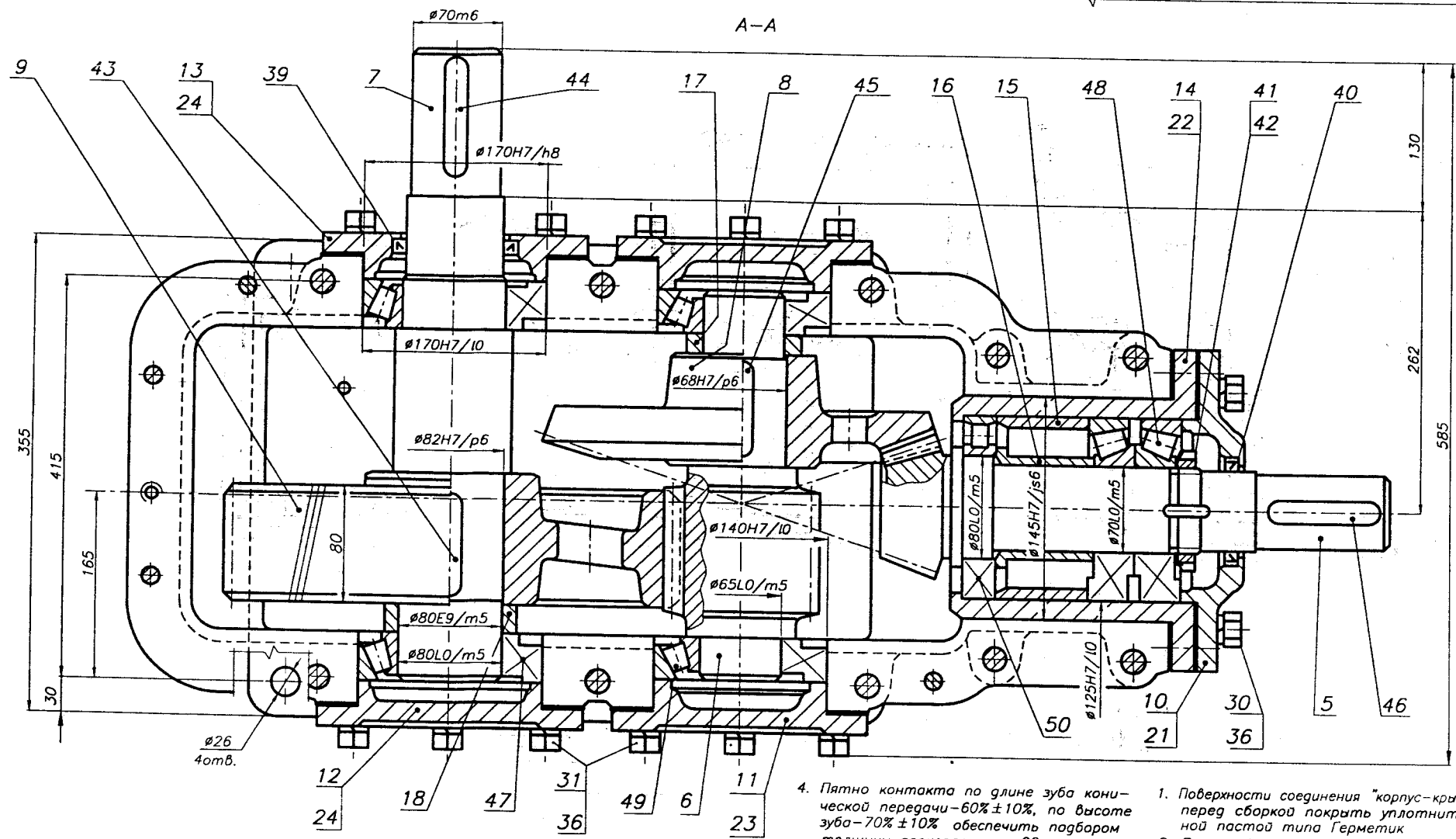
$$m_n = 6,0 \text{ мм}$$

$$\beta = 0^\circ$$

$$\beta = 13^\circ 35' 24''$$

1. Объем масляной ванны—13 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного—10300 Н; выходного—13500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

Рис. 13.6.1а



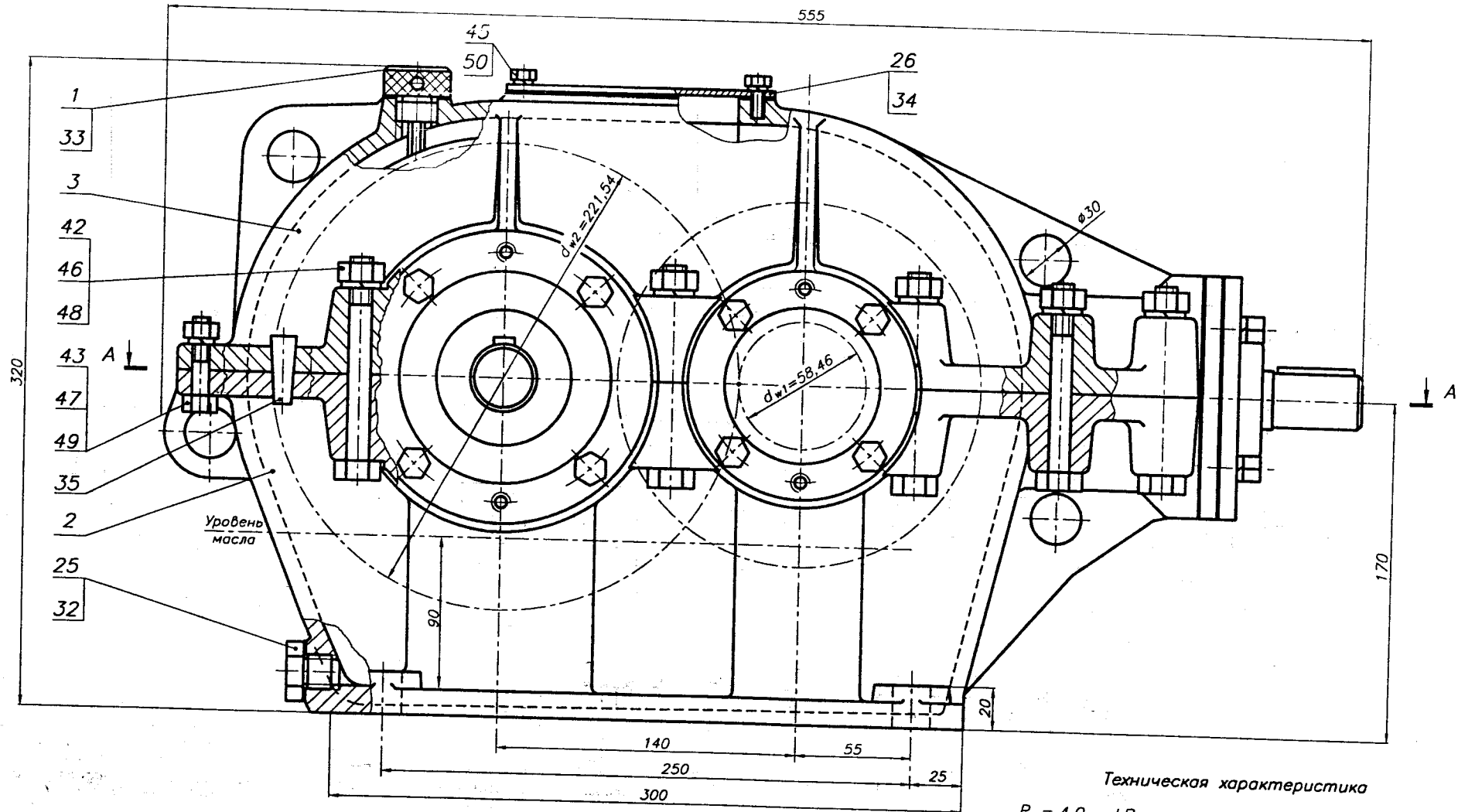
1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Опора входного вала со стороны конической шестерни выполнена с использованием роликового радиального подшипника. Другая опора этого вала выполнена с использованием двух роликовых конических однорядных подшипников, установленных "в распор". Подшипники промежуточного и выходного валов также установлены "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 21, 23, 24.
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз.22, а также перестановкой прокладок поз. 23.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи - $60\% \pm 10\%$, по высоте зуба - $70\% \pm 10\%$ обеспечить подбором толщины прокладок поз. 22 и перестановкой прокладок поз. 23
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
 - входного вала - 0,04...0,05 мм,
 - промежуточного вала - 0,08...0,09 мм,
 - выходного вала - 0,12...0,13 мм
 обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21, 23, 24

Рис. 13.6.16

КП ДМ МС12а 13.06.01.СБ			
РЕДУКТОР коническо-цилиндрический		Лист 11	Листов 11
		БНТУ	
		Кодовое ДМ и ПМ	

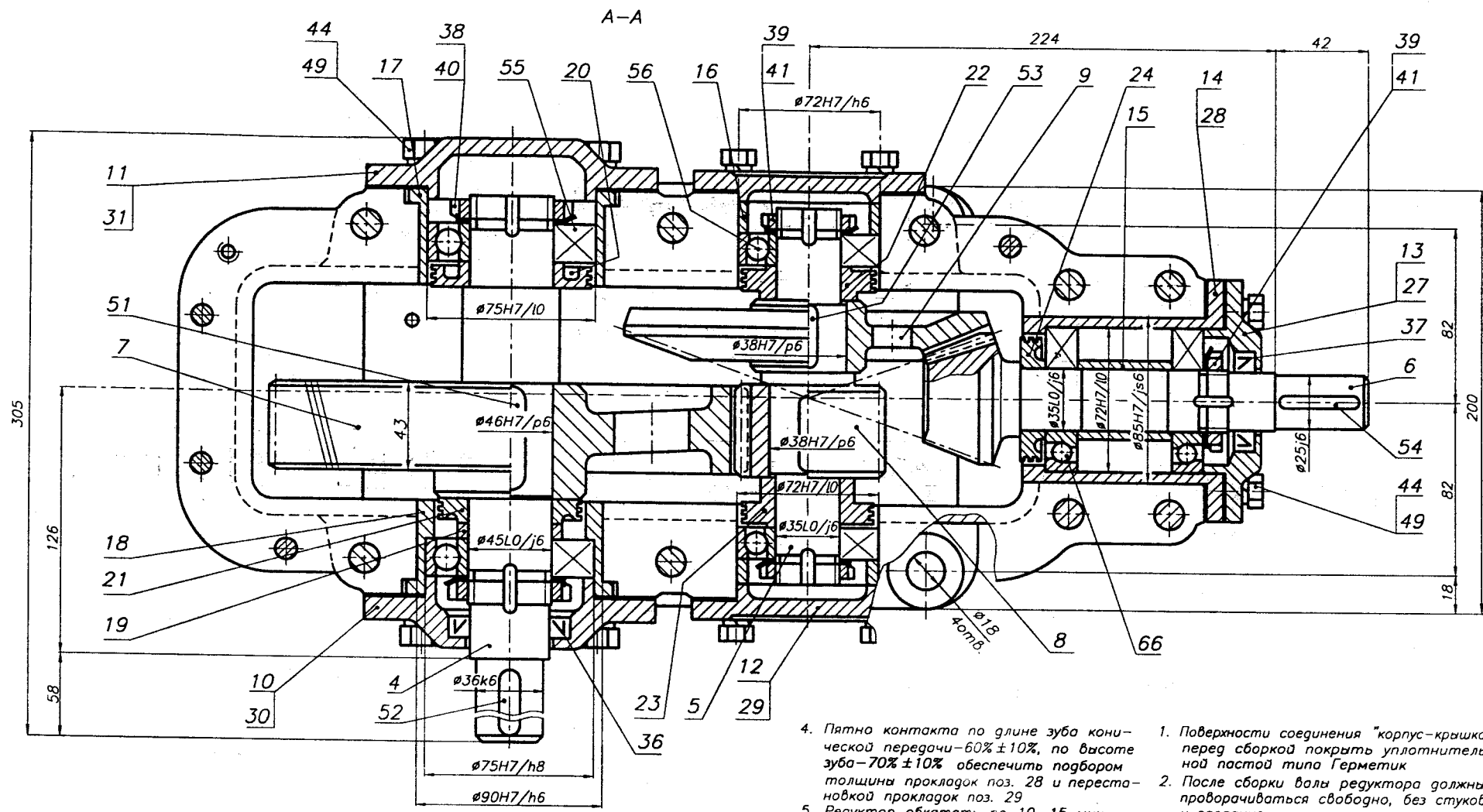


Техническая характеристика

$P_1 = 4,0$ кВт	$U_{кон} = 2,8$	$U_{цил} = 3,79$
$n_{вых} = 89,1$ мин ⁻¹	$Z_1 = 25$	$Z_1 = 19$
$U_o = 10,61$	$Z_2 = 70$	$Z_2 = 72$
$T_{вых} = 407$ Н·м	$m_{те} = 2,5$ мм	$m_n = 3,0$ мм
	$\beta = 0^\circ$	$\beta = 15^\circ 21' 32''$

1. Объем масляной ванны — 2,8 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного — 4000 Н; выходного — 6200 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки — половина длины посадочного места

Рис. 13.6.2а



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники входного и промежуточного валов - шариковые радиально упорные, установлены "в распор".
Подшипники выходного вала - шариковые радиальные, установлены во втулках.
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников входного и промежуточного валов осуществляется изменением толщины прокладок поз. 26, 28.
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 27 и перестановкой прокладок поз. 28.
6. Подшипниковые узлы валов выполнены с маслосодержащими кольцами поз. 20-24.
7. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи - $60\% \pm 10\%$, по высоте зуба - $70\% \pm 10\%$ обеспечить подбором толщины прокладок поз. 28 и перестановкой прокладок поз. 29
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
- входного вала - $0,04...0,05$ мм,
- промежуточного вала - $0,04...0,05$ мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 27, 29

Рис. 13.6.26

				КП ДМ МС12а.13.06.02.СБ			
				РЕДУКТОР коническо- цилиндрический			
				Лист 11 из 11			
				Масштаб 1:1			
				НТУ "ХПИ"			
				Киев			

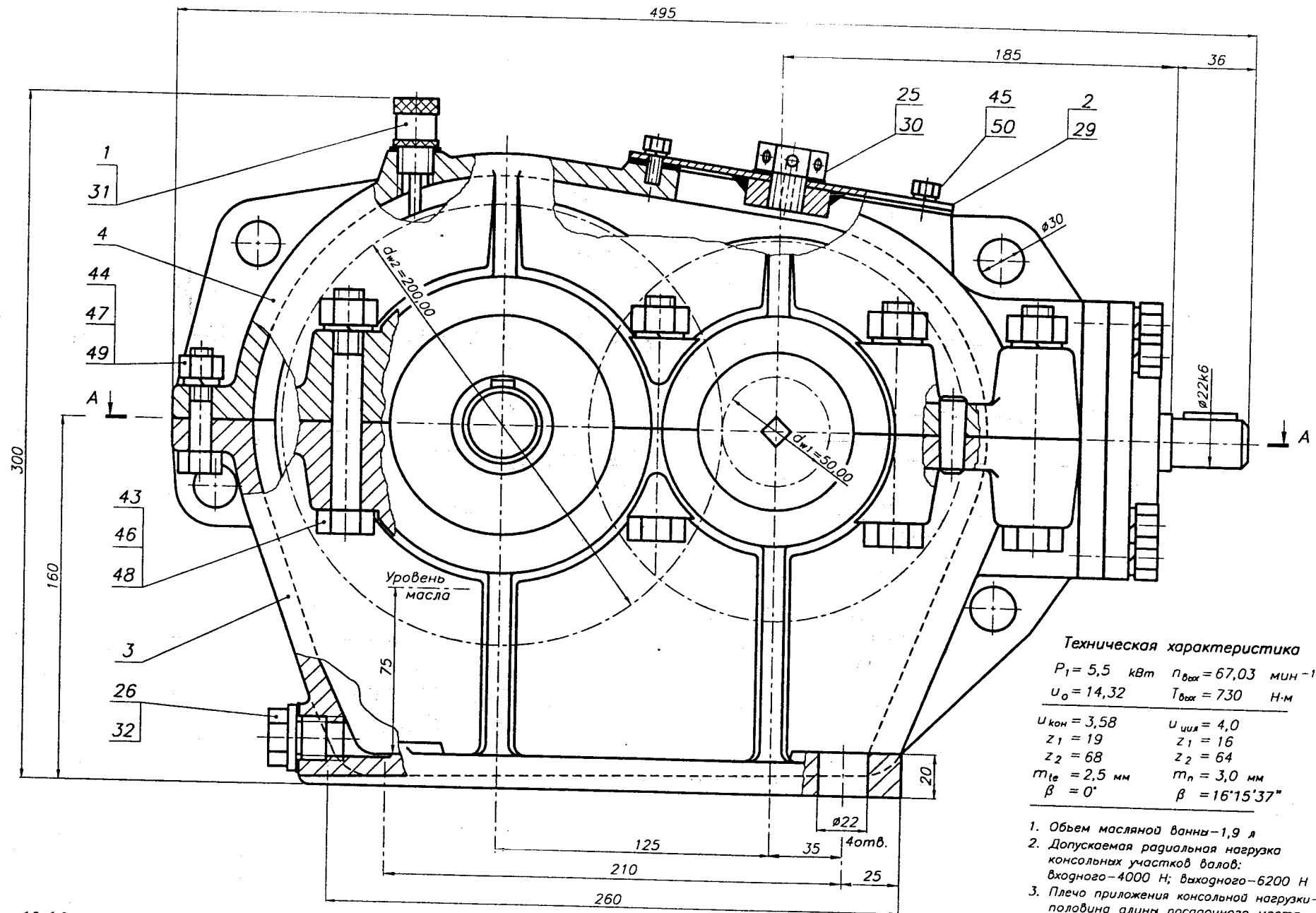
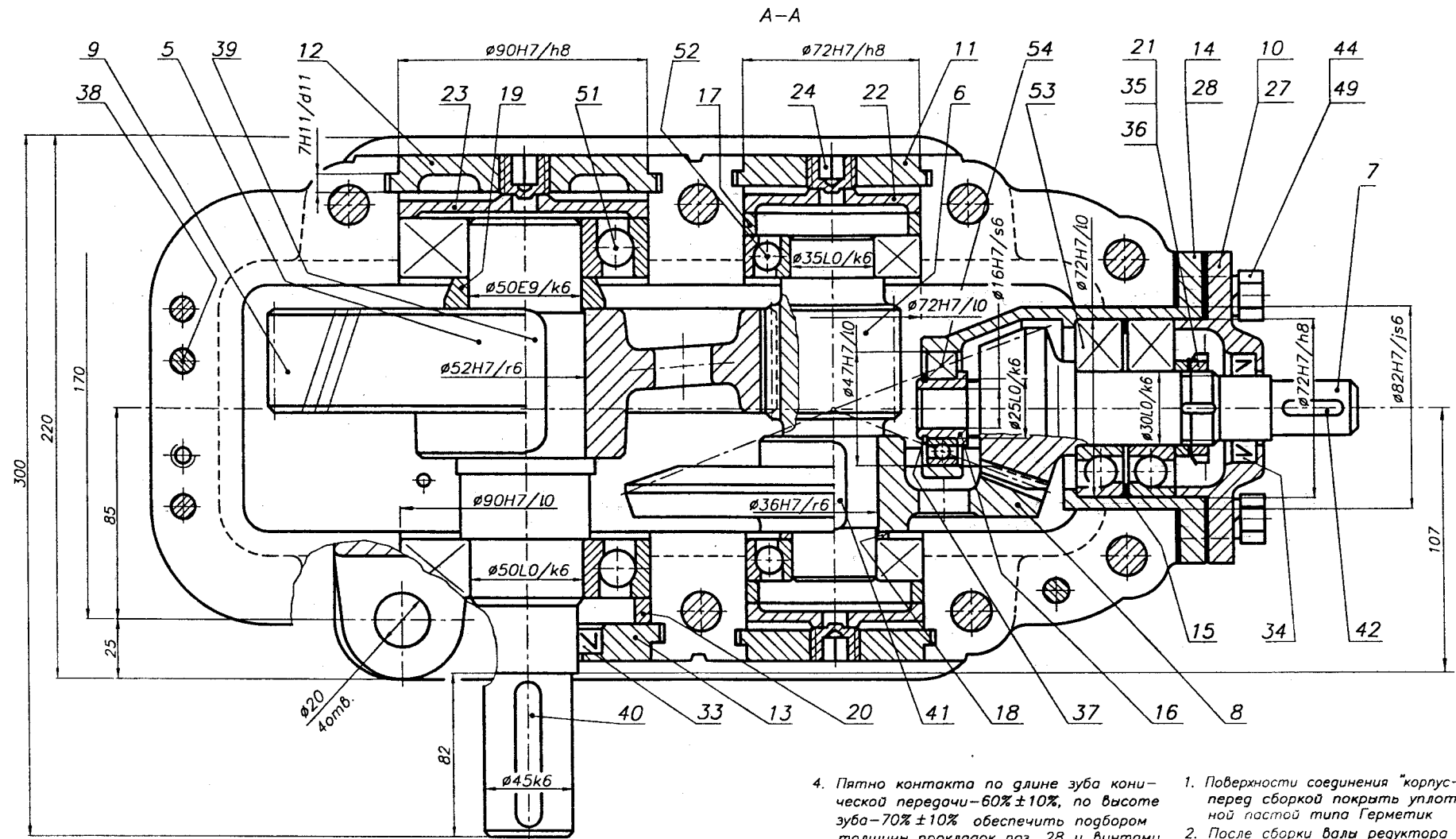


Рис. 13.6.3а



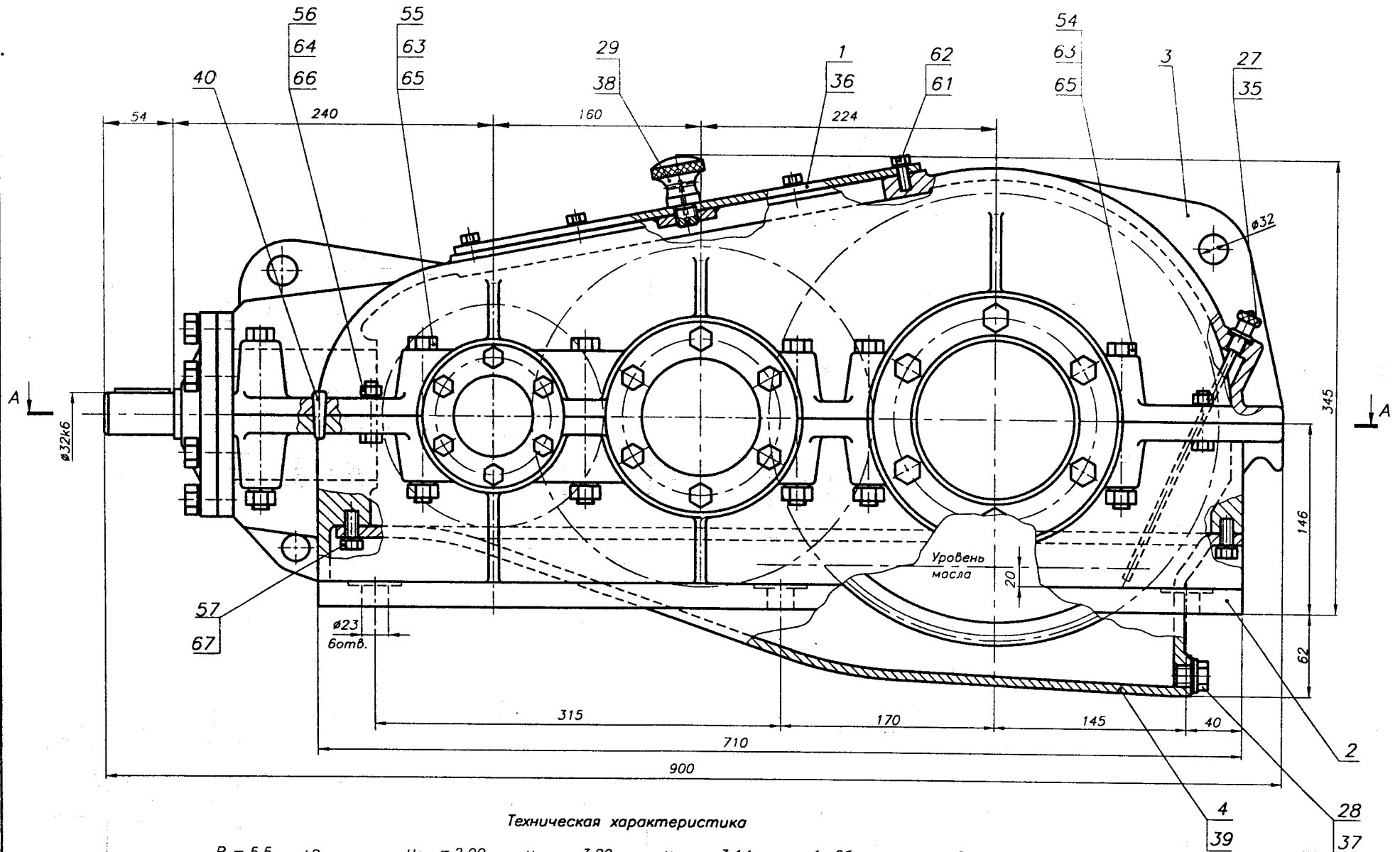
1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Коническая шестерня установлена между подшипниковыми узлами. Опора с входной стороны вала выполнена с использованием двух шариковых радиально-упорных однорядных подшипников, установленных по схеме "в растяжку".
Внутренняя опора вала выполнена с использованием шарикового радиального однорядного подшипника.
3. Крышки подшипников выполнены врезными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 27 (вал 1), винтами поз. 24 (валы 2, 3).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 28, а также винтами поз. 24 (вал 2).
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.6.36

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи— $60\% \pm 10\%$, по высоте зуба— $70\% \pm 10\%$ обеспечить подбором толщины прокладок поз. 28 и винтами поз. 24.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
-входного вала— $0,03...0,04$ мм,
-промежуточного вала— $0,04...0,05$ мм,
-выходного вала— $0,05...0,06$ мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 27 и винтами поз. 24

КП ДМ МС12а.13.06.03.СБ		Лист 11	Листов 17
РЕДУКТОР коническо- цилиндрический		Масштаб	1:1
БНТУ		Кафедра ДМ и ПТМ	

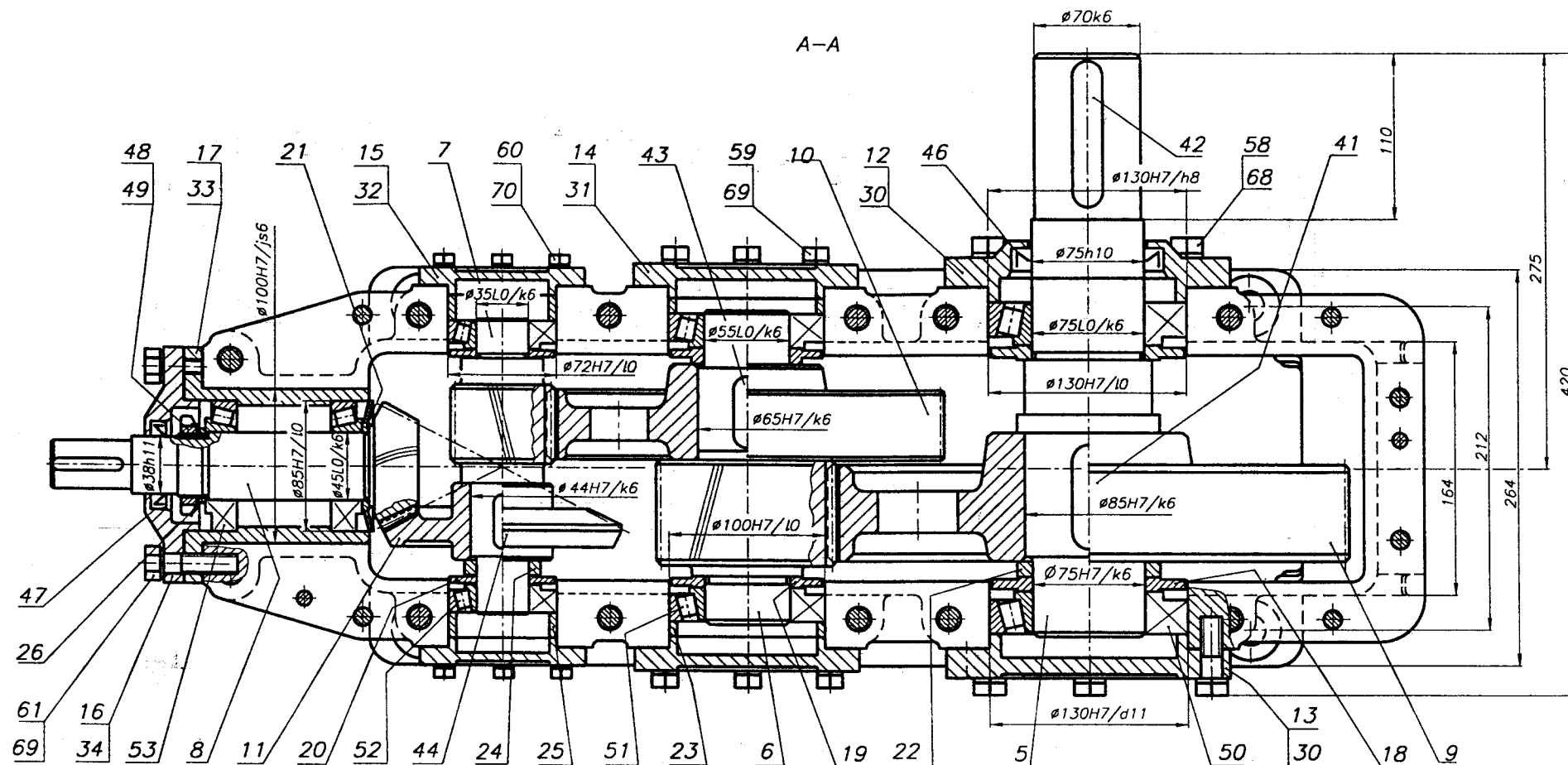


Техническая характеристика

$P_1 = 5,5$ кВт	$U_{кон} = 2,00$	$U_{цил1} = 3,89$	$U_{цил2} = 3,14$
$u_o = 24,4$	$Z_1 = 25$	$Z_1 = 18$	$Z_1 = 21$
$n_{вых} = 29,5$ мин ⁻¹	$Z_2 = 50$	$Z_2 = 70$	$Z_2 = 66$
$T_{вых} = 1600$ Н·м	$m_{пе} = 3,0$ мм	$m_n = 3,5$ мм	$m_n = 5,0$ мм
	$\beta = 35^\circ$	$\beta = 15^\circ 44' 26''$	$\beta = 13^\circ 50' 11''$

1. Объем масляной ванны—3,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—7300 Н; выходного—12500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

Рис. 13.6.4а



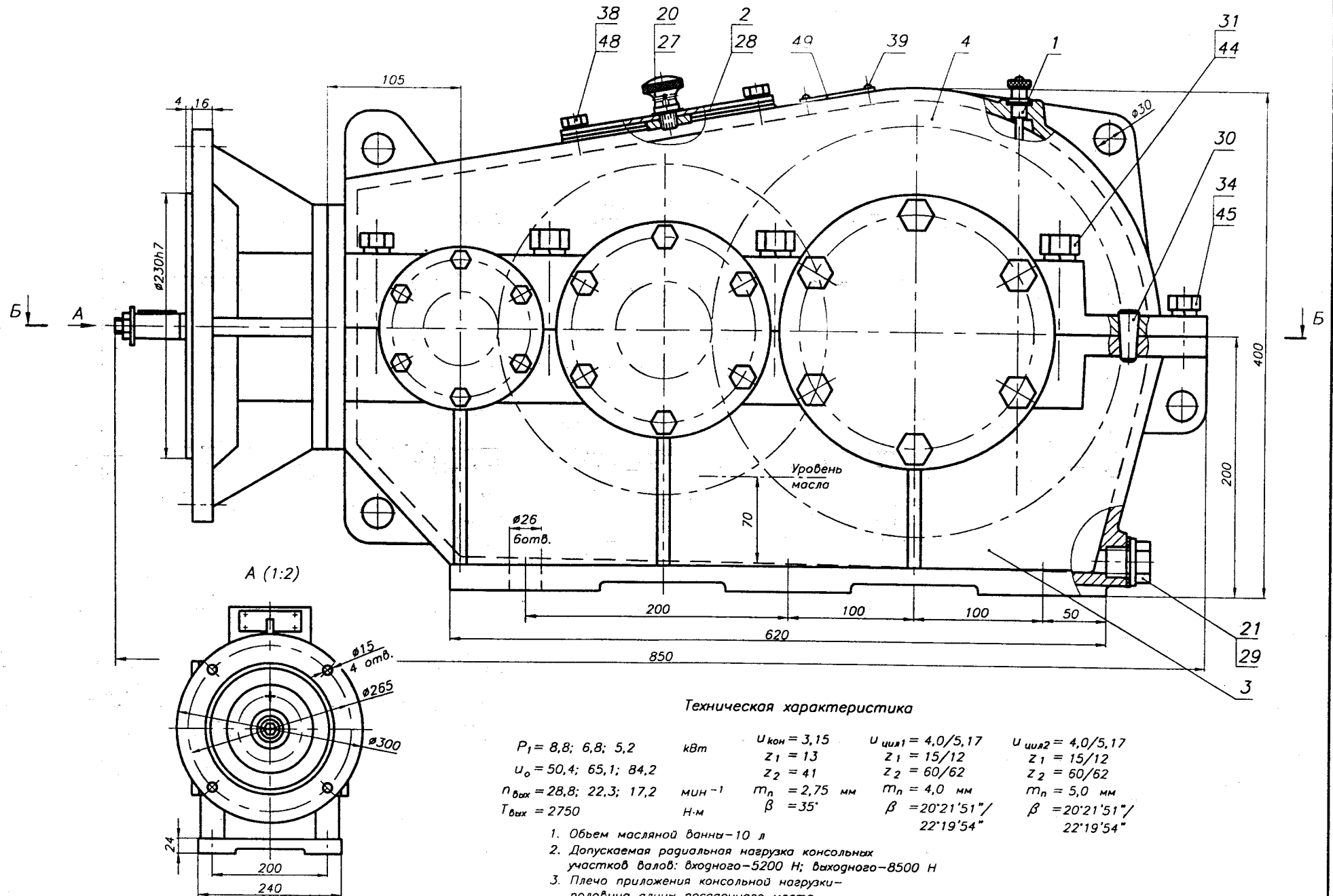
1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники входного вала установлены по схеме "в растяжку", остальных валов - "в распор".
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется:
 - вала входного - гайкой круглой шлицевой поз. 48;
 - остальных валов - толщиной прокладок поз. 30, 31, 32.
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз.33, а также перестановкой прокладок поз.32.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи - $60\% \pm 10\%$, по высоте зуба - $70\% \pm 10\%$ 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
3. Осевой люфт в подшипниках:
 - входного вала - $0,05...0,06$ мм,
 - I промежуточного вала - $0,05...0,06$ мм,
 - II промежуточного вала - $0,08...0,09$ мм,
 - выходного вала - $0,09...0,10$ мм
 обеспечить гайкой поз. 48 и за счет подбора толщины прокладок поз. 32, 31, 30

Рис. 13.6.46

		КП ДМ МС12а.13.06.04.СБ	
Исполн.	М.А.Александров	Лист	1
Провер.	А.В.Авдеев	Масштаб	1:1
Деталь		Лист	1
И.Корнет		Лист	1
И.Маслов		ИТУ	"ХПИ"
Холостой		Корпуса	ДМ и ИМ

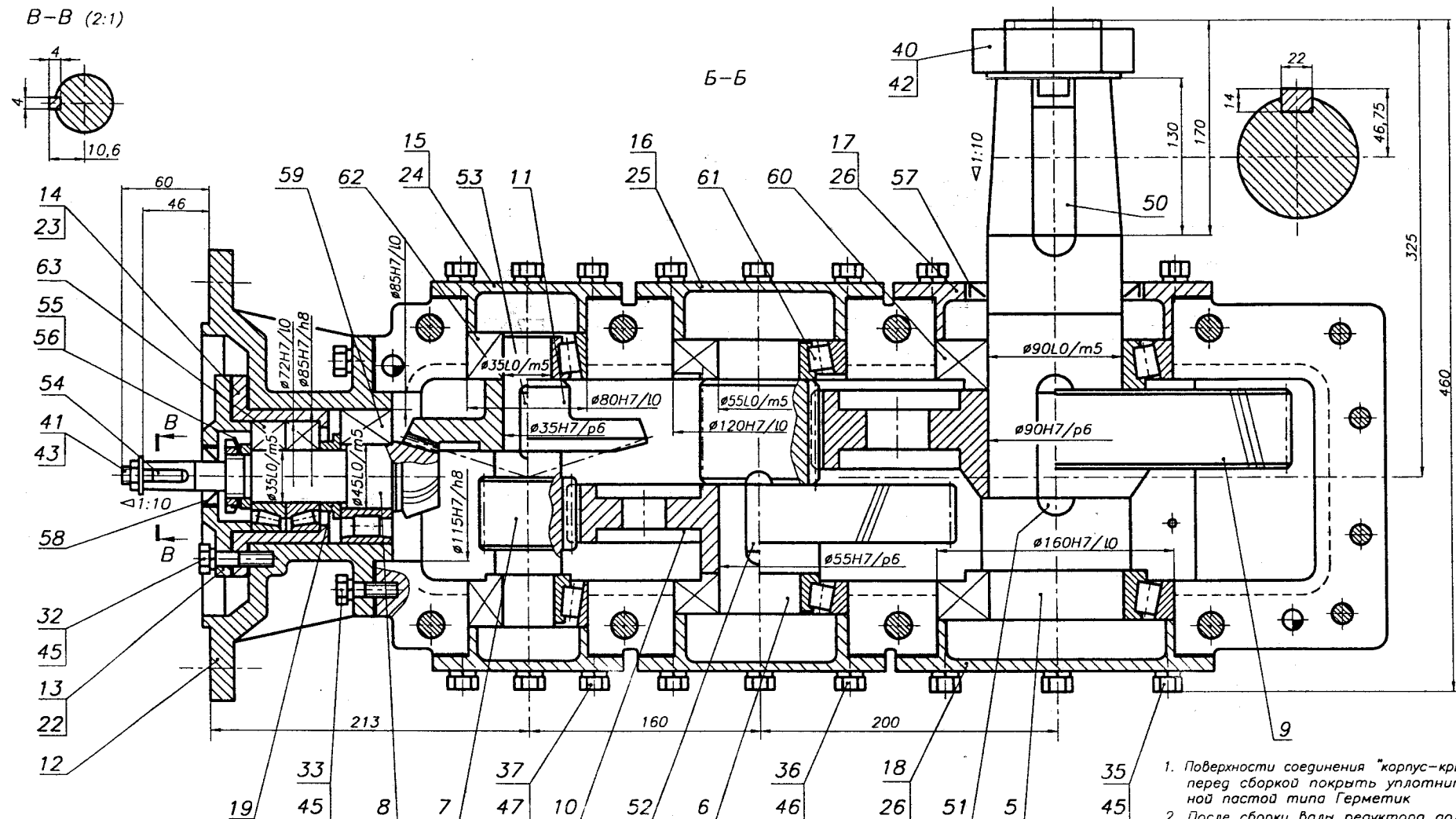


Техническая характеристика

$P_1 = 8,8; 6,8; 5,2$	кВт	$U_{кон} = 3,15$	$U_{цил1} = 4,0/5,17$	$U_{цил2} = 4,0/5,17$
$u_o = 50,4; 65,1; 84,2$		$Z_1 = 13$	$Z_1 = 15/12$	$Z_1 = 15/12$
$n_{вых} = 28,8; 22,3; 17,2$	мин ⁻¹	$Z_2 = 41$	$Z_2 = 60/62$	$Z_2 = 60/62$
$T_{вых} = 2750$	Н·м	$m_n = 2,75$ мм	$m_n = 4,0$ мм	$m_n = 5,0$ мм
		$\beta = 35^\circ$	$\beta = 20^\circ 21' 51'' / 22^\circ 19' 54''$	$\beta = 20^\circ 21' 51'' / 22^\circ 19' 54''$

1. Объем масляной ванны—10 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—5200 Н; выходного—8500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

Рис. 13.6.5а



1. Редуктор специальный.

2. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.

3. Опора входного вала со стороны конической шестерни выполнена с использованием роликового радиального подшипника. Другая опора этого вала выполнена с использованием двух роликовых конических однорядных подшипников, установленных "в распор". Подшипники промежуточного и выходного валов также установлены "в распор".

4. Крышки подшипников выполнены накладными.

5. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 22, 24, 25, 26.

6. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 23, а также перестановкой прокладок поз. 24.

7. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

4. Пятно контакта по длине зуба конической передачи $60\% \pm 10\%$, по высоте зуба $70\% \pm 10\%$ обеспечить подбором толщины прокладок поз. 23 и перестановкой прокладок поз. 24.

5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик

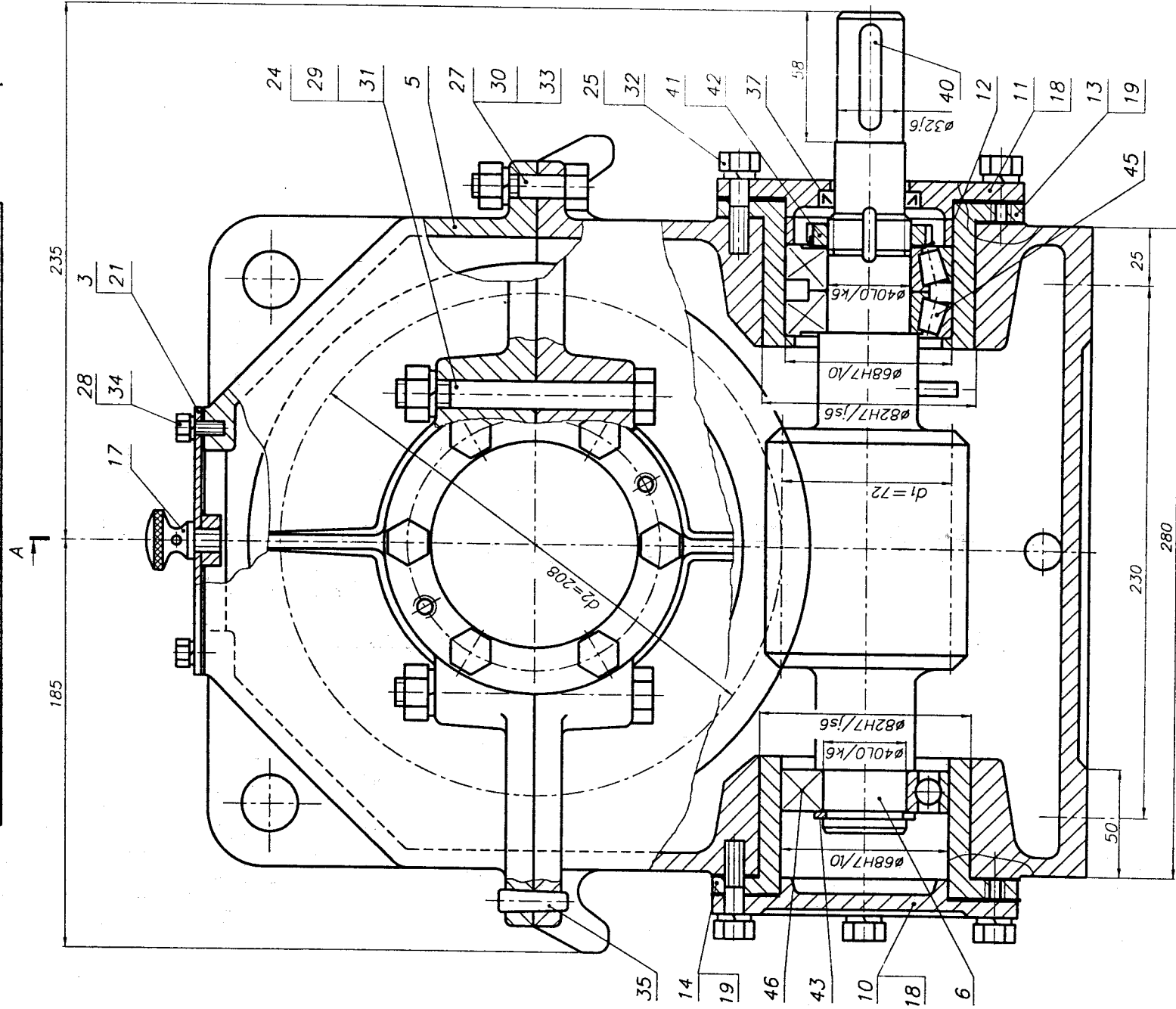
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания

3. Осевой люфт в подшипниках:
 - входного вала $0,04 \dots 0,05$ мм,
 - I промежуточного вала $0,05 \dots 0,06$ мм,
 - II промежуточного вала $0,08 \dots 0,09$ мм,
 - входного вала $0,12 \dots 0,13$ мм
 обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 22, 24, 25, 26

Рис. 13.6.56

		КП ДМ МС12а.13.06.05.СБ	
Редуктор	коническо-цилиндрический	Лит. Масса Шасси	1:1
Лист	11	Листов	1
		БНТУ	
		Кафедра ДМ и ПТМ	

13.7. РЕДУКТОРЫ ЧЕРВЯЧНЫЕ ОДНУСТУПЕНЧАТЫЕ



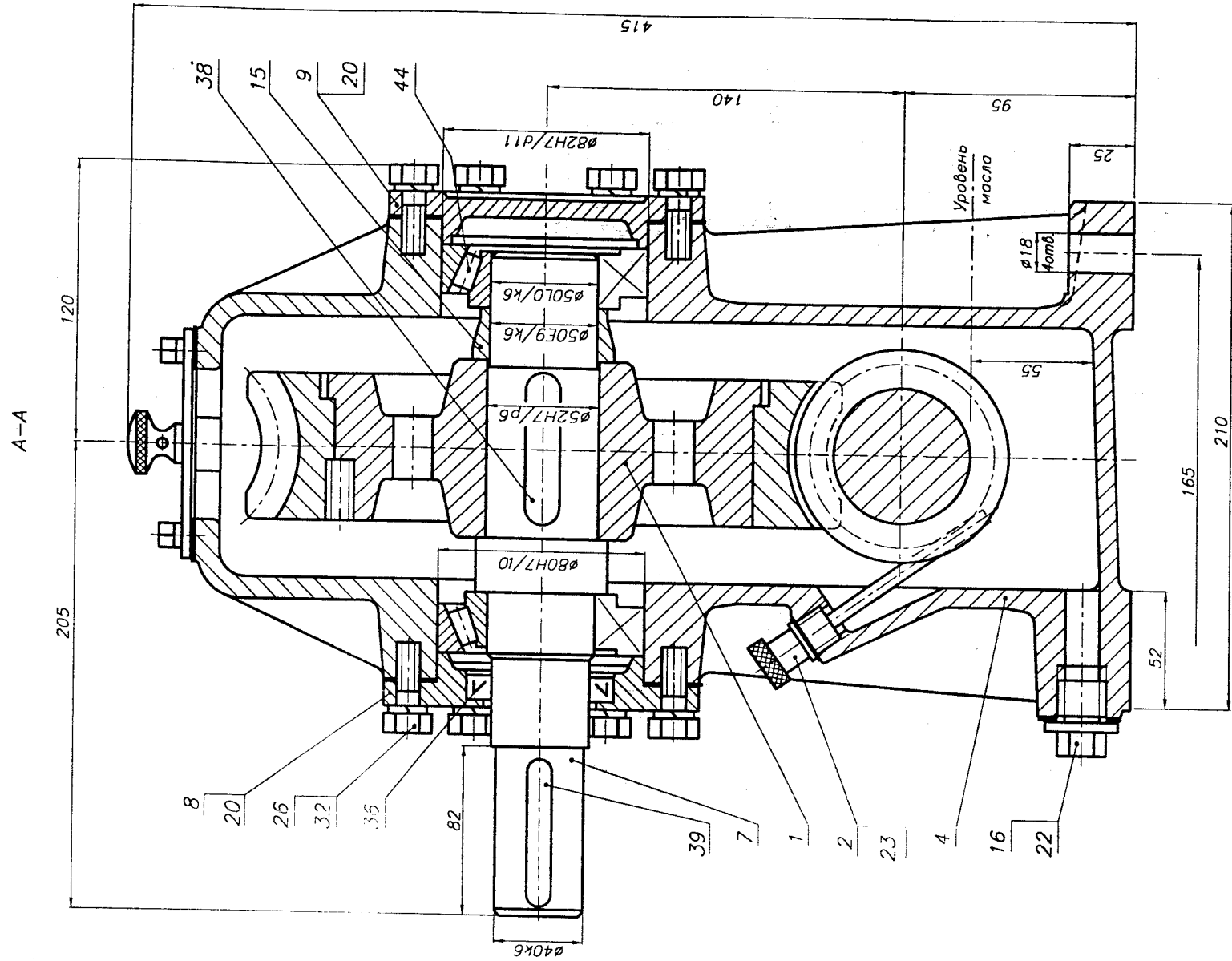
1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипников бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 18 и 20.
5. Регулировка зацепления осуществляется перестановкой прокладок поз. 20 выходного вала.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Техническая характеристика

$P_1 = 3,5$ кВт	$z_1 = 2$
$n_2 = 56,8$ мин ⁻¹	$z_2 = 52$
$U = 26$	$m = 4,0$ мм
$T_2 = 500$ Н·м	$q = 18$

1. Объем масляной ванны—1,5 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного—4500 Н; выходного—7300 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

Рис. 13.7.1а

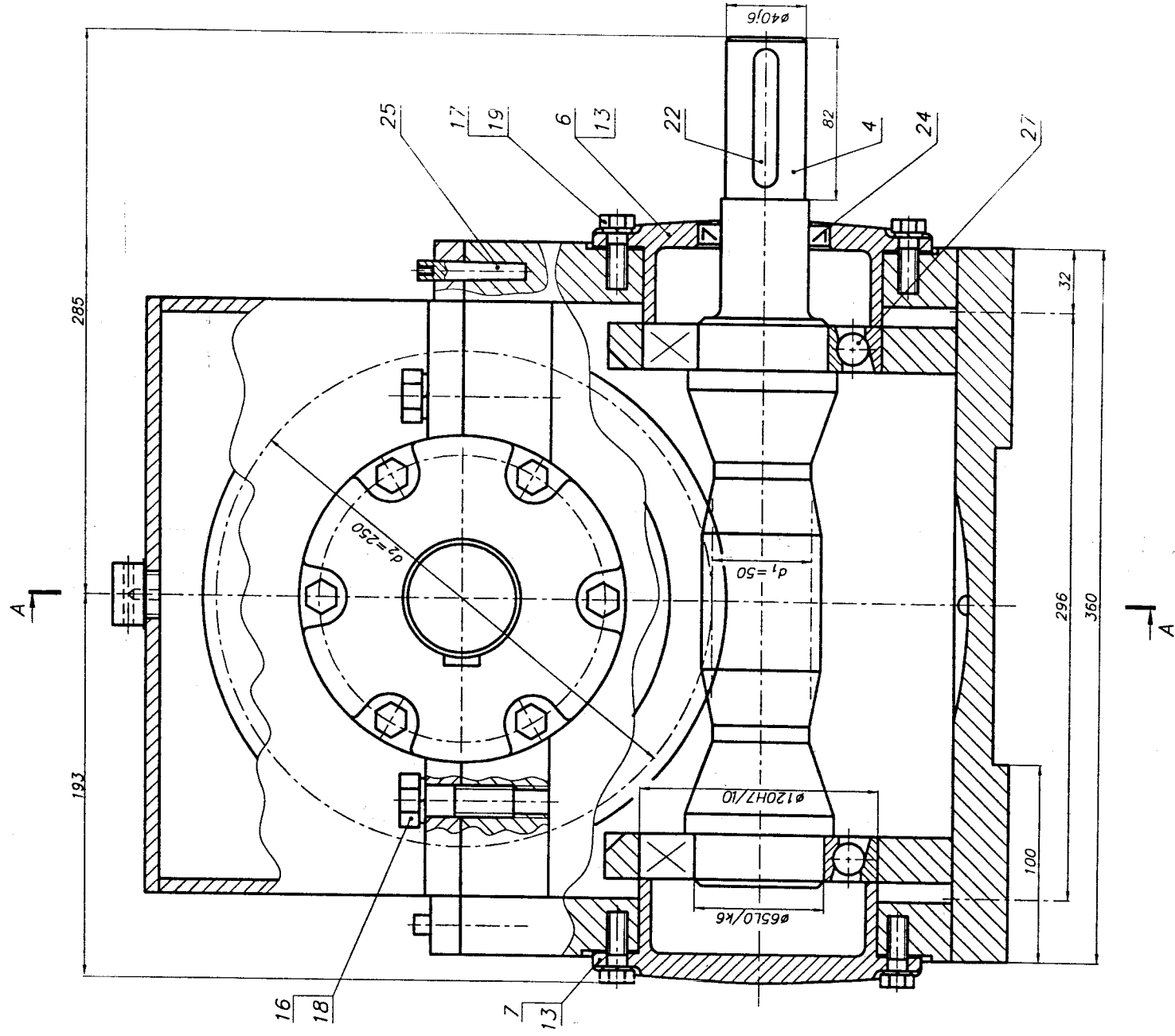


1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнителем - ной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проработаться свободно, без спужо и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
 - входного вала - 0,04...0,05 мм,
 - выходного вала - 0,06...0,07 мм,
 обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 18, 20

4. Регулирование зацепления выполнить перестановкой прокладок поз. 20 выходного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

КП ДМ МС12а.13.07.01.05	
Имя	Масла
№	1:1
Лист	Листов
Б.И.Т.	и П.И.
Масштаб	Масштаб
Проверено	Проверено
Утверждено	Утверждено

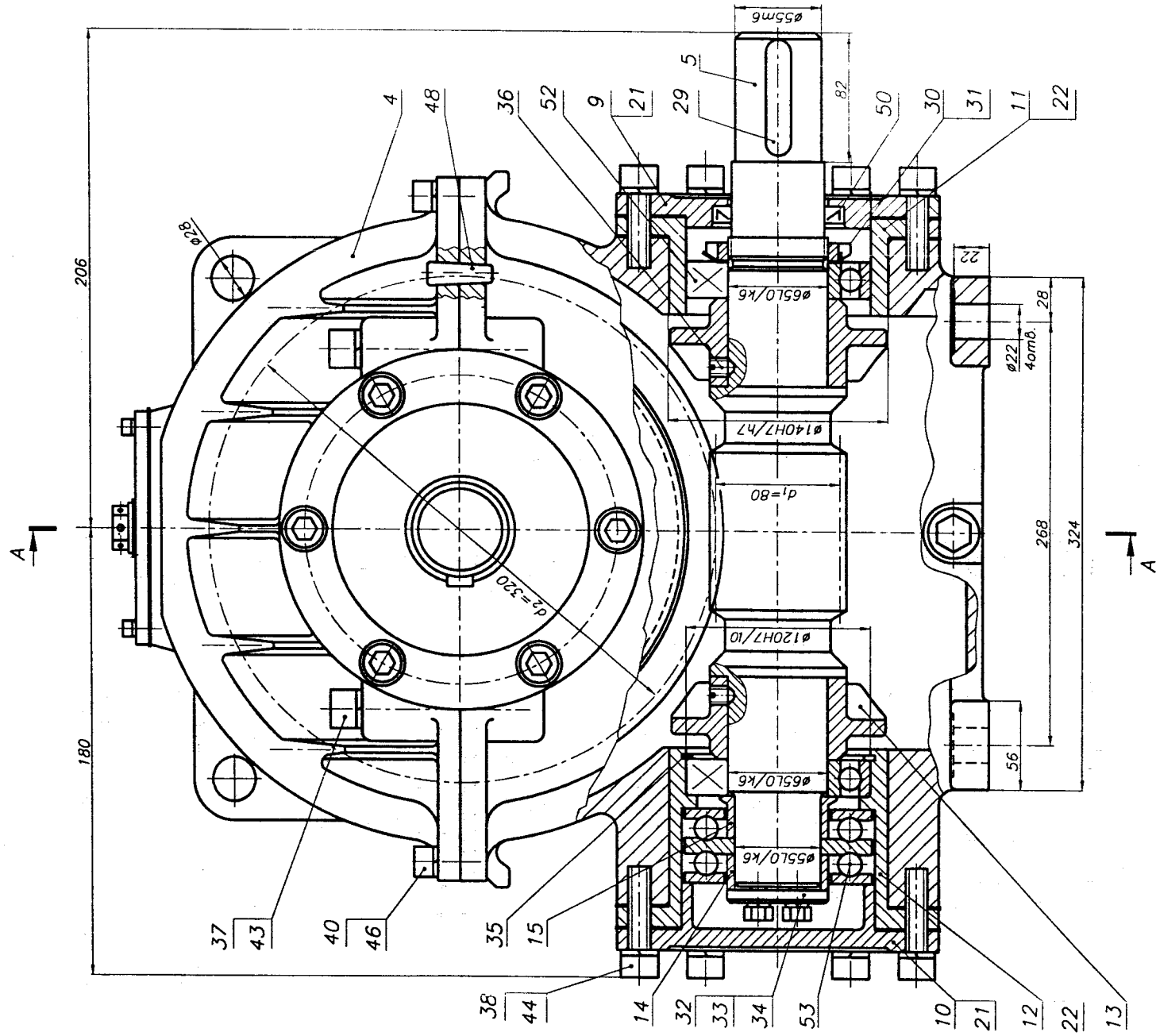
Рис. 13.7.16



Техническая характеристика

$P_1 = 1,2$ кВт	$z_1 = 1$	1. Объем масляной ванны — 2,5 дм ³
$n_2 = 17,8$ мин ⁻¹	$z_2 = 50$	2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
$T_2 = 545$ Н·м	$q = 10$	входного — 5000 Н; выходного — 8800 Н
$u = 50$	$m = 5$ мм	3. Плечо приложения консольной нагрузки — половина длины посадочного места

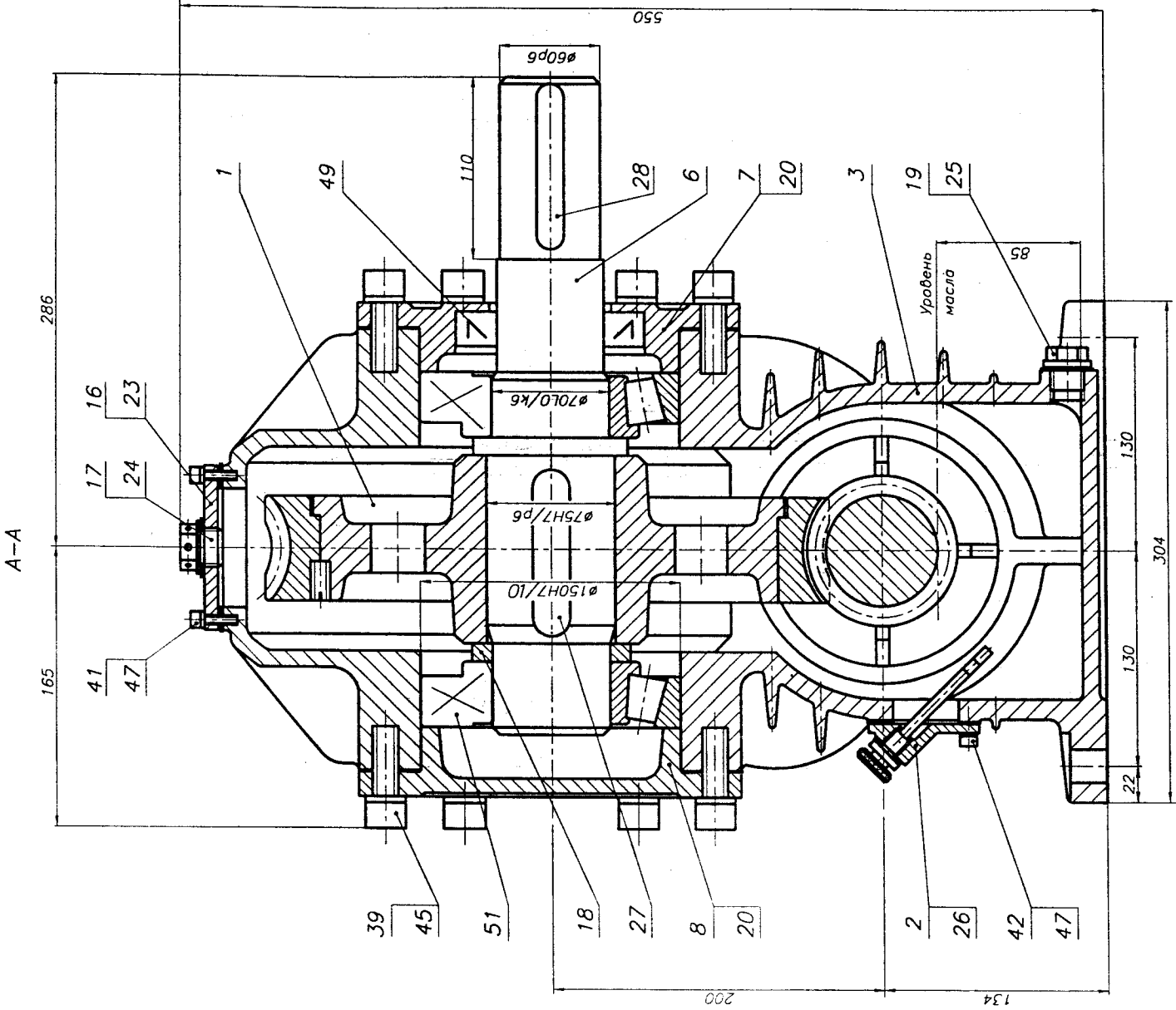
Рис. 13.7.2а



Техническая характеристика

$P_1 = 3,5$ кВт	$z_1 = 2$	1. Объем масляной ванны — 1,2 дм ³
$n_2 = 56,8$ мин ⁻¹	$z_2 = 64$	2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного — 4500 Н; выходного — 7300 Н
$T_2 = 500$ Н·м	$q = 16$	3. Плечо приложения консольной нагрузки — половина длины посадочного места.
$U = 32$	$m = 5$ мм	

Рис. 13.7.3а



1. Редуктор выполнен с наружным размещением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники выходного вала - роликовые конические однорядные установлены "в распор".
3. Входной вал установлен на шариковых радиальных однорядных подшипниках. Осевая нагрузка воспринимается упорным двойным подшипником.
4. Крышки подшипников выполнены накладными.
5. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 20 и 21.
6. Регулировка зацепления осуществляется перестановкой прокладок поз. 20 выходного вала.
7. Для сохранения теплового баланса корпус и крышка снабжены ребрами.
8. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыты уплотнителем - пастой типа Герметик.
2. После сборки валы редуктора должны проработаться свободно, без стукот и заедания.
3. Осевой люфт в подшипниках:
- входного вала - 0,07...0,08 мм,
- выходного вала - 0,09...0,10 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 21 и 20
4. Регулирование зацепления выполнять перестановкой прокладок поз. 20 входного вала.
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

КП ДМ МС12в.13.07.03.СБ		Лист	Масштаб
Редуктор	РЕДУКТОР	1:1	
Чертеж	чертежная		
Лист	одноступенчатый		
Листов			
Исполн.			
Провер.			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			
Слесарь			
Машинист			
Сборщик			
Контроль			
Специалист			
Инженер			
Мастер			
Бригадир			
Рабочий			

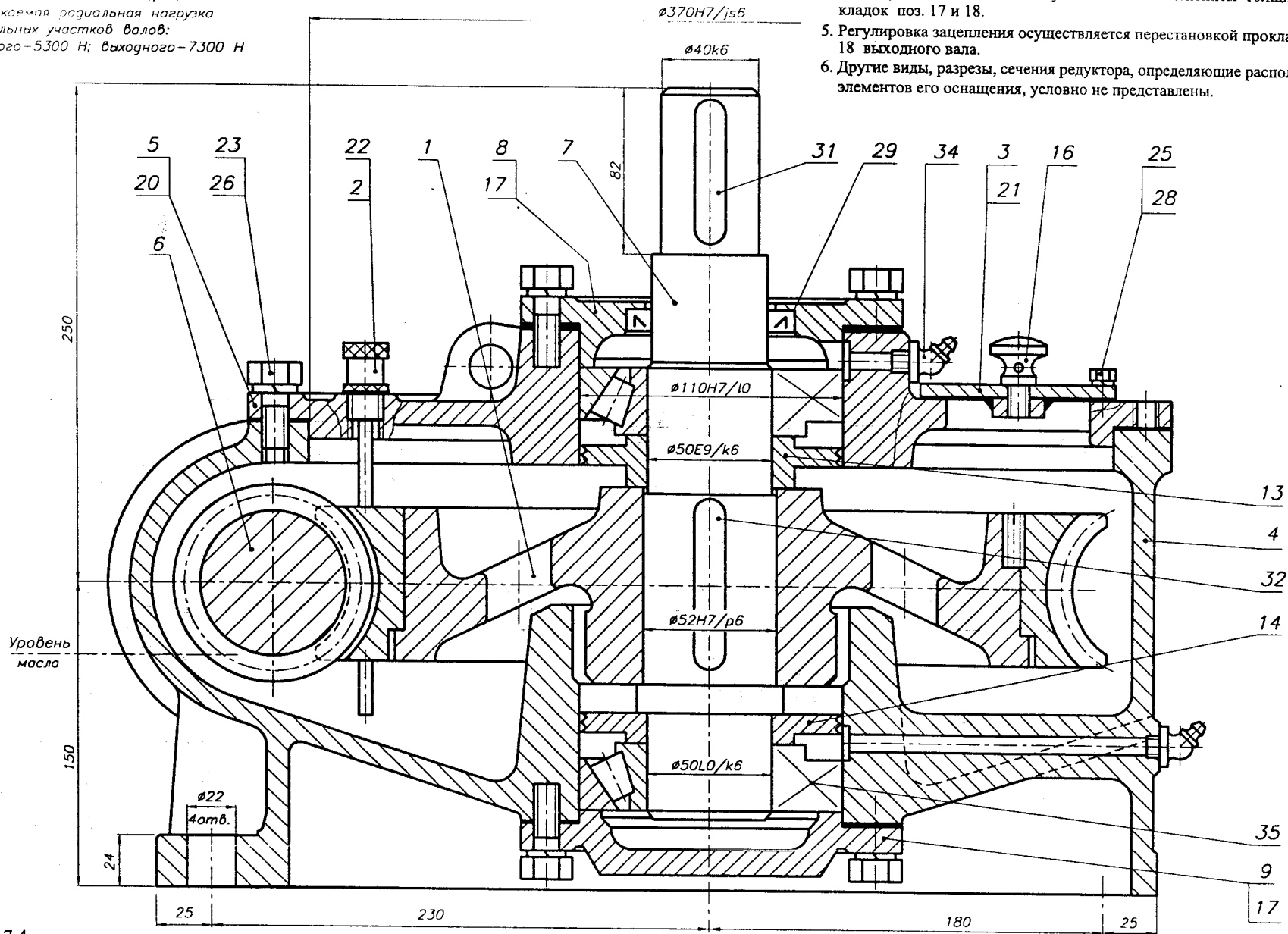
Техническая характеристика

$P_1 = 7,0 \text{ кВт}$ $u = 32$ $z_1 = 2$
 $n_2 = 47,0 \text{ мин}^{-1}$ $q = 16$ $z_2 = 64$
 $T_2 = 1000 \text{ Н·м}$ $m = 5 \text{ мм}$

1. Объем масляной ванны - 2,2 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
 Входного - 5300 Н; Выходного - 7300 Н

3. Плечо приложения консольной нагрузки - половина длины посадочного места

A-A



1. Корпус редуктора - неразъемный, выполнен с верхней крышкой поз. 5.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 17 и 18.
5. Регулировка зацепления осуществляется перестановкой прокладок поз. 18 выходного вала.
6. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Рис. 13.7.4а

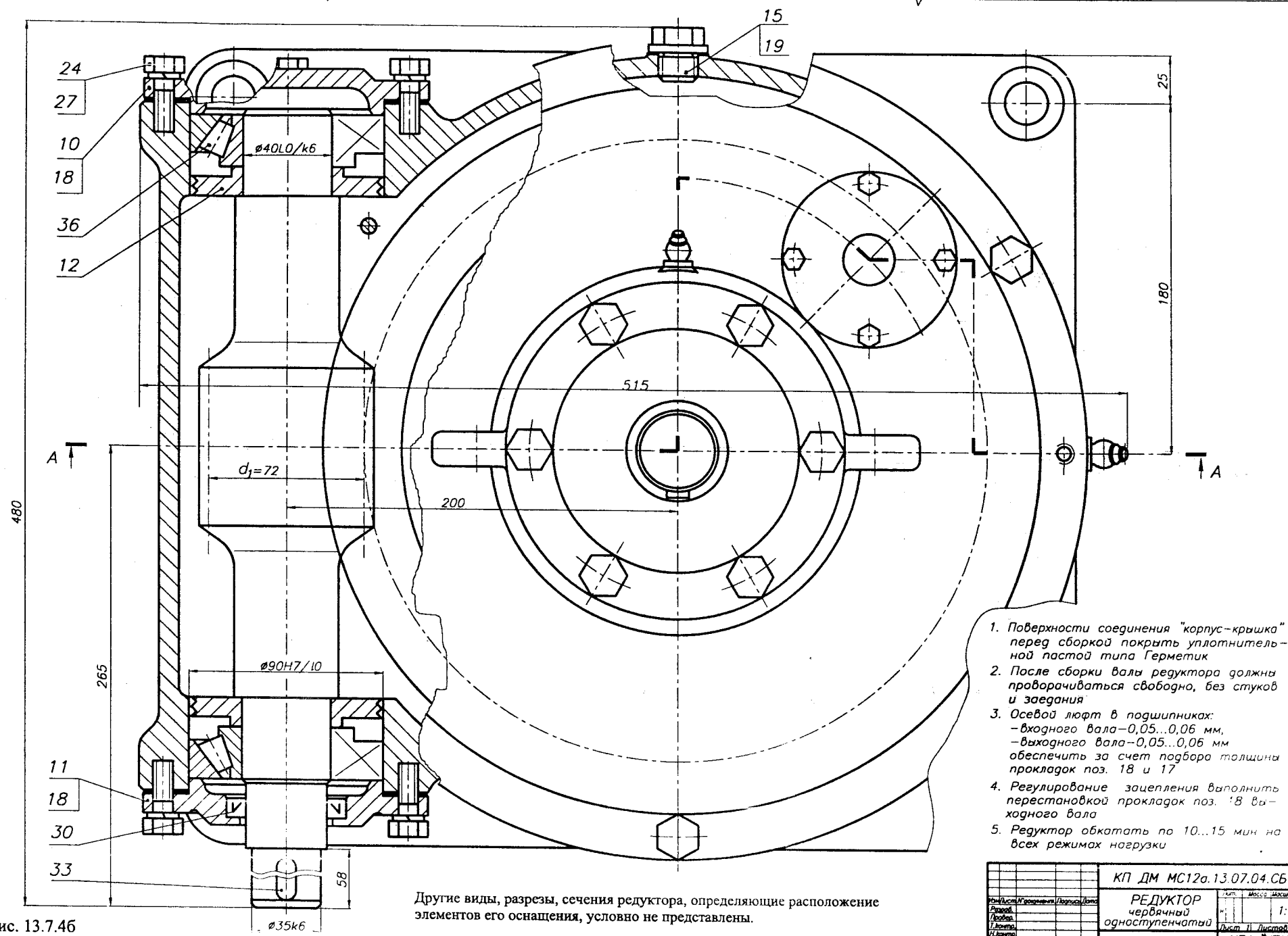


Рис. 13.7.46

13.8. РЕДУКТОРЫ ЧЕРВЯЧНЫЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ

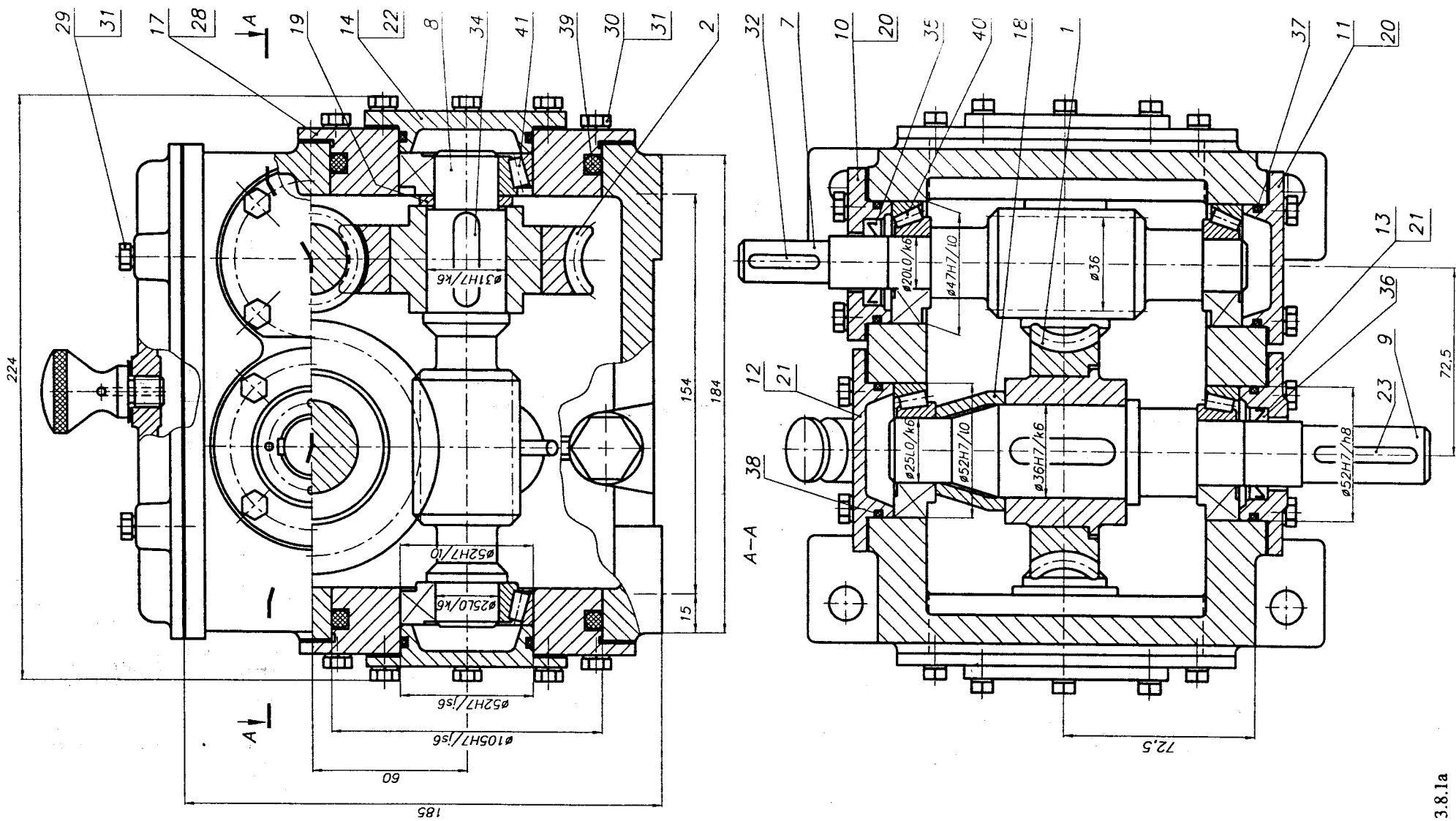
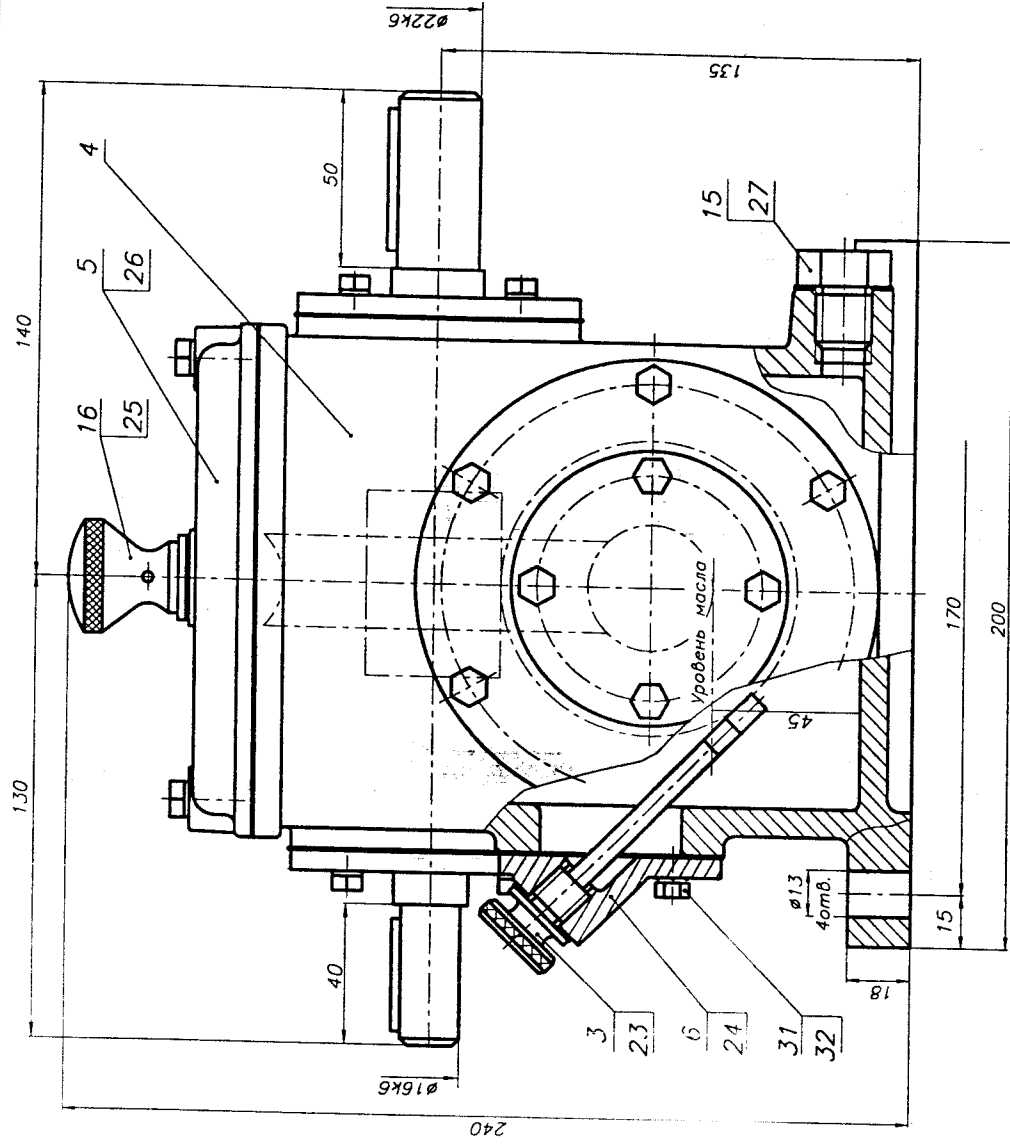


Рис. 13.8.1а



1. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
2. Крышки подшипников выполнены накладными.
3. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 20, 21 и 22.
4. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Техническая характеристика

$$P_{\text{вх}} = 0,1 \text{ кВт}$$

$$n_{\text{вх}} = 2905 \text{ мин}^{-1}$$

$$u = 392$$

$$n_{\text{вх}} = 7,4 \text{ мин}^{-1}$$

$$T_{\text{вх}} = 62,43 \text{ Н·м}$$

I ступень		II ступень	
$u_1 = 28$		$u_2 = 14$	
$z_{11} = 1$		$z_{21} = 2$	
$z_{12} = 28$		$z_{22} = 28$	
$m_1 = 3 \text{ мм}$		$m_2 = 3 \text{ мм}$	
$q_1 = 12$		$q_2 = 12$	

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыты уплотнительной пастой типа Герметик.
2. После сборки валы редуктора должны проработаться свободно, без стуков и заедания.
3. Осевая лопат в подшипниках:
 - входного вала - $0,04 \dots 0,05 \text{ мм}$,
 - промежуточного вала - $0,05 \dots 0,06 \text{ мм}$,
 - выходного вала - $0,06 \dots 0,07 \text{ мм}$
 обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 20, 22, 21
4. Регулирование зацепления выполнять перестановкой прокладок поз. 22 промежуточного и поз. 21 выходного вала.
5. Редуктор обкатать по $10 \dots 15 \text{ мин}$ на всех режимах нагрузки.

1. Объем масляной ванны - $1,2 \text{ л}$
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов: входного - 4400 Н ; выходного - 5400 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки - половина длины посаженного места

Рис. 13.8.16

КП ДМ МС12а.13.08.01.С5		Лист	№	Масштаб
Исполн.	Проверен.	1		1:1
Утвержден	Согласован			
Датум	Подпись			
Исполн.	Проверен.			
Утвержден	Согласован			
Датум	Подпись			
		НТУ "УПИ"		
		Кировград, ДП и ПК		

13.9. РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ

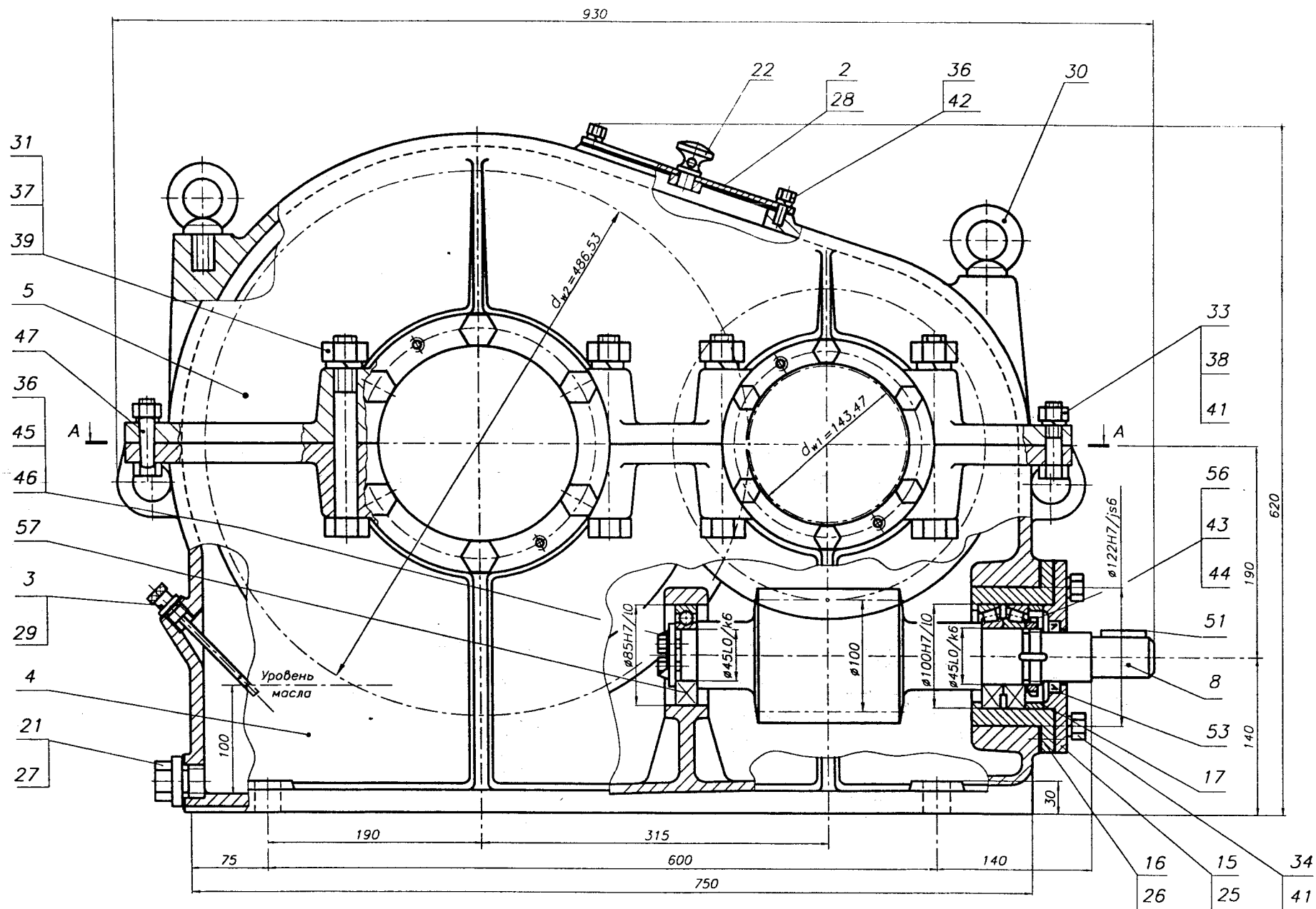
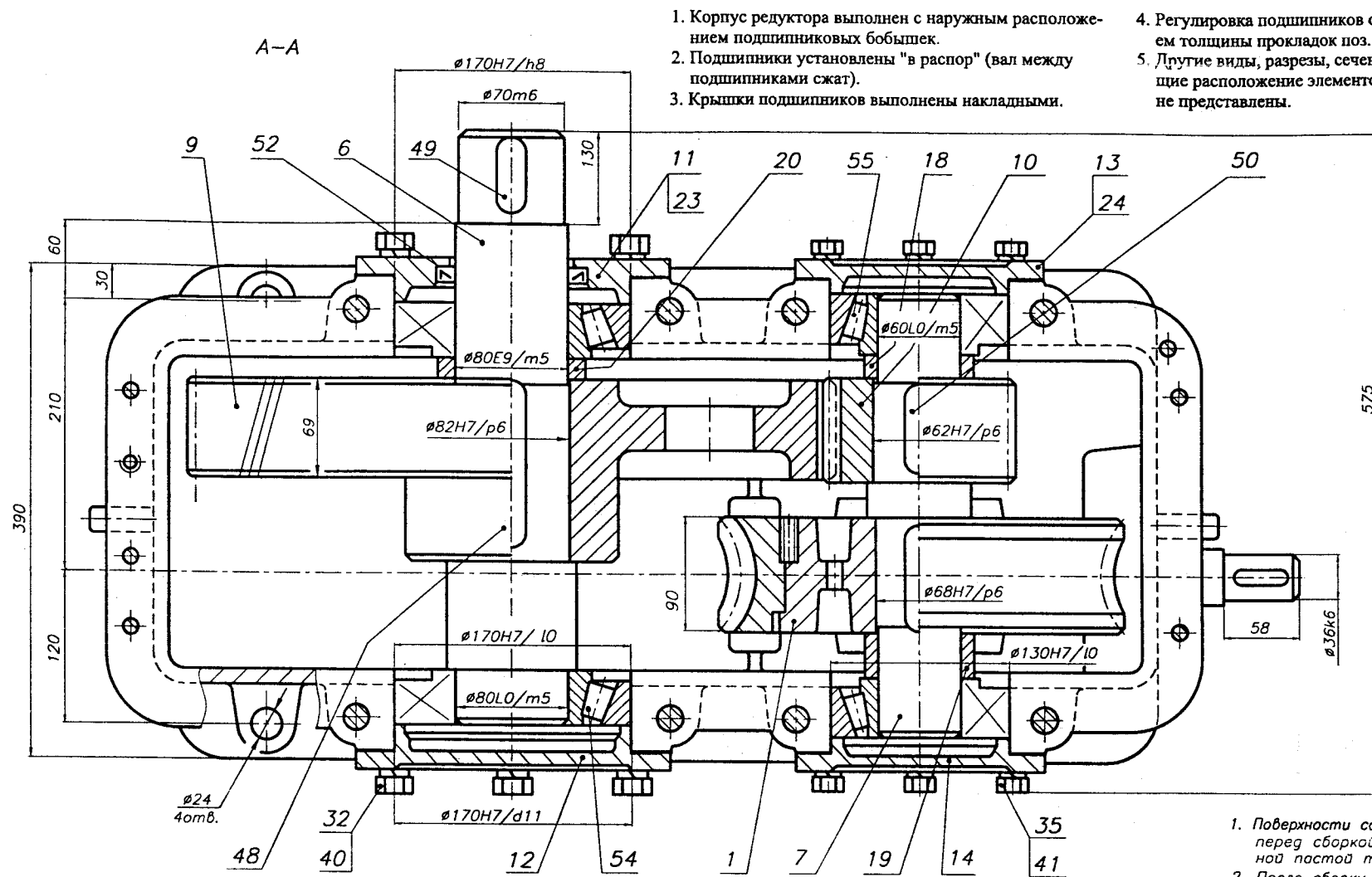


Рис. 13.9.1a



1. Корпус редуктора выполнен с наружным расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (вал между подшипниками сжат).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.

4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 23, 24 и 25.
5. Другие виды, разрезы, сечения редуктора, определяющие расположение элементов его оснащения, условно не представлены.

Техническая характеристика

$P_1 = 5,0$ кВт	$U_{\text{черв}} = 28$	$U_{\text{шл}} = 3,81$
$n_{\text{вых}} = 15,83$ мин ⁻¹	$Z_1 = 1$	$Z_2 = 21$
$T_{\text{вых}} = 2100$ Н·м	$Z_2 = 28$	$Z_2 = 80$
$U_o = 106,67$	$m = 10$ мм	$m_n = 6$ мм
	$q = 10$	$\beta = 15^\circ 51' 57''$

1. Объем масляной ванны—2,5 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов. Входного—4500 Н; выходного—7300 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места

4. Регулирование зацепления червячной передачи выполнять перестановкой прокладок поз. 24 промежуточного вала
5. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

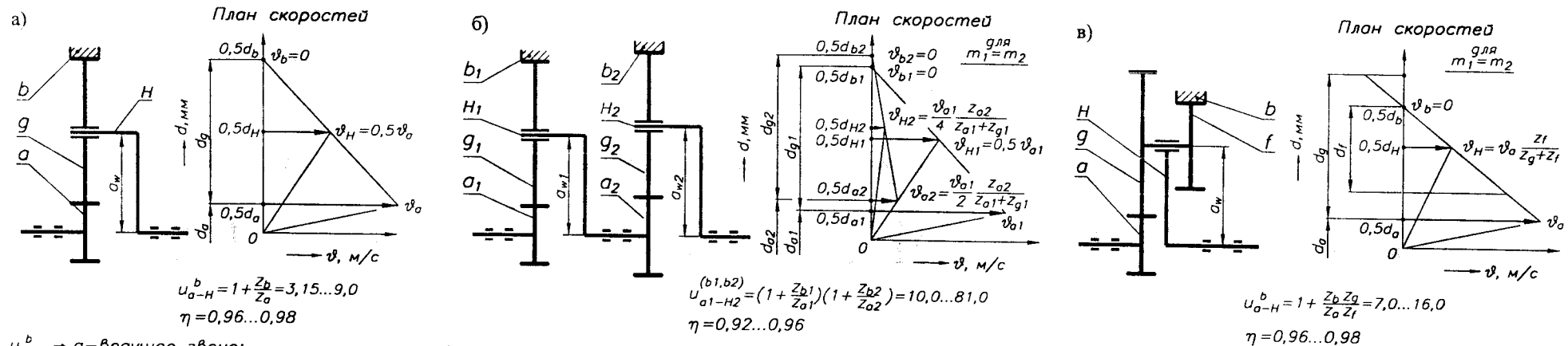
1. Поверхности соединения "корпус—крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Осевой люфт в подшипниках:
—входного вала—0,03...0,04 мм,
—промежуточного вала—0,08...0,09 мм,
—выходного вала—0,09...0,10 мм
обеспечить за счет подбора толщины прокладок поз. 25, 24, 23

Рис. 13.9.16

КП ДМ МС12а.13.09.01.СБ	
Исполн.	ДМ
Провер.	МСС
Утверд.	МСС
Констр.	МСС
РЕДУКТОР червячно-цилиндрический	
Лист 11 из 11	
БНТУ	
Кафедра ДМ и ПМ	

13.10. ПЕРЕДАЧИ ПЛАНЕТАРНЫЕ [9, 18, 30]

13.10.1. НЕКОТОРЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ, РАСЧЕТУ И КОНСТРУИРОВАНИЮ ПЕРЕДАЧ [9]



$u_{o-H}^b \Rightarrow a$ - ведущее звено;
 H - ведомое звено;
 b - неподвижное звено.

Рис. 13.10.1. Кинематические схемы некоторых планетарных передач, наиболее широко используемых в машиностроении:

а) схема AI^* ; б) схема $AI-AI^*$; в) схема AI^* , а также планы скоростей и некоторые параметры представленных передач

ИСХОДНЫЙ ПАРАМЕТР для конструирования - передаточное отношение u . **ВЫПОЛНЯЮТСЯ:**

1. Кинематический расчет передачи.
2. Прочностной расчет передачи.
3. Конструирование передачи.

1. **КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ** сводится к подбору чисел зубьев колес при соблюдении:
- уравнения передаточного отношения;
 - уравнения соосности;
 - условия соседства сателлитов при их числе $p_c \geq 2$;
 - условия сборки (зацепляемости) при $p_c \geq 2$.

Решение этих уравнений и условий обычно представляется в виде так называемых генеральных уравнений, что дает возможность определения областей безусловного существования параметров рассматриваемых схем механических передач.

* - В основу структурной символики схем планетарных передач положена символика зацеплений и видов колес: A - внешнее зацеплений (или колесо с внешними зубьями); I - внутреннее зацеплений (или колесо с внутренними зубьями); - черта над символом обозначает одновенцовость сателлита.

Если на указанные области безусловного существования параметров планетарной передачи нанести линии (или условия) качественных ее показателей (КПД, равнопрочность всех ступеней, минимальный вес и габариты, максимальное быстродействие, требуемая точность и тд.), то такое решение позволит конструктору на уровне выбора схемы определить также качественные показатели будущей передачи.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ для передач с прямыми зубьями выполняется по ниже представленным зависимостям.

1. Выбирают схему рассчитываемой передачи, обеспечивающую заданное передаточное отношение (рис. 13.10.1а-в).
2. Предварительное число зубьев передачи:
 - для схем рис. 13.10.1а,б: Принимают $z_o = 12; 15; 18$. Рекомендуемые z_o - см. табл. 13.10.2. Тогда $z_b = z_o(u-1)$ и $z_g = 0,5(z_b - z_o)$;
 - для схем рис. 13.10.1в: Принимают $z_o = 12; 15; 18$ (табл. 13.10.2). Тогда $z_b = z_o(u-1)/e$, где $e = f(u)$ (табл. 13.10.1).

Полученные значения z_b округляют до целых чисел кратных числу сателлитов p_c .

Табл. 13.10.1. Зависимость $e = f(u)$

u	10	12	14	16
e	1,4	1,5	1,6	1,8

3. Уточняют коэффициент $e = z_o(u-1)/z_b$.
4. Предварительно определяют $z_f = (z_b - z_o)/(e+1)$; и $z_g = e z_f$. z_f, z_g - целые числа.
5. По табл. 13.10.2 выбирают коэффициенты смещения x_o - для колеса a и x_b - для колеса b . $x_o, x_b = f(z_o, z_g)$.
6. Вычисляют коэффициент $B = 1000(x_o + x_b)/(z_o + z_g)$ и по номограмме (рис. 13.10.2) определяют угол зацепления α_w скорректированной передачи. Принимая в первом приближении модули обеих ступеней одинаковыми, производят уточнение чисел зубьев по условиям соосности, соседства и сборки.

УРАВНЕНИЕ СООСНОСТИ (для схем рис.13.10.1а,б)

$$z_g = (z_b - z_o)/2.$$

Для схемы рис. 13.10.1в
 $(z_a + z_g) = (z_b - z_f)$

УСЛОВИЕ СБОРКИ (зацепляемости) передачи
 $z_b/p_c = \gamma$; $z_a/p_c = \gamma$, где γ - целое число.

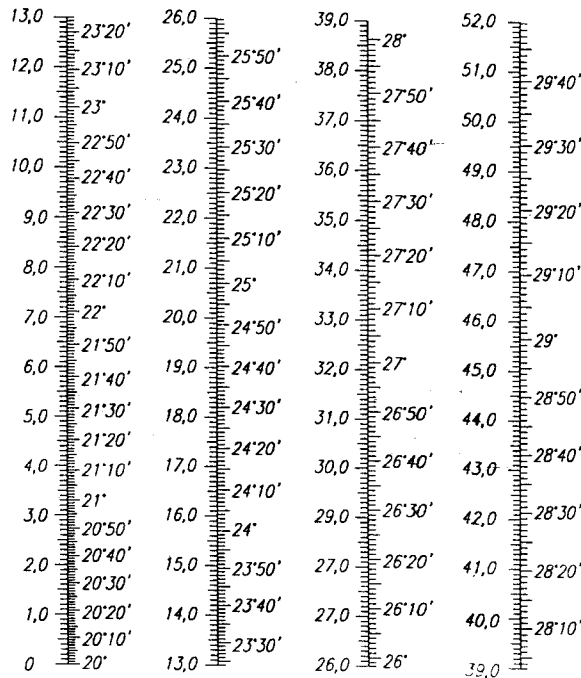


Рис. 13.10.2. Номограмма для определения угла зацепления скорректированной передачи

Табл. 13.10.2. Значения коэффициентов смещения x_a и x_b

z_g	$z_a = 12$		$z_a = 15$		$z_a = 18$		$z_a = 22$		$z_a = 28$		$z_a = 34$	
	$+x_a$	$+x_b$	$+x_a$	$+x_b$	$+x_a$	$+x_b$	$+x_a$	$+x_b$	$+x_a$	$+x_b$	$+x_a$	$+x_b$
18	0,30	0,61	0,34	0,64	0,54	0,54	-	-	-	-	-	-
22	0,30	0,66	0,39	0,75	0,60	0,64	0,68	0,68	-	-	-	-
28	0,30	0,88	0,26	1,04	0,40	1,02	0,59	0,94	0,86	0,86	-	-
34	0,30	1,03	0,13	1,42	0,30	1,30	0,48	1,20	0,80	1,08	1,01	1,01
42	0,30	1,30	0,20	1,53	0,29	1,48	0,40	1,48	0,72	1,33	0,90	1,30
50	0,30	1,43	0,25	1,65	0,32	1,63	0,43	1,60	0,64	1,60	0,80	1,58
65	0,30	1,69	0,26	1,87	0,41	1,89	0,53	1,80	0,70	1,84	0,83	1,79
80	0,30	1,96	0,30	2,14	0,48	2,08	0,61	1,99	0,75	2,04	0,89	1,97
100	0,30	2,90	0,36	2,32	0,52	2,31	0,65	2,19	0,80	2,26	0,94	2,22
125	-	-	-	-	-	-	0,75	2,43	0,83	2,47	1,00	2,46

УСЛОВИЕ СОСЕДСТВА будет проверено ниже (см. прочностной расчет передачи п. 7).

2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ включает:

- 2.1. Выбор материалов зубчатых колес и вида их химико-термической обработки (4.1).
- 2.2. Определение допускаемых напряжений σ_{HPa} (4.1). Эквивалентное число циклов нагружения (4.1 п. 2.2):
 - шестерни $\sigma N_{HEa} = 60 n'_a L_b c k_{HE}$,
 где $n'_a = n_a - n_b$ - относительная частота вращения шестерни a и водила b ;
 - сателлита $N_{HEg} = 60 n'_g L_b c k_{HE}$,
 где $n'_g = n_a z_a / z_g$ - относительная частота вращения сателлита g и шестерни a .

Определение допускаемых напряжений σ_{HPa} для пары "центральная шестерня a - сателлит g " проводится, следуя (4.1 п. 2).

2.3. Прочностной расчет закрытых зубчатых передач относительно σ_w (4.2.2).

1. Из двух пар зацепления передачи "b-g" (зацепление внутреннее) и "a-g" (зацепление внешнее) определяют межосевое расстояние σ_w проводят по зависимости для внешнего зацепления, как более нагруженного.

$$\sigma'_w = k_o (u' + 1) \sqrt[3]{\frac{T_o k_{H\beta} k_A \Omega}{\psi_{ba} \sigma_{HPa}^2 u' n_c} 10^3}$$

где $u' = n_a / n'_g$;

Ω - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам.

При отсутствии компенсирующих устройств в передаче (рис. 13.10.3) $\Omega = 1,3...2,0$. В передачах с самоустанавливающимся одним из центральных колес (рис. 13.10.4) $\Omega = 1,1...1,2$.

$$\psi_{ba} = b / \sigma_w = 0,5 \text{ для } u \leq 6,3;$$

$$\psi_{ba} = 0,4 \text{ для } u > 6,3.$$

2. Величину σ'_w округляют до ближайшего значения σ_w , мм ($\sigma_w \approx \sigma'_w$) в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.3).

3. Ширина колеса внутреннего зацепления $b_b = \psi_{ba} \sigma_w$.

Ширина венца сателлитов $b_g = (1,03...1,04) b_b$

Ширина колеса внешнего зацепления $b_o = (1,03...1,04) b_g$.

4. Модуль передачи $m' = 2 \sigma_w / [(u' + 1) z_a]$.

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

5. Уточняют числа зубьев колес z_a , z_b и z_g с проверкой условий соосности и сборки.

6. Определяют диаметры колес a , b и g и уточняют коэффициенты смещения для получения σ_w .

7. УСЛОВИЕ СОСЕДСТВА

$$\sigma_w \sin(\pi / p_c) > 0,5 d_{og},$$

где d_{og} - диаметр вершин зубьев сателлита.

8. Определяют предварительные размеры валов (1.2 п. 11).

9. Выпонируют компоновку редуктора (п. 5), принимая типы подшипников:

- для опор центральных валов - шариковые радиальные легкой серии;

- для опор сателлитов - шариковые или роликовые сферические средней серии.

10. Выпонируют проектный расчет валов.

Учитывая наибольшую возможную неравномерность распределения нагрузки по потокам, окружную силу в зацеплении колес вычисляют по зависимости

$$F_t = 4 T_o / (d_o k_c).$$

11. Проводят выбор подшипников.

3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ

Тенденции развития планетарных редукторов прослеживаются при сравнении конструкций редукторов рис. 13.10.3 и 13.10.4.

На рис. 13.10.3 представлен планетарный одноступенчатый редуктор с жестко установленными колесами a и b , что приводит к повышенным величинам Ω .

Для уменьшения неравномерности распределения нагрузки по потокам одно из центральных колес выполняют самоустанавливающимся. На рис. 13.10.4 самоустанавливающимся выполнено колесо a . Возможно выполнение самоустанавливающимся колеса b .

Для уменьшения неравномерности распределения нагрузки по ширине венца сателлита его устанавливают на сферическом шариковом или роликовом подшипнике.

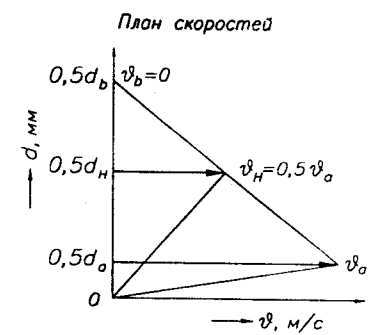
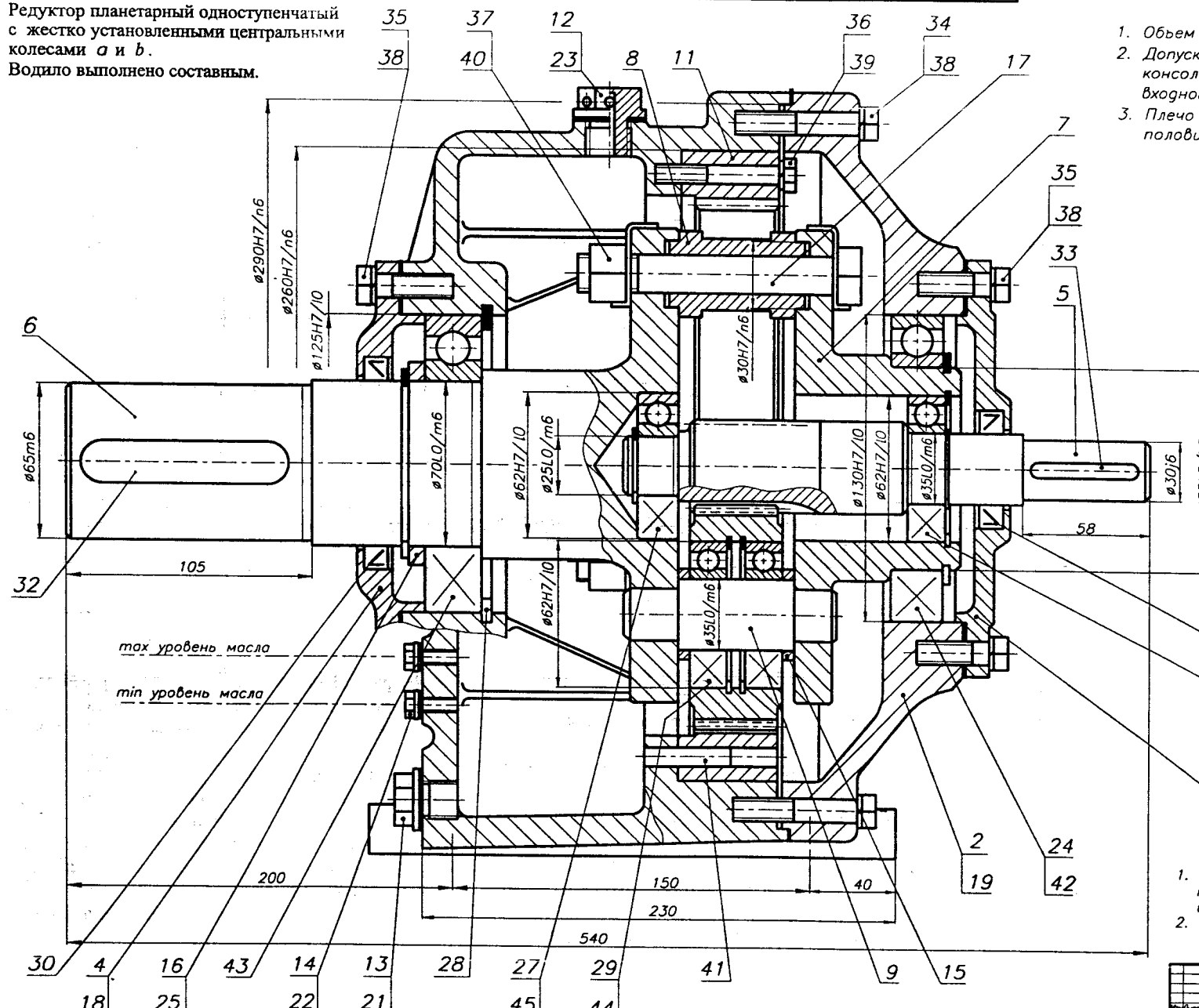
Водила выполняют цельными (литыми из стали или высокопрочного чугуна), сварными или составными.

Другие рекомендации по конструированию [9].

13.10.2. РЕДУКТОРЫ ПЛАНЕТАРНЫЕ [9, 21, 30]

Редуктор планетарный одноступенчатый с жестко установленными центральными колесами *a* и *b*.
Водило выполнено составным.

1. Объем масляной ванны - 1,9 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного - 2900 Н; выходного - 12500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки - половина длины посадочного места



$$u_{a-j}^b = \frac{z_a + z_b}{z_a} = 7,14$$

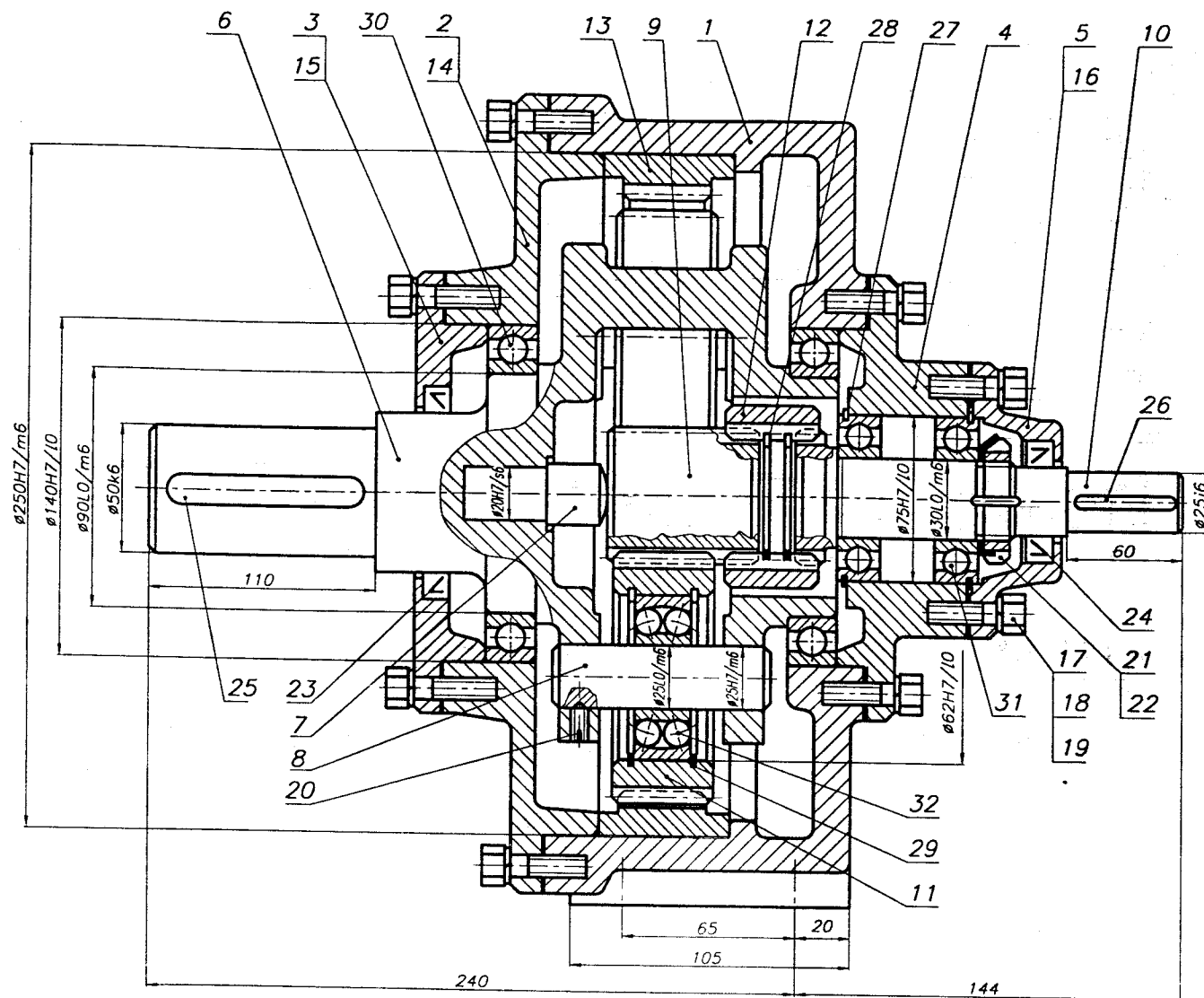
Техническая характеристика

- $P_1 = 4,0$ кВт
- $n_1 = 950$ мин⁻¹
- $n_2 = 133$ мин⁻¹
- $T_2 = 275$ Н·м
- $z_a = 21$
- $z_b = 129$
- $z_g = 54$
- $m_n = 2,0$ мм
- $\beta = 0^\circ$
- $u_{ан}^b = 7,14$

1. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
2. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки

Рис. 13.10.3

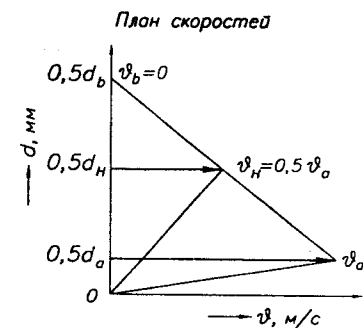
КП ДМ МС12а.13.10.03.СБ	
Исполнитель	Лит
Проверен	Масштаб
Утвержден	1:1
И.И.И.	Лист 1
И.И.И.	Листов 1
И.И.И.	НТУ ХПИ
И.И.И.	Кафедра ДМ и ПМ



Редуктор планетарный одноступенчатый с самоустанавливающимся центральным колесом *a*. Колесо *b* жестко установлено в корпусе.
Водило выполнено цельным (отливка).

Рис. 13.10.4

1. Объем масляной ванны—1,6 л
2. Допускаемая радиальная нагрузка консольных участков валов:
входного—2600 Н; выходного—10500 Н
3. Плечо приложения консольной нагрузки—половина длины посадочного места



$$u_{a-j}^b = \frac{z_a + z_b}{z_o} = 5,75$$

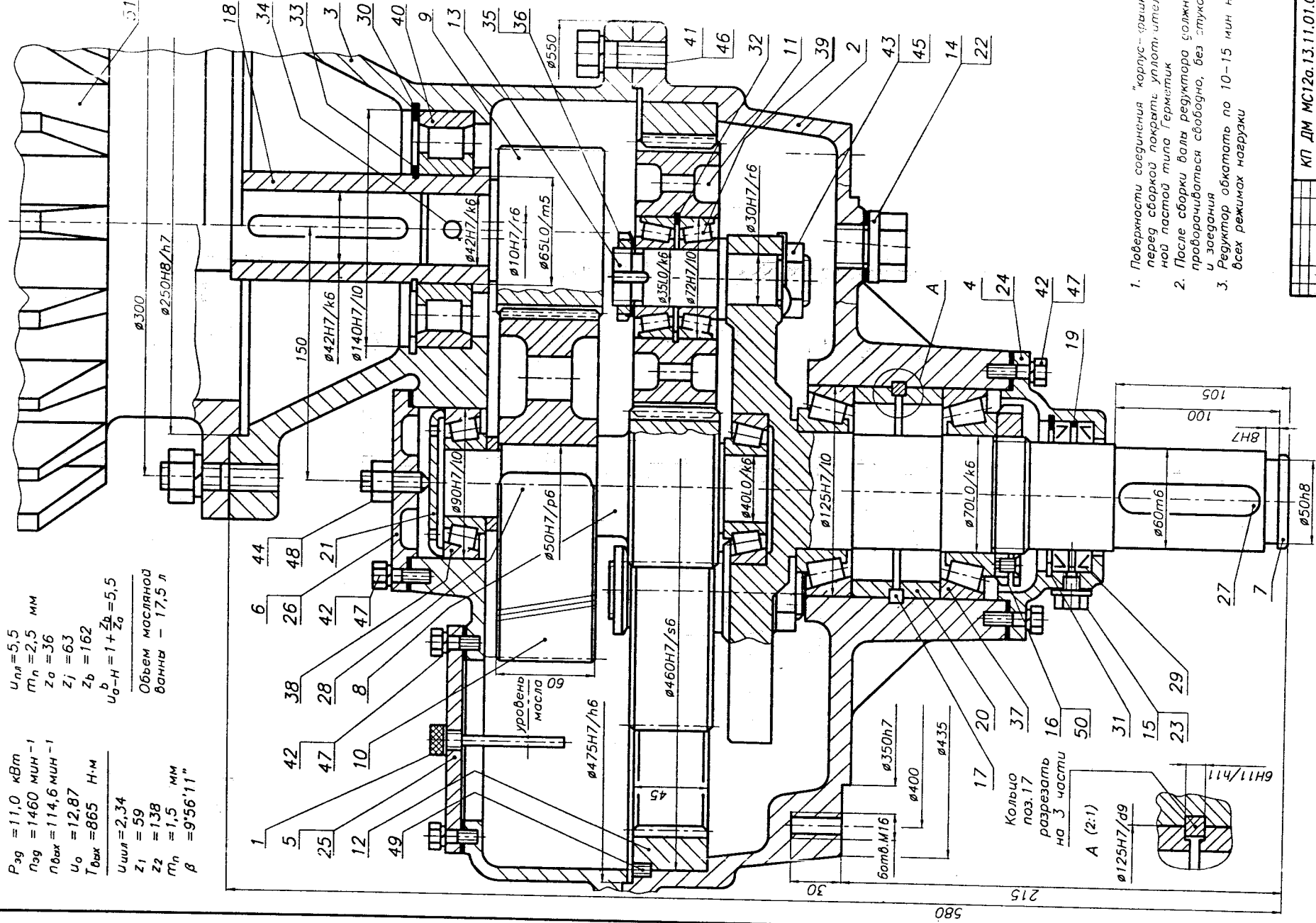
Техническая характеристика

$P_1 = 4,0$ кВт
 $n_1 = 950$ мин⁻¹
 $n_2 = 165,2$ мин⁻¹
 $T_2 = 220$ Н·м
 $z_a = 24$
 $z_b = 114$
 $z_g = 45$
 $m_n = 2,0$ мм
 $\beta = 0^\circ$
 $u_{aH}^b = 5,75$

1. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.
2. Редуктор обкатать по 10...15 мин на всех режимах нагрузки.

		КП ДМ МС12а.13.10.04.СБ	
Исполн.	Провер.	Лист	Масштаб
Редуктор планетарный одноступенчатый		1	1:1
		НТУ ХПИ Кафедра ДМ и ГМ	

13.11. МОТОР-РЕДУКТОР



$P_{зг} = 11,0$ кВт
 $n_{зг} = 1460$ мин⁻¹
 $n_{вых} = 114,5$ мин⁻¹
 $U_0 = 12,87$
 $T_{вых} = 865$ Н·м
 $U_{шл} = 2,34$
 $Z_1 = 59$
 $Z_2 = 138$
 $m_n = 1,5$ мм
 $\beta = 9^{\circ}56'11''$

$U_{на} = 5,5$
 $m_n = 2,5$ мм
 $Z_0 = 36$
 $Z_j = 63$
 $Z_b = 162$
 $U_0 - H = 1 + \frac{Z_b}{Z_0} = 5,5$
 Объем масляной
 ванны - 17,5 л

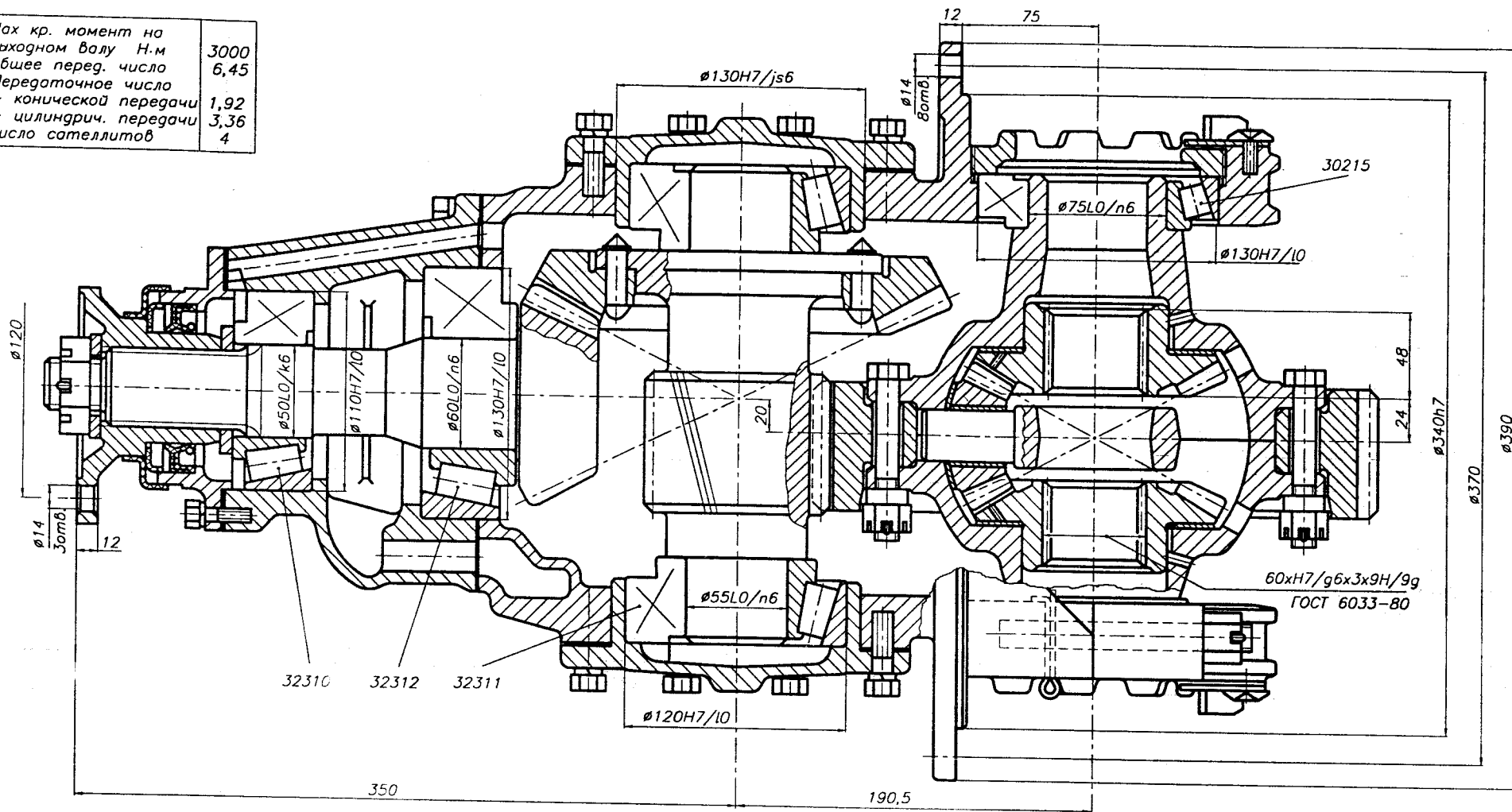
1. Поверхности соединения "корпус-рышка" перед сборкой покрыты уплотнительной пастой типа Герметик.
2. После сборки валы редуктора болжны проторачиваться свободно, без стуков и заедания.
3. Редуктор обкатать по 10-15 мин на всех режимах нагрузки.

КП ДМ МС12а.13.11.01.СБ	
Исполн.	Масштаб
Провер.	1:1
Деталь	Лист
Изм.	№
Исполн.	НТУ ХПИ
Согласов.	Курсов. Дп. и Дп.

Рис. 13.11.1

13.12. ПЕРЕДАЧА ГЛАВНАЯ АВТОМОБИЛЯ

Мак кр. момент на выходном валу Н.м	3000
Общее перед. число	6,45
Передаточное число - конической передачи	1,92
- цилиндрич. передачи	3,36
Число сателлитов	4



Передача коническая				Передача цилиндрическая				Передача планетарная коническая			
Модуль, мм	m_{ne}	9,0		Модуль, мм	m_n	6,0		Модуль, мм	m_{ne}	6,35	
Число зубьев	z	13	25	Число зубьев	z	14	47	Число зубьев	z	11	22
Внешний делит. диаметр, мм	d_e	117	225	Диаметр начальной окружности, мм	d_w	87,44	293,56	Внешний делит. диаметр, мм	d_e	69,85	139,7
Ширина, мм	b	40		Ширина, мм	b	75	70	Ширина, мм	b	27	
Угол наклона зуба, град	β	35°		Угол наклона зуба, град	β	16°07'52"		Угол наклона зуба, град	β	0°	
Угол зацепл., град	α	20°		Угол зацепл., град	α	20°		Угол зацепл., град	α	22°30'	
Дл. образующ., мм	R_e	126,8		Межос. расст., мм	a_w	190,5		Дл. образующ., мм	R_e	78,1	
Материал		30X17	30X17	Материал		30X17	55X	Материал		30X17	25X17

КП ДМ МС120.13.12.01.СБ			
ПЕРЕДАЧА ГЛАВНАЯ автомобиля			
Лист	Масса	Масштаб	1:1
БНУ			
Кафедра ДМ и ПТМ			

Рис. 13.12.1

В редукторах смазываются:

- зубчатые колеса,
- подшипники валов.

1. Смазывание зубчатых колес:

- погружением в масляную ванну при скорости колес $v_{\text{кол}} \leq 12 \dots 15$ м/с;
- струйное или под давлением при $v_{\text{кол}} > 12 \dots 15$ м/с.

При смазывании зубчатых колес погружением в масляную ванну придерживаются следующих правил:

- если в масляную ванну погружается быстроходное колесо, то глубина погружения обычно не превышает две высоты зуба;
- если в масляную ванну погружается тихоходное колесо, то глубина погружения обычно не превышает 0,25 радиуса колеса;
- объем масляной ванны составляет (0,3...0,8) л/кВт, что при известных размерах поперечного сечения редуктора определяет положение его дна;
- минимальное расстояние от вершин зубьев до дна масляной ванны должно быть не менее (5...10) м;
- рекомендуемая вязкость масла в градусах Энглера $E^{\circ}50$ для зубчатых передач (табл. 13.13.1), для червячных передач (табл. 4.2.25). Рекомендуемые масла для редукторов общемашиностроительного применения (табл. 13.13.2).
- для многоступенчатых редукторов разделение общего передаточного числа редуктора между отдельными его ступенями следует выполнить так, чтобы диаметры колес (не шестерен) всех ступеней были приблизительно одинаковыми (рис. 13.13.1). Из этого условия следуют рекомендации по распределению передаточных чисел многоступенчатых редукторов;
- при невыполнении вышеуказанного условия $d_{21} \approx d_{2II}$ следует для зубчатых колес с недостаточным смазыванием предусмотреть дополнительную масляную ванну (рис. 13.13.2а), смазывающее паразитное колесо (рис. 13.13.2б) или другие конструктивные решения.

2. Смазывание подшипников валов осуществляется:

- тем же маслом, что и зубчатые колеса
- при $v_{\text{вал}} \geq 3$ м/с;
- смазывание пластичными смазочными материалами
- при $v_{\text{вал}} < 3$ м/с.

С целью предотвращения вымывания смазок из подшипниковых узлов рекомендуется последние выполнять с защитными шайбами (рис. 8.6.4а, 8.6.5б, 8.6.7а,к и др.).

Некоторые конструктивные решения по смазыванию подшипников и зубчатых колес представлены на рис. 13.13.2, 13.13.3.

13.13. СМАЗЫВАНИЕ РЕДУКТОРОВ

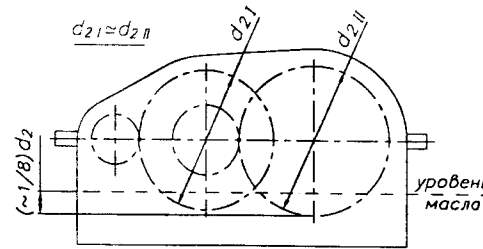


Рис. 13.13.1. Оптимальные значения передаточных чисел $u_{1(2)}$ для получения $d_{21} \approx d_{2II}$

Табл. 13.13.1. Рекомендуемая вязкость масел E° для зубчатых передач

Материал колес	σ_T МПа	E_{50}° (E_{100}°) при скорости колес $v_{\text{кол}}$, м/с					
		< 0,5	0,5...1,0	1,0...2,5	2,5...5,0	5...12	> 12
Синтетические материалы Чугун Бронза Сталь	470...1000	24(3)	16(2)	11	8	6	4,5
	1000...1200	36(4,5)	24(3)	16(2)	11	8	6
	>1200	60(7)	36(4,5)	24(3)	16(2)	11	6
Стали для цементации	>1200	60(7)	36(4,5)	36(4,5)	24(3)	16(2)	11

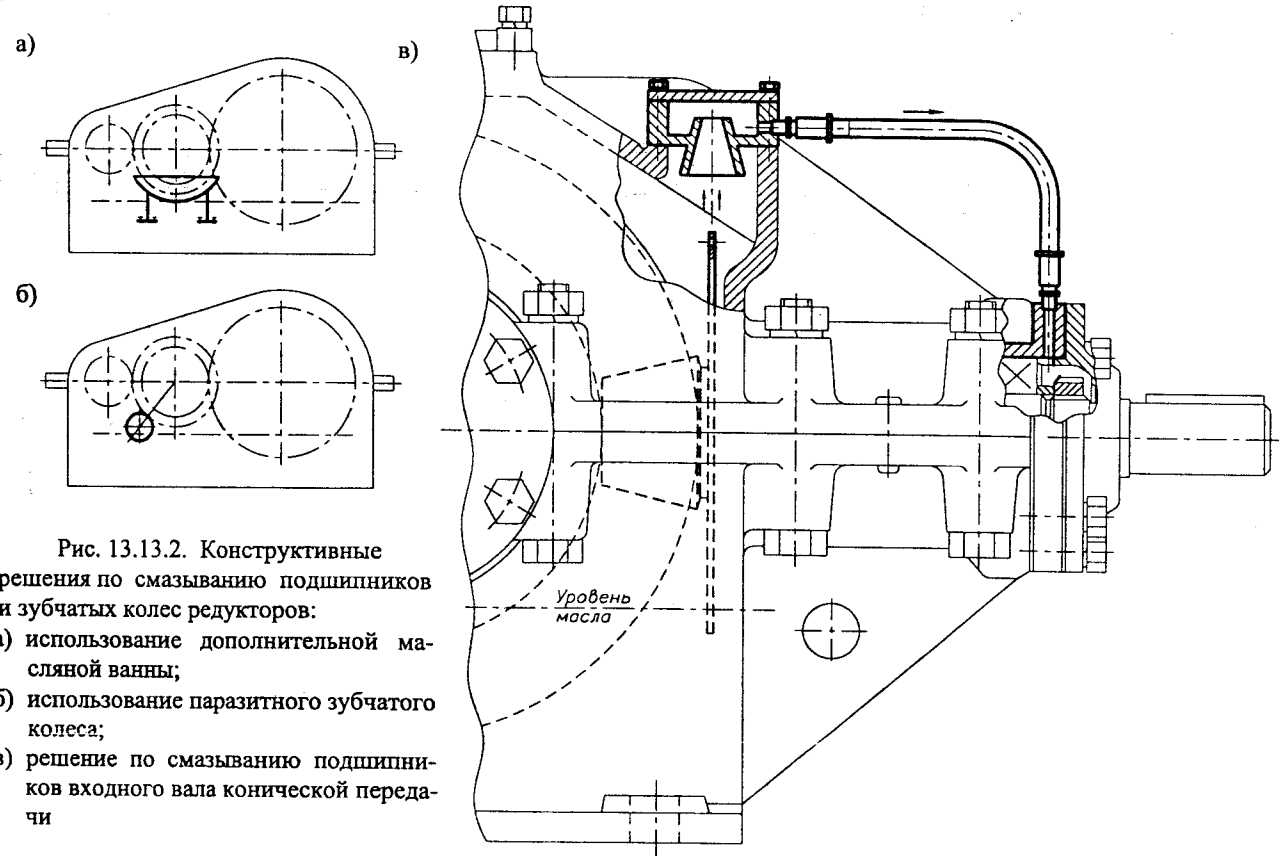


Рис. 13.13.2. Конструктивные решения по смазыванию подшипников и зубчатых колес редукторов:

- а) использование дополнительной масляной ванны;
- б) использование паразитного зубчатого колеса;
- в) решение по смазыванию подшипников входного вала конической передачи

Табл. 13.13.2. Масла для редукторов общемашиностроительного применения [28]

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с при температуре, °С		ГОСТ, ТУ	Условия применения			Примечания
	50	100		Температура окружающей среды, °С	Контактные напряжения: 1 - до 800 МПа 2 - до 1600 МПа	Окружная скорость или скорость скольжения, м/с	
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 Масло основное, а также для волновых редукторов с диаметром гибкого колеса до 160 мм
ИРП-75	72...80	11...13	ТУ 38-101451-78	-10...+50	2	+++	
ИРП-150	140...160	18...20	ТУ 38-101451-78	-10...+50	1	++++	Масла основные
ИТП-200	220...240	-	ТУ 38-101292-79	-10...+50	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 Возможная замена для волновых редукторов с диаметром гибкого колеса до 160 мм
И-50А	50	7	ГОСТ 20799-75	-20...+45	1	+++	
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	++++	

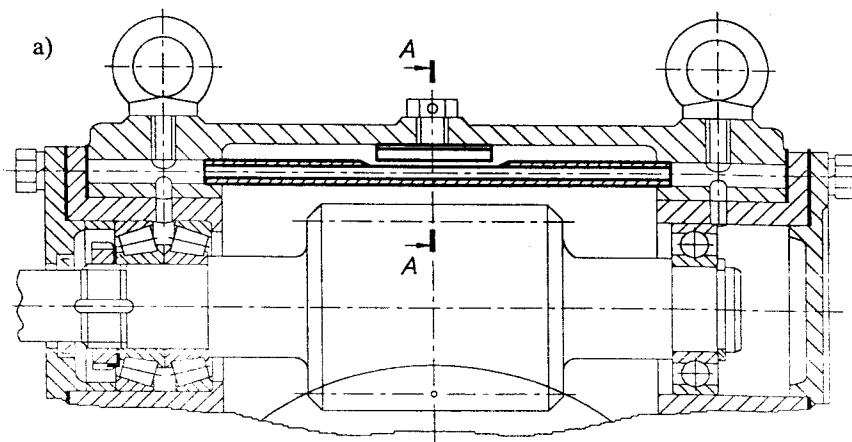
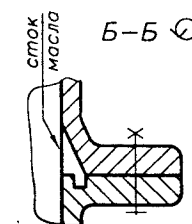
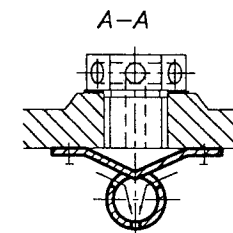
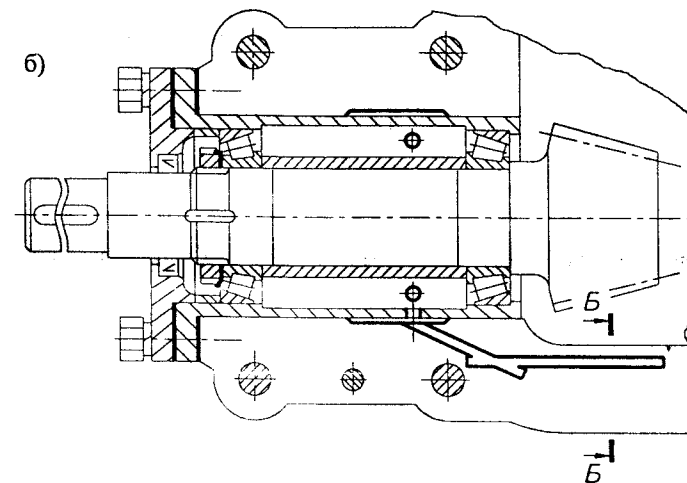


Рис. 13.13.3. Конструктивные решения по смазыванию подшипников и зубчатых колес редукторов:

- а) решение по смазыванию подшипников и червяка в передаче с верхним его расположением;
в) решение по смазыванию подшипников входного вала конической передачи



14. МУФТЫ [8, 10, 25]

14.1. МУФТЫ ГЛУХИЕ

1. МУФТЫ ПРОДОЛЬНО-СВЕРТНЫЕ ГОСТ 23106-93

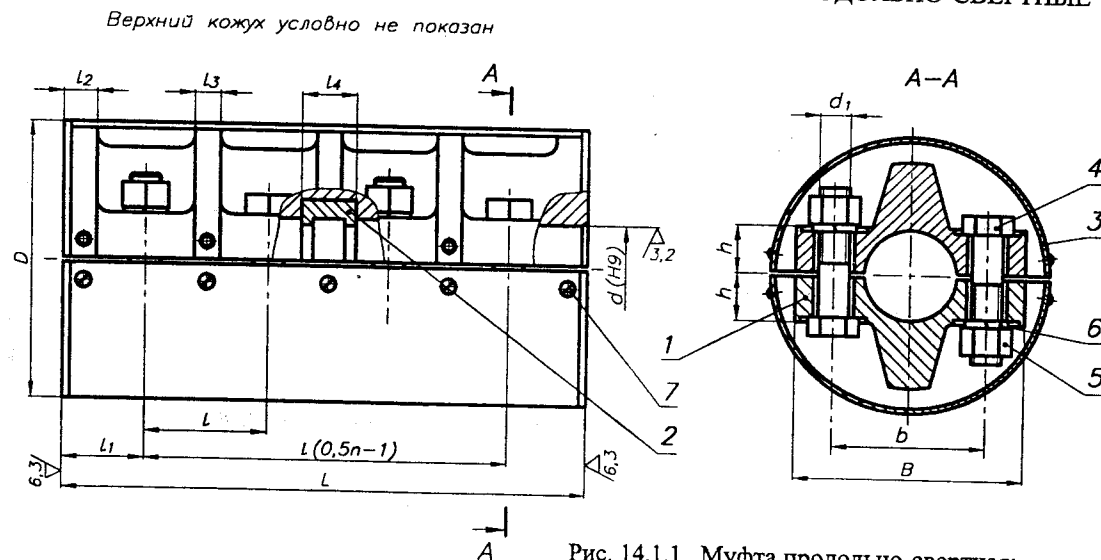


Рис. 14.1.1. Муфта продольно-свертная:

- 1 - полумуфта; 2 - фиксирующее полукольцо;
3 - полукожух; 4 - болт; 5 - гайка; 6 - шайба; 7 - винт

Полумуфты изготавливаются из чугуна СЧ20 по ГОСТ 1412-79, полукольца фиксирующие - из стали 45 по ГОСТ1050-74. Муфта может быть выполнена без фиксирующих полуколец.

Табл. 14.1.1. Параметры муфт и их основные размеры, мм

ГОСТ 23106-93

T кН·м	d	D	L	l	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	h	d ₁	К-во п
0,125	25...28	90	90	38	26	11	8	20	16	M10	4
0,200	30...35	105	120	50	35	15	10	22	16	M12	4
0,315	35...40	110	120	50	35	15	10	22	19	M12	4
0,50	40...45	120	170	50	35	15	10	28	22	M12	6
0,80	48...50	140	170	50	35	15	10	28	25	M16	6
1,25	55...63	150	170	50	35	15	10	28	25	M16	6
2,00	63...71	170	220	50	35	15	10	38	35	M16	8
3,15	75...85	200	220	50	35	15	10	38	35	M16	8
5,0	85...95	210	270	62	42	17	12	46	35	M20	8
8,0	100...110	240	340	76	56	26,5	15	54	39,5	M24	8
12,5	120...130	280	340	76	56	26,5	15	54	49	M24	8

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п.1). Фаски (7.4.3 п. 2). Размеры опорных поверхностей под крепежные детали; диаметры отверстий под болты (12.7.1).

При определении силы, нагружающей валы от муфты, следует принимать $d_s = d$ (см. 6.5).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ продольно-свертной муфты, передающей номинальный крутящий момент $T = 200$ Н·м, с диаметром посадочных отверстий $d = 32$ мм, с фиксирующими полукольцами:
Муфта продольно-свертная 200-32-1
ГОСТ 23106-93

То же, без фиксирующих полуколец:

Муфта продольно-свертная 200-32-2

ГОСТ 23106-93

2. МУФТЫ ВТУЛОЧНЫЕ ГОСТ 24246-80

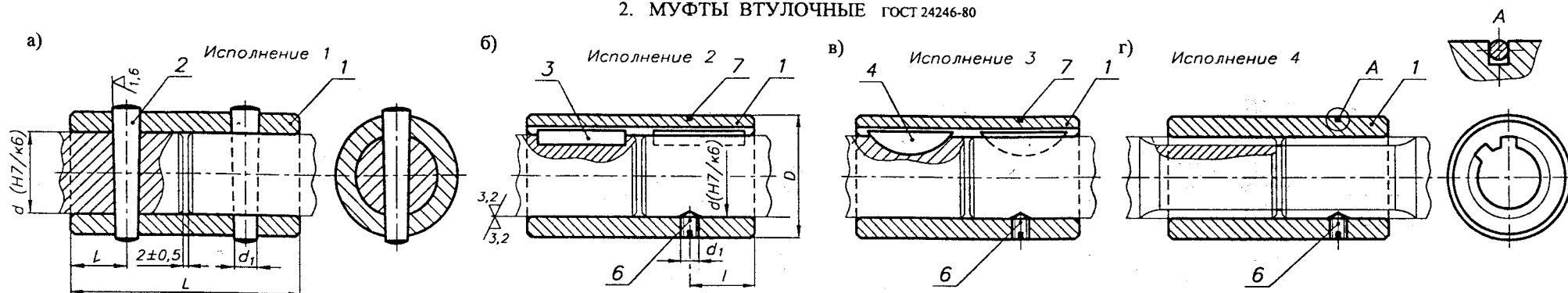


Рис. 14.1.2. Муфты втулочные, в которых для передачи крутящего момента используются:

а) - штифты, б) - шпонки призматические, в) - шпонки сегментные, г) - шлицы;

1 - втулка; 2 - штифт; 3 - шпонка призматическая; 4 - шпонка сегментная; 5 - соединение шлицевое; 6 - винт; 7 - кольцо пружинное

Табл. 14.1.2. Параметры муфт и их основные размеры, мм

ГОСТ 24246-80

T, кН·м для исполнений				d		D	L		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

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Втулки изготавливаются из стали 45 по ГОСТ 1050-74.

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).

Штифты конические по ГОСТ 3129-70 (17.6 п. 11).

Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).

Шпоночные соединения сегментные - ГОСТ 24071-80 (10.1.1).

Шлицевые соединения прямоугольные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).

Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).

Кольцо пружинное - ГОСТ 2833-77.

Фаски - (7.4.3 п. 2).

При определении силы, нагружающей валы от муфты, следует принимать $d_3 = d$ (см. 6.5).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ втулочной муфты исполнения 1, передающей номинальный крутящий момент $T = 200$ Н·м, с диаметром посадочного отверстия $d = 38$ мм:

Муфта втулочная 1-280-38 ГОСТ 24246-80

3. МУФТЫ ФЛАНЦЕВЫЕ ГОСТ 20761-80

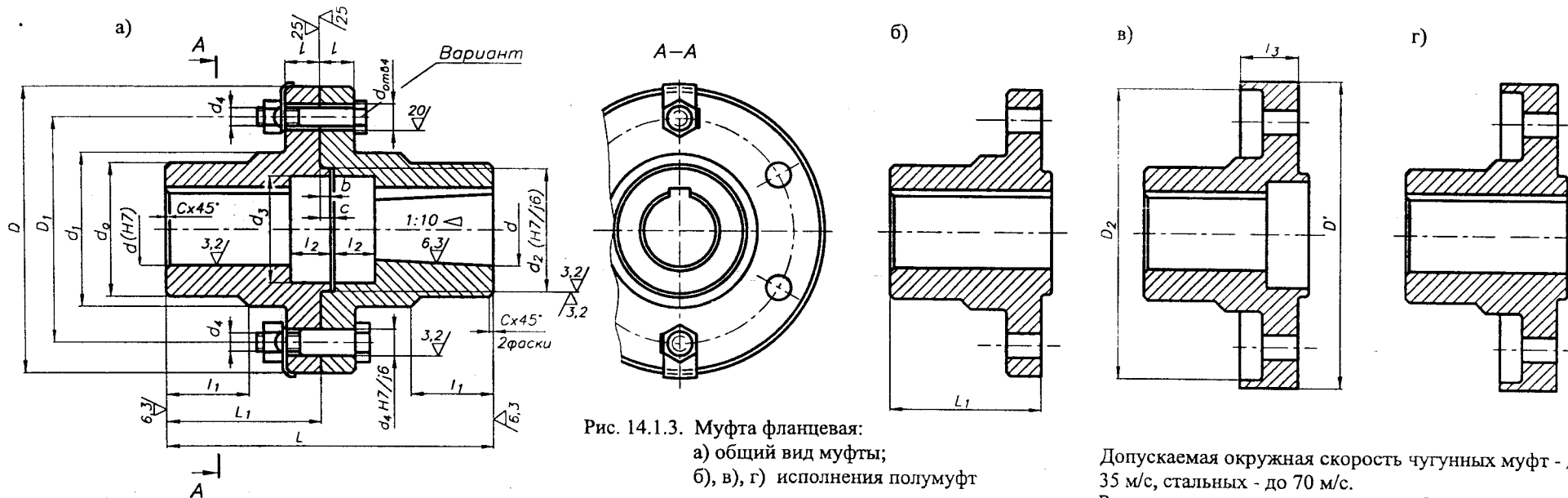


Рис. 14.1.3. Муфта фланцевая:
а) общий вид муфты;
б), в), г) исполнения полумуфт

Исполнение 1 - длинные валы, исполнение 2 - короткие валы по ГОСТ 12080-66.

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Допускаемая окружная скорость чугунных муфт - до 35 м/с, стальных - до 70 м/с.
Радиальная несоосность валов - не более 0,05 мм.

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).
Шпоночные соединения - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
ГОСТ 10748-79 (10.1.1).

Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).
Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).
Фаски - (7.4.3 п. 2).

При определении силы, нагружающей валы от муфты, следует принимать $d_3 = d$ (см. 6.5).

Полумуфты изготавливаются из стали 40 по ГОСТ 1050-74, 35Л по ГОСТ 977-75 или чугуна СЧ20 по ГОСТ 1412-79.

Табл. 14.1.3. Параметры муфт и их присоединительные размеры, мм
ГОСТ 20761-80

T кН·м		d	D max	L ₁ max L			
Сталь	Чугун			Исполнение			
				1	2	1	2
0,016	0,008	11...14	80	40	28	84	60
0,032	0,016	16...22	90	50	36	104	76
0,063	0,032	20...28	100	60	42	124	83
0,125	0,063	25...36	112	80	58	170	120
0,160	0,080	30...38	130	80	58	170	120
0,250	0,125	32...45	140	110	82	230	170
0,400	0,200	35...50	150	110	82	230	170
0,630	0,315	45...60	170	140	105	290	220
1,0	0,5	50...71	180	140	105	290	220
1,6	0,8	60...85	190	170	130	350	270
2,5	1,25	70...100	224	210	165	430	340
4,0	2,0	80...110	250	210	165	430	340
6,3	3,15	95...130	280	250	200	510	410
10	5,0	110...160	320	300	240	610	490
16	8,0	125...180	360	300	240	610	490
25	12,5	150...210	400	350	280	710	570
40	20	180...250	515	410	330	830	670

Табл. 13.1.4. Размеры фланцевых муфт, мм [8], [10]

d	D	D'	D ₁	D ₂	d ₀	d ₁	d ₂	d ₃	L	L ₁	l	l ₁	l ₂	l ₃	b	c	d ₄	К-во
11...14	80	90	60	85	25	35	30	25	60	27	8	15	10	20	3	4	M8	4
16...18	90	100	65	90	30	40	35	30	80	37	10	20	10	25				
20...22	100	110	75	100	40	50	45	35	100	47	12	25	12	30				
25...28	120	130	90	120	50	60	50	40	120	55	15	30	16	35	5	6	M10	
30...38	140	150	110	140	65	75	60	50	160	75	17	40	20	28				
40...45	160	170	125	160	80	90	75	65	220	105	20	55	26	45			M12	
48...55	190	200	150	190	90	110	90	80	220	105	22	55	26	50				6
60...75	220	240	180	220	120	140	120	105	280	135	25	70	32	55			M16	
80...95	260	280	220	260	160	180	150	135	340	165	28	85	38	60				
100...120	340	360	280	340	190	220	180	165	420	200	32	105	42	67	10	12	M20	
125...150	375	400	320	380	230	270	210	190	500	240	36	125	48	75				
160...180	440	480	375	440	280	320	280	260	600	290	40	150	58	85			M24	8
190...220	515	560	440	520	330	380	320	300	700	340	45	175	68	90				

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ фланцевой муфты, передающей номинальный крутящий момент $T = 63$ Н·м, с диаметром посадочных отверстий $d = 20$ мм, полумуфты в исполнении 1, из стали:

Муфта фланцевая 63-20-11
ГОСТ 20761-80

То же, из чугуна:
Муфта фланцевая 63-20-12

ГОСТ 20761-80

То же, одна полумуфта с $d = 20$ мм в исполнении 1, другая с $d = 25$ мм в исполнении 2, обе полумуфты из стали:

Муфта фланцевая 63-20-11-25-21
ГОСТ 20761-80

14.2. МУФТЫ ПОДВИЖНЫЕ

1. МУФТЫ ЗУБЧАТЫЕ ГОСТ 5006-94

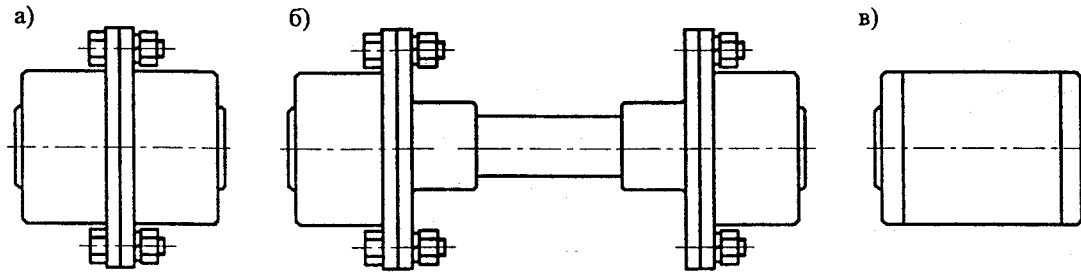


Рис. 14.2.1. Типы зубчатых муфт:

- а) - тип 1 (с разъемной обоймой);
 б) - тип 2 (с промежуточным валом);
 в) - тип 3 (с неразъемной обоймой)

Втулки муфт изготавливаются в исполнениях:

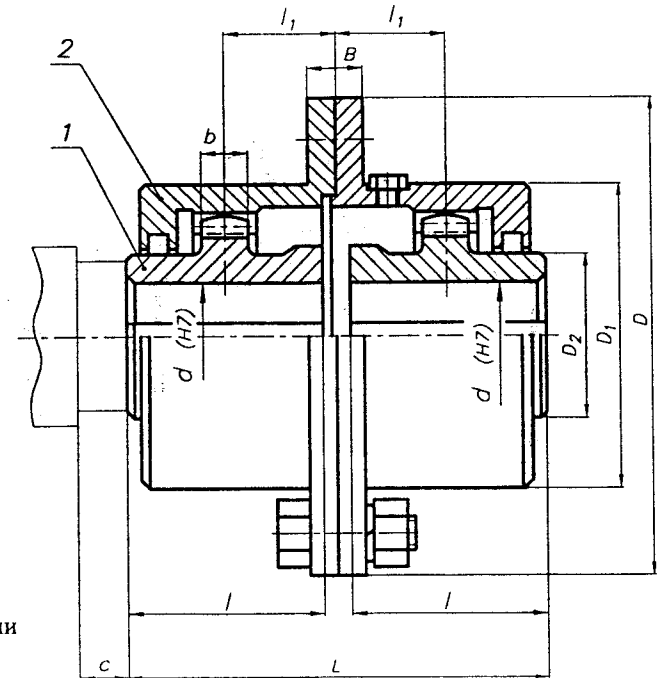
- 1 - с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 2 - с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 3 - с отверстиями для валов, соответствующими соединениям средней серии с прямобочными шлицами по ГОСТ 1139-80;

4 - с отверстиями для валов с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033-80.

Втулки, обоймы и фланцевые полумуфты изготавливают:
 - 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 $d_3 = m z$ (см. 6.5).

Рис. 14.2.2. Муфта зубчатая типа 1:
1 - втулка, 2 - обойма

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).
 Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).
 Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
 Шлицевые соединения прямобочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).
 Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).
 Фаски (7.4.3 п. 2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ зубчатой муфты типа 1 с номинальным крутящим моментом $T = 1000$ Н·м, с диаметрами посадочных отверстий во втулках $d = 40$ мм, со втулками исполнения 1:

Муфта 1-1000-40-1 ГОСТ 5006-94

То же, типа 1 с диаметром посадочного отверстия $d = 45$ мм во второй втулке исполнения 2:

Муфта 1-1000-40-1-45-2 ГОСТ 5006-94

То же, типа 2 с диаметрами посадочных отверстий во фланцевых полумуфтах $d = 50$ мм

Муфта 2-1000-40-1-50-1 ГОСТ 5006-94

Табл. 14.2.1. Параметры муфт и их основные размеры, мм

ГОСТ 5006-94

T кН·м	n мин ⁻¹ max	d	D	D ₁	D ₂	L	l	c	B	Зацепление			
										m	z	b	l ₁
1,0	2500	40	145	105	60	174	82	12	50	2,5	30	12	60
1,6	2100	55	170	125	80	174	82	12	50	2,5	38	13	75
2,5	1900	60	15	135	85	220	105	12	50	3,0	36	15	75
4,0	1600	65	200	150	95	220	105	18	50	3,0	40	18	85
6,3	1300	80	230	175	115	270	130	18	60	3,0	48	20	125
10	1100	100	270	200	145	340	165	18	60	3,0	56	24	145
16	1000	120	300	230	175	345	165	25	70	4,0	48	30	180
25	800	140	330	260	200	415	200	30	70	4,0	56	32	180
40	700	160	410	330	230	415	200	30	90	6,0	46	35	210
63	600	200	470	390	290	500	240	35	90	6,0	56	40	250

2. МУФТЫ ЦЕПНЫЕ С ОДНОРЯДНОЙ ЦЕПЬЮ ГОСТ 20742-93

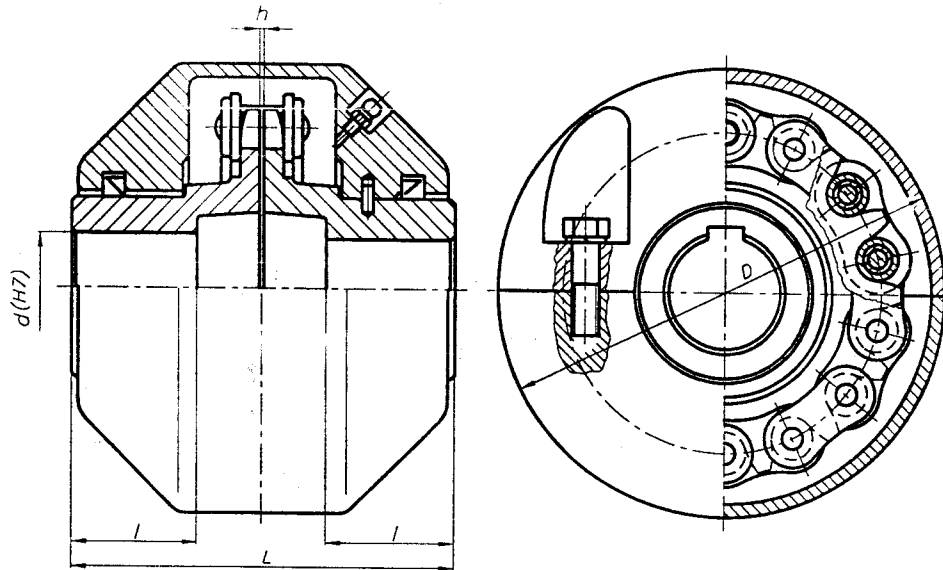


Рис. 14.2.3. Цепная муфта с однорядной цепью (тип 1)

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть пересчитаны.

Табл. 14.2.2. Параметры муфт и их размеры, мм

T кН·м	d	D	L для исполн.			l для исполн.			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	80	74	36	25	36	ПР-19,05-3180	19,05	12	1,3	0,16
			122	92	86	42	27	42					
0,125	25...36	125	122	92	86	42	27	42	ПР-25,4-6000	25,4	10	1,8	0,20
			162	124	86	58	39	42					
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	172	118	82	57	58	ПР-38,1-12700	38,1	12	3,5	0,40
			284	220	168	105	73	82					
2,0	63...90	280	284	220	168	105	73	82	ПР-50,8-22700	50,8	12	3,8	0,50
			344	272	214	130	94	105					
4,0	80...110	310	344	272	214	130	94	105	ПР-50,8-22700	50,8	14	3,8	0,60
			424	264	264	165	124	130					
8,0	100...140	350	504	334	334	200	154	165	ПР-50,8-22700	50,8	16	3,8	0,80

ГОСТ 20742-93

Типы муфт: 1 - с однорядной цепью;
2 - с двухрядной цепью (13.2. п.3).

Исполнения полумуфт:

- 1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 2 - с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081-66;
- 3 - с отверстием для валов со средней серией прямобоочных шлицов по ГОСТ 1139-80;
- 4 - с отверстием для валов с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033-80.

Материал полумуфт - сталь:

45 по ГОСТ 1050-88, 45Л по ГОСТ 977-88.

Твердость рабочих поверхностей зубьев 40...45 HRC.

Угловая несоосность осей валов - не более 1°.

Радиальная несоосность осей валов (табл. 14.2.2).

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_s = Pz/\pi$ (см. 6.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).

Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).

Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).

Шлицевые соединения прямобоочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).

Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).

Фаски - (7.4.3 п. 2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепной муфты, передающей номинальный крутящий момент $T = 500$ Н·м, типа 1, с диаметром посадочных отверстий $d = 50$ мм, с полумуфтами исполнения 1:

Муфта 500-1-50-1 ГОСТ 20742-93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты $d = 50$ мм, исполнения 1, с диаметром другой полумуфты $d = 56$ мм, исполнения 2:

Муфта 500-1-50-1-56-2 ГОСТ 20742-93

То же, с полумуфтами исполнения 3 с наружным диаметром шлицев $d = 48$ мм:

Муфта 500-1-8x42x48 ГОСТ 20742-93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты $d = 50$ мм, исполнения 1, с наружным диаметром зубьев шлицев другой полумуфты $d = 48$ мм, посадкой по диаметру центрирования H7, модулем $m = 1,5$ мм, исполнения 4:

Муфта 500-1-48xH7x1,5-4 ГОСТ 20742-93

3. МУФТЫ ЦЕПНЫЕ С ДВУХРЯДНОЙ ЦЕПЬЮ ГОСТ 20742-93

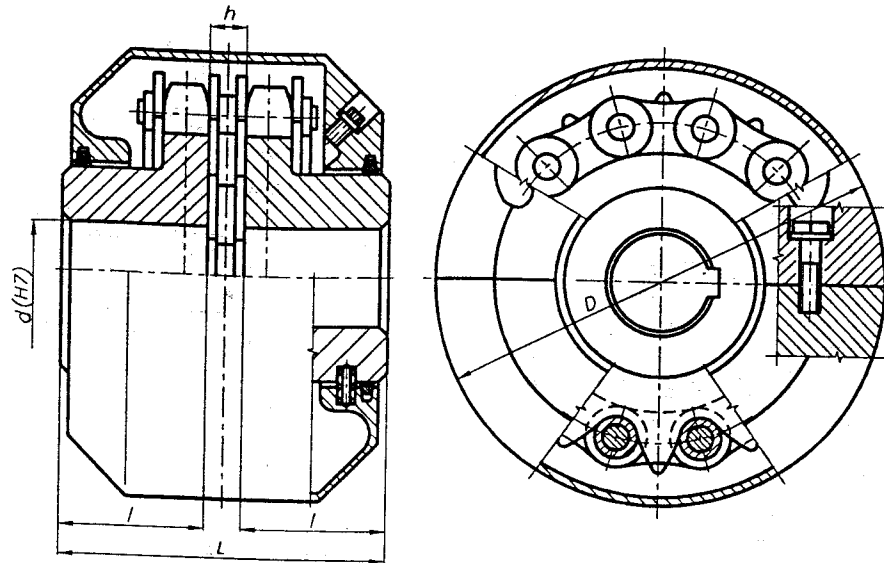


Рис. 14.2.4. Цепная муфта с двухрядной цепью (тип 2)

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть пересчитаны.

Табл. 14.2.3. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 20742-93

T кН·м	d	D	L для исполн.			l для исполн.			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					
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										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										16		
	80...90										19		
4,0	80...95	320	363	291	233	130	94	105	2ПР-38,1-25400	38,1	18	22,5	0,80
	100...110										22		
											20		
8,0	100...125	340	447	369	287	165	124	130	2ПР-44,45-34480	44,45	18	26,3	1,00
	130...140										20		
											16		
16	125...150	440	530	434	360	200	154	165	2ПР-50,8-45360	50,8	16	30	1,20
	160...180										22		

Типы муфт: 1 - с однорядной цепью (13.2 п.2);
2 - с двухрядной цепью.

Исполнения полумуфт:

- 1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 2 - с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081-66;
- 3 - с отверстием для валов со средней серией прямобоочных шлицов по ГОСТ 1139-80;
- 4 - с отверстием для валов с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033-80.

Материал полумуфт - сталь:

45 по ГОСТ 1050-88, 45Л по ГОСТ 977-88.

Твердость рабочих поверхностей зубьев 40...45 HRC.

Угловая несоосность осей валов - не более 1°.

Радиальная несоосность осей валов (табл. 14.2.3).

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_s = Pz/\pi$ (см. 6.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).

Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).

Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).

Шлицевые соединения прямобоочные - ГОСТ 1139-80 (10.2.1).

Шлицевые соединения эвольвентные - ГОСТ 6033-80 (10.2.2).

Фаски (7.4.3 п. 2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ цепной муфты, передающей номинальный крутящий момент $T = 500$ Н·м, типа 2, с диаметром посадочных отверстий $d = 50$ мм, с полумуфтами исполнения 1:

Муфта 500-2-50-1 ГОСТ 20742-93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты $d = 50$ мм, исполнения 1, с диаметром другой полумуфты $d = 56$ мм, исполнения 2:

Муфта 500-2-50-1-56-2 ГОСТ 20742-93

То же, с полумуфтами исполнения 3 с наружным диаметром шлицев $d = 48$ мм:

Муфта 500-2-48x42x48 ГОСТ 20742-93

То же, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты $d = 50$ мм, исполнения 1, с наружным диаметром зубьев шлицев другой полумуфты $d = 48$ мм, посадкой по диаметру центрирования H7, модулем $m = 1,5$ мм, исполнения 4:

Муфта 500-2-48xH7x1,5-4 ГОСТ 20742-93

14.3. МУФТЫ УПРУГИЕ

1. МУФТЫ УПРУГИЕ ВТУЛОЧНО-ПАЛЬЦЕВЫЕ ГОСТ 21424-93

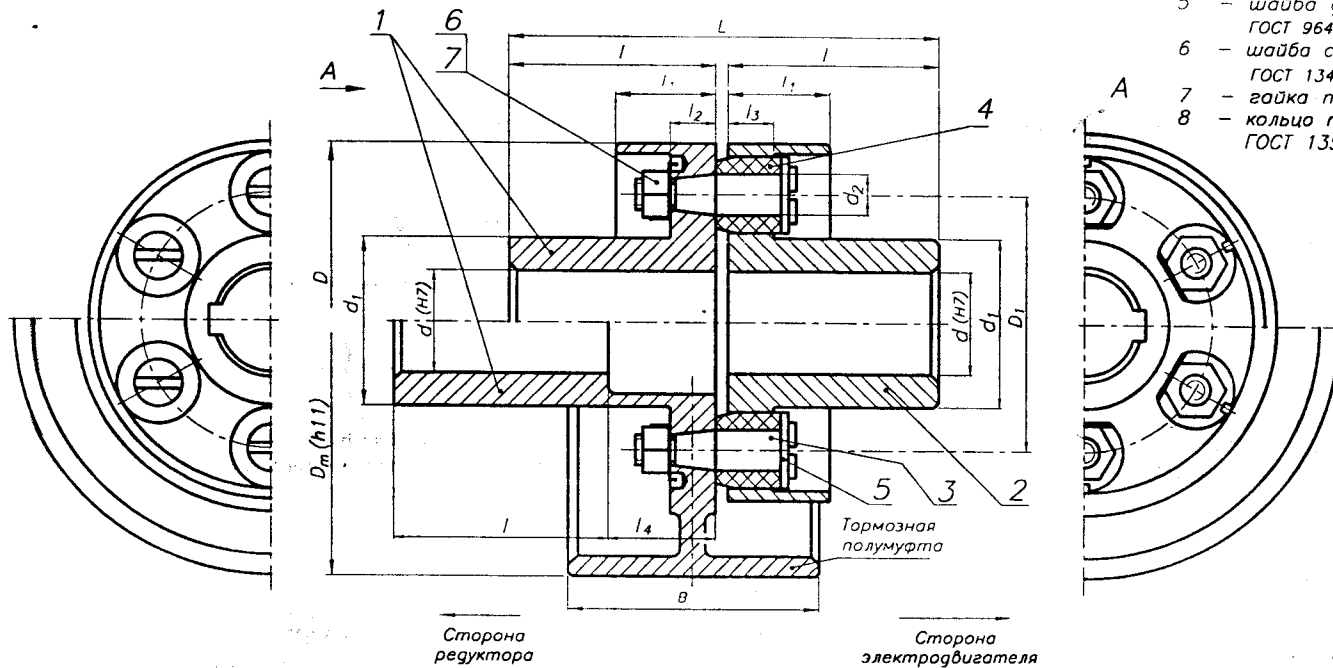


Рис. 14.3.1. Муфта втулочно-пальцевая

Материал полумуфт - чугун СЧ20 по ГОСТ 1412-85, пальцев - сталь 45 по ГОСТ 1050-88.

Табл. 14.3.1. Параметры муфт и их размеры, мм

T кН·м	d	D	L								Несоосность валов		l ₁	l ₂	l ₃	d ₁	d ₂	D ₁	Тормозной шкив			
			Исполнения				Исполнения				радиальная	угловая							D _τ	B	l ₄	
			1	2	3	4	1	2	3	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												

- 1,2 - полумуфты;
- 3 - палец;
- 4 - втулка упругая;
- 5 - шайба для пальцев ГОСТ 9649-78;
- 6 - шайба стопорная с носком ГОСТ 13465-77;
- 7 - гайка по ГОСТ 5915-70;
- 8 - кольцо пружинное ГОСТ 13542-86.

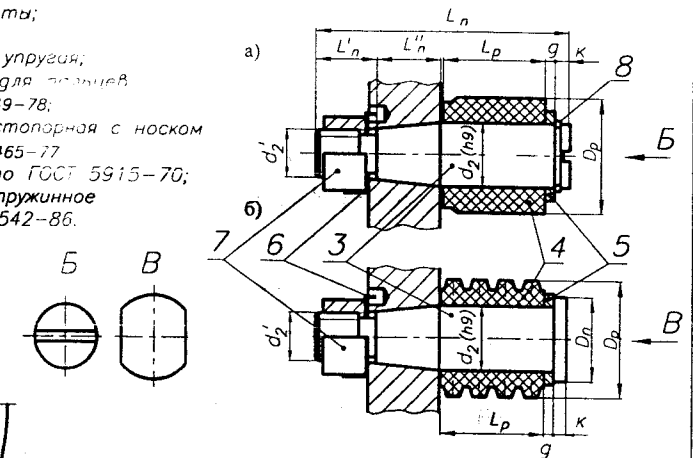


Рис. 14.3.2. Варианты выполнения пальца

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 $d_s = D_1$ (см. 6.5).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упругой втулочно-пальцевой муфты с номинальным крутящим моментом $T = 250$ Н·м, диаметром посадочного отверстия $d = 40$ мм, исполнения 1:

Муфта 250-40-1 ГОСТ 21424-93

То же, одна из полумуфт диаметром $d = 32$ мм, исполнения 1, другая - диаметром $d = 40$ мм, исполнения 4:

Муфта 250-32-1-40-4 ГОСТ 21424-93

Табл. 14.3.2. Размеры пальцев, мм

d ₂	D _n	d' ₂	L _n	l' _n	l'' _n	k	D _p	L _p	g
14	22	M10	56	14	14		26	22	3
16	22	M12	64	16	16	3	30	25	
							32	28	
20	28	M16	80	20	20		35	32	4
25	32	M20	101	25	26	4	45	40	
							50	45	5
28	36		111		28		63	55	6
35	48	M24	133	30	34	6	80	71	
45	58	M36	177	44	46	7	100	90	8
55	70	M42	216	53	54				

2. МУФТЫ УПРУГИЕ СО ЗВЕЗДОЧКОЙ ГОСТ 14084-93

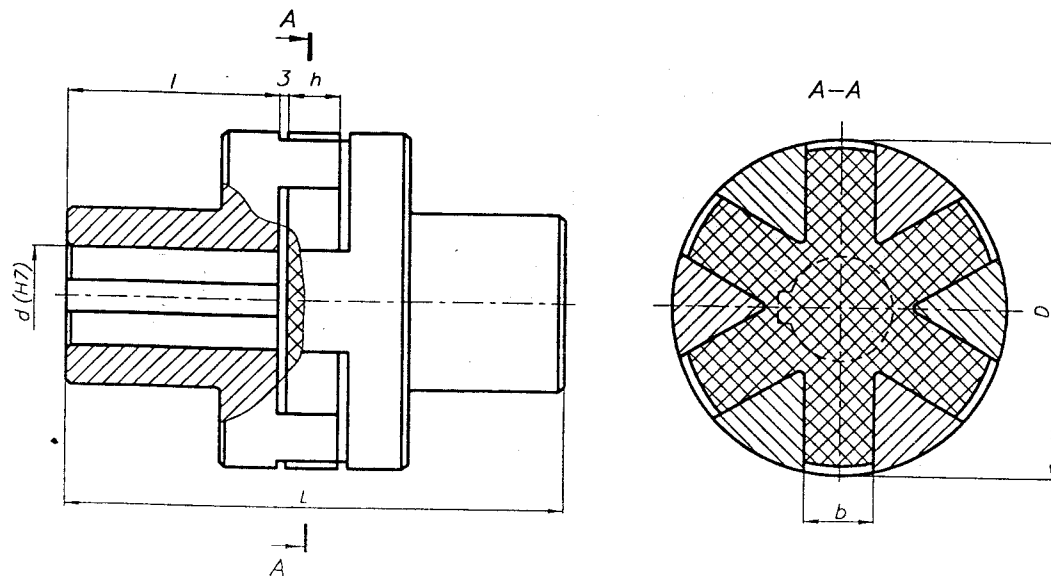


Рис. 14.3.3. Муфта со звездочкой

Значения передаваемых крутящих моментов указаны для постоянной по значению и направлению нагрузки. Если нагрузка является переменной, значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 2 раза.

Исполнения полумуфт:

- 1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 2 - с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66.

Материал полумуфт - сталь 35 по ГОСТ 1050-88.

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_s = 0,75 D$ (см. 6.5).

Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1).

Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).
Фаски (7.4.3 п. 2).

Табл. 14.3.3. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 14084-93

T Н·м	Отверстие		D	L для исполнения		ω , с ⁻¹ max	Несоосность валов не более		b	h
	d	l для исполн. 1 2		1	2		радиальная	угловая		
...	12; 14	30 25	53	81 71	400	0,2	1°30'	10,5	15	
16,0	16; 18	40 28		101 77						
25,0	14	30 25	63	81 71	370	0,2	1°30'	12,5	15	
	16...19	40 28		101 77						
	20	50 36		121 93						
31,5	16; 19	40 28	71	101 77	315	0,2	1°30'	12,5	15	
	20; 22	50 36		121 93						
63	20...24	50 36	85	128 100	235	0,2	1°30'	14,5	22	
	25; 28	60 42		143 112						
125	25; 28	60 42	105	143 112	210	0,3	1°30'	16,5	22	
	30...36	80 58		188 144						
250	32...38	80 58	135	191 147	160	0,4	1°00'	18,5	25	
	40...45	110 82		251 195						
400	38	80 58	166	196 152	140	0,4	1°00'	20,5	30	
	40...48	110 82		256 200						

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упругой муфты со звездочкой, передающей номинальный крутящий момент $T = 125$ Н·м, с диаметром посадочных отверстий $d = 32$ мм, с полумуфтами исполнения 1:

Муфта 125-32-1 ГОСТ 14084-93

То же, с полумуфтами: одна - исполнения 1, другая - исполнения 2:

Муфта 125-32-1-2 ГОСТ 14084-93

То же, с полумуфтами: одна - диаметром $d = 32$ мм, исполнения 1, другая - диаметром $d = 25$ мм, исполнения 2:

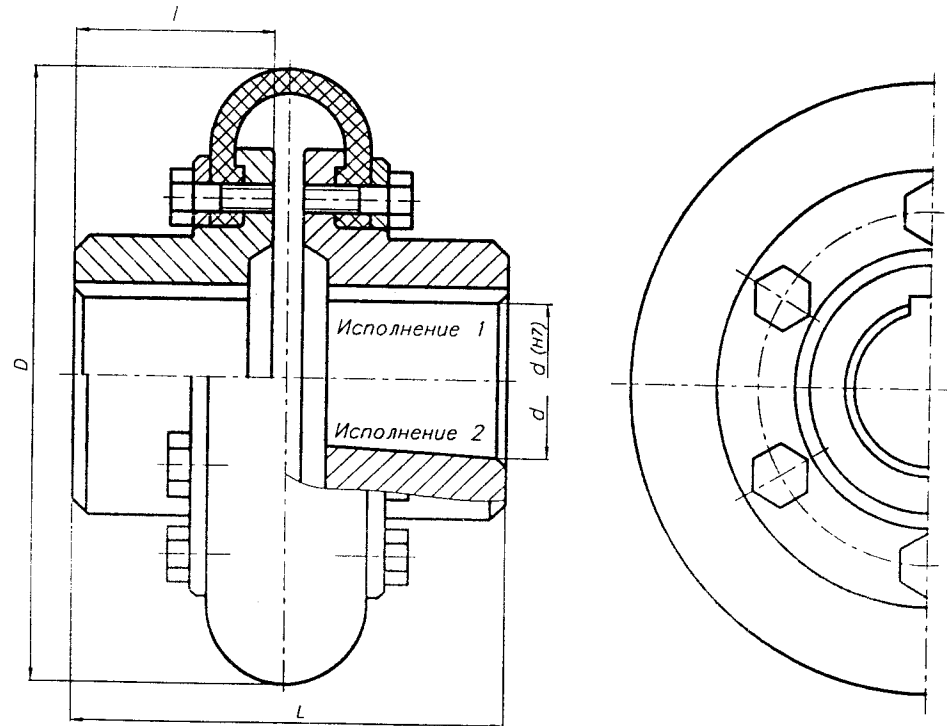
Муфта 125-32-1-25-2 ГОСТ 14084-93

3. МУФТЫ УПРУГИЕ С ТОРООБРАЗНОЙ ОБОЛОЧКОЙ ГОСТ 20884-93

Табл. 14.3.4. Параметры муфт и их размеры, мм

ГОСТ 20884-93

T кН·м	T max кН·м	d	D	Исполнения /				Угол закручив. max	Несоосность		
				1	2	1	2		осевая	радиальн.	угловая
0,04	0,125	18, 19	125	115	100	-	-	5°30'	1,0	1,0	1°00'
		22...24		130	120	38	26				
		25		140	130	44	28				
0,08	0,25	22, 24	160	140	130	38	26	5°30'	2,0	1,6	1°00'
		25, 28		150	140	44	28				
		30		185	170	60	40				
0,125	0,4	25, 28	180	155	145	44	28	5°30'	2,0	1,6	1°00'
		30...36		190	175	60	40				
0,2	0,63	30...38	200	200	185	6	40	5°30'	2,5	2,0	1°00'
		40		250	235	84	60				
0,25	0,8	32...38	220	205	185	60	40	5°30'	3,0	2,5	1°30'
		40...45		255	240	84	60				
0,315	1,0	35...38	250	21	195	60	40	5°30'	3,0	2,5	1°30'
		40...48		270	250	84	60				
0,5	1,6	40...56	280	270	250	84	60	5°30'	3,6	3,0	1°30'
		48...56		280	270	84	60				
0,8	2,5	60, 63	320	330	310	108	75	5°30'	3,6	3,0	1°30'
		60...75		330	280	108	75				
1,25	3,15	55, 56	360	280	270	84	60	4°30'	4,0	3,6	1°30'
		60...75		330	280	108	75				
2,0	5,0	63...75	400	350	270	108	75	4°30'	4,5	4,0	1°30'
		89...90		400	320	132	96				
3,15	8,0	75	450	355	285	108	75	4°30'	4,5	4,0	1°30'
		80...95		405	325	132	96				
		100		475	385	168	125				
		90, 95		415	325	132	96				
5,0	12,5	100...125	500	490	400	168	126	4°30'	5,0	4,0	1°30'
		130, 140		570	465	204	158				
8,0	20	100...125	560	495	400	168	126	3°30'	5,6	5,0	1°30'
		130, 140		570	465	204	158				
12,5	25	110...125	630	525	420	168	126	3°30'	6,0	5,0	1°30'
		130...145		585	480	204	158				
		160		665	540	244	185				
		120, 125		510	430	168	126				
16	31,5	130...150	710	590	490	204	158	3°30'	6,7	5,0	1°30'
		160...180		670	550	244	188				
		140, 150		600	500	204	158				
		160...180		680	560	244	188				
20	40	180, 190	800	760	620	284	218	2°30'	7,5	5,0	1°30'
		140, 150		680	560	244	188				
		160...180		760	620	284	218				
		180, 190		770	630	284	218				
25	50	150	900	10	510	204	158	2°30'	9,0	5,0	1°30'
		160...180		690	570	244	188				
		190, 200		770	630	284	218				
		160...180		710	580	244	188				
31,5	63	190...220	1000	790	640	284	218	2°30'	10	5,0	1°30'
		160...180		710	580	244	188				
		190...210		790	640	284	218				
		220, 240		900	650	284	218				
40	80	170, 180	1120	720	590	244	188	2°30'	11	5,0	1°30'
		190...210		800	650	284	218				
		220, 240		900	650	284	218				
		170, 180		720	590	244	188				



Типы муфт:

- 1 - с оболочкой выпуклого профиля;
- 2 - с оболочкой вогнутого профиля.

Исполнения полумуфт:

- 1 - с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
- 2 - с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72.

Материал полумуфт - чугун марки Вч-35... ВЧ-50 по ГОСТ 7293-85;
- сталь 45 по ГОСТ 1050-88.

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_s = 2,2d$
Концы валов цилиндрические - ГОСТ 12080-66 (7.4.2 п. 1). (см. 6.5).

Концы валов конические - ГОСТ 12081-72 (7.4.2 п. 2).

Шпоночные соединения призматические - ГОСТ 23360-78 (10.1.2).

Фаски (7.4.3 п. 2).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ упругой муфты с 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

Рис. 14.3.4. Муфта с торообразной оболочкой выпуклого профиля

4. УПРУГАЯ МУФТА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПРУЖИНАМИ

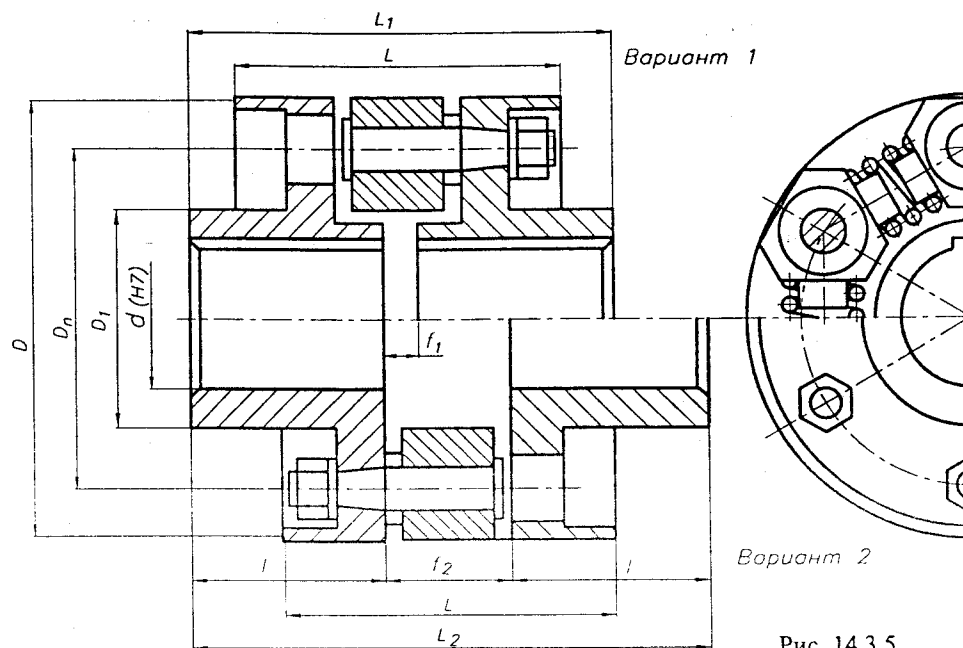


Рис. 14.3.5

5. УПРУГАЯ МУФТА С ПАКЕТАМИ ГИЛЬЗОВЫХ ПРУЖИН

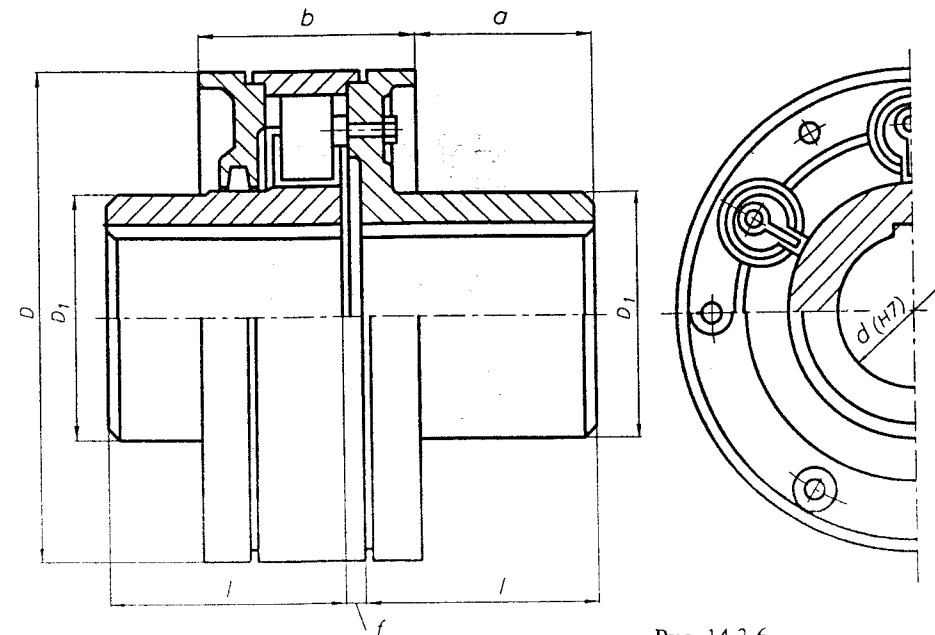


Рис. 14.3.6

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_3 = D_n$ (см. 6.5).

При определении сил, нагружающих валы от муфты, следует принимать $d_3 = 0,5(D + D_1)$ (см. 6.5).

Табл. 14.3.5. Параметры и размеры, мм, упругих муфт с цилиндрическими пружинами [24], [41]

T кН·м	n мин ⁻¹	D	L	l	D _n	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

Табл. 14.3.6. Параметры и размеры, мм, упругих муфт с пакетами гильзовых пружин [24]

T кН·м	n мин ⁻¹	d	D	D ₁	l	f	b	a
0,143	3850	35	185	70	50	2	60	30
0,215	3850	35	185	70	60	2	60	40
0,288	2850	35	185	70	70	2	60	50
0,43	3400	45	210	90	70	2	60	50
0,575	3180	50	225	100	80	2	60	60
0,716	3180	50	225	100	80	3	90	60
1,07	2860	60	250	120	90	3	90	65
1,43	2600	75	275	150	100	4	100	75
1,86	2380	80	300	155	100	4	100	75
2,3	2230	85	320	160	100	4	100	75
2,87	2080	90	345	170	120	4	100	95
3,58	1880	100	380	180	140	5	100	115

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Присоединительные размеры электродвигателя.
2. Присоединительные размеры редуктора.
3. Присоединительные размеры муфты.

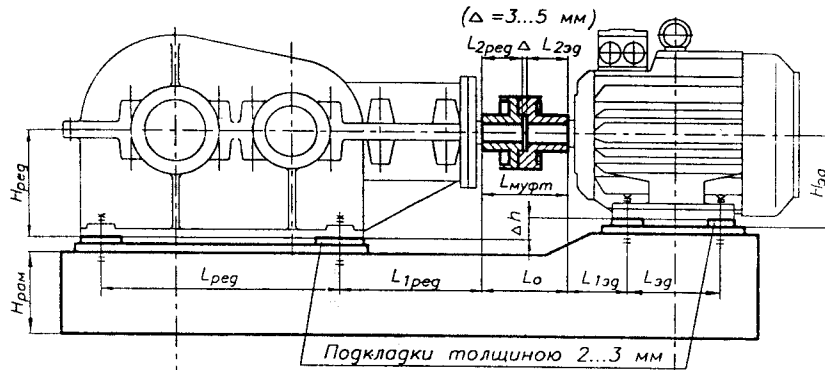


Рис. 15.1.1. Схема привода

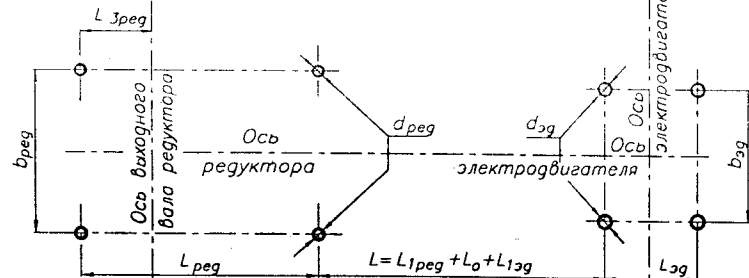


Рис. 15.1.2. Схема расположения болтов крепления электродвигателя и редуктора к раме

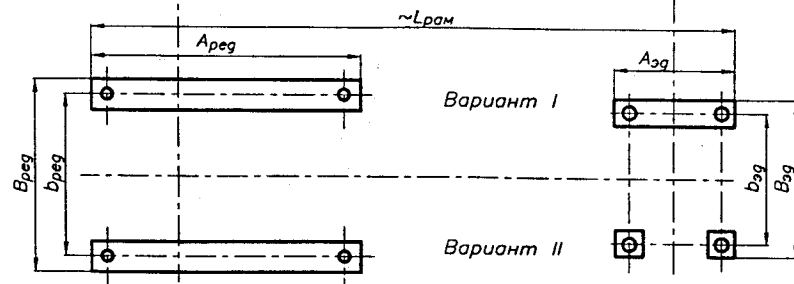


Рис. 15.1.3. Размещение опорных поверхностей электродвигателя и редуктора на раме

15. ПРИВОДЫ

15.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ РАМ [21]

1. СОЕДИНЕНИЕ ВАЛА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С ВАЛОМ РЕДУКТОРА и схема расположения болтов крепления элементов привода на плоскости рамы

- 1.1. Выставить соосно электродвигатель и редуктор так, чтобы между торцевыми поверхностями соединяемых валов был зазор $\Delta = 3...5$ мм.
 - 1.2. Оценить расстояние L_0 между заплечиками валов электродвигателя и редуктора $L_0 = L_{2рег} + \Delta + L_{2эг}$, мм.
 - 1.3. Для выбранного типо-размера муфты определить ее длину $L_{муфт}$, мм.
 - 1.4. Наилучшим вариантом есть условие $L_0 = L_{муфт}$, мм (рис. 15.1.4а).
 - 1.5. Если $L_0 > L_{муфт}$, то между заплечиками валов и муфты следует установить дистанционные кольца (рис. 15.1.4б).
 - 1.6. Если $L_0 < L_{муфт}$, то зазор Δ между валами электродвигателя и редуктора следует увеличить, чтобы соблюдалось условие п. 1.4 (рис. 15.1.4в).
- Выполнение п. 1 определяет схему расположения болтов на плоскости рамы, где смонтированы электродвигатель и редуктор (рис. 15.1.2).

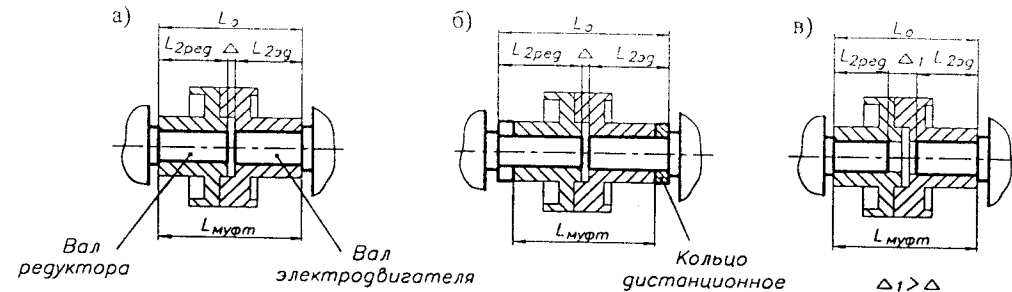


Рис. 15.1.4. Варианты соединения валов электродвигателя и редуктора

2. ОПОРНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И РЕДУКТОРА

Используя присоединительные размеры элементов привода, обрисовать на схеме размещения болтов опорные поверхности электродвигателя и редуктора (рис. 15.1.3), что определяет ориентировочно длину рамы $L_{рам}$, мм.

3. РАМА

3.1. Высота рамы определяется из 2-х условий:

- а) $H_{рам} = (0,09...0,12)L_{рам}$, мм.
- б) Учитывая, что для изготовления рам чаще используется сортамент швеллера, высота его выбирается из возможности размещения большего из болтов $d_{рег}$ или $d_{эг}$ (диаметры отверстий в швеллерах представлены в табл. 15.2.3).

3.2. Поперечный размер установки швеллеров (рис. 15.1.5)

$$A_{peg} = b_{peg} - 2a, \text{ мм},$$

$$A_{эг} = b_{эг} - 2a, \text{ мм},$$

где a - расстояние от стенки швеллера до оси отверстия (рис. 15.2.1.6).

Так как обычно $b_{peg} \neq b_{эг}$, то ширина швеллеров в месте установки редуктора и электродвигателя различная. Это требует разрезания полки швеллера (рис. 15.1.5а) и укрепления мест реза накладками (рис. 15.1.5б).

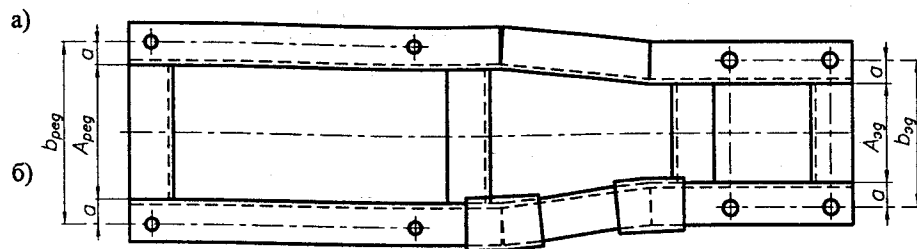


Рис. 15.1.5. Установка швеллеров рамы

Продольные швеллеры перевязываются поперечными связями, выполняемыми также из швеллеров (рис. 15.1.5).

3.3. Разность уровней опорных поверхностей электродвигателя и редуктора

$$\Delta h = |H_{эг} - H_{peg}|, \text{ мм}.$$

Швеллеры определяют минимальную высоту рамы (для наибольшего из размеров $H_{эг}$ или H_{peg}). Для меньшего из размеров ($H_{эг}$ или H_{peg}) выполняется надстройка рамы по одному из вариантов рис. 15.1.6.

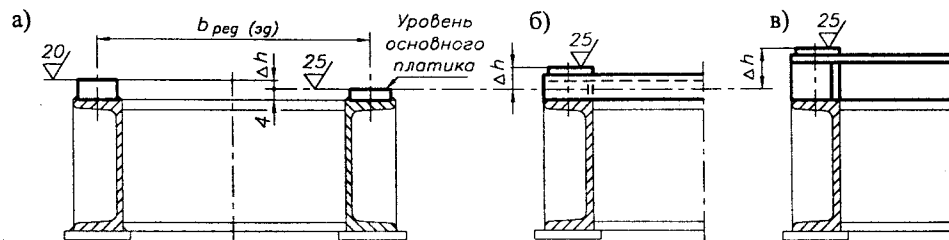


Рис. 15.1.6. Варианты выполнения надстройки рамы

3.4. Под опорные места редуктора и электродвигателя на швеллеры рамы и на надстройку приваривают пластики толщиной ~ 6 мм с последующей их обработкой до толщины ~ 4 мм, что устраняет результаты коробления рамы после сварки и позволяет выдержать разницу уровней опорных поверхностей Δh (рис. 15.1.6).

Размеры пластиков можно принимать равными размерам опорных поверхностей элементов привода.

3.5. Пластики приваривают также на нижней опорной поверхности рамы в местах ее крепления к фундаменту с использованием фундаментных болтов. Варианты крепления рамы к фундаменту с использованием фундаментных болтов (рис. 15.1.7) представлены на рис. 15.1.7.

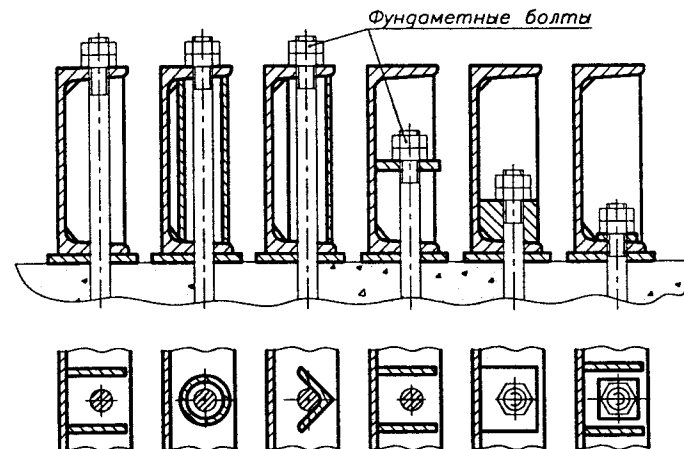


Рис. 15.1.7. Варианты установки в раме фундаментных болтов

3.6. В связи с допуском на высоту центров электродвигателя и редуктора, следует предусмотреть установку под болты их крепления к раме комплекта регулировочных прокладок толщиной 2...3 мм.

3.7. Основные размеры рамы представлены на рис. 15.1.8.

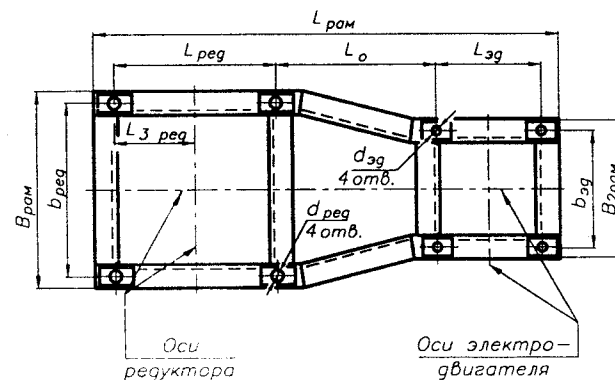


Рис. 15.1.8. Основные размеры рамы

15.2. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ РАМ

1. ШВЕЛЛЕРЫ. ОТВЕРСТИЯ В ШВЕЛЛЕРАХ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.2.1. Размеры поперечного сечения швеллеров

ГОСТ 8240-89

№ швеллера	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>R</i> _{max}	<i>r</i> _{max}
	ММ					
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5
16а	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5
18а	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0

Табл. 15.2.2. Параметры сечения швеллеров

Площ. попер. сечен.	Масса	<i>I_x</i>	<i>W_x</i>	<i>i_x</i>	<i>S_x</i>	<i>I_y</i>	<i>W_y</i>	<i>i_y</i>	<i>z_o</i>
		см ⁴	см ³	см	см ³	см ⁴	см ³	см	см
6,16	4,84	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,95	1,16
7,51	5,90	48,6	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,08	1,24
8,98	7,05	89,4	22,4	3,16	23,3	12,8	4,75	1,19	1,31
10,9	8,59	174	34,8	3,99	20,4	20,4	6,46	1,37	1,44
13,3	10,4	304	50,6	4,78	29,6	31,2	8,52	1,53	1,54
15,6	12,3	491	70,2	5,60	40,8	45,4	11,0	1,70	1,67
18,1	14,2	747	93,4	6,42	54,1	63,3	13,8	1,87	1,80
19,5	15,3	823	103	6,49	59,4	78,8	16,4	2,01	2,00
20,7	16,3	1090	121	7,24	69,8	86,0	17,0	2,04	1,94
22,2	17,4	1190	132	7,32	76,1	105	20,0	2,18	2,13
23,4	18,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,20	2,07
26,7	21,0	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37	2,21
30,6	24,0	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,60	2,42
35,2	27,7	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73	2,47
40,5	31,8	5810	387	12,0	224	327	43,6	2,84	2,52
46,5	36,5	7980	484	13,1	281	410	51,8	2,97	2,59
53,4	41,9	10820	601	14,2	350	513	61,7	3,10	2,68
61,5	48,3	15220	761	15,7	444	642	73,4	3,23	2,75

Табл. 15.2.3. Размеры отверстий в швеллерах

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>a</i>	<i>A</i> _{max}	<i>a</i> ₁
ММ				
9	-	20	-	-
9	-	20	-	-
11	-	25	-	-
13	9	30	34	33
15	13	30	44	38
17	15	35	56	42
20	17	35	60	50
20	17	40	60	50
22	20	40	70	55
22	23,5	45	70	55
24	23,5	45	80	60
26	26	50	90	65
26	26	50	110	65
26	26	60	130	70
26	26	60	160	70
26	26	60	190	70
26	26	70	210	75
30	26	70	250	75

Табл. 15.2.4. Размеры профиля примыкающих к швеллеру деталей

<i>e</i> ₁	<i>e</i> ₂	<i>e</i>	<i>L</i>	<i>l</i>	<i>L</i> ₁	<i>l</i> ₁	<i>L</i> ₂	<i>f</i> ₁	<i>f</i> ₂	<i>r</i> ₁	<i>c</i>	<i>δ</i>
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

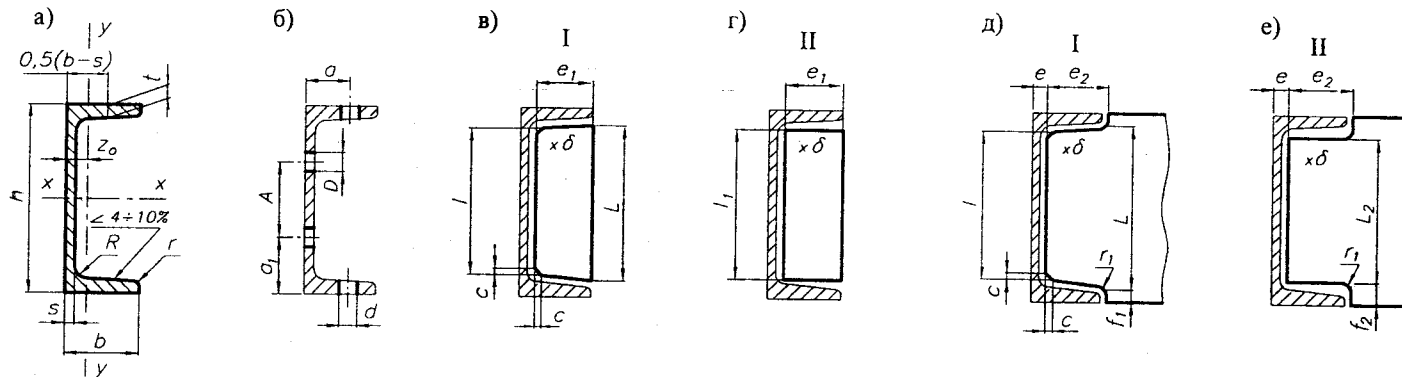


Рис. 15.2.1. Швеллеры:

- а) размеры поперечного сечения; б) отверстия в швеллерах;
в) - е) размеры профиля примыкающих деталей

Профиль I применяется в тех случаях, когда по прочности соединения требуется приварка примыкающих частей к полкам швеллера.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ швеллера №16
длиною 1000 мм из стали Ст0
(поставка по ГОСТ 535):
Швеллер 16-1000 ГОСТ 8240
Ст0 ГОСТ 535

2. ДВУТАВРЫ. ОТВЕРСТИЯ В ДВУТАВРАХ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.2.5. Размеры поперечного сечения двутавров
ГОСТ 8239-89

№ двутавра	h	b	s	t	R _{max}	r _{max}
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0
50	500	170	10	15,2	17,0	7,0
55	550	180	11	16,5	18,0	7,0
60	600	190	12	17,8	20,0	8,0

Табл. 15.2.6. Параметры сечения двутавров

Площ. попер. сечен.	Масса	I _x	W _x	i _x	S _x	I _y	W _y	i _y
12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
14,7	11,5	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
17,4	13,7	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
20,2	15,9	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,70
23,4	18,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
26,8	21,0	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
30,6	24,0	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
34,8	27,3	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
40,2	31,5	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
46,5	36,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
53,8	42,2	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
61,9	48,6	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
72,6	57,0	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
84,7	66,5	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
100	78,5	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
118	92,6	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
138	108	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

Табл. 15.2.7. Размеры отверстий в двутаврах

d	D	a	A _{max}	a ₁
9,0	9,0	32	40	30
9,0	13,0	36	48	36
11,0	13,0	45	60	40
13,0	13,0	45	80	40
15,0	17,0	50	80	50
17,0	17,0	55	100	50
20,0	21,5	60	100	60
22,0	21,5	60	120	60
22,0	21,5	70	150	60
24,0	23,5	75	170	65
24,0	23,5	80	200	65
24,0	23,5	80	220	70
26,0	23,5	80	260	70
26,0	23,5	90	310	70
26,0	26,0	100	340	80
26,0	26,0	100	390	80
30,0	30,0	110	420	90

Табл. 15.2.8. Размеры профиля примыкающих к двутавру деталей

e ₁	e ₂	e	L	l	L ₁	l ₁	L ₂	f ₁	f ₂	r ₁	c	δ
25	25	4,0	87	82	80	78	70	6,5	15,0	1,5	4	5
30	30	4,0	107	101	100	97	88	6,5	16,0	1,5	4	5
30	34	4,0	126	120	119	116	106	6,5	17,0	1,5	4	5
36	38	4,0	146	139	137	134	125	6,5	17,5	2,0	5	6
40	43	4,0	166	158	157	153	142	6,5	19,0	2,0	5	6
45	47	4,5	185	176	174	170	160	7,0	20,0	2,0	6	6
50	52	4,5	206	195	194	189	178	7,0	21,0	2,0	6	6
50	55	4,5	224	213	212	207	196	7,5	22,0	2,0	6	8
56	60	5,0	254	242	242	236	224	7,5	23,0	2,5	6	8
60	64	5,5	284	271	270	264	250	7,5	25,0	2,5	7	8
65	66	5,5	312	298	298	291	276	9,0	27,0	2,5	7	8
65	68	6,0	340	326	325	318	302	10,0	29,0	3,0	8	8
70	73	6,0	379	364	363	356	338	10,0	31,0	3,0	8	8
70	75	6,5	425	411	408	401	384	11,5	33,0	3,5	10	10
75	80	7,0	474	459	454	447	430	12,0	35,0	3,5	12	10
80	85	7,0	522	506	502	494	475	13,0	37,5	3,5	12	10
85	90	7,5	570	553	547	539	518	14,0	41,0	4,0	14	10

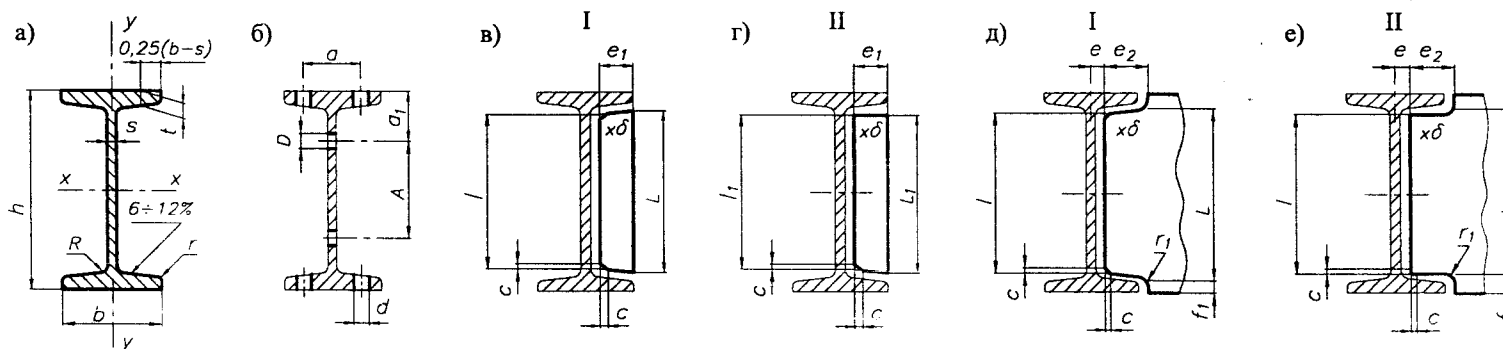


Рис. 15.2.2. Двутавры:

а) размеры поперечного сечения; б) отверстия в двутаврах;

в) - е) размеры профиля примыкающих деталей

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ

двутавра № 16 длиной 1000 мм
из стали Ст3сп
(поставка по ГОСТ 535):Двутавр 16-1000 ГОСТ 8239
Ст3сп ГОСТ 535

Профиль I применяется в тех случаях, когда по прочности соединения требуется приварка примыкающих частей к полкам двутавра.

Табл. 15.2.9. Размеры поперечного сечения равнополочных уголков

ГОСТ 8509-86

№ уголка	мм			
	b	t	R	r
2	20	3	3,5	1,2
2,5	25	3	3,5	1,2
		4		
		5		
2,8	28	3	4,0	1,3
3	30	3	4,0	1,3
		4		
		5		
3,2	32	3	4,5	1,5
		4		
		5		
3,5	35	3	4,5	1,5
		4		
		5		
4	40	3	5,0	1,7
		4		
		5		
		6		
		7		
		8		
4,5	45	3	5,0	1,7
		4		
		5		
		6		
		7		
		8		
5	50	3	5,5	1,8
		4		
		5		
		6		
		7		
		8		
5,6	56	4	6,0	2,0
		5		
		6		
6	60	4	7,0	2,3
		5		
		6		
		10		
6,3	63	4	7,0	2,3
		5		
		6		
6,5	65	6	7,0	2,3
		7		
		8		
		10		

3. УГОЛКИ РАВНОПОЛОЧНЫЕ. ОТВЕРСТИЯ В УГОЛКАХ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

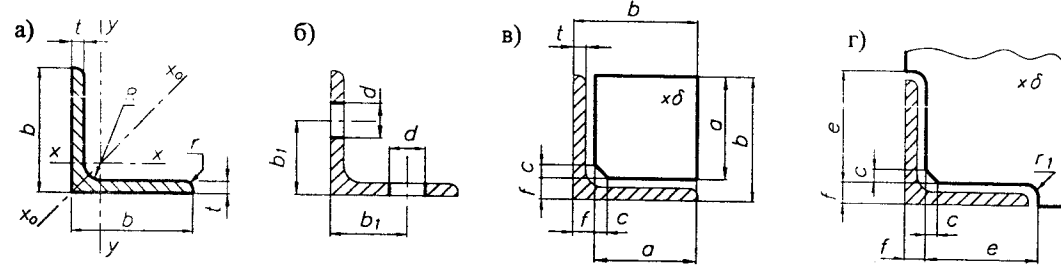


Рис. 15.2.3. Уголки равнополочные:

- а) размеры поперечного сечения;
- б) отверстия в уголках; в), г) размеры профиля примыкающих деталей

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ уголка равнополочного 50x50x3 длиной 1000 мм из стали СтЗсп (поставка по ГОСТ 535): Уголок 50x50x3-1000 ГОСТ 8509 СтЗсп ГОСТ 535

Табл. 15.2.10. Справочные данные сечения уголков

№ уголка	Площ. попер. сечен. см ²	Масса кг/м	I _x см ⁴	W _x см ³	i _x см	I _{x0} см ⁴	i _{x0} см	I _y см ⁴	W _y см ³	i _y см	I _{xy} см ⁴	z ₀ см	
													2
2,5	1,43 1,86 2,27	1,12 1,46 1,78	0,81 1,03 1,22	0,46 0,59 0,71	0,75 0,74 0,73	1,29 1,62 1,91	0,95 0,93 0,92	0,34 0,44 0,53	0,33 0,41 0,47	0,49 0,48 0,48	0,47 0,59 0,69	0,73 0,76 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 2,27 2,78	1,36 1,78 2,18	1,45 1,84 2,20	0,67 0,87 1,06	0,91 0,80 0,89	2,30 2,92 3,47	1,15 1,13 1,12	0,60 0,77 0,94	0,53 0,61 0,71	0,59 0,58 0,58	0,85 1,08 1,27	0,85 0,89 0,93
3,2		1,86 2,43	1,46 1,91	1,77 2,26	0,77 1,00	0,97 0,96	2,80 3,58	1,23 1,21	0,74 0,94	0,59 0,71	0,63 0,62	1,03 1,32	0,89 0,94
		3,5	2,04 2,17 3,28	1,60 2,10 2,58	2,35 3,01 3,61	0,93 1,21 1,47	1,07 1,06 1,05	3,72 4,76 5,71	1,35 1,33 1,32	0,97 1,25 1,52	0,71 0,88 1,02	0,69 0,68 0,68	1,37 1,75 2,10
	4		2,35 3,08 3,79	1,85 2,42 2,98	3,55 4,58 5,53	1,22 1,60 1,95	1,23 1,22 1,21	5,63 7,26 8,75	1,55 1,53 1,52	1,47 1,90 2,30	0,95 1,19 1,39	0,79 0,78 0,78	2,08 2,68 3,22
4,5			2,65 3,48 4,29	2,08 2,73 3,37	5,13 6,63 8,03	1,56 2,04 2,51	1,39 1,38 1,37	8,13 10,52 12,74	1,75 1,74 1,72	2,12 2,74 3,33	1,24 1,54 1,81	0,89 0,89 0,88	3,00 3,89 4,71
		5	2,96 3,89 4,80	2,32 3,05 3,77	7,11 9,21 11,20	1,94 2,54 3,13	1,55 1,54 1,53	11,27 14,63 17,77	1,95 1,94 1,92	2,95 3,80 4,63	1,57 1,95 2,30	1,00 0,99 0,98	4,16 5,42 6,57
	5,69		4,47	13,07	3,69	1,52	20,72	1,91	5,43	2,63	0,98	7,65	1,46

Табл. 15.2.11. Размеры отверстий и профиля примыкающих к уголку деталей

№ уголка	b ₁	d	c	r ₁
20	13	4,5	3	1
25	15	5,5	4	
28	18	6,5		5
30				
32				
36	20	9,0	5	
40	22	11,0		
45	25			
50	30	13,0	6	
56	35	17,0		
60				
63				
65	40	20,0	7	
70	45	21,5		8
75				
80				
90	50	23,5	10	
100	55	26,5		12
110	60			
125	70	14	2	

$f = t + 1$, мм
 $a = b - t - 1$, мм
 $e = b - t$, мм

Продолжение табл. 15.2.10 на след. стр.

Продолжение табл. 15.2.10

№ уголка	Площ. попер. сечен.	Масса	I_x	W_x	i_x	I_{x0}	i_{x0}	I_y	W_y	i_y	I_{xy}	z_0	№ уголка	Площ. попер. сечен.	Масса	I_x	W_x	i_x	I_{x0}	i_{x0}	I_y	W_y	i_y	I_{xy}	z_0
	см ²													см ²											
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	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
	7,41	5,82	16,51	4,76	1,49	26,03	1,87	6,98	3,22	0,97	9,52	1,53		17,90	14,05	102,74	18,42	2,40	162,27	3,01	43,21	12,62	1,55	59,50	2,42
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	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
	5,41	4,25	15,97	3,96	1,72	25,36	2,16	6,59	2,97	1,10	9,41	1,57		12,28	9,64	94,30	14,45	2,77	149,67	3,49	38,94	11,15	1,78	55,40	2,47
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	10	13,93	10,93	106,11	16,36	2,76	168,42	3,48	43,80	12,34	1,77	62,30	2,51
	5,83	4,58	19,79	4,56	1,84	31,40	2,32	8,18	3,49	1,18	11,61	1,66		15,60	12,20	118,00	18,29	2,75	186,00	3,46	48,60	13,48	1,77	68,00	2,55
	6,92	5,43	23,21	5,40	1,83	36,81	2,31	9,60	3,99	1,18	13,60	1,70		17,17	13,48	128,60	20,07	2,74	203,93	3,45	53,27	14,54	1,76	75,30	2,59
	9,04	7,10	29,55	7,00	1,81	46,77	2,27	12,34	4,90	1,17	17,22	1,78		20,33	15,96	149,67	23,85	2,71	235,88	3,41	62,40	16,53	1,75	86,20	2,67
	11,08	8,70	35,32	8,52	1,79	55,64	2,24	15,00	5,70	1,16	20,32	1,85		12,82	10,06	122,10	16,69	3,09	193,46	3,89	50,73	13,38	1,99	71,40	2,68
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	11	13,75	10,79	130,59	17,90	3,08	207,01	3,88	54,16	14,13	1,98	76,40	2,71
	6,13	4,81	23,10	5,05	1,94	36,80	2,44	9,52	3,87	1,25	13,70	1,74		15,60	12,25	147,19	20,30	3,07	233,46	3,87	60,92	15,66	1,98	86,30	2,75
	7,28	5,72	27,06	5,98	1,93	42,91	2,43	11,18	4,44	1,24	15,90	1,78		19,24	15,10	178,95	24,97	3,05	283,83	3,84	74,08	18,51	1,96	110,0	2,83
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	12	22,80	17,90	208,90	29,47	3,03	330,95	3,81	86,84	21,10	1,95	122,0	2,91
	6,20	4,87	29,04	5,67	2,16	46,03	2,72	12,04	4,53	1,39	17,00	1,88		26,28	20,63	237,15	33,83	3,00	374,98	3,78	99,32	23,49	1,94	138,0	2,99
7	8,86	5,38	31,94	6,27	2,16	50,67	2,72	13,22	4,92	1,39	18,70	1,90	12,5	27,99	21,97	250,68	35,95	2,99	395,87	3,76	105,48	24,62	1,94	145,0	3,03
	8,15	6,39	37,58	7,43	2,15	59,64	2,71	15,52	5,66	1,38	22,10	1,94		29,68	23,30	263,82	38,04	2,98	416,04	3,74	111,61	25,79	1,94	152,0	3,06
	9,42	7,39	42,98	8,57	2,14	69,19	2,69	17,77	6,31	1,37	25,20	1,99		15,15	11,89	175,61	21,83	3,40	278,54	4,29	72,68	17,36	2,19	106,0	2,96
	10,67	8,37	48,16	9,68	2,12	76,35	2,68	19,97	6,99	1,37	28,20	2,02		17,20	13,50	198,17	24,77	3,39	314,51	4,28	81,83	19,29	2,18	116,0	3,00
	13,11	10,29	57,90	11,82	2,10	91,52	2,64	24,27	8,17	1,36	33,60	2,10		18,80	14,76	259,76	29,68	3,72	412,45	4,68	107,04	23,29	2,39	153,0	3,25
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	12,5	23,24	18,24	317,16	36,59	3,69	503,79	4,66	130,54	27,72	2,37	187,0	3,33
	8,78	6,89	46,57	8,57	2,30	73,87	2,90	19,28	6,62	1,48	27,30	2,06		27,60	21,67	371,80	43,30	3,67	590,28	4,62	153,33	31,79	2,36	218,0	3,41
	10,15	7,96	53,34	9,89	2,29	84,61	2,89	22,07	7,43	1,47	31,20	2,10		33,99	26,68	418,90	52,96	3,63	711,32	4,57	186,48	37,35	2,34	262,0	3,53
	11,50	9,02	59,84	11,18	2,28	94,89	2,87	24,80	8,16	1,47	35,00	2,15		19,69	15,46	294,36	32,20	3,87	466,76	4,87	121,98	25,67	2,49	172,0	3,36
	12,83	10,07	66,10	12,43	2,27	104,72	2,86	27,48	8,91	1,46	38,60	2,18		22,00	17,30	327,48	36,00	3,86	520,00	4,86	135,88	28,26	2,48	192,0	3,40
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	12,5	24,33	19,10	359,82	39,74	3,85	571,04	4,84	148,59	30,45	2,47	211,0	3,45
	9,38	7,36	56,97	9,80	2,47	90,40	3,11	23,54	7,60	1,58	33,40	2,19		28,89	22,68	422,23	47,06	2,82	670,02	4,82	174,43	34,94	2,46	248,0	3,53
	10,85	8,51	65,31	11,32	2,45	103,60	3,09	26,97	8,55	1,58	38,30	2,23		33,37	26,20	481,76	54,17	3,80	763,90	4,78	199,62	39,10	2,45	282,0	3,61
	12,30	9,65	73,36	12,80	2,44	116,39	3,08	30,32	9,44	1,57	43,00	2,27		37,77	29,65	538,56	61,09	3,78	852,84	4,75	224,29	43,10	2,44	315,0	3,68

4. УГОЛКИ НЕРАВНОПОЛОЧНЫЕ. ОТВЕРСТИЯ В УГОЛКАХ. ПРОФИЛЬ ПРИМЫКАЮЩИХ ДЕТАЛЕЙ

Табл. 15.2.12. Размеры поперечного сечения неравнополочных уголков ГОСТ 8510-86

№ уголка	мм					№ уголка	мм				
	B	b	t	R	r		B	b	t	R	r
2,5/1,6	25	16	3	3,5	1,2	4,5/2,8	45	28	3	5,0	1,7
3/2	30	20	3	3,5	1,2	5/3,2	50	32	3	5,5	1,8
			4		4						
3,2/2	32	20	3	3,5	1,2	5,6/3,6	56	36	4	6,0	2,0
			4		5						
4/2,5	40	25	3	4,0	1,3	6,3/4	63	40	4	7,0	2,3
			4		5						
4/3	40	30	4	4,0	1,3				5		
			5				6			8	

Продолжение табл. 15.2.12 на след. стр.

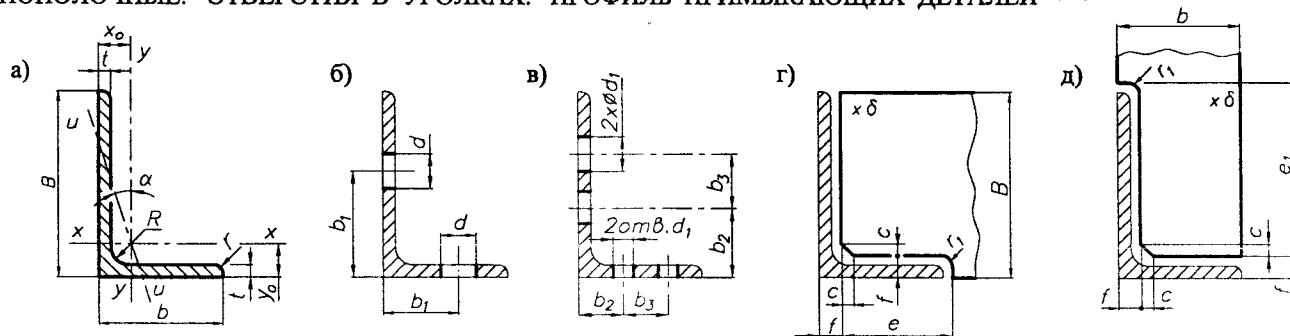


Рис. 15.2.4. Уголки неравнополочные: а) размеры поперечного сечения; б), в) отверстия в уголках при однорядном и двухрядном расположении отверстий соответственно; г), д) размеры профиля примыкающих деталей

Продолжение табл. 15.2.12

№ уголка	B	b	t	R	r
6,5/5	65	50	5	6,0	2,0
			6		
			7		
7/4,5	70	45	5	7,5	2,5
			6		
			7		
7,5/5	75	60	5	8,0	2,7
			6		
			7		
8/5	80	50	5	8,0	2,7
			6		
			7		
8/6	60	60	6	8,0	2,7
			7		
			8		
9/5,6	90	56	5,5	9,0	3,0
			6		
			8		
10/6,3	100	63	6	10	3,3
			7		
			8		
10/6,5	100	65	7	10	3,3
			8		
			10		
11/7	110	70	6,5	10	3,3
			8		
			8		
12,5/8	125	80	7	11	3,7
			8		
			10		
14/9	140	90	8	12	4,0
			10		
			10		
16/10	160	100	9	13	4,3
			12		
			14		
18/11	180	110	10	14	4,7
			12		
			12		
20/12,5	200	125	11	14	4,7
			12		
			14		
			16		

Табл. 15.2.13. Справочные данные сечения уголков

№ уголка	t	Площ. попер. сечен.	Масса	I _x	W _x	i _x	I _y	W _y	i _y	I _u	W _u	i _u	α	β	I _{xy}	tg α
2,5/1,6	3	1,15	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
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
7/4,5	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
8/5	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
	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
8/6	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
	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
9/5,6	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
	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
10/6,3	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
	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
10/6,5	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
	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
11/7	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
	6,5	11,45	8,98	142,2	19,1	3,53	45,61	8,42	2,00	26,94	7,05	1,53	1,58	3,55	46,80	0,402
8	13,93	10,9	171,5	23,2	3,51	54,64	10,20	1,98	32,31	8,50	1,52	1,64	3,61	55,90	0,400	

Продолжение табл. 15.2.13 на след. стр.

Табл. 15.2.14. Размеры однорядного
расположение отверстий
в уголках

B, b	b ₁	d _{max}
см		
20	13	4,5
25	15	5,5
28	18	6,5
30		
32	20	9,0
36		
40	22	11,0
45	25	13,0
50	30	
56	35	17,0
60		
63	40	20,0
65		
70	45	21,5
75		
80	50	23,5
90		
100	55	26,5
110	60	
125	70	

Табл. 15.2.15. Размеры двухрядного
расположение отверстий
в уголках

B, b	Цепное			Шахматное		
	b ₂	b ₃	d _{1 max}	b ₂	b ₃	d _{1 max}
см						
50	18	22	6,5	18	20	6,5
56	20	25	9,0	20	28	9,0
60		28				
63	25	28	11,0	25	30	11,0
65						
70	30	40	15,0	35	40	13,0
75						
80	35	55	20,0	40	45	15,0
90						
100	45	70	21,5	55	35	23,5
110						
125	70	90	26,0	65	80	26,0
140						
160	70	90	26,0	65	80	26,0
180						
200						

Продолжение табл. 15.2.13

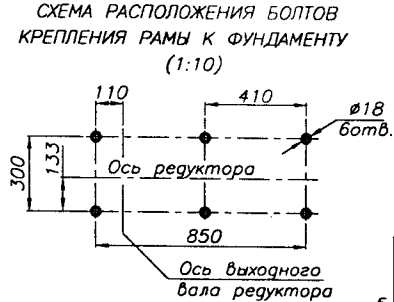
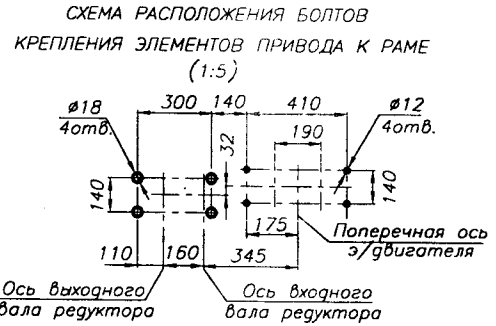
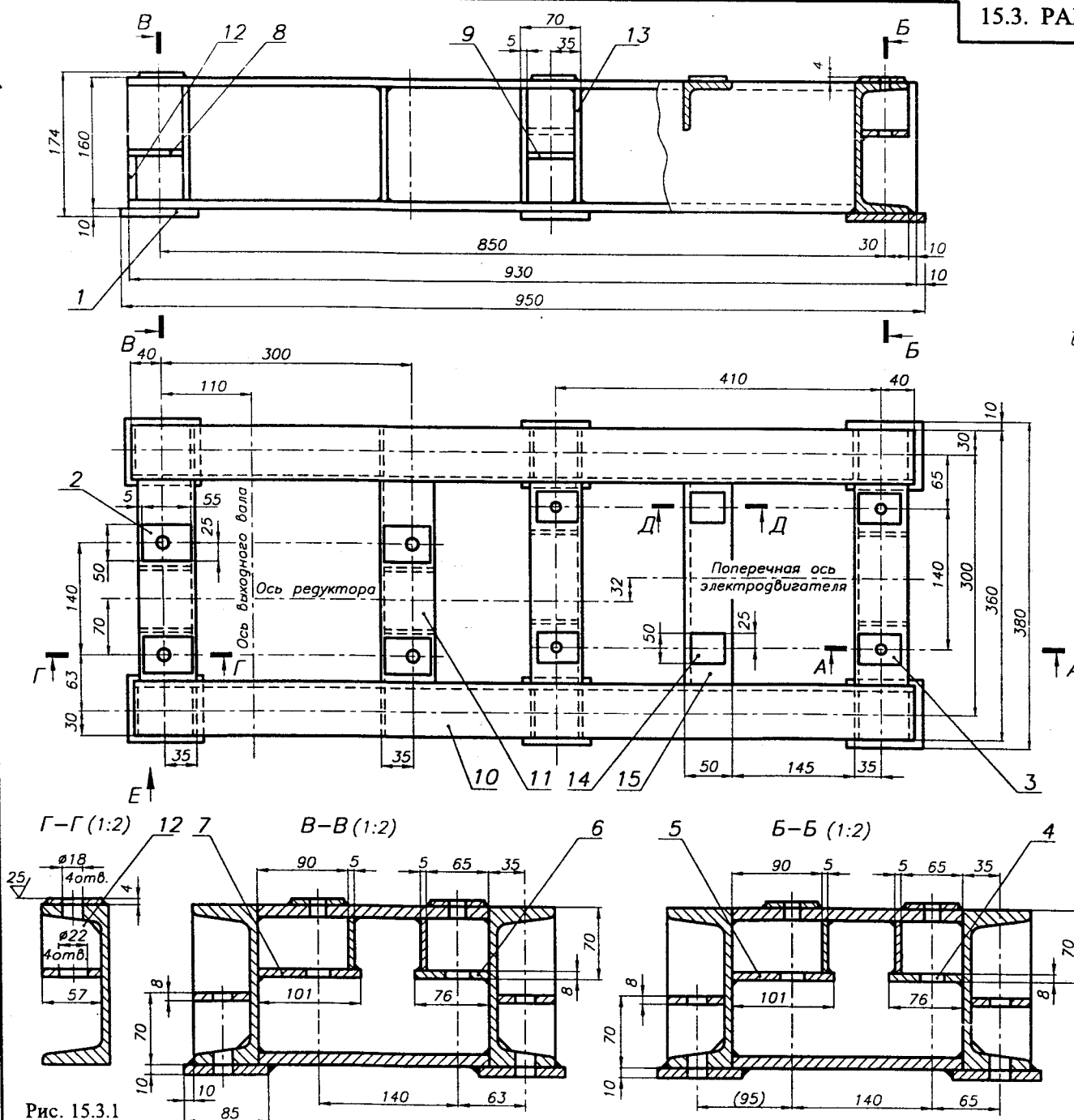
№ уголка	t	Площ. попер. сечен.		Масса	I _x	W _x	i _x	I _y	W _y	i _y	I _u	W _u	i _u	x _o	y _o	I _{xy}	tg α
		мм	см ²														
12,5/8	7	14,06	11,0	11,0	226,5	26,7	4,01	73,73	11,89	2,29	43,40	9,96	1,76	1,80	4,01	74,70	0,407
	8	15,98	12,6	12,6	225,6	30,3	4,00	80,95	13,47	2,28	48,82	11,25	1,75	1,84	4,05	84,10	0,406
	10	19,70	15,5	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
14/9	12	23,36	18,3	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
	8	18,00	14,1	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	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	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	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	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
18/11	14	34,72	27,2	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
	10	28,33	22,2	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
	11	33,69	26,4	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	12	34,87	27,4	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	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	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	39,1	2026	152,4	6,38	616,7	64,83	3,52	367,0	53,56	2,72	2,99	6,71	643	0,388	

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ уголка неравнополочного 63x40x4 длиной 1000 мм
из стали СтЗсп (поставка по ГОСТ 535): Уголок $50 \times 50 \times 3 - 1000$ ГОСТ 8510
СтЗсп ГОСТ 535

Табл. 15.2.16. Размеры профиля примыкающих деталей

№ уголка	t	e	e ₁	f	c	r	№ уголка	t	e	e ₁	f	c	r	
														мм
2,5/1,6	3	13	22	4	3	1	8/6	6	54	73	7	9	1,5	
3/2	3	17	27	4				7	53	72	8			
	4	16	26	5				8	52	71	9			
3,2/2	3	17	29	4	4		9/5,6	5,5	51	85	6	10		
	4	16	28	5				6	50	84	7			
4/2,5	3	22	37	4	5			8	48	82	9			
	4	21	36	5			10/6,3	6	58	95	7	12	2	
5	20	35	6			7		57	94	8				
4/3	4	26	36	5				8	56	93	9			
	5	25	35	6			10	54	91	11				
	4,5/2,8	3	25	42	4			10/6,5	7	59	94	8		
4		24	41	5			8		58	93	9			
5		23	40	6			10		56	91	11			
5/3,2	3	29	47	4			11/7	6,5	64	104	8			
	4	28	46	5				8	63	103	9			
5,6/3,6	4	32	52	5	6			12,5/8	7	74	119	8		14
	5	31	51	6			8		73	118	9			
	6	30	50	7			10		71	116	11			
6,3/4	6	34	57	7			12	69	114	13				
	8	32	55	9			14/9	8	83	133	9			
	6,5/5	5	45	60	6			10	81	131	11			
		6	44	59	7				16/10	9	92	152		10
7	43	58	8			10	91	151		11				
8	42	57	9			12	89	149		13				
7/4,5	5	40	65	6	8	1,5	14	87	147	15				
7,5/5	5	45	70	6	9		18/11	10	103	173	11			
	6	44	69	7				12	101	171	13			
	7	43	68	8				20/12,5	11	117	192	12		18
	8	42	67	9			12		116	191	13			
8/5	5	45	75	6			14		114	189	15			
	6	44	73	7			16	112	187	17				

15.3. РАБОЧИЙ ЧЕРТЕЖ РАМЫ

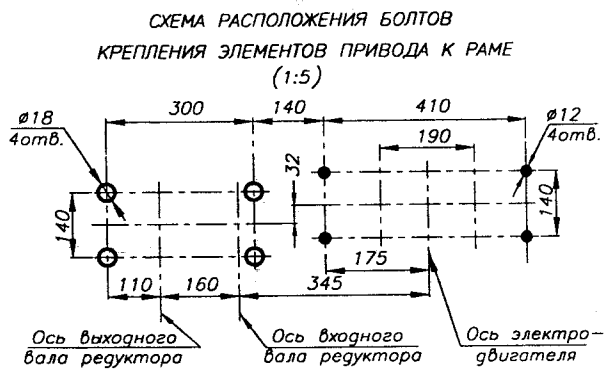
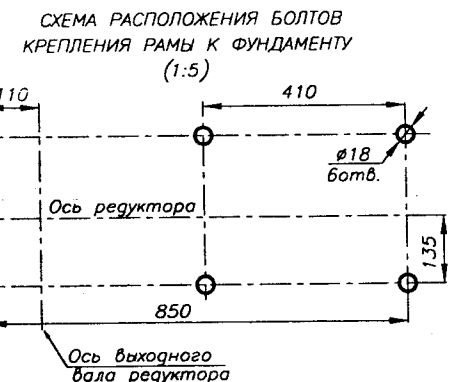
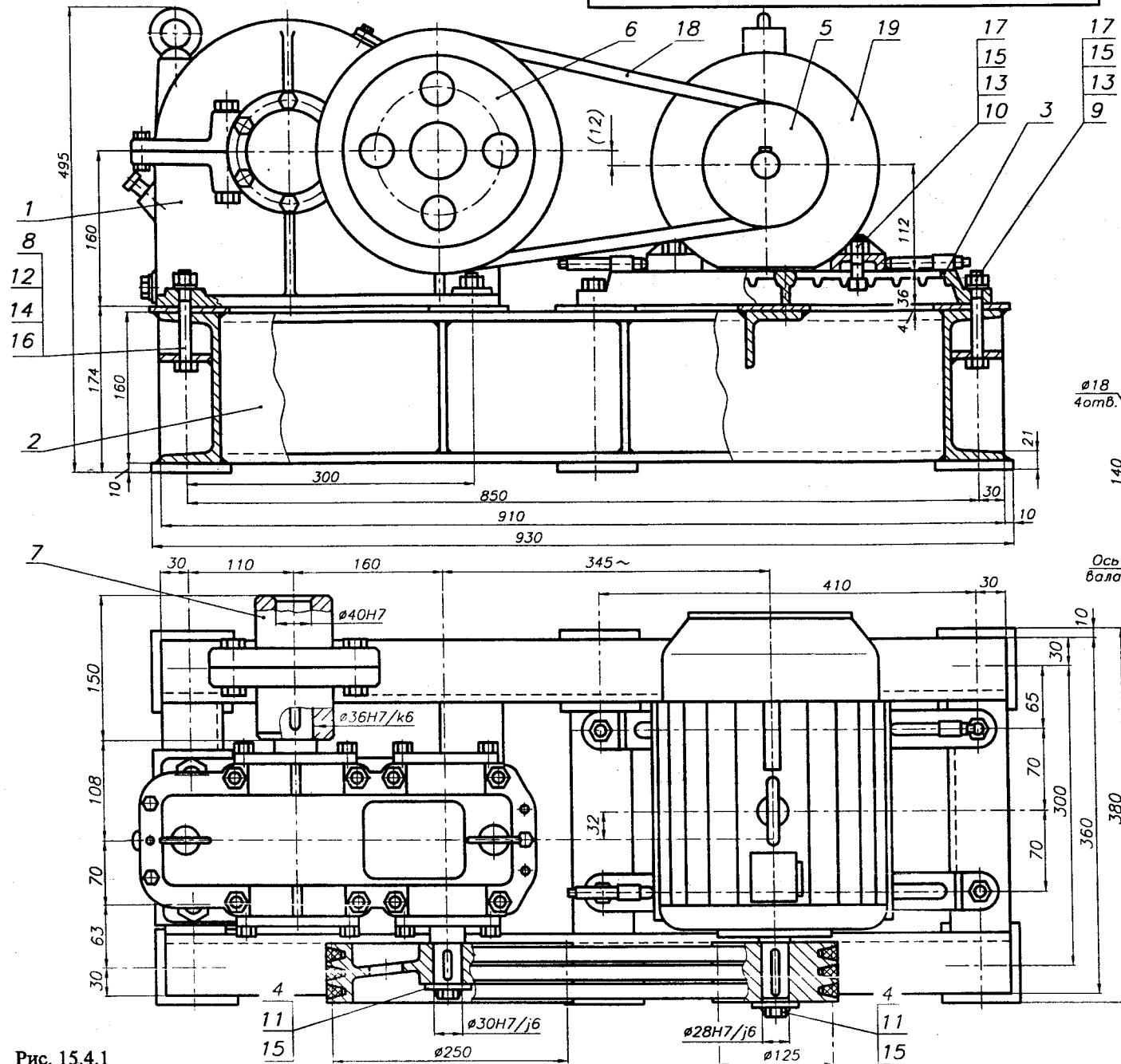


1. Подготовка кромок для сварки-ГОСТ 8713-74
2. Сварку выполнить швом, катет которого 0,7 толщины наиболее тонкого элемента
3. Отверстия сверлить после сварки рамы $\nabla 25$

Рис. 15.3.1

КП ДМ МС12а.15.03.01.СБ	
РАМА	1:1
Лист 1	Листов 1
НТУ ХПИ Кафедра ДМ и ГМ	

15.4. СБОРОЧНЫЕ ЧЕРТЕЖИ ПРИВодОВ



Техническая характеристика

$P_{эд} = 2,2$ кВт $U_{рем} = 1,98$
 $n_{эд} = 960$ мин⁻¹ $U_{зуб} = 3,1$
 $U_o = 6,14$ $T_{вых} = 120$ Н·м
 $n_{вых} = 156,3$ мин⁻¹

1. Прогиб ветви ремня под воздействием силы 100 Н не более 6 мм (ГОСТ 1284.3-96)
2. Непараллельность осей шкивов не более 0,8 мм на длине 100 мм. Смещение рабочих поверхностей шкивов не более 0,2 мм
3. Привод обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются
4. После обкатки масло из редуктора слить и залить масло индустриальное И-40А ГОСТ 20799-75 количестве 1,2 л
5. Ограждения условно не показаны. Ограждения ременной передачи и муфты установить и окрасить в оранжевый цвет

Рис. 15.4.1

КП ДМ МС12а.15.04.01.СБ		Масштаб	1:1
ПРИВОД		Лист	11 из 11
		НТУ "ХПИ" кафедра ДМ и ПМ	

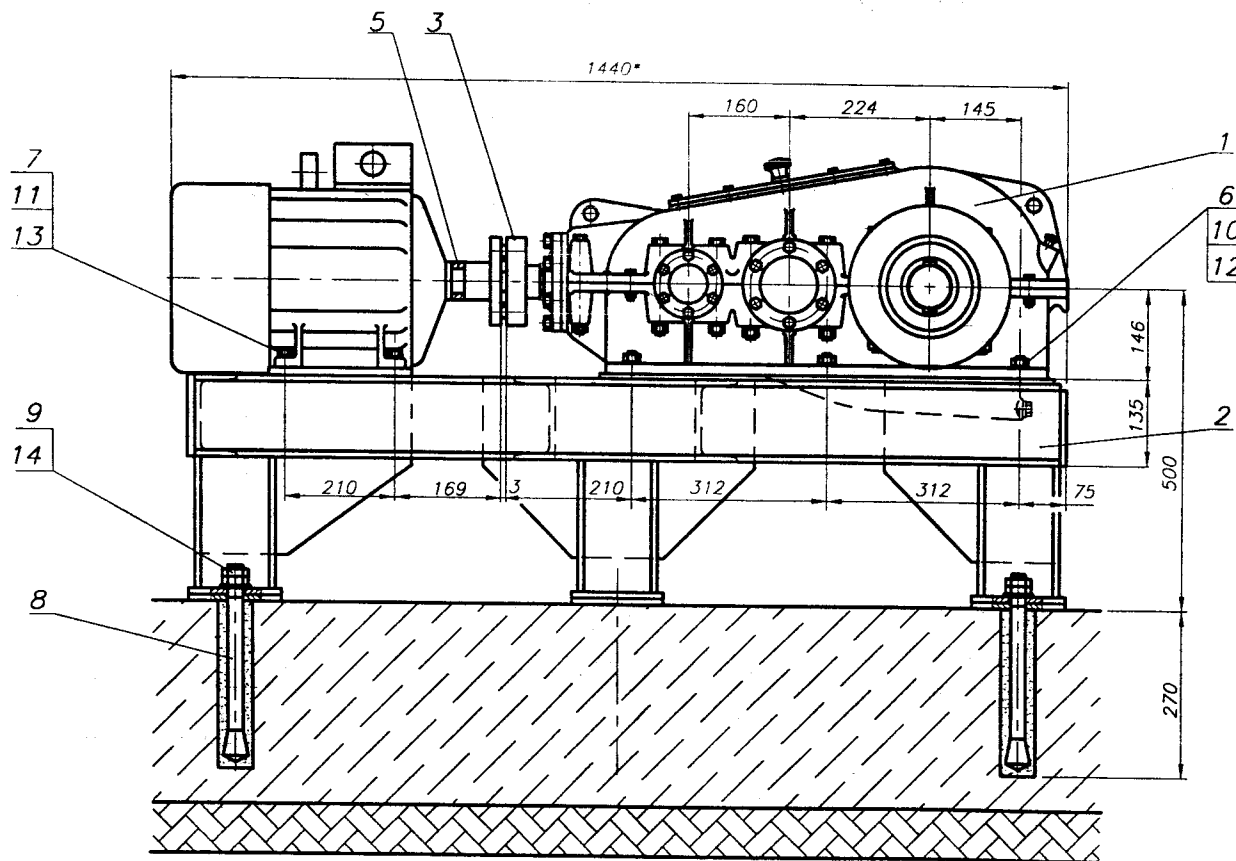


СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ
КРЕПЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА К РАМЕ
(1:10)

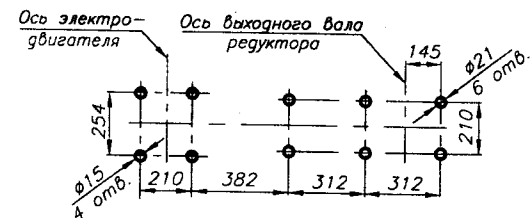
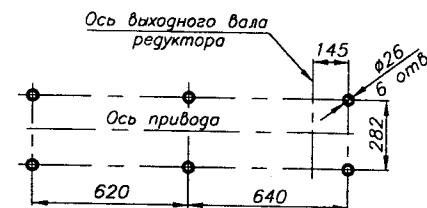


СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ
КРЕПЛЕНИЯ РАМЫ К ФУНДАМЕНТУ
(1:10)



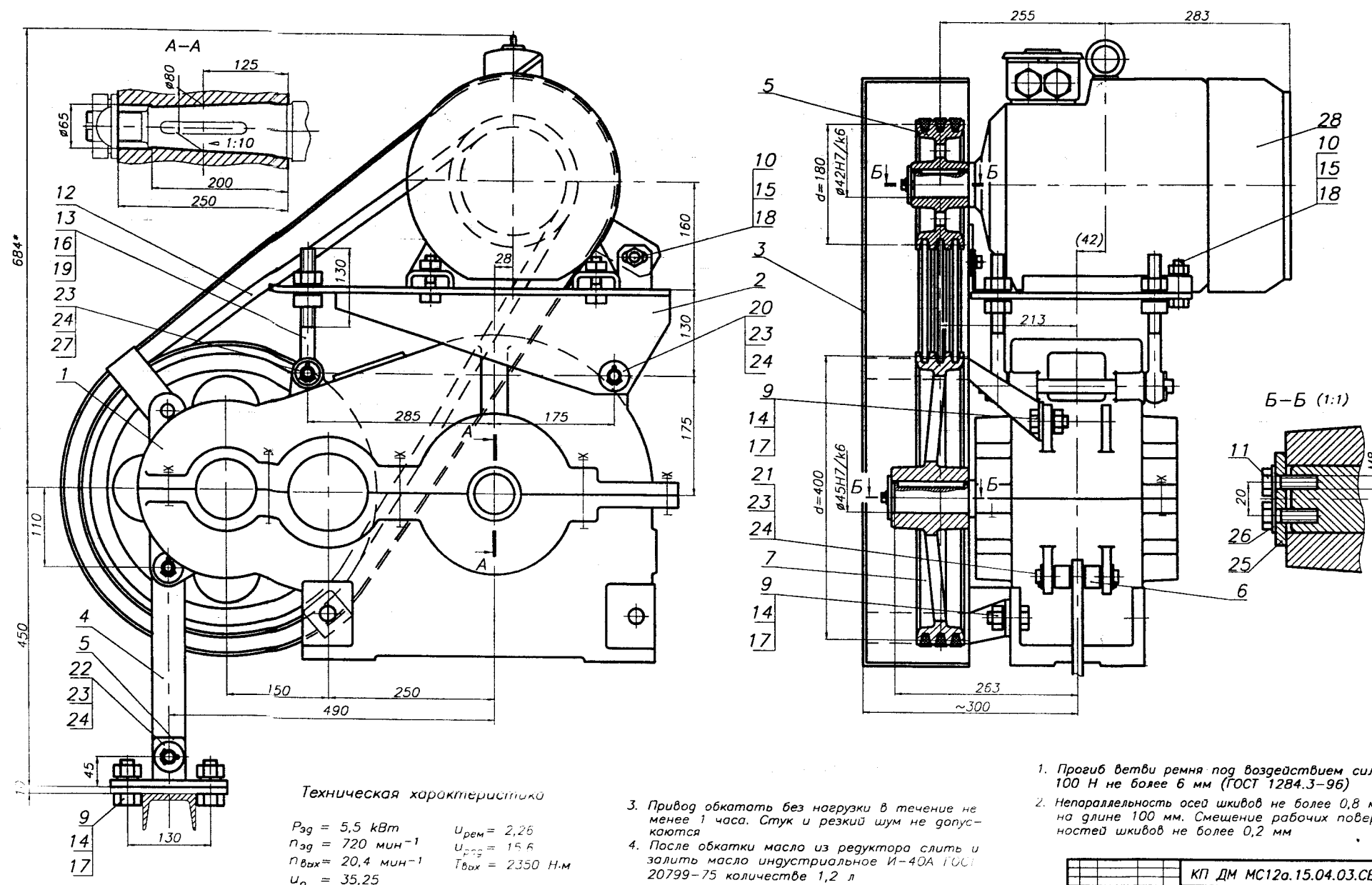
Техническая характеристика

1. Мощность электродвигателя $P=5,5$ кВт
2. Частота вращения входного вала $n=719,3$ мин⁻¹
3. Частота вращения выходного вала $n=29,0$ мин⁻¹
4. Крутящий момент на выходном валу $T=1515$ Н·м
5. Срок службы передач 10500 час

1. * Размеры для справок
2. Ограждения сняты. Ограждения установить на муфты и окрасить в оранжевый цвет
3. Обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются
4. После обкатки масло слить и залить в редуктор масло индустриальное И-40А ГОСТ 20799-75 в количестве 3,9 л
5. Покрытие:
Грунтовка ГФ-021 ГОСТ 25129-82
Эмаль ПФ-115 черная ГОСТ 6465-76.VI.Y1

		КП ДМ МС12а.15.04.02.СБ	
Исполн.	Проверен.	ИМ	1:4
Лист 11	Листов 17		
Копиравал		Формат А1	

Рис. 15.4.2



Техническая характеристика

$P_{эд} = 5,5 \text{ кВт}$ $U_{рем} = 2,26$
 $n_{эд} = 720 \text{ мин}^{-1}$ $U_{ред} = 15,6$
 $n_{вых} = 20,4 \text{ мин}^{-1}$ $T_{вых} = 2350 \text{ Н·м}$
 $U_o = 35,25$

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 количестве 1,2 л
5. Ограждения условно не показаны. Ограждения ременной передачи и муфты установить и окрасить в оранжевый цвет

1. Прогиб ветви ремня под воздействием силы 100 Н не более 6 мм (ГОСТ 1284.3-96)
2. Непараллельность осей шкивов не более 0,8 мм на длине 100 мм. Смещение рабочих поверхностей шкивов не более 0,2 мм

Рис. 15.4.3

		КП ДМ МС12а.15.04.03.СБ	
Исполн.	Гарант	Дата	Лист
Провер.	Азариб		Масштаб
Техн. ред.			1:4
Исполн.			Лист 11
Исполн.			Листов
Исполн.			НТУ ХПИ
Исполн.			Кафедра ДМ и ПМ
Исполн.			Формат А1

Копирован

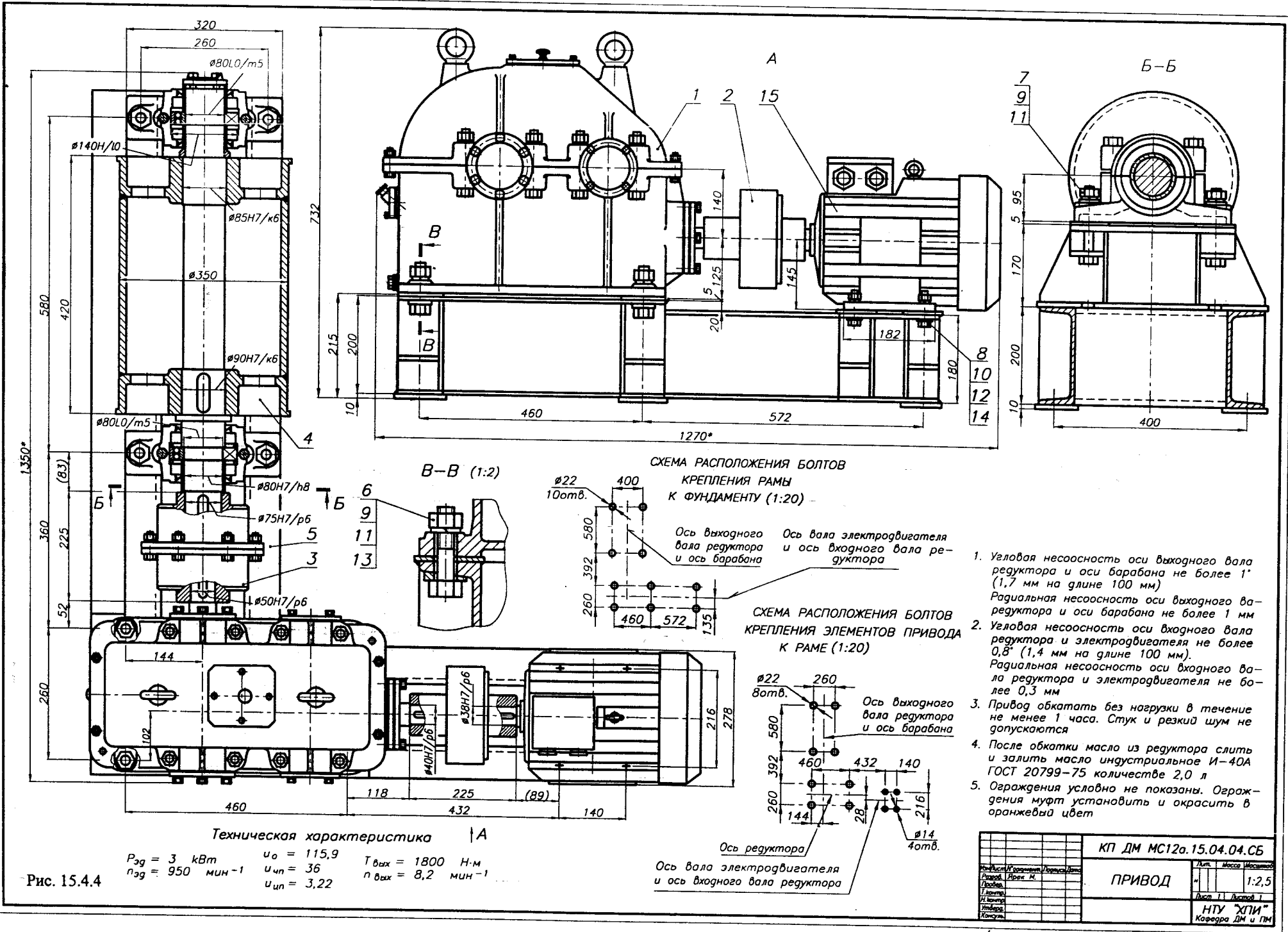


Рис. 15.4.4

КП ДМ МС12а.15.04.04.СБ

ПРИВОД

Лист 11 из 11

НТУ "ХПИ"

Кафедра ДМ и ГМ

Исполн.	Проверен.	Утвержден.
Степанов, Д.В.	Д.В.	
Г.И.		
И.И.		
М.И.		
Копия		

1:2,5

15.5. КРЕПЛЕНИЕ РЕДУКТОРА К РАМЕ. РАСЧЕТ БОЛТОВ [21, 44]

Расчет болтов соединения редуктора с рамой производится при разработке сборочного чертежа редуктора, когда известна расстановка болтов на его опорной поверхности. Расчет сводится к определению диаметра наиболее нагруженного или к проверке прочности принятого к установке болта.

Для определения наиболее нагруженного болта следует:

- 1) все внешние силы и моменты, нагружающие редуктор, привести в центр болтового соединения (ЦБС);
- 2) сгруппировать приведенные силы и моменты по направлениям и плоскостям (3 направления и 3 плоскости);
- 3) от каждой группы приведенных сил и моментов определить усилия в каждом болте соединения;
- 4) просуммировать усилия в болтах соединения от каждой группы внешних сил и моментов, из чего выбрать наиболее нагруженный болт;
- 5) определить диаметр наиболее нагруженного болта;
- 6) назначить диаметр отверстия в корпусе редуктора для установки болта диаметром равным (большим) рассчитанному либо сравнить рассчитанный диаметр болта с принятым в конструкции.

При определении усилий в болтах соединения имеют место 4 расчетные схемы их нагружения (рис. 15.5.1).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

1. Схема редуктора с необходимыми для расчета размерами и известными направлениями вращения валов.
2. Крутящий момент на входном валу редуктора T_1 . Направление момента - в соответствии с направлением вращения вала (элемент ведомый).
3. Крутящий момент на выходном валу редуктора T_2 . Направление момента противоположно направлению вращения вала (элемент ведущий).
4. Силы, нагружающие входной и выходной участки вала $F_{вых}$ и F (величины и направления). Направления сил либо заданы, либо следуют из компоновки привода.

Расчет болтов крепления редуктора к раме выполним на примере редуктора (рис. 15.5.2).

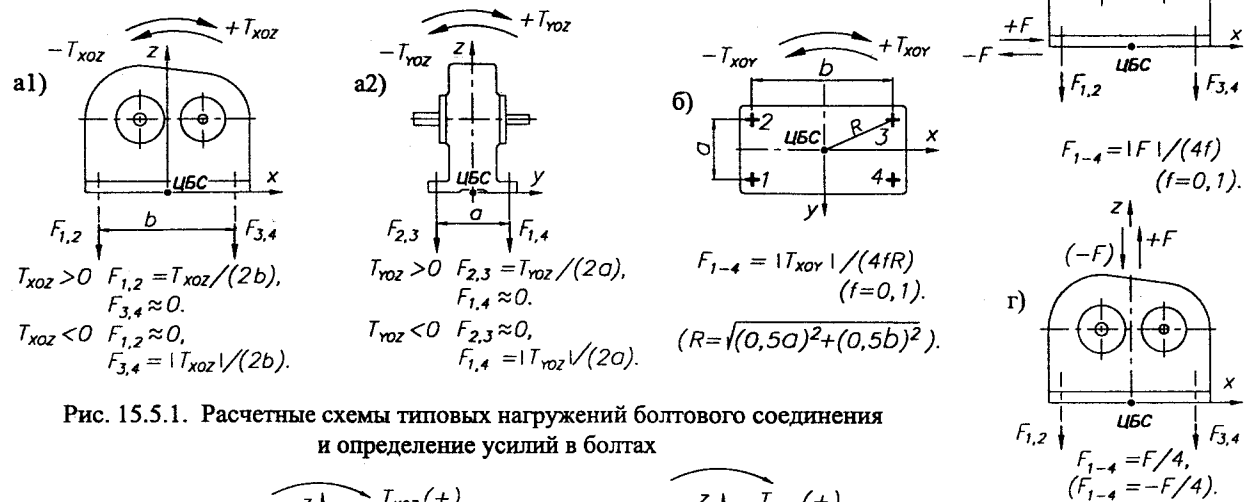


Рис. 15.5.1. Расчетные схемы типовых нагружений болтового соединения и определение усилий в болтах

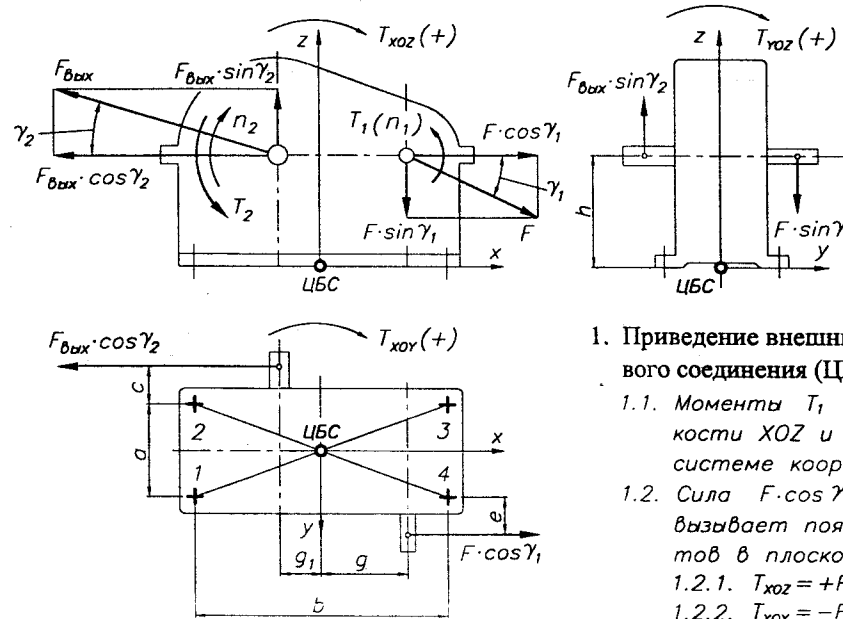


Рис. 15.5.2. Схема редуктора с необходимыми для расчета размерами и внешним нагружением

1. Приведение внешних сил и моментов к центру болтового соединения (ЦБС).

- 1.1. Моменты T_1 и T_2 действуют в одной плоскости XOZ и имеют знак минус в принятой системе координат.
- 1.2. Сила $F \cdot \cos \gamma_1$, после ее приведения к ЦБС, вызывает появление следующих сил и моментов в плоскостях:
 - 1.2.1. $T_{xoz} = +F \cdot \cos \gamma_1 \cdot h$.
 - 1.2.2. $T_{xoy} = -F \cdot \cos \gamma_1 \cdot (e + 0,5a)$.
 - 1.2.3. $F_x = +F \cdot \cos \gamma_1$.
- 1.3. Сила $F \cdot \sin \gamma_1$ вызывает появление следующих сил и моментов в плоскостях:
 - 1.3.1. $T_{xoz} = +F \cdot \sin \gamma_1 \cdot g$.
 - 1.3.2. $T_{yoz} = +F \cdot \sin \gamma_1 \cdot (e + 0,5a)$.
 - 1.3.3. $F_z = -F \cdot \sin \gamma_1$.

- 1.4. Сила $F_{\text{внх}} \cdot \cos \gamma_2$ вызывает появление следующих сил и моментов в плоскостях:
- 1.4.1. $T_{\text{хоz}} = -F_{\text{внх}} \cdot \cos \gamma_2 \cdot h$.
 - 1.4.2. $T_{\text{хоу}} = -F_{\text{внх}} \cdot \cos \gamma_2 \cdot (c + 0,5a)$.
 - 1.4.3. $F_x = -F_{\text{внх}} \cdot \cos \gamma_2$.
- 1.5. Сила $F_{\text{внх}} \cdot \sin \gamma_2$ вызывает появление следующих сил и моментов в плоскостях:
- 1.5.1. $T_{\text{хоz}} = +F_{\text{внх}} \cdot \sin \gamma_2 \cdot g_1$.
 - 1.5.2. $T_{\text{хоу}} = +F_{\text{внх}} \cdot \sin \gamma_2 \cdot (c + 0,5a)$.
 - 1.5.3. $F_z = +F_{\text{внх}} \cdot \sin \gamma_2$.

2. Определение суммарных внешних сил и моментов, нагружающих болтовое соединение в различных плоскостях и направлениях.

2.1. Суммарный момент в плоскости XOZ:

$$\Sigma T_{\text{хоz}} = -T_1 - T_2 + T_{\text{хоz}}(1.2.1) + T_{\text{хоz}}(1.3.1) + T_{\text{хоz}}(1.4.1) + T_{\text{хоz}}(1.5.1)$$

2.2. Суммарный момент в плоскости YOZ:

$$\Sigma T_{\text{хоу}} = T_{\text{хоу}}(1.3.2) + T_{\text{хоу}}(1.5.2)$$

2.3. Суммарный момент в плоскости XOY:

$$\Sigma T_{\text{хоу}} = T_{\text{хоу}}(1.2.2) + T_{\text{хоу}}(1.4.2)$$

2.4. Суммарная сила в направлении оси X:

$$\Sigma F_x = |F \cdot \cos \gamma_1 - F_{\text{внх}} \cdot \cos \gamma_2|$$

2.5. Суммарная сила в направлении оси Y:

$$\Sigma F_y = 0$$

2.6. Суммарная сила в направлении оси Z:

$$\Sigma F_z = |F_{\text{внх}} \cdot \sin \gamma_2 - F \cdot \sin \gamma_1|$$

3. Определение усилий в болтах соединения от суммарных моментов и сил, действующих в отдельных плоскостях.

3.1. Плоскость XOZ:

$$\Sigma T_{\text{хоz}} > 0 \quad F_{1,2} = \Sigma T_{\text{хоz}} / (2b); \quad F_{3,4} \approx 0$$

$$\Sigma T_{\text{хоz}} < 0 \quad F_{1,2} \approx 0; \quad F_{3,4} = |\Sigma T_{\text{хоz}}| / (2b)$$

3.2. Плоскость YOZ:

$$\Sigma T_{\text{хоу}} > 0 \quad F_{1,2} = \Sigma T_{\text{хоу}} / (2a); \quad F_{3,4} \approx 0$$

$$\Sigma T_{\text{хоу}} < 0 \quad F_{1,2} \approx 0; \quad F_{3,4} = |\Sigma T_{\text{хоу}}| / (2a)$$

3.3. Плоскость XOY:

$$F_{1-4} = \Sigma |T_{\text{хоу}}| / (4fR)$$

$$(f=0,1; \quad R = \sqrt{(0,5a)^2 + (0,5b)^2})$$

3.4. Плоскость XOY:

суммарное сдвигающее усилие, воспринимаемое болтовым соединением в плоскости XOY

$$\Sigma F_{\text{хоу}} = \sqrt{(\Sigma F_x)^2 + (\Sigma F_y)^2}$$

$$F_{1-4} = \Sigma F_{\text{хоу}} / (4f)$$

3.5. Ось Z:

$$F_{1-4} = \pm \Sigma F_z / 4$$

4. Определение наиболее нагруженного болта.

Суммируя усилия в болтах 1-4, полученные в результате расчета по п. 3.1-3.5, определяют наиболее нагруженный болт с усилием F_{max} .

5. Определение диаметра наиболее нагруженного болта

$$d'_3 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{\text{max}}}{\pi \cdot [\sigma_p]}}, \text{ мм.}$$

$[\sigma_p] = \sigma_T / 3$; σ_T - для различных классов прочности болтов (табл. 17.6.2).

15.6. ПРОФИЛЬ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ МЕТРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ

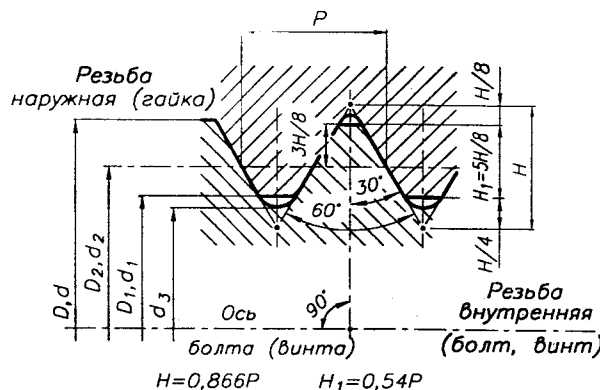


Рис. 15.6.1. Профиль метрической резьбы

Табл. 15.6.1. Диаметры и шаги метрических резьб

ГОСТ 8724-81

d, мм	Шаг P, мм					
	Резьба					
	нормальная	мелкая				
6	1,0				0,75	0,5
8	1,25				1	0,75
10	1,5			1,25	1	0,75
12	1,75		1,5	1,25	1	0,75
16	2		1,5		1	0,75
20	2,5		2	1,5	1	0,75
24	3		2	1,5	1	0,75
30	3,5		2	1,5	1	0,75
36	4		3	2	1,5	1
42	4,5		3	2	1,5	1
48	5		3	2	1,5	1
56	5,5	4	3	2	1,5	1

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ резьбы номинальным диаметром 24 мм и с нормальным шагом: M24

По расчетному внутреннему диаметру резьбы d'_3 выбирают диаметр болта с резьбой, в которой $d_3 \geq d'_3$ (табл. 15.6.2).

6. Для рассчитанного таким образом диаметра болта выбирают диаметр отверстия в опорном фланце корпуса редуктора (табл. 12.7.1).

Если диаметр болта задан, то сравнивают его величину с расчетной (п. 5) и делают выводы о его прочности.

Табл. 15.6.2. Размеры профиля метрической резьбы

ГОСТ 9150-81

d	P	D ₂ =d ₂	D ₁ =d ₁	d ₃	d	P	D ₂ =d ₂	D ₁ =d ₁	d ₃
8	1,25	7,19	6,65	6,47	30	3,5	27,73	26,21	25,71
	1,0	7,35	6,92	6,77		3	28,05	26,75	26,32
	0,75	7,51	7,19	7,08		2	28,7	27,84	27,55
10	1,5	9,03	8,38	8,16	36	1,5	29,03	28,38	28,16
	1,25	9,19	8,65	8,47		1	29,35	28,92	28,77
	1,0	9,35	8,92	8,77		4	33,4	31,67	31,09
12	0,75	9,51	9,19	9,08	42	3	34,05	32,75	32,32
	1,75	10,86	10,11	9,85		2	34,7	33,84	33,55
	1,5	11,03	10,38	10,16		1,5	35,03	34,37	34,16
16	1,25	11,19	10,65	10,47	48	4,5	39,08	37,13	36,48
	1,0	11,35	10,92	10,77		4	39,4	37,67	37,09
	2	14,7	13,84	13,55		3	40,05	38,75	38,32
20	1,5	15,03	14,38	14,16	56	2	40,7	39,84	39,55
	1,0	15,35	14,92	14,73		1,5	41,03	40,38	40,16
	2,5	18,38	17,29	16,93		5	44,75	42,59	41,87
24	2	17,7	17,84	17,55	...	4	45,4	43,67	43,09
	1,5	19,03	18,38	18,16		3	46,05	44,75	44,32
	1	19,35	18,92	18,77		2	46,7	45,84	45,55
30	1,5	23,03	22,38	22,16	56	1,5	47,03	46,38	46,16
	1	23,35	22,92	22,77		5,5	52,43	50,05	49,25
	3	22,05	20,75	20,32		4	53,4	52,67	51,09
36	2	22,7	21,84	21,55	56	3	54,05	52,75	52,32
	1,5	23,03	22,38	22,16		2	54,7	53,84	53,55
	1	23,35	22,92	22,77		1,5	55,03	54,77	54,16

То же, с мелким шагом 2 мм:

M24x2

То же, с мелким шагом 2 мм и левой резьбой: M24x2LH

То же, трехзаходной резьбы с ходом 3 мм и шагом 1 мм:

M24x3(P1)

То же, трехзаходной резьбы с ходом 3 мм и шагом 1 мм,

левой:

M24x3(P1)LH

16. ПЕРЕДАЧА "ВИНТ-ГАЙКА"

16.1. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧИ [16, 21, 42] (На примере винтового домкрата)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Осевая нагрузка Q , Н.
 Высота подъема L , мм.
 Профиль резьбы.
 Материал винта и гайки.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ВИНТА

1.1. Средний расчетный диаметр резьбы d_2' из условия износостойкости витков, мм $d_2' = \sqrt{Q/(\pi \psi_r \psi_b [q])}$,

где $[q]$ - среднее допустимое давление между рабочими поверхностями витков винта и гайки, МПа (табл. 16.1.1);

ψ_r - коэффициент высоты гайки; $\psi_r = H_r/d_2$,

где H_r - высота гайки, мм; $\psi_r = 1,2 \dots 2,5$ - для цельных гаек; $\psi_r = 2,0 \dots 3,0$ - для разрезных гаек.

$\psi_b = H_1/P$ - коэффициент высоты резьбы (табл. 16.1.2),

где H_1 - рабочая высота профиля, мм;

P - шаг резьбы, мм.

1.2. Внутренний расчетный диаметр резьбы винта d_3' из условия прочности на сжатие с учетом кручения, мм

$$d_3' = \sqrt{4\beta Q/(\pi [\sigma_{сж}])},$$

где $\beta = 1,3$ - коэффициент, учитывающий влияние напряжений кручения в сечении винта;

$[\sigma_{сж}] = \sigma_r/3$, МПа - допустимые напряжения сжатия.

Здесь σ_r , МПа - предел текучести (табл. 17.2.1).

1.3. Для резьб трапецеидальных и упорных диаметр винта d выбирают (табл. 16.3.1, 16.3.2) из условия $d_2 \geq d_2'$ и $d_3 \geq d_3'$. Параметры выбранного винта:

Обозначение резьбы, d , d_1 , d_2 , d_3 , D_1 , D_2 , P , мм.

Для прямоугольных резьб средний диаметр винта выбирают из ряда чисел (табл. 17.1.1) при условии $d_2 \geq d_2'$.

Шаг винта P выбирают, ориентируясь на значения P при выбранном d_2 (табл. 16.3.1). Остальные размеры определяют по рекомендациям (16.3 п. 3).

2. УСЛОВИЕ САМОТОРМОЖЕНИЯ $\gamma < \rho'$, град,

где $\gamma = \arctg [P/(\pi d_2)]$ - угол подъема винтовой линии, град;

$\rho' = \arctg (f/\cos \alpha)$ - приведенный угол трения, град,

где f - коэффициент трения скольжения в паре выбранных материалов (табл. 16.1.1);

α - угол наклона рабочей поверхности винта (табл. 16.1.2).

3. МОМЕНТ ТРЕНИЯ В ВИТКАХ ВИНТА, Н·мм.

$$T_{тр в} = 0,5 Q d_2 \operatorname{tg} (\gamma + \rho').$$

4. РАЗМЕРЫ ГАЙКИ

4.1. Высота гайки, мм $H_r = \psi_r d_2$.

4.2. Число витков в гайке $z = H_r/P$ ($z_{\max} \leq 12$).

Невыполнение условия ($z \leq z_{\max}$) требует уменьшения ψ_r с переходом к п. 1.1 либо увеличения P винта с переходом к п. 1.3.

4.3. Наружный диаметр гайки из расчета на прочность при растяжении с учетом кручения, мм

$$D_{гр} = \sqrt{4 \cdot 1,3 Q/(\pi [\sigma_p]) + d^2}. \quad [\sigma_p] \text{ (табл. 16.1.3)}$$

4.4. Для гайки, выполненной с заплечиком:

- наружный диаметр заплечика из условия прочности на удельные давления, мм $D_3 = \sqrt{4 Q/(\pi [q]') + D_{гр}^2}$.

$[q]'$ (табл. 16.1.3); $D_{гр}' = D_{гр} + 2c$; c - рис. 16.2.4;

- высота заплечика, мм $h_3 = (0,20 \dots 0,25) H_r$;

- условие прочности заплечика на срез, МПа

$$\tau = Q/(\pi D_{гр} h_3) \leq [\tau]. \quad [\tau] \text{ (табл. 16.1.3)}$$

4.5. Момент трения на опорной поверхности гайки, Н·мм

$$T_{тр г} = Q f (D_3^3 - D_{гр}^3) / [3 (D_3^2 - D_{гр}^2)].$$

4.6. Условие непроворачиваемости гайки в корпусе, Н·мм

$$T_{тр в} < T_{тр г}.$$

Невыполнение этого условия требует конструктивных решений для реализации момента $T = T_{тр в} - T_{тр г}$, Н·мм:

а) использование винтов, рассчитываемых на срез:

$$\tau = 2 T / (D_{гр}' d_b L_b) \leq [\tau], \quad \text{МПа (рис. 16.2.2а);}$$

$$\tau = 4 \cdot 2 T / (D_{гр}' \pi d_b^2) \leq [\tau], \quad \text{МПа (рис. 16.2.2б),}$$

где d_b , L_b - диаметр и длина винта;

б) использование шпоночных соединений (рис. 16.2.2в);

в) использование прессовых соединений (рис. 16.2.2г);

г) увеличение D_3 .

5. ПРОВЕРКА УСТОЙЧИВОСТИ ВИНТА

5.1. Максимальная длина сжимаемого винта, мм

$$L_1 = L + h_2 + 0,5 H_r \text{ (рис. 16.1.1)}$$

5.2. Приведенная длина сжимаемого винта, мм $L_{пр} = \mu L_1$,

где μ - коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта (рис. 16.1.3).

5.3. Гибкость винта $\lambda = L_{пр}/i_{\min}$,

где $i_{\min} = \sqrt{J/S} = 0,25 d_3$, мм - радиус инерции сечения

винта; $J = J_0 \varphi$ - приведенный момент инерции сечения, мм⁴. $J_0 = \pi d_3^4/64$ мм⁴; $\varphi = 0,4 + 0,6 (d/d_3)$;

$S = \pi d_3^2/4$, мм² - 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 $40 \leq \lambda < 100$ $Q_{кр} = \sigma_{кр} S = (a - b \lambda) S \geq Q$;

- для $\lambda < 40$ проверка устойчивости не проводится.

Значения коэффициентов a и b (табл. 16.1.4).

Невыполнение условия $Q_{кр} \geq Q$ требует увеличения диаметра винта или выбора материала с более высокими механическими характеристиками.

Критическая нагрузка $Q_{кр}$ для винта со ступенчато изменяющимся сечением (рис. 16.1.4 и табл. 16.1.5).

6. РАЗМЕРЫ ОПОРНОЙ ЧАШКИ ДОМКРАТА

6.1. Внутренний диаметр опорной чашки из условия износостойкости [при $d_0 = (0,6 \dots 0,7) d$], мм

$$D_0 = \sqrt{4 Q/(\pi [q]) + d_0^2} \text{ (рис. 16.2.1а)}$$

6.2. Другие размеры чашки, мм (рис. 16.2.1а).

6.3. Момент трения на опорной поверхности чашки, Н·мм

$$T_{тр ч} = Q f (D_0^3 - d_0^3) / [3 (D_0^2 - d_0^2)],$$

где d_0 и D_0 , мм:

- для плоских опорных поверхностей (рис. 16.2.1а-г);

- для сферических опорных поверхностей

$$d_0 = 0 \text{ и } D_0 = 2a', \text{ мм,}$$

где $a' = 1,109 \sqrt[3]{Q R/E}$ (рис. 16.2.1е);

$$a' = 1,109 \sqrt[3]{Q R_1 R_2 / [E (R_2 - R_1)]} \text{ (рис. 16.2.1д)}$$

Здесь R , R_1 , R_2 - радиусы кривизны опорных сферических поверхностей, мм;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ - модуль упругости, МПа.

7. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ВИНТА

$$\sigma_{экр} = \sqrt{[4 Q/(\pi d_3^2)]^2 + 3 [10^3 T / (0,2 d_3^3)]^2} \leq [\sigma_{сж}], \text{ МПа,}$$

где T - крутящий момент в опасном сечении винта, Н·м:

- для домкратов $T = T_{тр в}$;

- для прессов, съемников $T = T_{тр в} + T_{тр ч}$.

(Продолжение на след. стр.)

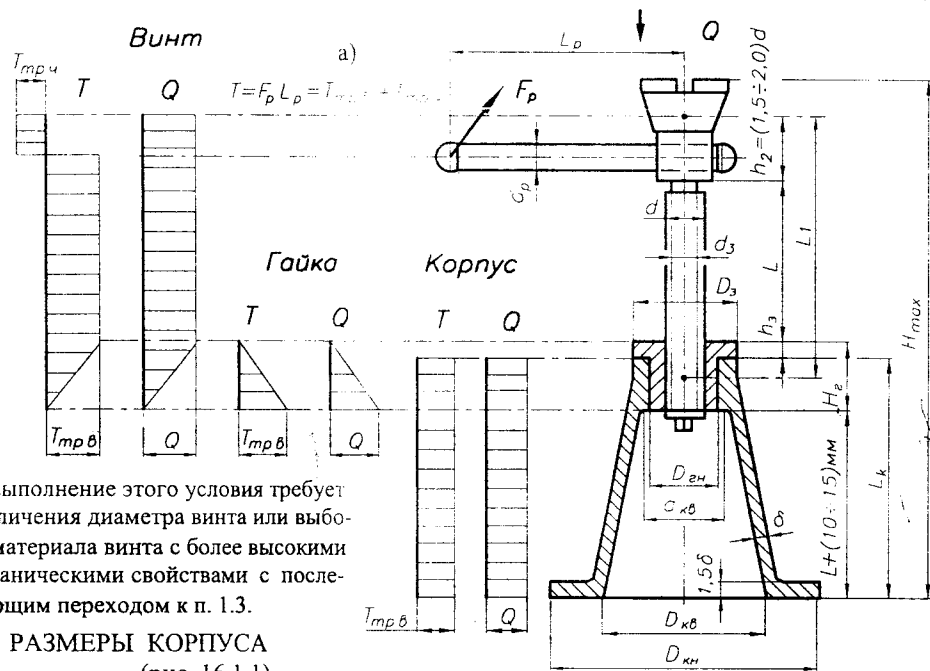


Рис. 16.1.1. Схема винтового домкрата:
а) max высота домкрата; б) min высота домкрата

Невыполнение этого условия требует увеличения диаметра винта или выбора материала винта с более высокими механическими свойствами с последующим переходом к п. 1.3.

8. РАЗМЕРЫ КОРПУСА (рис. 16.1.1)

- 8.1. Высота корпуса, мм
 $L_k = L + (10 \div 20) + H_r - h_3$.
- 8.2. Внутренний диаметр корпуса у основания (при уклоне стенок 1:5), мм
 $D_{кв} = d_{кв} + [L + (10 \dots 15)] / 10$.
Здесь $d_{кв} = D_{гн} + 5$ мм (рис. 16.1.1).
- 8.3. Наружный диаметр корпуса у основания из расчета на удельные давления, мм
 $D_{кн} = \sqrt{4Q / (\pi [q]^1) + D_{кв}^2}$,
где $[q]^1 = (2,5 \dots 3,0)$ 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 $\sigma_{сж} = 4Q / \pi [(d_{квн} + 2\delta)^2 - d_{квн}^2]$;
 $\tau = 10^3 T_{трв} [16(d_{квн} + 2\delta)] / \{ \pi [(d_{квн} + 2\delta)^4 - d_{квн}^4] \}$.
Здесь $[\sigma_{сж}] = (50 \dots 60)$ МПа - для чугуна.

9. ПРИВОД ПЕРЕДАЧИ

9.1. Ручной привод

Длина рукоятки (радиус маховичка), мм
 $L_p = (T_{трв} + T_{трч}) / (F_p Z_p K_p)$,
где $F_p \leq 300$ N - усилие, развиваемое одним рабочим на рукоятке (маховичке);
 Z_p - число рабочих;

K_p - коэффициент, учитывающий неравномерность одновременной работы двух и более рабочих, $K_p = 0,8$.
Диаметр рукоятки (при $[\sigma_{из}] = 100$ МПа - Ст3), мм
 $d_p = \sqrt[3]{F_p Z_p K_p (L_p - 0,5 D_3) / (0,1 [\sigma_{из}])}$.
Конструкция храпового механизма (16.4).

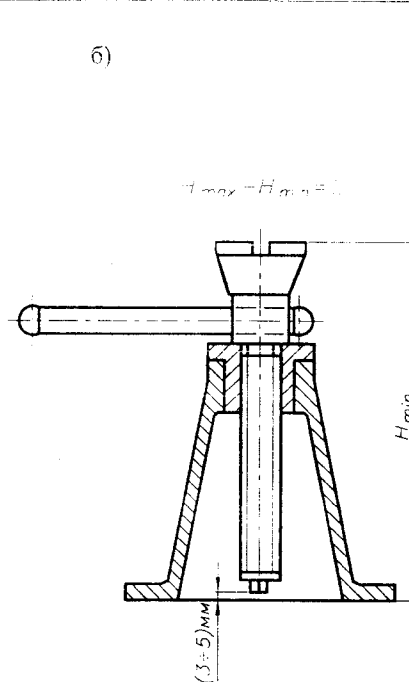


Рис. 16.1.2. Схема винтового пресса

9.2. Механический привод
Потребная мощность двигателя, кВт
 $P_{эл} = Qv / (1000 \eta \eta_{ред})$,
где v - скорость подъема, м/с.

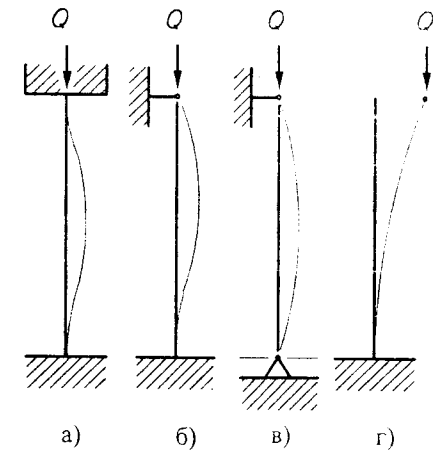
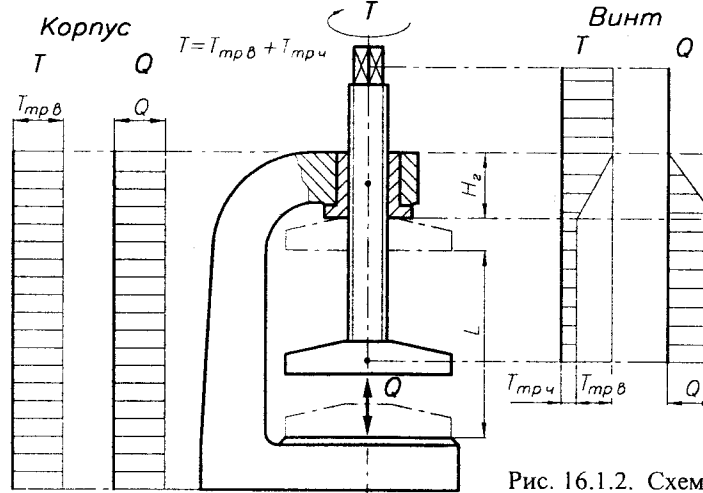


Рис. 16.1.3. Способы закрепления концов винта и значения коэффициентов приведения длины:

- а) $\mu = 0,5$ (распорки, домкраты - рис. 16.2.1а-г);
- б) $\mu = 0,7$ (прессы - рис. 16.1.2);
- в) $\mu = 1,0$ (ходовые винты станков);
- г) $\mu = 2,0$ (домкраты - рис. 16.2.1д, е)



Гайка

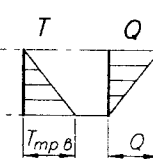
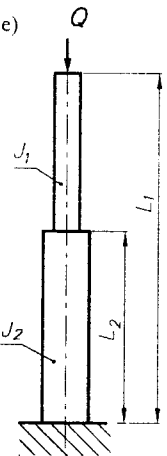


Рис. 16.1.4. Схема стержня со ступенчато изменяющимся сечением

$Q_{кр} = n \frac{EJ_2}{L_{пр}^2} n$ (табл. 16.1.5)



10. ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

- 10.1. Коэффициент полезного действия
 $\eta = \text{tg } \gamma / [\text{tg } (\gamma + \rho') + 2T_{трч} / (Q d_2)]$.
- 10.2. Передаточное число
 $u = 2\pi L_p / P$.

Табл. 16.1.1. Значения средних допускаемых давлений [q] между рабочими поверхностями витков винта и гайки, а также значения коэффициента трения скольжения f

Материалы пары "винт-гайка"	[q] МПа	f
Закаленная сталь-бронза	11...13	0,10...0,12
Незакаленная сталь-бронза	8...10	
Закаленная сталь-чугун	7...8	0,11...0,13
Незакаленная сталь-чугун	5...7	
Закаленная сталь-сталь	8...10	0,12...0,15

Для редко работающих передач "винт-гайка" средние допускаемые давления [q] могут быть повышены до 30%.

Табл. 16.1.2. Некоторые параметры профиля резьбы

Профиль резьбы	ψ_h	α , град
Прямоугольная	0,50	0
Упорная	0,75	3
Трапецидальная	0,50	15
Метрическая	0,54	30

$\psi_h = H_1/p$ - коэффициент высоты резьбы.
 α - угол наклона опорной поверхности резьбы.

Табл. 16.1.3. Некоторые допускаемые напряжения для материалов пары "винт-гайка"

	$[\sigma_p]$, МПа	$[q]$, МПа	$[\tau]$, МПа
Сталь	$\sigma_t/3$	$\sigma_t/2$	$0,6 [\sigma_p]$
Бронза	35...45	45...50	30...50
Чугун	20...24	60...80	30...50

Табл. 16.1.4. Значения коэффициентов a и b

	Ст3	Ст4	Ст5	35	40	45	50
a	250	280	340	320	380	440	470
b	0,4	0,7	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8

Табл. 16.1.5. Значения коэффициента $n = f(J_1/J_2, L_2/L_1)$

$J_1/J_2 \backslash L_2/L_1$	0,2	0,4	0,6	0,8
0,01	0,15	0,27	0,60	2,26
0,1	1,47	2,10	4,50	8,59
0,2	2,80	4,22	6,69	9,33
0,4	5,09	6,68	8,51	9,67
0,6	6,98	8,19	9,24	9,78
0,8	8,55	9,18	9,63	9,84

16.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ НЕКОТОРЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧИ

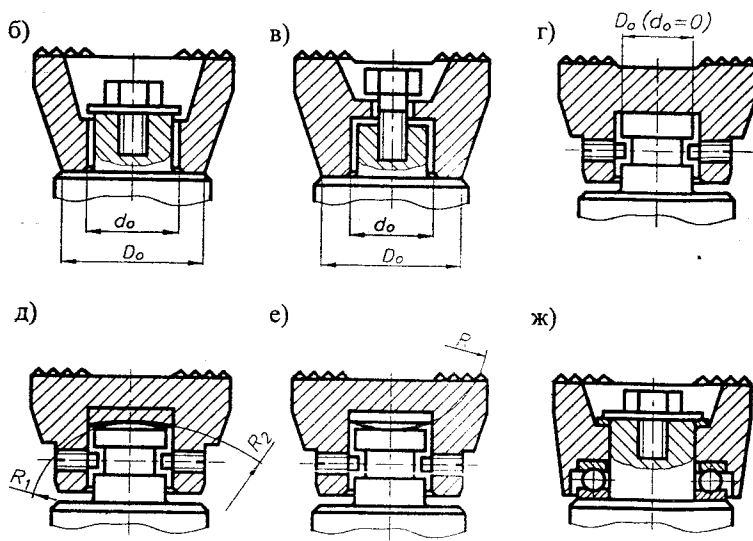
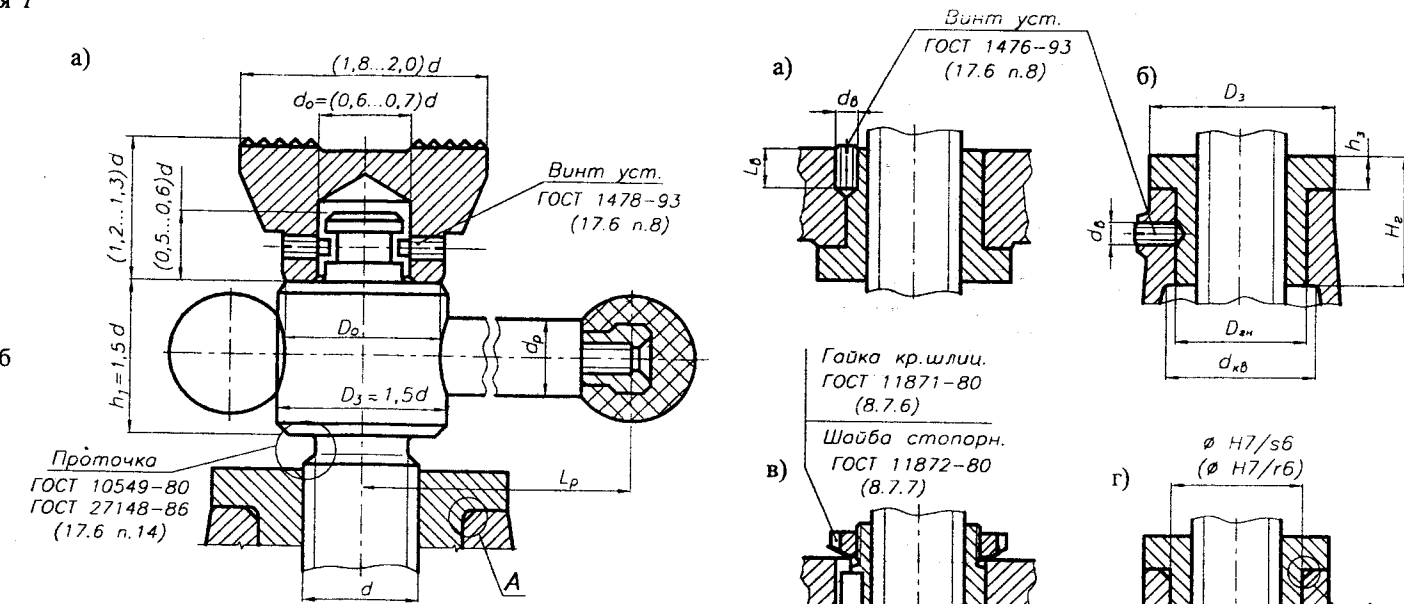


Рис. 16.2.1. Варианты конструкции опорной чашки

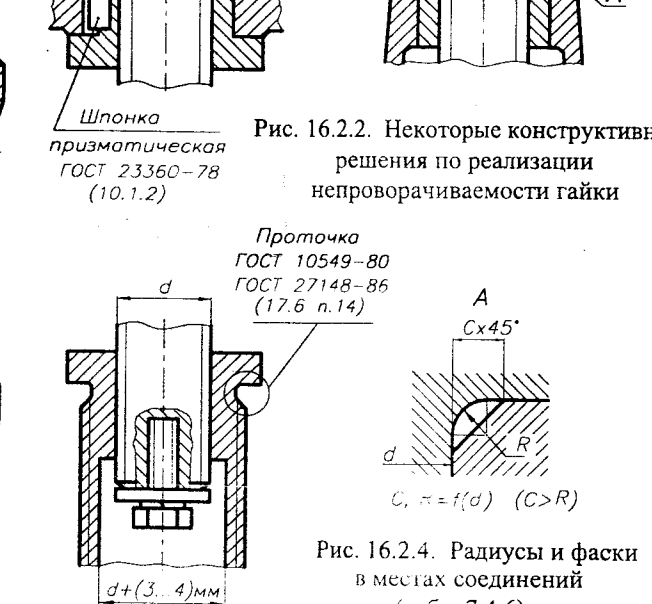


Рис. 16.2.3. Вариант выполнения втулки телескопического домкрата

Рис. 16.2.2. Некоторые конструктивные решения по реализации неповорачиваемости гайки

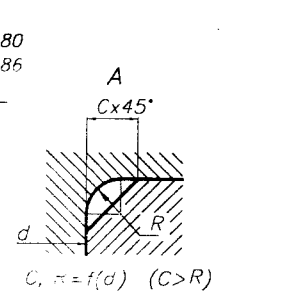


Рис. 16.2.4. Радиусы и фаски в местах соединений (табл. 7.4.6)

16.3. ПРОФИЛИ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕЗЬБ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

1. РЕЗЬБА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ

Табл. 16.3.1. Размеры профиля однозаходной резьбы, мм

ГОСТ 9484-81, ГОСТ 24737-81, ГОСТ 24738-81, ГОСТ 24739-81

1-й ряд	d	2-й ряд	P	D_4	$D_2=d_2$	D_1	d_3	Число заходов n					1-й ряд	d	2-й ряд	P	D_4	$D_2=d_2$	D_1	d_3	Число заходов n					
								2	3	4	6	8									2	3	4	6	8	
10			1,5	10,3	9,25	8,5	8,2	3	4,5					44		3	44,5	42,5	41	40,5	6	9	12	18	24	
			2	10,5	9,00	8,0	7,5	4							7	45,0	40,5	37	36,0	14	21					
12	11, 14		2	12,5	11,0	10	9,5	4	6						12	45,0	38,0	32	31,0							
			3	12,5	10,5	9,0	8,5						48	46	3	48,5	46,5	45	44,5	6	9	12	18	24		
16	18		2	16,5	15,0	14	13,5	4	6	8					8	49,0	44,0	40	39,0	16	24					
			4	16,5	14,0	12	11,5								12	49,0	42,0	36	35,0							
20			2	20,5	19,0	18	17,5	4	6	8					52	50	3	52,5	50,5	49	48,5	6	9	12	18	24
			4	20,5	18,0	16	15,5								8	53,0	48,0	44	43,0	16	24					
24	22, 26		3	24,5	22,5	21	20,5	6	9	12	18	24			12	53,0	46,0	40	39,0	24						
			5	24,5	21,5	19	18,5								60	55	3	60,5	58,5	57	56,5	6	9	12	18	24
			8	25	20,0	16	15,0								9	61,0	55,5	51	50,0	18	27					
28			3	28,5	26,5	25	24,5	6	9	12					14	62,0	53,0	46	44,0	28						
			5	28,5	25,5	23	22,5								70	65	4	70,5	68,0	66	65,5	8	12	16	24	32
			8	29,0	24,0	20	19,0								10	71,0	65,0	60	59,0	20	30					
32	30, 34		3	32,5	30,5	29	28,5	6	9	12					16	72,0	62,0	54	52,0							
			6	33,0	29,0	26	25,0								80	75	4	80,5	78,0	76	75,5	8	12	16	24	32
			10	33,0	27,0	22	21,0								10	81,0	75,0	70	69,0	20	30	40				
36			3	36,5	34,5	33	32,0	6	9	12	18				16	82,0	72,0	64	62,0	32						
			6	37,0	33,0	30	29,0								90	85, 95	4	90,5	88,0	86	85,0	8	12	16	24	32
			10	37,0	31,0	26	25,0								12	91,0	84,0	78	77,0	24	36					
40	38, 42		3	40,5	38,5	37	36,5	6	9	12	18				18	92,0	81,0	72	70,0	36						
			7	41,0	36,5	33	32,0								100	4	100,5	98,0	96	95,5	8	12	16	24	32	
			10	41,0	35,0	30	29,0								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): $Tr20 \times 4 - 7H/7e$
- винта $Tr 20 \times 4$ с полем допуска $7e$: $Tr20 \times 4 - 7e$
- винтового отверстия $Tr 20 \times 4$ с полем допуска $7H$: $Tr20 \times 4 - 7H$
- резьбового соединения (резьба трапецеидальная номинальным диаметром $d=20$ мм, ходом $P_b=8$ мм, шагом $P=4$ мм, левого): $Tr20 \times 8(P4)LH - 7H/7e$

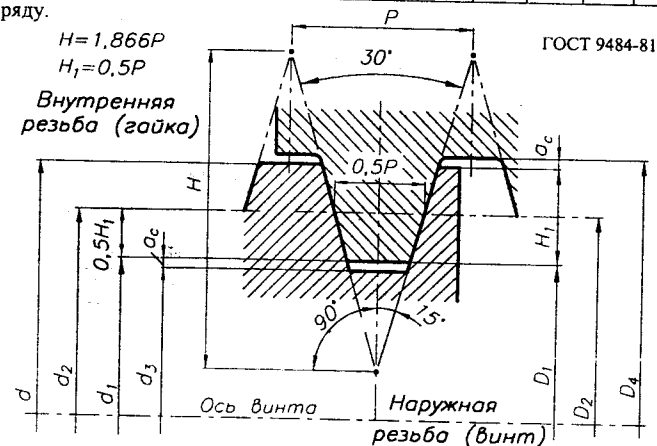


Рис. 16.3.1. Профиль трапецеидальной резьбы

2. РЕЗЬБА УПОРНАЯ

Табл. 16.3.2. Размеры профиля резьбы, мм

$d = D$						ГОСТ 10177-82					
1-й ряд	2-й ряд	P	$D_2 = d_2$	D_1	d_3	1-й ряд	2-й ряд	P	$D_2 = d_2$	D_1	d_3
10		2	8,5	7,0	6,53	44		7	38,75	33,5	31,85
12	14	2	10,5	9,0	8,53			12	35,00	26,0	23,17
		3	9,75	7,5	6,79	48	46,50	3	45,75	43,5	42,79
16	18	2	14,5	13,0	12,53			8	42,00	36,0	34,12
		4	13,0	10,0	9,06			12	39,00	30,0	27,17
20		2	18,5	17,0	16,53	52		3	49,75	47,5	46,79
		4	17,0	14,0	13,06			8	46,00	40,0	38,12
24	22, 26	3	21,75	19,5	18,79	60	55	12	43,00	34,0	31,17
		5	20,25	16,5	15,32			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	70	65	14	49,50	39,0	35,70
		5	24,25	20,5	19,32			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	80	75	16	58,00	46,0	42,23
		6	27,50	23,0	21,59			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	90	85	16	68,00	56,0	52,23
		6	31,50	27,0	25,59			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	100	95	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			4	97,00	94,0	93,06
44		3	41,75	39,5	38,79	...		12	91,00	82,0	79,17
								20	85,00	70,0	65,29

Примечание. Основные размеры профиля резьбы представлены для номинального ее диаметра по 1-му ряду.

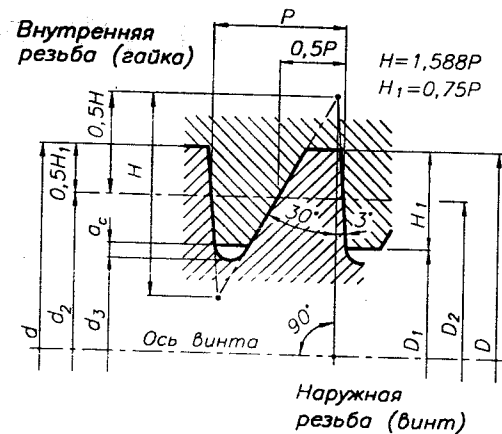


Рис. 16.3.2. Профиль упорной резьбы

3. РЕЗЬБА ПРЯМОУГОЛЬНАЯ

(нестандартизированная)

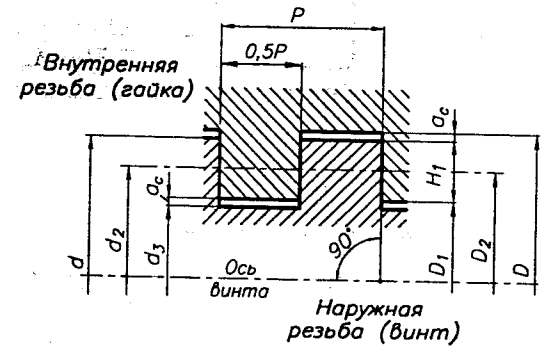


Рис. 16.3.3. Профиль прямоугольной резьбы

Табл. 16.3.3. Рекомендуемые размеры профиля прямоугольной резьбы, мм

Винт	Гайка
$H_1 = 0,5 P$	
d_2 - выбирается	$D_2 = d_2$
$d = d_2 + H_1$	$D = d_2 + H_1 + 2 a_c$
$d_3 = d_2 - H_1 - 2 a_c$	$D_1 = d_2 - H_1$
$p \leq 5$	$a_c = 0,25$
$p \leq 12$	$a_c = 0,50$
$p > 12$	$a_c = 1,00$

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ:

- резьбового соединения (резьба упорная номинальным диаметром $d = 20$ мм, шагом $P = 4$ мм): $S20 \times 4 - 7AZ/7h$
- винта $S20 \times 4$ с полем допуска $7h$: $S20 \times 4 - 7h$
- винтового отверстия $S20 \times 4$ с полем допуска $7AZ$: $S20 \times 4 - 7AZ$
- резьбового соединения (резьба упорная номинальным диаметром $d = 20$ мм, шагом $P = 4$ мм, левая): $S20 \times 4LH - 7AZ/7h$

16.4. ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ

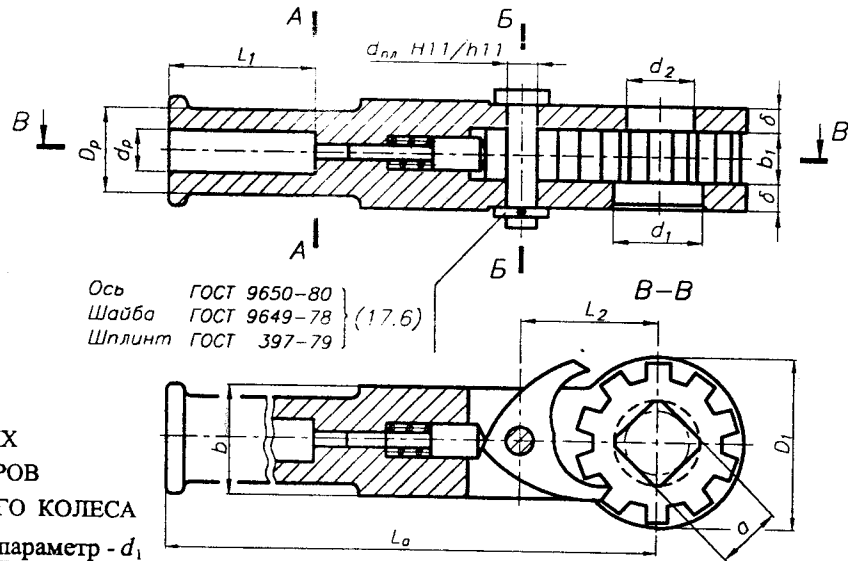


Рис. 16.4.1. Храповой механизм

**ВЫБОР
ОСНОВНЫХ
ПАРАМЕТРОВ
ХРАПОВОГО КОЛЕСА**
Исходный параметр - d_1

- $(d_1 \approx d)$
- $Z=8...10$ — число зубьев храпового колеса;
- $a=0,7d_1+(1...2)$ мм;
- $d_2 \leq a-(1...2)$ мм;
- $d_f=(1,4...1,5)d_1$, мм;
- $d_w=d_f/(1-0,25\pi/Z)$, мм;
- $t=\pi \cdot d_w/Z$, мм;
- $t_1=0,5t$, мм;
- $h=0,5t_1$, мм;
- $d_a=d_w+h$, мм;
- $D_1=d_a+5$, мм.

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ХРАПОВОГО МЕХАНИЗМА

1. Расчетная длина рукоятки $L_0=L_p-L_a$, мм.
2. Диаметр рукоятки d_p из условия прочности на изгиб $d_p = \sqrt[3]{F_p Z_p K_p L_0 / (0,1[\sigma_{из}])}$, мм (25Л $[\sigma_{из}] = 120$ МПа).
3. Наружный диаметр корпуса ($D_p=1,6d_p$, мм) проверяется на изгиб в сечении А-А $\sigma_{из} = F_p Z_p K_p (L_0+L_1)/W \leq [\sigma_{из}]$, 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 $\tau = F/(b_1 t_1) \leq [\tau]$, МПа.
 - 5.2 — изгиба $\sigma_{из} = F \cdot 0,5 h/W \leq [\sigma_{из}]$, МПа.
 - $W = b_1 t_1^2/6$, мм³
6. Диаметр оси собачки из условия прочности на изгиб $q = F/b_1$, Н/мм. $L = b_1 + \delta$, мм. $M_{из} = 0,5F \cdot 0,5L - (q \cdot 0,5 b_1 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,5 b_1)$, Н·мм. $d_{на} = \sqrt[3]{M_{из} / (0,1[\sigma_{из}])}$, мм.
7. Напряжения изгиба в сечении Б-Б щек корпуса храпового механизма $\sigma_{из} = F_p Z_p K_p (L_p - L_2)/W \leq [\sigma_{из}]$, МПа. $W = 2(\delta(b^3 - d_{на}^3))/(12 \cdot 0,5b)$, мм³.

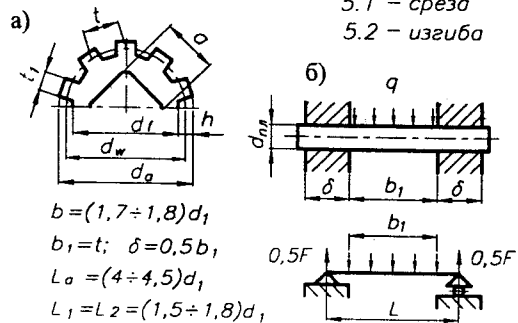
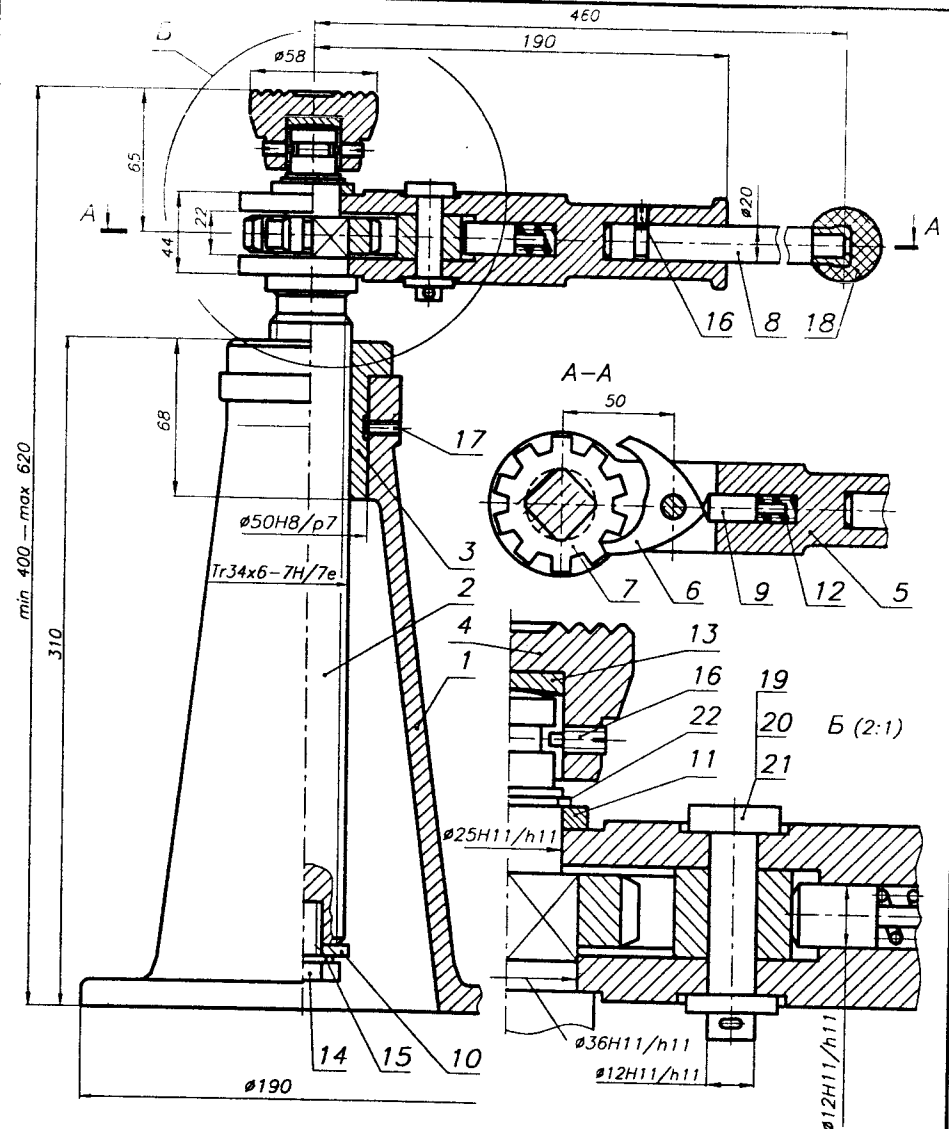


Рис. 16.4.2. Расчетные схемы:
а) храпового колеса; б) пальца

16.5. СБОРОЧНЫЕ И РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧИ

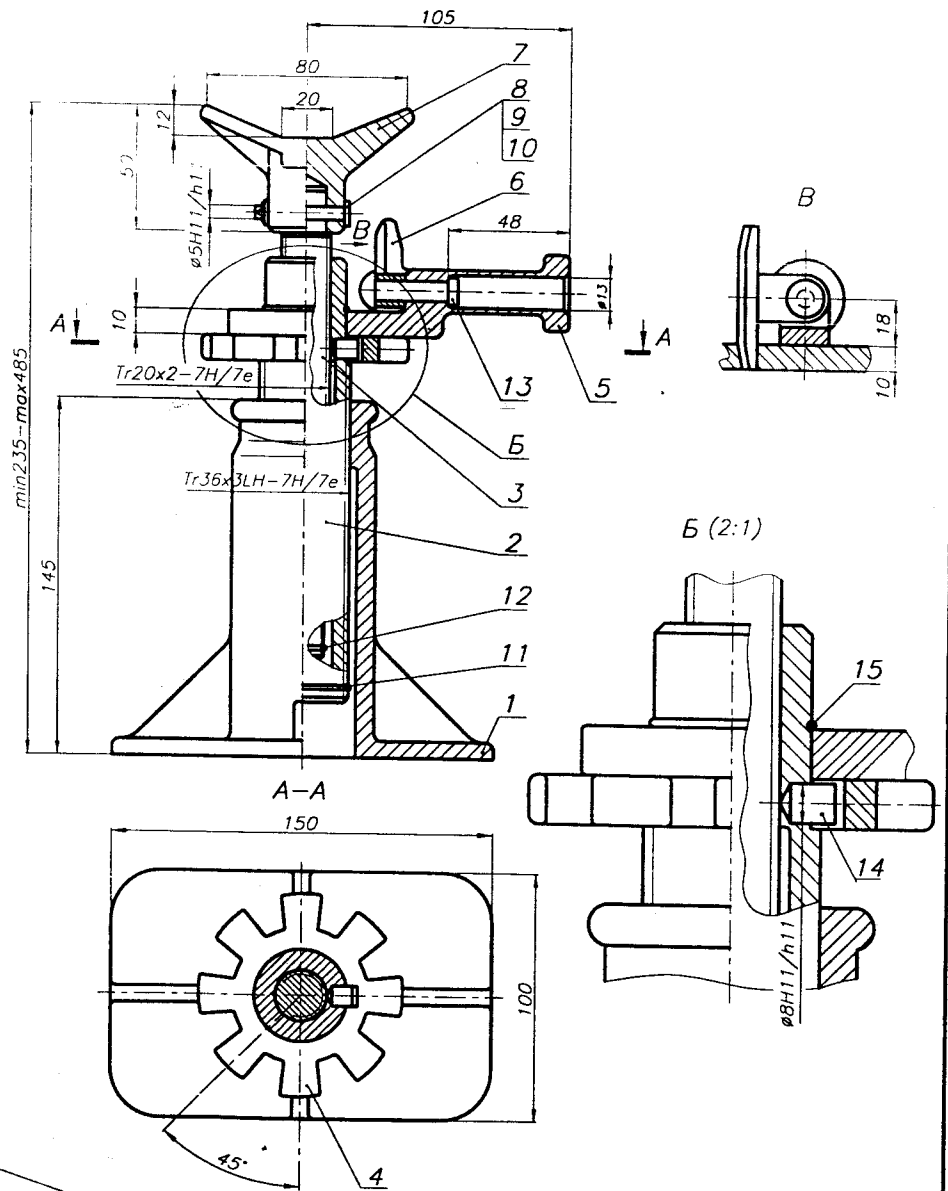


Техническая характеристика

Грузоподъемность — 20 кН
Высота подъема — 220 мм

КП ДМ МС12а.16.05.01.СБ	
Исполн. / Разработ. / Провер. / Утверд. / Консульт.	Лит. / Масса / Масштаб
ДОМКРАТ	
Лист 11 из 12	
БНТУ	
Кафедра ДМ и ПТМ	

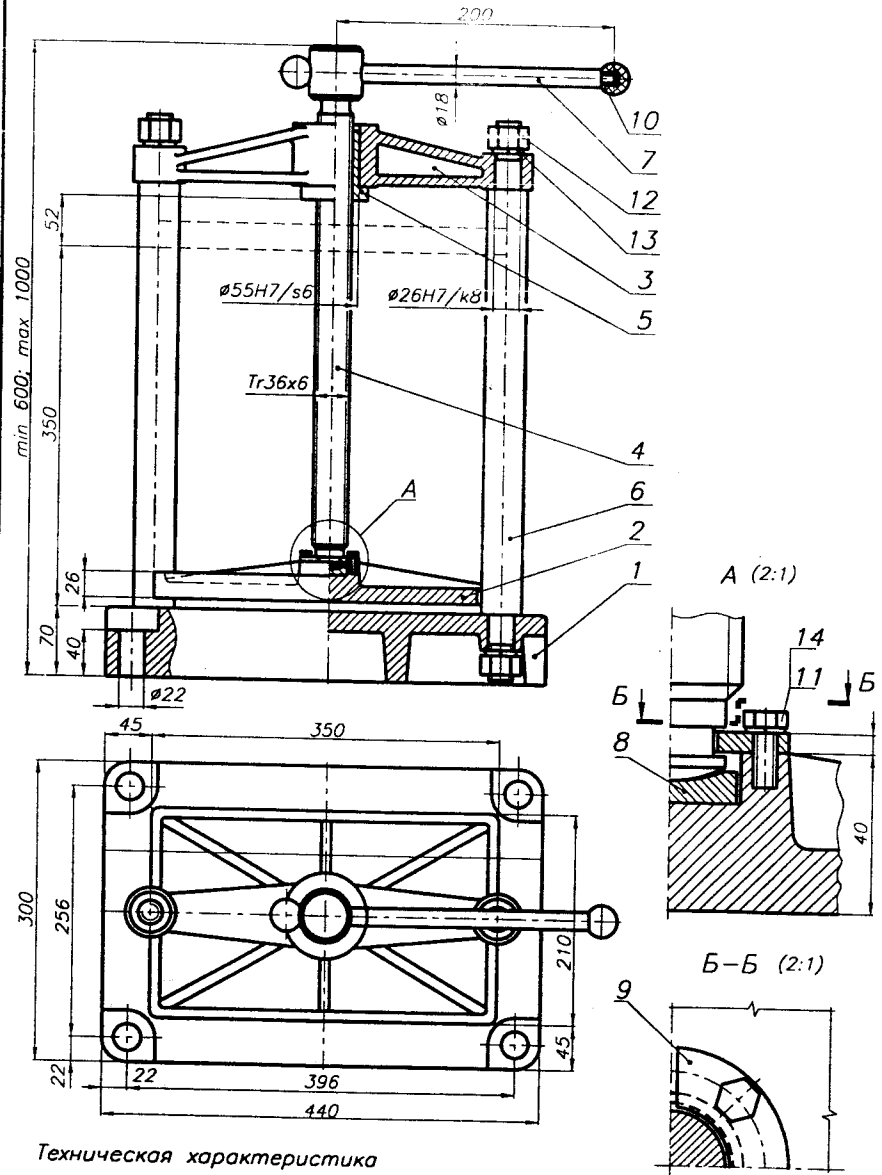
Рис. 16.5.1



Характеристика

Сила - 15 кН
Высота - 250 мм

КП ДМ МС12а.16.05.04.СБ	Лит.	Масса	Масштаб
ДОМКРАТ	у		1:1
НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ			



Техническая характеристика

Сила прессования - 25 кН
Высота прессования - 400 мм

КП ДМ МС12а.16.05.05.СБ	Лит.	Масса	Масштаб
ПРЕСС	у		1:2,5
БНТУ Кафедра ДМ и ПМ			

Рис. 16.5.5

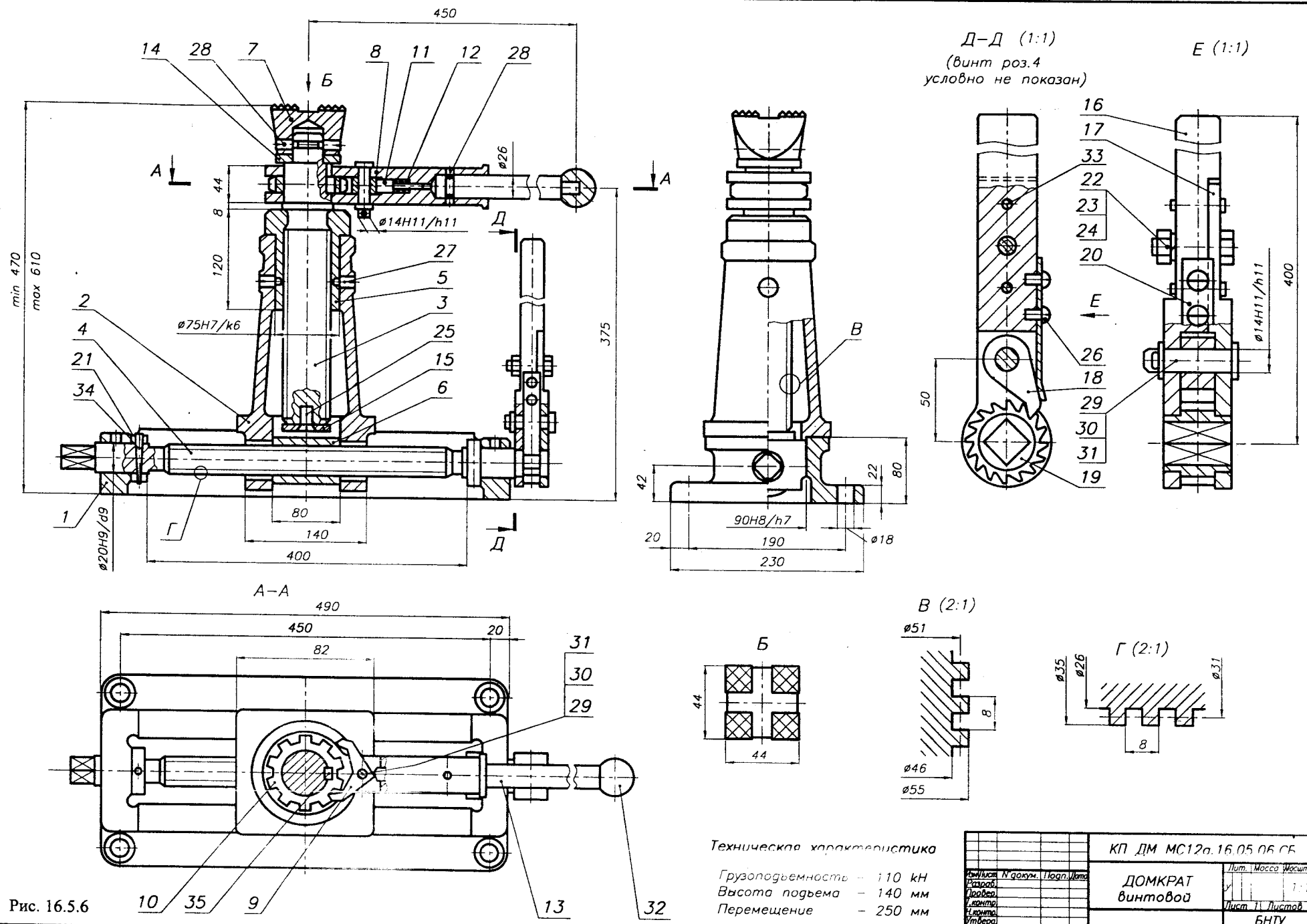


Рис. 16.5.6

Техническая характеристика
 Грузоподъемность — 110 кН
 Высота подъема — 140 мм
 Перемещение — 250 мм

		КП ДМ МС12а.16.05.06 СБ	
Исполн.	№ докум.	Исполн.	Лист
Разработ.			1
Провер.			1:1
Констр.			Лист 11 из 10
Утверд.			БНТУ
Консул.			Кафедра ДМ и ИИМ

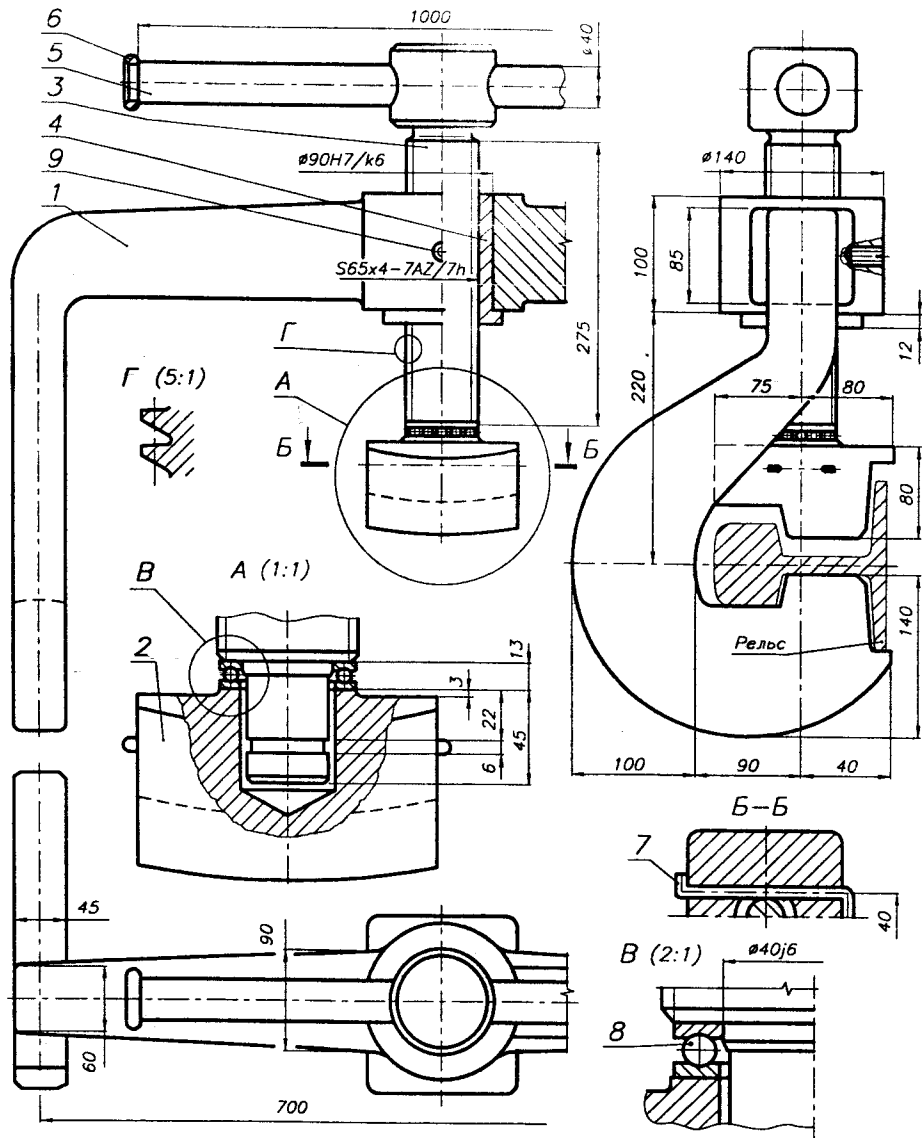
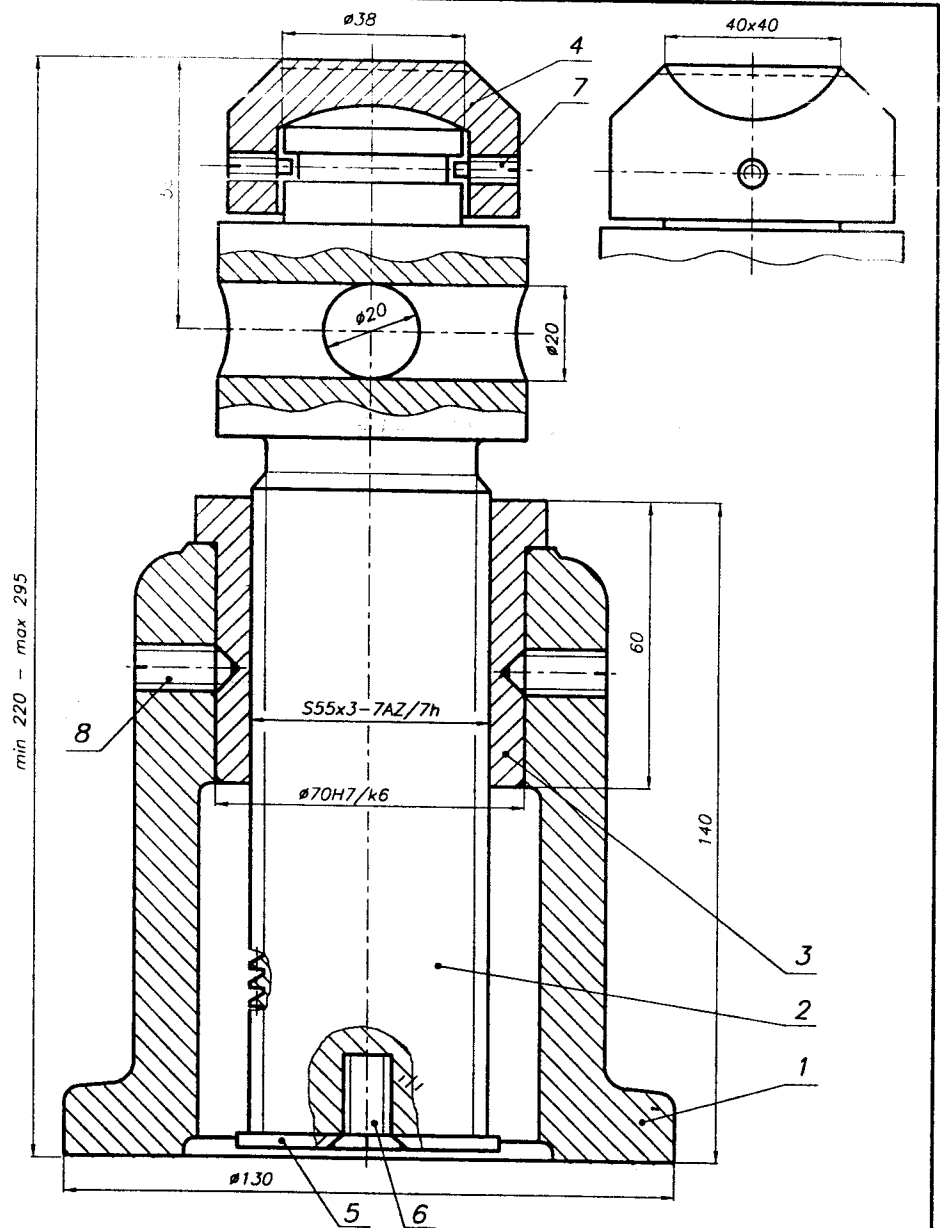


Рис. 16.5.7

КП ДМ МС12а.16.05.07.СБ		Лит.	Масса	Масштаб
Контр.	№ докум.	Лист	Листов	1:2
Разраб.		у		
Провер.				
Констр.				
Утверд.				
Консул.				
ПРЕСС для гибки рельс		НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		

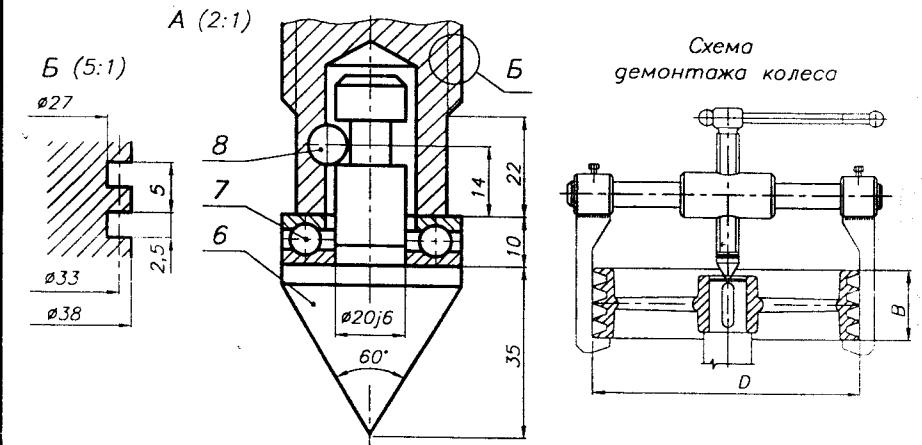
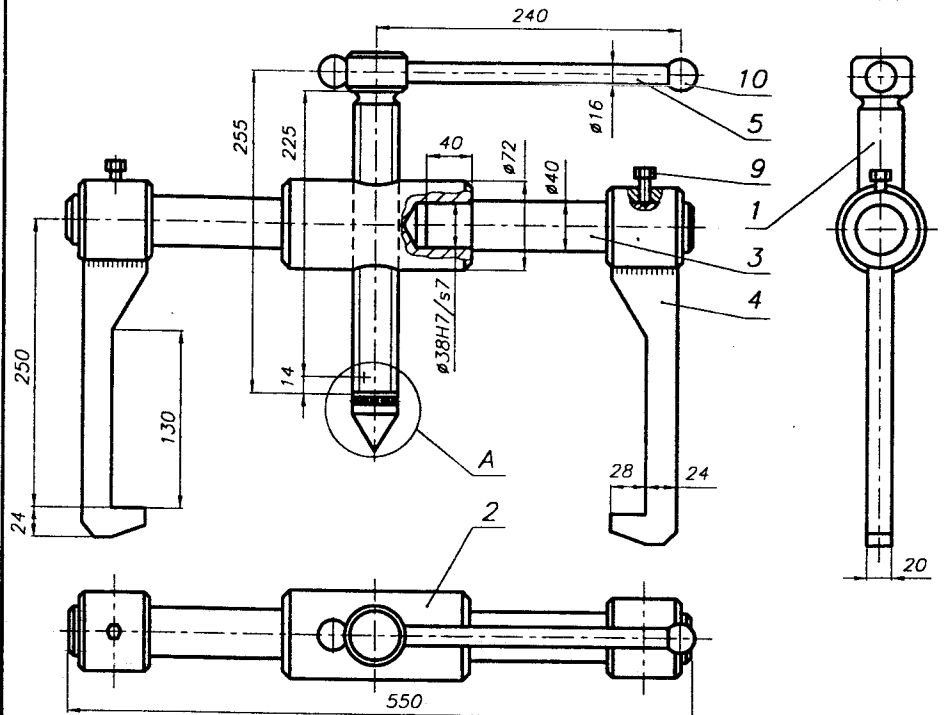


Техническая характеристика

Грузоподъемность - 80 кН
Высота подъема - 80 мм

Рис. 16.5.8

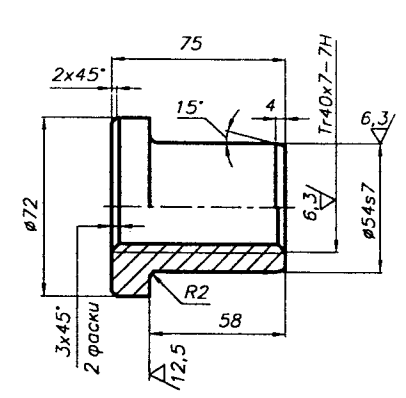
КП ДМ МС12а.16.05.08.СБ		Лит.	Масса	Масштаб
Контр.	№ докум.	Лист	Листов	2:1
Разраб.		у		
Провер.				
Констр.				
Утверд.				
Консул.				
ДОМКРАТ железнодорожный		БНТУ Кафедра ДМ и ПМ		



Техническая характеристика
Диаметр снимаемого колеса
- $D_{max} = 500$ мм,
- $D_{min} = 110$ мм,
Ширина колеса
- $B_{max} = 140$ мм

Рис 16.5.9

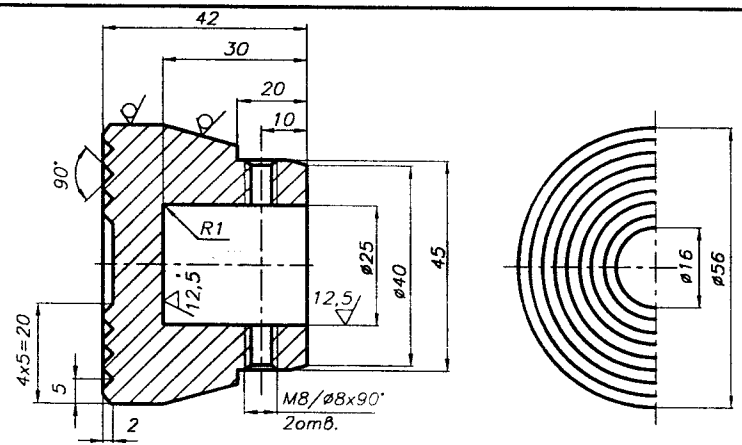
			КП ДМ МС12а.16.05.09 СБ		
Исполн	№ докум.	Подп.	Лист	Масса	Масштаб
Разработ			1		1:2
Провер			Лист 1	Листов 1	
Утверд			БНТУ		
Консул			Кафедра ДМ и ПМ		



Неуказанные предельные отклонения размеров:
- охватываемых-h14,
- охватывающих-H14,
- прочих-±0,5IT14

			КП ДМ МС12а.16.05.10		
Исполн	№ докум.	Подп.	Лист	Масса	Масштаб
Разработ			1		1:2
Провер			Лист 1	Листов 1	
Утверд			Бр010Ф1 ГОСТ 613-79		
Консул			НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		

Рис. 16.5.10



Неуказанные предельные отклонения размеров:
- охватываемых-h14,
- охватывающих-H14,
- прочих-±0,5IT14

			КП ДМ МС12а.16.05.11		
Исполн	№ докум.	Подп.	Лист	Масса	Масштаб
Разработ			1		1:2
Провер			Лист 1	Листов 1	
Утверд			50Л ГОСТ 977-88		
Консул			НТУ "ХПИ" Кафедра ДМ и ПМ		

Рис. 16.5.11

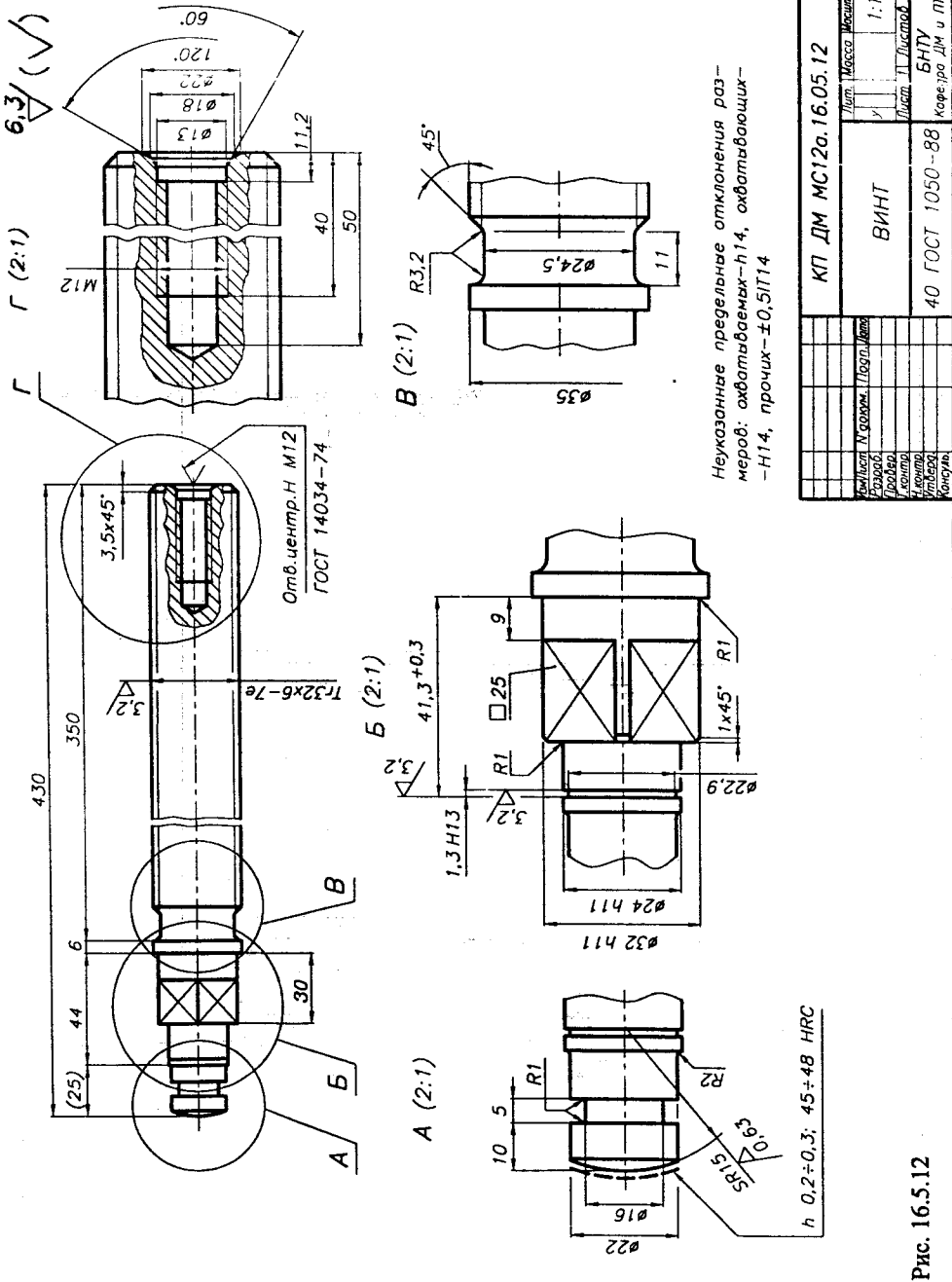


Рис. 16.5.12

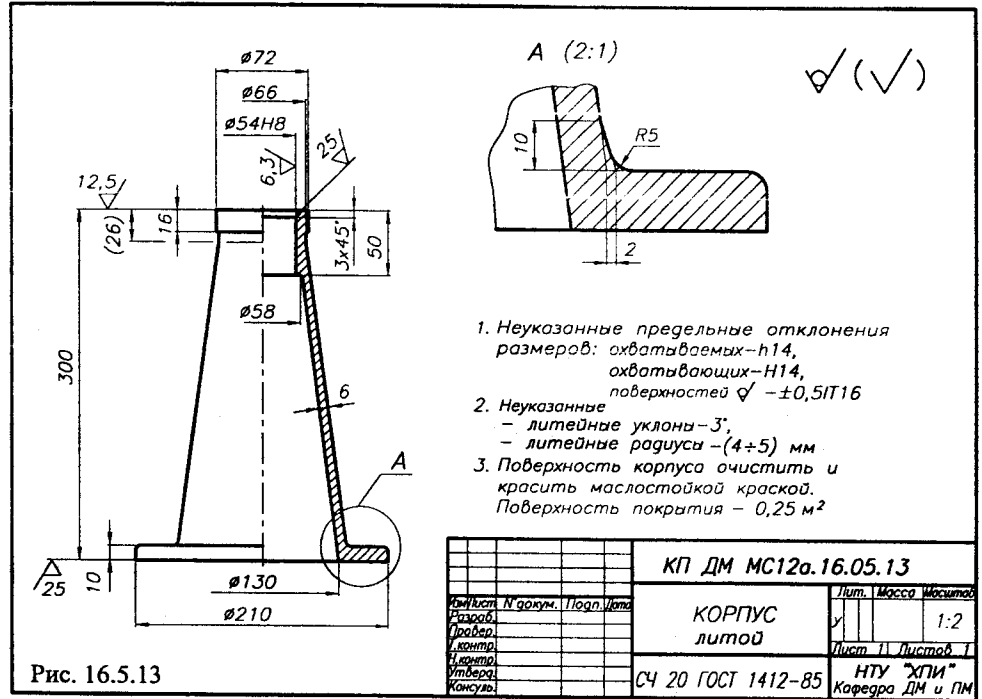


Рис. 16.5.13

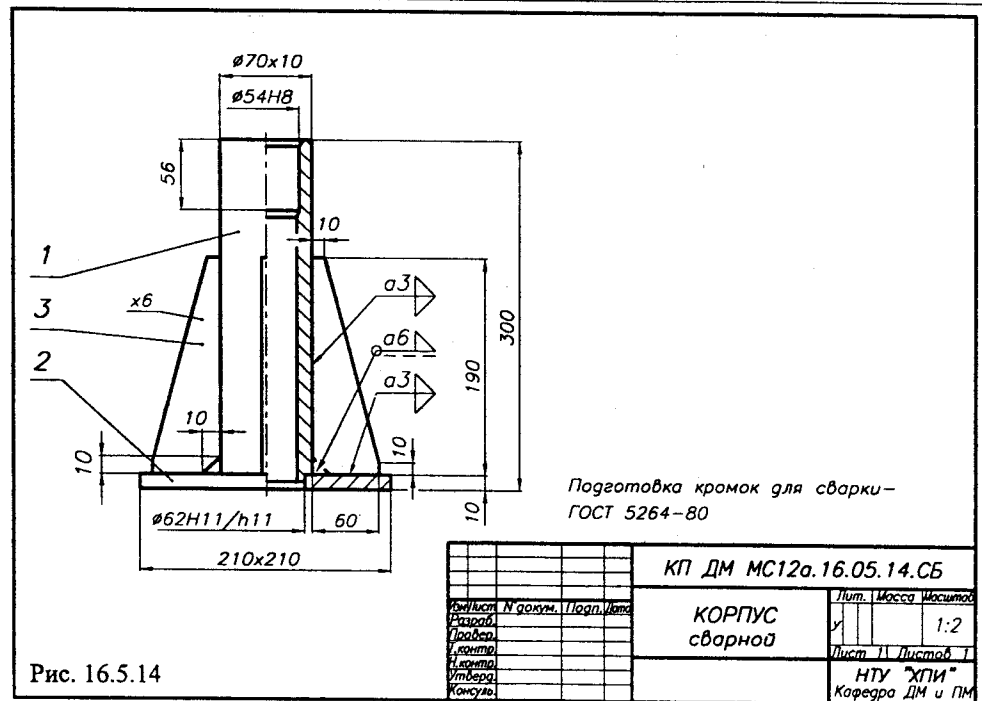


Рис. 16.5.14

17.1. НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ, КОНУСНОСТИ, УГЛЫ И УГЛЫ КОНУСОВ

При проектировании линейные размеры, конусности, углы и углы конусов, значения которых не определяются конструктивными, технологическими или монтажными требованиями, выбираются из числа нормальных линейных размеров, нормальных конусностей, нормальных углов и углов конусов.

17. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ОБЩЕГО ПРИМЕНЕНИЯ

1. НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ

Табл. 17.1.1. Нормальные линейные размеры, мм

Ряды				Ряды				Ряды			
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100
			1,05				10,5				105
			1,1			11	11			110	110
			1,15				11,5			120	120
	1,2	1,2	1,2		12	12	12		125	125	125
			1,3				13			140	130
		1,4	1,4			14	14			140	140
			1,5				15			150	150
1,6	1,6	1,6	1,6	16	16	16	16	160	160	160	160
			1,7				17			170	170
		1,8	1,8			18	18			180	180
			1,9				19			190	190
		2,0	2,0		20	20	20		200	200	200
			2,1				21			210	210
			2,2				22			220	220
			2,4				24			240	240
2,5	2,5	2,5	2,5	25	25	25	25	250	250	250	250
			2,6				26			260	260
			2,8				28			280	280
			3,0				30			300	300
		3,2	3,2		32	32	32		320	320	320
			3,4				34			340	340
			3,6				36			360	360
			3,8				38			380	380
4,0	4,0	4,0	4,0	40	40	40	40	400	400	400	400
			4,2				42			420	420
			4,5				45			450	450
			4,8				48			480	480
		5,0	5,0		50	50	50		500	500	500
			5,3				53			530	530
			5,6				56			560	560
			6,0				60			600	600
6,3	6,3	6,3	6,3	63	63	63	63	630	630	630	630
			6,7				67			670	670
			7,1				71			710	710
			7,5				75			750	750
		8,0	8,0		80	80	80		800	800	800
			8,5				85			850	850
			9,0				90			900	900
			9,5				95			950	950
								1000	1000	1000	1000

2. НОРМАЛЬНЫЕ НОРМАЛЬНЫЕ И УГЛЫ УГЛЫ

ГОСТ 8908-81
Табл. 17.1.2

Ряды		
1	2	3
0°		15'
	30'	45'
	2°	1°30'
		2°30'
	3°	
	4°	
5°	6°	
	7°	
	8°	
		9°
	10°	
15°		12°
20°		18°
		22°
		25°
30°		35°
	40°	
45°		50°
		55°
		65°
60°		70°
	75°	
		80°
		85°
90°		100°
		110°
120°		135°
		150°
		165°
		180°
		270°
		360°

3. НОРМАЛЬНЫЕ НОРМАЛЬНЫЕ И УГЛЫ УГЛЫ

ГОСТ 8593-81
Табл. 17.1.3

Ряды	
1	2
1:500	
1:200	
1:100	
1:50	
1:20	1:30
	1:15
1:10	1:12
	1:8
	1:7
	1:6
1:5	1:4
1:3	
30°	
45°	75°
60°	
90°	
120°	

При выборе ряд 1 следует предпочитать ряду 2, а ряд 2 - ряду 3.

1. СТАЛИ (табл. 16.2.1)

1.1. Сталь углеродистая обыкновенного качества ГОСТ 380-88
 Марки: *Cm0, Cm1, Cm2, Cm3, Cm4, Cm5, Cm6*
Cm1kn, Cm1nc, Cm1cn,...

1.2. Сталь углеродистая качественная конструкционная ГОСТ 1050-88
 Марки: 20, 25, 30, 35, 40, 45, 55, 60

1.3. Сталь легированная конструкционная ГОСТ 4543-71
 Марки: - стали хромистые
 15X, 15XA, 20X, 30X, 35X, 38XA, 40X, 45X, 50X
 - 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 хромомolibденовые и хромомolibденованадиевые
 15ХМ, 20ХМ, 30ХМ, 30ХМА, 30ХЗМФ, 40ХМФА

2. СТАЛЬНОЕ ЛИТЬЕ (табл. 16.2.1) ГОСТ 977-88

2.1. Стали конструкционные нелегированные
 Марки: 15Л, 20Л, 25Л, 30Л, 35Л, 40Л, 45Л, 50Л

2.2. Стали конструкционные легированные
 Марки: 20ГЛ, 35ГЛ, 30ГСП, 40ХЛ, 20ХМЛ, 35ХМЛ, 35ХГСП

3. ЧУГУНЫ

3.1. Чугун с пластифицированным графитом для отливок.
 Марки: СЧ10, СЧ15, СЧ20, СЧ25, СЧ30, СЧ35 ГОСТ 1412-85

3.2. Чугун антифрикционный для отливок. ГОСТ 1585-85
 Марки: АЧС-1, АЧС-2, АЧС-3, ..., АЧК-2, АЧК-2, ... АЧВ-1, АЧВ-2

3.3. Чугун с шаровидным графитом для отливок. ГОСТ 7293-85
 Марки: ВЧ35, ВЧ40, ВЧ45, ВЧ50, ВЧ60, ВЧ70, ВЧ80, ВЧ100

4. СПЛАВЫ ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ

4.1. Бронзы безоловянные литейные ГОСТ 493-79
 Марки: БрА9ЖЗЛ, БрА10ЖЗМц2, БрА11Ж6Н6,

4.2. Бронзы оловянные литейные ГОСТ 613-79
 Марки: БрО10Ф1, БрО10Ц2, БрО8Ц4

4.3. Бабиты оловянные и свинцовые ГОСТ 1320-74
 Марки: Б88, Б83, Б83С, Б16, БН, БС6

4.4. Сплавы алюминиевые антифрикционные ГОСТ 14113-78
 Марки: АОЗ-7, АО9-2, АН-2,5, АСМ, АМСТ

4.5. Сплавы цинковые антифрикционные ГОСТ 21437-75
 Марки: ЦАМ9-1,5Л, ЦАМ9-1,5, ЦАМ10-5Л, ЦАМ10-5

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

17.2. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ [27]

Табл. 17.2.1. Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	Термо-обработ.	σ_b	σ_T	$[\sigma]_p$	$\sigma_{.1и}$	$\sigma_{0и}$	$T_{.1и}$	$T_{0и}$	Твердость в состоянии поставки		
									НВ	сердцевина НВ	поверхн. HRC
		МПа									
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 У	> 410 520...640	> 245 > 355	140...160	200	360	120	240	156	156	
25	Н У	> 450 540...650	> 275 > 320	155...185	200	370	130	250	170	170	
30	Н У	> 490 550...700	> 295 > 350	165...200	240	390	140	280	179	179	
35	Н У	> 530 600...750	> 315 > 380	175...210	250	420	150	300	187	187 228...269	
40	У З	> 570 630...780	> 335 > 400	190...220	260	440	160	320	217	217 192...228	
45	У З	> 600 650...800	> 355 > 430	200...240	280	480	170	340	241	241...285 170...220	
50	У З	> 630 700...850	> 370 > 460	200...240	280	480	170	340	241	241...285 170...220	
55	У З	> 650 750...900	> 380 > 490	210...250	300	500	200	400	255	255 180...230 228...280	
60	У З	> 690 800...950	> 400 > 520	220...260	300	500	200	400	255	255	
40Х, 40ХН	З	> 980	> 785	270...370	600	800	320	650	217	217 240...280	
45Х	З	> 1030	> 835	300...400	610	800	280	660	229	229 230...280	
50Х	З	> 1080	> 885	330...430	620	800	330	680	229	229 240...290	
45ХН	З	> 1030	> 835	300...400	450	660	240	500	207	207 230...300	
35ХМ	З	> 930	> 835	280...330	500	700	260	550	241	241 270...300	
40ХНМА, 40ХН2МА	З	> 1080	> 930	280...330	500	700	260	550	241	241 270...300	
35ХГСА	З	1620	1375	280...330	500	700	260	550	241	241 270...300	
20Х		> 780	> 640							28...40	
20ХН3А		> 930	> 730							28...42	
20ХН4А		> 1270	> 1080							56...63	
18Х2Н4ВА,		> 1130	> 830							58...63	
20ХН2М		> 880	> 690							56...63	
20ХГНМ		> 1180	> 930							58...63	
25ХГНМТ		> 1180	> 1080							60...64	
15ХГН2ТА		> 930	> 735							60...63	
18ХГТ		> 980	> 885							37...42	
25ХГТ		> 1270	> 980							37...42	
20ХГР		> 980	> 785							26...42	
20ХГНР		> 1270	> 1080							58...63 56...62 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			
50Л		570	335	120...155	230	400	150	260		270...300	
35ХМЛ	Н	590	390								
35ХНМЛ	Н	680	540								
40ХЛ	Н	650	500							180	

Табл. 17.3.1. Рекомендуемые посадки при номинальных размерах от 1 до 500 мм в системе ОТВЕРСТИЯ

ГОСТ 25347-82

Основн. отв.	Основные отклонения валов																		
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	x	z
	соединения с зазором								переходные				с натягом						
H6					H6	H6	H6	H6	H6	H6	H6	H6	H6	H6	H6	H6	H6	H6	H6
H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7
H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8
H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9
H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10	H10
H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11	H11
H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12	H12

Примечание. Обозначения предпочтительных посадок заключены в рамку.

Табл. 17.3.2. Рекомендуемые посадки при номинальных размерах от 1 до 500 мм в системе ВАЛА

ГОСТ 25347-82

Основн. вал	Основные отклонения отверстия																		
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U		
	соединения с зазором								переходные				с натягом						
h5					F7	G6	H6	JS6	K6	M6	N6	P6							
h6	D9	E8	F7	F8	G7	H7	JS7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7					
h7	D8	E8	F8			H8	JS8	K8	M8	N8									U8
h8	D8	D9	E8	E9	F8	F9	H8	H9											H8
h9	D9	D10	E9	F9		H8	H9	H10											H9
h10	D10					H10													H10
h11	A11	B11	C11	D11		H11													H11
h12	B12					H12													H12

Примечание. Обозначения предпочтительных посадок заключены в рамку.

17.3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

ГОСТ 25346-89

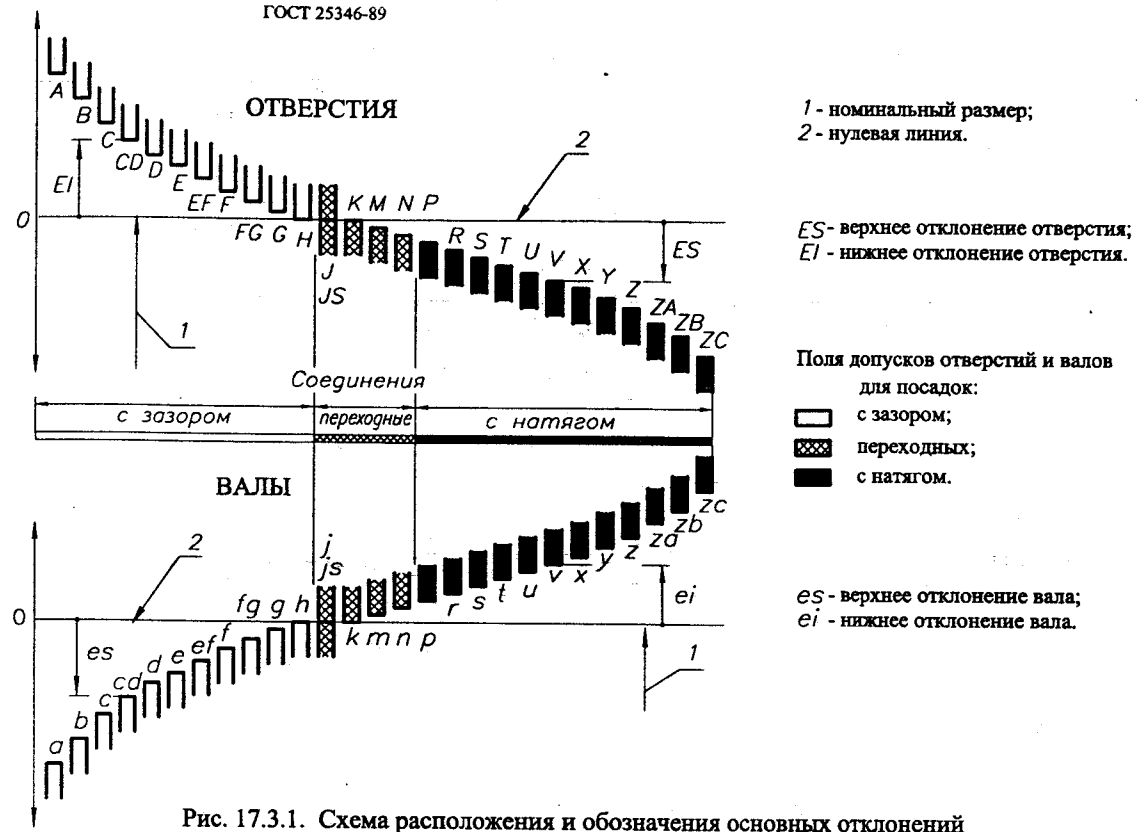
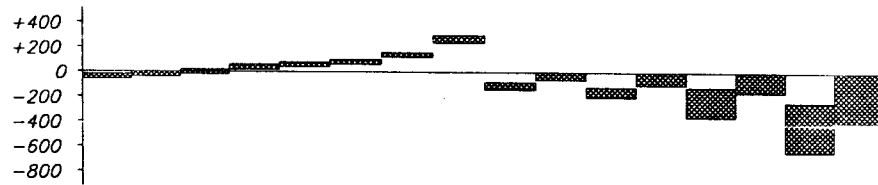


Рис. 17.3.1. Схема расположения и обозначения основных отклонений

Табл. 17.3.3. Численные значения допусков IT для квалитетов 4...14

Размер св.	до	Квалитеты												Размер св.	до	Квалитеты											
		IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT4			IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14		
		Допуски, мкм														Допуски, мм											
3	6	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	180	250	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15		
6	10	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	250	315	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30		
10	18	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	315	400	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40		
18	30	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	400	500	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55		
30	50	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	500	630	22	30	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75		
50	80	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	630	800	25	35	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2,00		
80	120	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	800	1000	29	40	56	90	140	230	360	560	0,90	1,40	2,30		
120	180	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1000	1250	34	46	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,60		

Табл. 17.3.4. Предельные отклонения и поля допусков ВАЛОВ, мкм ГОСТ 25347-82 для рекомендуемых посадок



	g6	h6	js6	k6	n6	p6	r6	s6	f7	h7	e8	h8	d9	h9	d11	h11
От 1 до 3	-2	0	+3,5	+6	+10	+12	+16	+20	-6	0	-14	0	-20	0	-20	0
Св.3 до 6	-4	0	+4,0	+9	+16	+20	+23	+27	-10	0	-20	0	-30	0	-30	0
Св.6 до 10	-5	0	+4,5	+10	+19	+24	+28	+32	-13	0	-28	0	-40	0	-40	0
Св.10 до 14	-6	0	+5,5	+12	+23	+29	+34	+39	-16	0	-32	0	-50	0	-50	0
Св.14 до 18	-6	0	+5,5	+11	+12	+18	+23	+28	-16	0	-32	0	-50	0	-50	0
Св.18 до 24	-7	0	+6,5	+15	+28	+35	+41	+48	-20	0	-40	0	-65	0	-65	0
Св.24 до 30	-7	0	+6,5	+15	+28	+35	+41	+48	-20	0	-40	0	-65	0	-65	0
Св.30 до 40	-9	0	+8,0	+18	+33	+42	+50	+59	-25	0	-50	0	-80	0	-80	0
Св.40 до 50	-9	0	+8,0	+18	+33	+42	+50	+59	-25	0	-50	0	-80	0	-80	0
Св.50 до 65	-10	0	+9,5	+21	+39	+51	+60	+72	-30	0	-60	0	-100	0	-100	0
Св.65 до 80	-10	0	+9,5	+21	+39	+51	+62	+78	-30	0	-60	0	-100	0	-100	0
Св.80 до 100	-12	0	+11,0	+25	+45	+59	+73	+93	-36	0	-72	0	-120	0	-120	0
Св.100 до 120	-12	0	+11,0	+25	+45	+59	+76	+101	-30	0	-72	0	-120	0	-120	0
Св.120 до 140	-14	0	+12,5	+28	+52	+68	+88	+117	-43	0	-85	0	-145	0	-145	0
Св.140 до 160	-14	0	+12,5	+28	+52	+68	+90	+125	-43	0	-85	0	-145	0	-145	0
Св.160 до 180	-14	0	+12,5	+28	+52	+68	+93	+133	-43	0	-85	0	-145	0	-145	0
Св.180 до 200	-15	0	+14,5	+33	+60	+79	+106	+151	-50	0	-100	0	-170	0	-170	0
Св.200 до 225	-15	0	+14,5	+33	+60	+79	+109	+159	-50	0	-100	0	-170	0	-170	0
Св.225 до 250	-15	0	+14,5	+33	+60	+79	+113	+169	-50	0	-100	0	-170	0	-170	0
Св.250 до 280	-17	0	+16,0	+36	+66	+88	+126	+190	-56	0	-110	0	-190	0	-190	0
Св.280 до 315	-17	0	+16,0	+34	+66	+88	+130	+202	-56	0	-110	0	-190	0	-190	0
Св.315 до 355	-18	0	+18,0	+40	+73	+98	+144	+226	-62	0	-125	0	-210	0	-210	0
Св.355 до 400	-18	0	+18,0	+40	+73	+98	+150	+244	-62	0	-125	0	-210	0	-210	0
Св.400 до 450	-20	0	+20,0	+45	+80	+108	+166	+272	-68	0	-135	0	-230	0	-230	0
Св.450 до 500	-20	0	+20,0	+45	+80	+108	+172	+292	-68	0	-135	0	-230	0	-230	0

Посадки с зазором - посадки, при которых всегда в соединении имеет место зазор, т.е. наименьший предельный размер отверстия больше или равен наибольшему предельному размеру вала ($d_{\text{отв}} \min \geq d_{\text{вал}} \max$).
 При графическом изображении поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала (рис. 17.3.2).

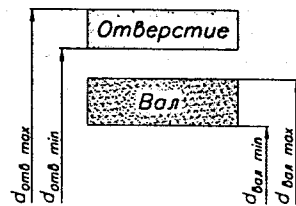


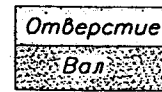
Рис. 17.3.2. Расположение полей допусков отверстия и вала для посадок с зазором

Табл. 17.3.5. Предельные отклонения и поля допусков ОТВЕРСТИЙ, мкм ГОСТ 25347-82 для рекомендуемых посадок



H7	Js7	K7	N7	P7	F8	H8	E9	H9	JS9	N9	P9	D10	H11	H12	H14	H16
+10	+5	0	-4	-6	+20	+14	+39	+25	+12	-4	-6	+60	+60	+100	+250	+600
0	-5	-10	-14	-16	+6	+14	+14	0	-12	-29	-31	+20	0	0	0	0
+12	+6	+3	-4	-8	+28	+18	+50	+30	+15	0	-12	+78	+75	+120	+300	+750
0	-6	-9	-16	-20	+10	+20	+20	0	-15	-30	-42	+30	0	0	0	0
+15	+7	+5	-4	-9	+35	+22	+61	+36	+18	0	-15	+98	+90	+150	+360	+900
0	-7	-10	-19	-24	+13	+25	+25	0	-18	-36	-51	+40	0	0	0	0
+18	+9	+6	-5	-11	+43	+27	+75	+43	+21	0	-18	+120	+110	+180	+430	+1100
0	-9	-12	-23	-29	+16	+32	+32	0	-21	-43	-61	+50	0	0	0	0
+18	+9	+6	-5	-11	+43	+27	+75	+43	+21	0	-18	+120	+110	+180	+430	+1100
0	-9	-12	-23	-29	+16	+32	+32	0	-21	-43	-61	+50	0	0	0	0
+21	+10	+6	-7	-14	+53	+33	+92	+52	+26	0	-22	+149	+130	+210	+520	+1300
0	-10	-16	-28	-35	+20	+40	+40	0	-26	-52	-74	+65	0	0	0	0
+21	+10	+6	-7	-14	+53	+33	+92	+52	+26	0	-22	+149	+130	+210	+520	+1300
0	-10	-16	-28	-35	+20	+40	+40	0	-26	-52	-74	+65	0	0	0	0
+25	+12	+7	-8	-17	+64	+39	+112	+62	+31	0	-26	+180	+160	+250	+620	+1600
0	-12	-18	-33	-42	+25	+50	+50	0	-31	-62	-88	+80	0	0	0	0
+25	+12	+7	-8	-17	+64	+39	+112	+62	+31	0	-26	+180	+160	+250	+620	+1600
0	-12	-18	-33	-42	+25	+50	+50	0	-31	-62	-88	+80	0	0	0	0
+30	+15	+9	-9	-21	+76	+46	+134	+74	+37	0	-32	+220	+190	+300	+740	+1900
0	-15	-21	-39	-51	+30	+60	+60	0	-37	-74	-106	+100	0	0	0	0
+30	+15	+9	-9	-21	+76	+46	+134	+74	+37	0	-32	+220	+190	+300	+740	+1900
0	-15	-21	-39	-51	+30	+60	+60	0	-37	-74	-106	+100	0	0	0	0
+35	+17	+10	-10	-24	+90	+54	+159	+87	+43	0	-37	+260	+220	+350	+870	+2200
0	-17	-25	-45	-59	+36	+72	+72	0	-43	-87	-124	+120	0	0	0	0
+35	+17	+10	-10	-24	+90	+54	+159	+87	+43	0	-37	+260	+220	+350	+870	+2200
0	-17	-25	-45	-59	+36	+72	+72	0	-43	-87	-124	+120	0	0	0	0
+40	+20	+12	-12	-28	+106	+63	+185	+100	+50	0	-43	+305	+250	+400	+1000	+2500
0	-20	-28	-52	-68	+43	+85	+85	0	-50	-100	-143	+145	0	0	0	0
+40	+20	+12	-12	-28	+106	+63	+185	+100	+50	0	-43	+305	+250	+400	+1000	+2500
0	-20	-28	-52	-68	+43	+85	+85	0	-50	-100	-143	+145	0	0	0	0
+40	+20	+12	-12	-28	+106	+63	+185	+100	+50	0	-43	+305	+250	+400	+1000	+2500
0	-20	-28	-52	-68	+43	+85	+85	0	-50	-100	-143	+145	0	0	0	0
+46	+23	+13	-14	-33	+122	+72	+215	+115	+57	0	-50	+355	+290	+460	+1150	+2900
0	-23	-33	-60	-79	+50	+100	+100	0	-57	-115	-165	+170	0	0	0	0
+46	+23	+13	-14	-33	+122	+72	+215	+115	+57	0	-50	+355	+290	+460	+1150	+2900
0	-23	-33	-60	-79	+50	+100	+100	0	-57	-115	-165	+170	0	0	0	0
+52	+26	+16	-14	-36	+137	+81	+240	+130	+65	0	-56	+400	+320	+520	+1300	+3200
0	-26	-36	-66	-88	+56	+110	+110	0	-65	-130	-186	+190	0	0	0	0
+52	+26	+16	-14	-36	+137	+81	+240	+130	+65	0	-56	+400	+320	+520	+1300	+3200
0	-26	-36	-66	-88	+56	+110	+110	0	-65	-130	-186	+190	0	0	0	0
+57	+28	+17	-16	-41	+151	+89	+265	+140	+70	0	-62	+440	+360	+570	+1400	+3600
0	-28	-40	-73	-98	+62	+125	+125	0	-70	-140	-202	+210	0	0	0	0
+57	+28	+17	-16	-41	+151	+89	+265	+140	+70	0	-62	+440	+360	+570	+1400	+3600
0	-28	-40	-73	-98	+62	+125	+125	0	-70	-140	-202	+210	0	0	0	0
+63	+31	+18	-17	-45	+165	+97	+290	+155	+77	0	-68	+480	+400	+630	+1550	+4000
0	-31	-45	-80	-108	+68	+135	+135	0	-77	-155	-223	+230	0	0	0	0
+63	+31	+18	-17	-45	+165	+97	+290	+155	+77	0	-68	+480	+400	+630	+1550	+4000
0	-31	-45	-80	-108	+68	+135	+135	0	-77	-155	-223	+230	0	0	0	0

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 ($d_{\text{отв}} \max \leq d_{\text{вал}} \min$).
 При графическом изображении поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала (рис. 17.3.3).



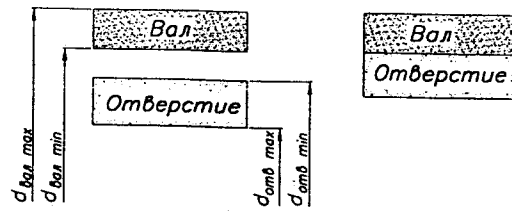


Рис. 17.3.3. Расположение полей допусков отверстия и вала для посадок с натягом

Переходные посадки - посадки, при которых возможно получение в соединении как зазора, так и натяга в зависимости от действительных размеров отверстия и вала (рис. 17.3.4).

При графическом изображении поля допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично.

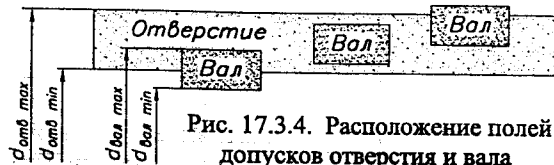


Рис. 17.3.4. Расположение полей допусков отверстия и вала для переходных посадок

Наименьший зазор - разность между наименьшим предельным размером отверстия и наибольшим предельным размером вала в посадках с зазором ($d_{отв\ min} - d_{вал\ max}$).

Наибольший зазор - разность между наибольшим предельным размером отверстия и наименьшим предельным размером вала в посадках с зазором или в переходных посадках ($d_{отв\ max} - d_{вал\ min}$).

Наименьший натяг - разность между наименьшим предельным размером вала и наибольшим предельным размером отверстия в посадках с натягом ($d_{вал\ min} - d_{отв\ max}$).

Наибольший натяг - разность между наибольшим предельным размером вала и наименьшим предельным размером отверстия в посадках с натягом или в переходных посадках ($d_{вал\ max} - d_{отв\ min}$).

Посадки в системе отверстия - посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получают сочетанием различных полей допусков валов с полем допуска основного отверстия (рис. 17.3.5).

Посадки в системе вала - посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получают сочетанием различных полей допусков отверстий с полем допуска основного вала (рис. 17.3.6).

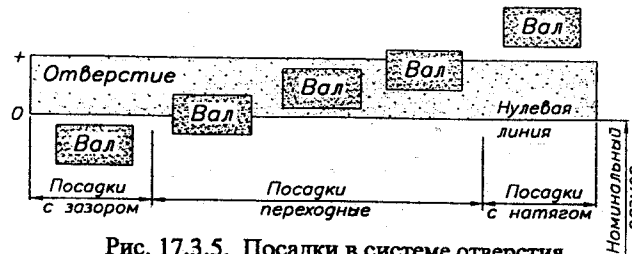


Рис. 17.3.5. Посадки в системе отверстия

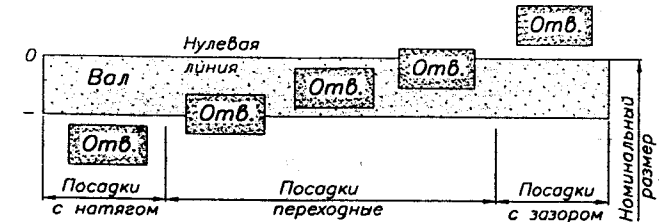


Рис. 17.3.6. Посадки в системе вала

17.4. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

ГОСТ 24642-81, 24643-81, 28187-89

1. Предельные отклонения формы и расположения поверхностей должны назначаться при наличии особых требований, вытекающих из условий работы, изготовления или измерения деталей. В остальных случаях отклонения формы и расположения поверхностей ограничивают полем допуска на размер.
2. Предельные отклонения формы и расположения поверхностей указывают на чертеже в виде условных обозначений либо текстом в технических условиях (рис. 17.4.1). Применение условных обозначений предпочтительно.

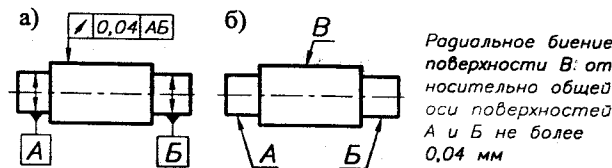


Рис. 17.4.1. Указание предельных отклонений на чертежах:

- а) условным обозначением;
- б) текстом в технических условиях

Вид допуска формы и расположения поверхностей указывают на чертеже условными обозначениями, приведенными в табл. 17.4.1.

Табл. 17.4.1. Виды допусков формы и расположения поверхностей

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуск формы	Допуск прямолинейности	—
	Допуск плоскостности	□
	Допуск круглости	○
	Допуск цилиндричности	⊙
	Допуск профиля продольного сечения	≡

Продолжение табл. 17.4.1

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуск расположения	Допуск параллельности	//
	Допуск перпендикулярности	⊥
	Допуск наклона	∠
	Допуск соосности	⊙
	Допуск симметричности	≡
	Позиционный допуск	⊕
	Допуск пересечения осей	×
Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения	} /
	Допуск осевого биения	
	Допуск биения в заданном направлении	
	Допуск полного радиального биения	} ⊔
	Допуск полного осевого биения	
	Допуск формы заданного профиля	
Допуск формы заданной поверхности	∩	

3. Численные значения отклонений приведены в табл. 17.4.2...17.4.5. Рекомендации по применению степеней точности - табл. 17.4.6. Примеры назначения степеней точности и способы обработки для их достижения - табл. 17.4.7.

Табл. 17.4.2. Предельные значения радиального биения

Интервалы размеров, мм	Предельные значения, мкм, при степенях точности				
	5	6	7	8	9
Св. 18 до 50	12	20	30	50	80
Св. 50 до 120	16	25	40	60	100
Св. 120 до 260	20	30	50	80	120
Св. 260 до 500	25	40	60	100	160

Для получения предельных значений несоосности и несимметричности, если они не оговариваются независимым допуском,

указанные в таблице величины следует уменьшить вдвое с последующим округлением результата до ближайшего предпочтительного числа.

Табл. 17.4.3. Предельные отклонения от плоскостности и прямолинейности

Интервалы длин, мм	Предельные отклонения, мкм, при степенях точности				
	5	6	7	8	9
Св. 10 до 25	2,5	4	6	10	16
Св. 25 до 60	4	6	10	16	25
Св. 60 до 160	6	10	16	25	40
Св. 160 до 400	10	16	25	40	60

Табл. 17.4.4. Предельные отклонения параллельности, перпендикулярности и предельные значения осевого биения

Интервалы размеров, мм	Предельные отклонения, мкм, при степенях точности				
	5	6	7	8	9
Св. 10 до 25	4	6	10	16	25
Св. 25 до 60	6	10	16	25	40
Св. 60 до 160	10	16	25	40	60
Св. 160 до 400	16	25	40	60	100

Табл. 17.4.5. Предельные отклонения формы цилиндрических поверхностей

Интервалы диаметров, мм	Предельные отклонения, мкм, при степенях точности				
	5	6	7	8	9
Св. 18 до 50	4	6	10	16	25
Св. 50 до 120	5	8	12	20	30
Св. 120 до 260	6	10	16	25	40
Св. 260 до 500	8	12	20	30	50

Величины, приведенные в таблице, следует использовать в качестве предельных отклонений круглости, цилиндричности и отклонения профиля продольного сечения.

Для получения предельных отклонений овальности, конусности, бочкообразности и седловидности, указанные в таблице значения необходимо удвоить с последующим округлением до ближайшего предпочтительного числа.

Табл. 17.4.6. Рекомендации по применению степеней точности

Степень точности	Изделия
5, 6	Станки нормальной точности. Машины повышенной точности или работающие в тяжелых режимах
7, 8	Машины средней точности
9	Вспомогательные и ручные механизмы

Табл. 17.4.7. Примеры назначения степеней точности и способы обработки для их достижения

Степень точности	Примеры применения
7, 8	Неплоскостность, непрямолинейность Разъемы корпусов редукторов, опорные поверхности корпусов подшипников (фрезерование, строгание)
5, 6	Отклонение формы цилиндрических поверхностей, некруглость Посадочные поверхности 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 (расточивание)
7, 8	Неперпендикулярность, торцевое биение Запечники валов, корпусов под подшипники качения, торцы ступиц и распорных втулок, оси отверстий в корпусах конических редукторов (шлифование, растачивание)
5, 6	Неперпендикулярность, торцевое биение Посадочные поверхности валов под зубчатые колеса 6 и 7-й степеней точности (шлифование)
7, 8	Посадочные поверхности валов под зубчатые колеса 8 и 9-й степеней точности (грубое шлифование, обтачивание)

4. При условном обозначении данные о предельных отклонениях формы и расположении поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на 2 или 3 части (рис. 17.4.1а), в которых помещают:

в первой - знак отклонения по табл. 17.4.1;

во второй - предельное отклонение в мм;

в третьей - буквенное обозначение базы или другой поверхности, к которой относится отклонение.

Направление отрезка линии, заканчивающегося стрелкой, должно соответствовать направлению измерения отклонения (рис. 17.4.1а).

Если допуск относится к поверхности или ее профилю, то рамку соединяют с контурной линией поверхности или ее продолжением. При этом соединяющая линия не должна быть продолжением размерной линии (рис. 17.4.2а).

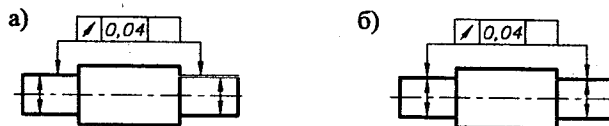


Рис. 17.4.2

Если допуск относится к оси или плоскости симметрии, то соединяющая линия должна быть продолжением размерной линии (рис. 17.4.2б).

При сборке узла детали устанавливаются одна относительно другой в определенном положении. Установка (базирование) деталей производится по плоским, цилиндрическим, торцевым поверхностям или их комбинации. Такие поверхности называют базовыми или базами. Основной называют базу, которая лишает деталь трех или четырех степеней свободы. Чтобы деталь базировалась более точно и надежно, базовые поверхности должны быть по возможности развиты. Так плоскость должна иметь возможно большие размеры сторон, цилиндр должен иметь возможно большую длину относительно диаметра и т.д. [9].

Базы обозначают зачерненным треугольником, который соединяют при помощи соединительной линии с рамкой.

Если базой является поверхность или ее профиль, то основание треугольника располагают на контурной линии поверхности или ее продолжении. При этом соединяющая линия не должна быть продолжением размерной линии (рис. 17.4.3а).

Если базой является ось или плоскость симметрии, то треугольник располагают на продолжении размерной линии (рис. 17.4.3б).

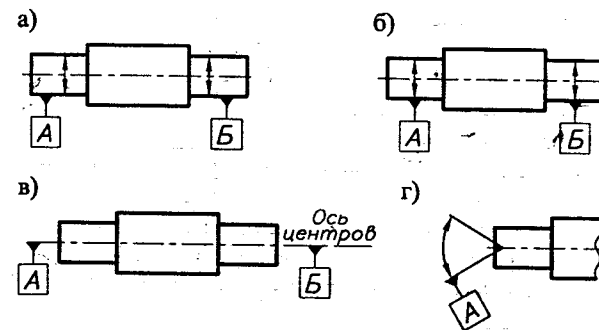


Рис. 17.4.3. Обозначение базовых поверхностей

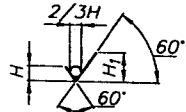
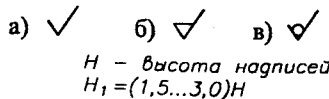
Если базой является ось центровых отверстий, то рядом с обозначением базовой оси делают надпись "Ось центров" (рис. 17.4.3в).

Допускается обозначать базовую ось центровых отверстий в соответствии с рис. 17.4.3г.

17.5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

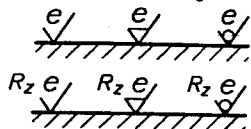
ГОСТ 2789-73

1. Для обозначения шероховатости поверхностей используются следующие знаки:



2. Шероховатость поверхности определяется знаком по п. 1, дополненным числовым значением параметра шероховатости R_a либо R_z , где R_a - среднее арифметическое отклонение профиля, мкм; R_z - высота неровностей профиля по 10-ти точкам, мкм. Параметр R_a является предпочтительным и его следует вписывать на место буквы e без символа R_a .

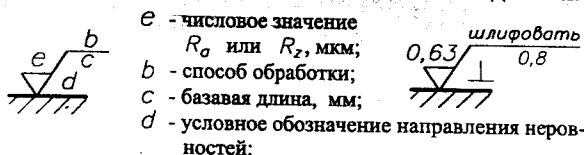
Числовое значение параметра R_z следует вписывать на место буквы e всегда с символом R_z .



3. Использование знаков шероховатости:

- ✓ - шероховатость поверхности, метод получения которой конструктором не оговаривается;
- ✓ - шероховатость поверхности, получаемая удалением материала (точение, фрезерование, травление и тд.);
- ✓ - шероховатость поверхности, получаемая без удаления материала (литье, объемная штамповка и тд.) либо получаемая из предыдущего технологического процесса.

4. Полное обозначение шероховатости поверхности состоит из знака шероховатости, числового значения параметра шероховатости и дополнительных данных:

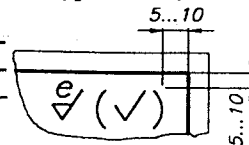


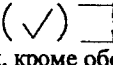
- - параллельное (точение);
- ⊥ - перпендикулярное (точение, строгание, шлифование);
- С - кругообразное (торцевое точение);
- X - перекрещивающееся (торцевое шлифование);
- R - радиальное (торцевое шлифование);
- P - произвольное.

5. Соответствие численных параметров шероховатости (табл. 17.5.1).

6. На чертеже должна быть определена шероховатость каждой поверхности детали использованием соответствующего знака и численного значения шероховатости.

Если поверхности детали имеют одинаковую шероховатость, то ее обозначение выносится в верхний правый угол чертежа. При различной шероховатости поверхностей на каждой части поверхности наносится обозначение соответствующей шероховатости, используя линии контура детали, выносные линии или полки. Для обозначения шероховатости большинства поверхностей детали в правом верх-



нем углу чертежа ставится знак (✓) , который означает, что все остальные поверхности, кроме обозначенных на чертеже, имеют шероховатость, указанную перед скобкой.

7. Значение параметра R_a в зависимости от вида обработки (табл. 17.5.2).

8. Рекомендации по назначению шероховатости для элементов деталей машин (табл. 17.5.3).

Табл. 17.5.2

Вид обработки	R_a , мкм
Строгание	0,80...2,5
Точение	0,40...12,5
Фрезерование	0,40...12,5
Шлифование	0,05...3,2
Полирование	0,006...0,2

Табл. 17.5.1

ГОСТ 2789-73

R_a	R_z	**
	1600	
	1250	
	1000	
	800	
	630	
	500	
	400	
100	320	∇1
80	250	
63	200	
50	160	∇2
40	125	
32	100	
25	80	∇3
20	63	
16	50	
12,5	40	∇4
10,0	32	
8,0	25	
6,3	20,0	∇5
5,0	16,0	
4,0	12,5	
3,2	10,0	∇6
2,5	8,0	
2,0	6,3	
1,60	5,0	∇7
1,25	4,0	
1,00	3,2	
0,80	2,5	∇8
0,63	2,0	
0,50	1,60	
0,40	1,25	∇9
0,32	1,00	
0,25	0,80	
0,200	0,63	∇10
0,160	0,50	
0,125	0,40	
0,100	0,32	∇11
0,080	0,25	
0,063	0,20	
0,050	...	
...	...	

Предпочтительные значения параметров выделены.

Табл. 17.5.3. Рекомендации по назначению шероховатости для элементов деталей машин [34]

Детали, поверхности	R_a , мкм	Детали, поверхности	R_a , мкм
1. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА *		Резьбы на валу	6,3
Боковая поверхность зуба	0,63...6,3	Боковая поверхность шпоночного паза	3,2
Боковая поверхность витка червяка		Поверхность дна шпоночного паза	6,3
- червяк цилиндрический	0,32...3,2	Другие поверхности валов	6,3...12,5
- червяк глобоидальный	0,8	3. КОРПУСЫ РЕДУКТОРОВ	
Поверхности вершин зубьев, образующая конуса на наружном диаметре	1,25...10	Поверхности под подшипники при $D \leq 80$ мм	1,6
Поверхность впадин зубьев	6,3...12,5	при $D > 80$ мм	3,2
Отверстие в ступице при $d_{вал} \leq 80$ мм	0,8...3,2	Торцевые поверхности уступов под подшипники	3,2...6,3
при $d_{вал} > 80$ мм	1,6...6,3	Поверхность стыка "корпус-крышка"	1,6...3,2
Боковая поверхность ступицы (венца)	3,2...12,5	Поверхности под боковые крышки	6,3
Боковая поверхность шпоночного паза	3,2	Опорная поверхность подошвы корпуса	12,5
Поверхность дна шпоночного паза	12,5...25	Поверхности под вспомогательные крышки	25
Другие поверхности	6,3...26	Опорные поверхности под крепеж	12,5
2. ВАЛЫ		Отверстия под крепеж	25
Поверхности установки подшипников		Отверстия для нарезки резьбы	12,5
при $d_{вал} \leq 80$ мм	0,63	Отверстия для штифтов	3,2
при $d_{вал} > 80$ мм	1,25	Другие поверхности:	
Поверхности установки зубчатых колес		- со снятием стружки	25
при $d_{вал} \leq 80$ мм	1,63	- без снятия стружки	✓
при $d_{вал} > 80$ мм	3,2	4. ВТУЛКИ ДИСТАНЦИОННЫЕ	
Поверхности установки полумуфт и зубчатых колес		Внутренние поверхности	3,2...6,3
при $d_{вал} \leq 80$ мм	3,2	Наружные поверхности	12,5
при $d_{вал} > 80$ мм	6,3	Торцевые поверхности	3,2
Торцевая поверхность уступов (запечников) вала при установке различного вида колес, муфт и т.д.	на класс ниже чистоты обработки поверхности установки	5. КРЫШКИ БОКОВЫЕ	
Радиусы закруглений	3,2	Наружная цилиндрическая поверхность установки в "корпус-крышку" редуктора	3,2
Поверхности, взаимодействующие с:		Торцевая поверхность, взаимодействующая с подшипником	1,6
- уплотнениями при $v \leq 4$ м/с	1,6	Торцевая поверхность установки на корпус	6,3
- войлочными при $v > 4$ м/с	0,8	Отверстия для установки резиновых манжет	1,6...3,2
- манжетами при $v \leq 5$ м/с	0,4...0,8	Другие поверхности:	
- резиновыми при $v > 5$ м/с	0,2...0,4	- со снятием стружки	25
		- без снятия стружки	✓

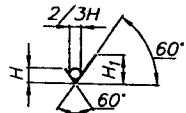
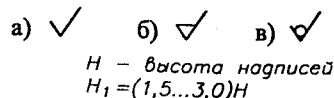
* Данные о шероховатости поверхностей зубчатых колес в зависимости от их вида и класса точности - (11.2.3. п. 4; 11.3.5 п. 2; 11.4.4 п. 2; 11.4.5 п. 2).

** Обозначение шероховатости поверхности в соответствии с ранее используемыми нормами.

17.5. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

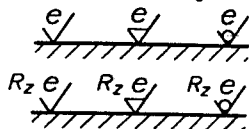
ГОСТ 2789-73

1. Для обозначения шероховатости поверхностей используются следующие знаки:



2. Шероховатость поверхности определяется знаком по п. 1, дополненным числовым значением параметра шероховатости R_a либо R_z , где R_a - среднее арифметическое отклонение профиля, мкм; R_z - высота неровностей профиля по 10-ти точкам, мкм. Параметр R_a является предпочтительным и его следует вписывать на место буквы e без символа R_a .

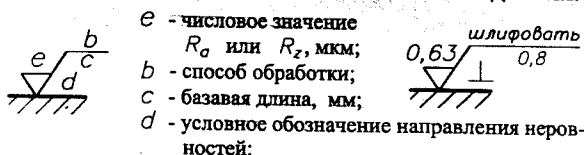
Числовое значение параметра R_z следует вписывать на место буквы e всегда с символом R_z .



3. Использование знаков шероховатости:

- $\sqrt{\quad}$ - шероховатость поверхности, метод получения которой конструктором не оговаривается;
- $\sqrt{\quad}$ - шероховатость поверхности, получаемая удалением материала (точение, фрезерование, травление и тд.);
- $\sqrt{\quad}$ - шероховатость поверхности, получаемая без удаления материала (литье, объемная штамповка и тд.) либо получаемая из предыдущего технологического процесса.

4. Полное обозначение шероховатости поверхности состоит из знака шероховатости, числового значения параметра шероховатости и дополнительных данных:

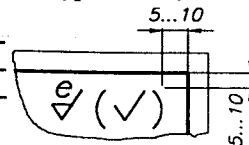


- e - числовое значение R_a или R_z , мкм;
- b - способ обработки;
- c - базовая длина, мм;
- d - условное обозначение направления неровностей:
- \parallel - параллельное (точение);
- \perp - перпендикулярное (точение, строгание, шлифование);
- C - кругообразное (торцевое точение);
- X - перекрещивающееся (торцевое шлифование);
- R - радиальное (торцевое шлифование);
- P - произвольное.

5. Соответствие численных параметров шероховатости (табл. 17.5.1).

6. На чертеже должна быть определена шероховатость каждой поверхности детали использованием соответствующего знака и численного значения шероховатости.

Если поверхности детали имеют одинаковую шероховатость, то ее обозначение выносится в верхний правый угол чертежа. При различной шероховатости поверхностей на каждой части поверхности наносится обозначение соответствующей шероховатости, используя линии контура детали, выносные линии или полки. Для обозначения шероховатости большинства поверхностей детали в правом верх-



нем углу чертежа ставится знак $\sqrt{\quad}$, который означает, что все остальные поверхности, кроме обозначенных на чертеже, имеют шероховатость, указанную перед скобкой.

7. Значение параметра R_a в зависимости от вида обработки (табл. 17.5.2).

8. Рекомендации по назначению шероховатости для элементов деталей машин (табл. 17.5.3).

Табл. 17.5.2

Вид обработки	R_a , мкм
Строгание	0,80...2,5
Точение	0,40...12,5
Фрезерование	0,40...12,5
Шлифование	0,05...3,2
Полирование	0,006...0,2

Табл. 17.5.1

ГОСТ 2789-73

R_a	R_z	**
	1600	
	1250	
	1000	
	800	
	630	
	500	
	400	
100	320	$\nabla 1$
80	250	
63	200	
50	160	$\nabla 2$
40	125	
32	100	
25	80	$\nabla 3$
20	63	
16	50	
12,5	40	$\nabla 4$
10,0	32	
8,0	25	
6,3	20,0	$\nabla 5$
5,0	16,0	
4,0	12,5	
3,2	10,0	$\nabla 6$
2,5	8,0	
2,0	6,3	
1,60	5,0	$\nabla 7$
1,25	4,0	
1,00	3,2	
0,80	2,5	$\nabla 8$
0,63	2,0	
0,50	1,60	
0,40	1,25	$\nabla 9$
0,32	1,00	
0,25	0,80	
0,200	0,63	$\nabla 10$
0,160	0,50	
0,125	0,40	
0,100	0,32	$\nabla 11$
0,080	0,25	
0,063	0,20	
0,050	...	
...	...	

Предпочтительные значения параметров выделены.

Табл. 17.5.3. Рекомендации по назначению шероховатости для элементов деталей машин [34]

Детали, поверхности	R_a , мкм	Детали, поверхности	R_a , мкм
1. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА *		Резьбы на валу	6,3
Боковая поверхность зуба	0,63...6,3	Боковая поверхность шпоночного паза	3,2
Боковая поверхность витка червяка		Поверхность дна шпоночного паза	6,3
- червяк цилиндрический	0,32...3,2	Другие поверхности валов	6,3...12,5
- червяк глобоидальный	0,8	3. КОРПУСЫ РЕДУКТОРОВ	
Поверхности вершин зубьев, образующая конуса на наружном диаметре	1,25...10	Поверхности под подшипники при $D \leq 80$ мм	1,6
Поверхность впадин зубьев	6,3...12,5	при $D > 80$ мм	3,2
Отверстие в ступице при $d_{вал} \leq 80$ мм	0,8...3,2	Торцевые поверхности уступов под подшипники	3,2...6,3
при $d_{вал} > 80$ мм	1,6...6,3	Поверхность стыка "корпус-крышка"	1,6...3,2
Боковая поверхность ступицы (венца)	3,2...12,5	Поверхности под боковые крышки	6,3
Боковая поверхность шпоночного паза	3,2	Опорная поверхность подошвы корпуса	12,5
Поверхность дна шпоночного паза	12,5...25	Поверхности под вспомогательные крышки	25
Другие поверхности	6,3...26	Опорные поверхности под крепеж	12,5
2. ВАЛЫ		Отверстия под крепеж	25
Поверхности установки подшипников		Отверстия для нарезки резьбы	12,5
при $d_{вал} \leq 80$ мм	0,63	Отверстия для штифтов	3,2
при $d_{вал} > 80$ мм	1,25	Другие поверхности:	
Поверхности установки зубчатых колес		- со снятием стружки	25
при $d_{вал} \leq 80$ мм	1,63	- без снятия стружки	\checkmark
при $d_{вал} > 80$ мм	3,2	4. ВТУЛКИ ДИСТАНЦИОННЫЕ	
Поверхности установки полумуфта и зубчатых колес		Внутренние поверхности	3,2...6,3
при $d_{вал} \leq 80$ мм	3,2	Наружные поверхности	12,5
при $d_{вал} > 80$ мм	6,3	Торцевые поверхности	3,2
Торцевая поверхность уступов (запечников) вала при установке различного вида колес, муфт и т.д.	на класс ниже чистоты обработки поверхности установки	5. КРЫШКИ БОКОВЫЕ	
Радиусы закруглений	3,2	Наружная цилиндрическая поверхность установки в "корпус-крышку" редуктора	3,2
Поверхности, взаимодействующие с:		Торцевая поверхность, взаимодействующая с подшипником	1,6
- уплотнениями при $v \leq 4$ м/с	1,6	Торцевая поверхность установки на корпус	6,3
войлочными при $v > 4$ м/с	0,8	Отверстия для установки резиновых манжет	1,6...3,2
- манжетами при $v \leq 5$ м/с	0,4...0,8	Другие поверхности:	
резиновыми при $v > 5$ м/с	0,2...0,4	- со снятием стружки	25
		- без снятия стружки	\checkmark

* Данные о шероховатости поверхностей зубчатых колес в зависимости от их вида и класса точности - (11.2.3. п. 4; 11.3.5 п. 2; 11.4.4 п. 2; 11.4.5 п. 2).

** Обозначение шероховатости поверхности в соответствии с ранее используемыми нормами.

17.6. КРЕПЕЖНЫЕ ИЗДЕЛИЯ

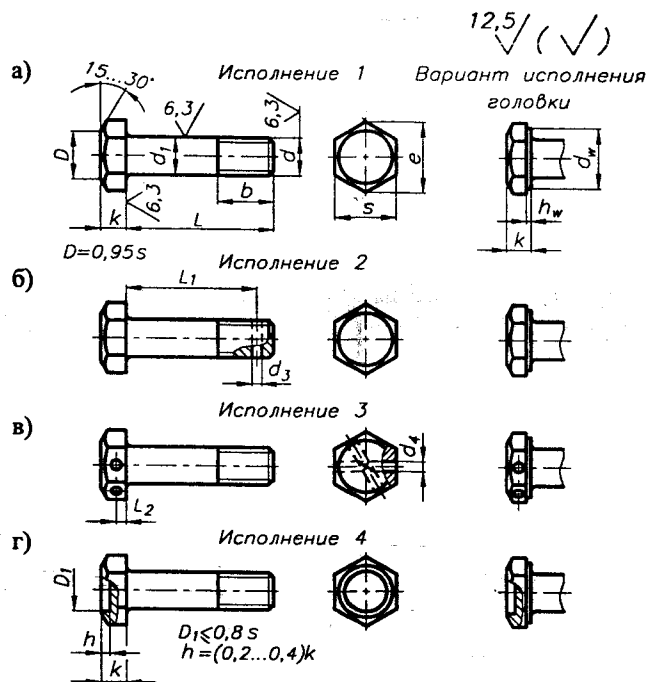
1. БОЛТЫ С ШЕСТИГРАННОЙ ГОЛОВКОЙ
КЛАССА ТОЧНОСТИ В ГОСТ 7798-70

Рис. 17.6.1. Конструкция и размеры болтов

Табл. 17.6.1. Размеры болтов, мм

		ГОСТ 7798-70															
		M6	M8	M10	M12	(M14)	M16	(M18)	M20	(M22)	M24	(M27)	M30	M36	M42	M48	
Шаг	крупн.	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	4	4,5	5	
	мелк.	-	1	1,25	1,25	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	3	3	3	
	d_1	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48	
	k	4,0	5,3	6,4	7,5	8,8	10,0	12,0	12,5	14,0	15,0	17,0	18,7	22,5	26	30	
	s	10	13	16	18	21	24	27	30	34	36	41	46	55	65	75	
	e	10,9	14,2	17,6	19,9	22,8	26,2	29,6	33,0	37,3	39,6	45,2	50,9	60,8	71,3	82,6	
	d_w	8,7	11,5	14,5	16,5	19,2	22,0	24,8	27,7	31,4	33,2	38,0	42,7	51,1	59,9	69,4	
h_w	min	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,20	0,20	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	5,0	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	
L	$L \leq 120$	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.

Табл. 17.6.2. Классы прочности болтов ГОСТ 1759.4-87

Класс прочности болтов	σ_b , МПа	σ_T , 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 σ_b , МПа, а второе, деленное на 10, соответствует примерному значению σ_T/σ_b .

Резьба - по ГОСТ 24705-81.

Концы болтов - по ГОСТ 12414-94.

Сбег и недорезы - по ГОСТ 27148-86.

Радиус под головкой - ГОСТ 24670-81.

Технические условия - ГОСТ 1759.0-87.

Допуски. Методы контроля размеров и отклонений формы и расположения поверхностей - ГОСТ 1759.1-82.

Дефекты поверхности и методы контроля - ГОСТ 1759.2-82.

Механические свойства и методы испытаний - ГОСТ 1759.4-87.

Болты изготавливают с покрытиями (п. 16) и без покрытий.

Табл. 17.6.3. Длины болтов L , мм

$L =$	8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50,
M6 M10 M8	M12 M14 M16 M18 M20 M22 M24 M30 M36
$L =$	55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150,
M42 M48	M10 M12 M14...M48
$L =$	160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300

┌ - min длина, ┐ - max длина болта соответствующего типо-размера

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ болта исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с размером "под ключ" $S = 18$ мм, длиной $L = 60$ мм, с крупным шагом резьбы с полем допуска $6g$, класса прочности 5.8, без покрытия:

Болт M12-6gx60.58 (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 2M12x1,25-6gx60.109 (S18) 40Х.016 ГОСТ 7798-70

Существуют - болты с шестигранной головкой класса точности А - ГОСТ 7805-70, класса точности С - ГОСТ 15589-70.
- болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А - ГОСТ 7808-70, класса точности В - ГОСТ 7796-70, класса точности С - ГОСТ 15591-70.

Табл. 17.6.4. Размеры гаек, мм

		ГОСТ 5915-70																
		M4	M5	M6	M8	M10	M12	(M14)	M16	(M18)	M20	(M22)	M24	(M27)	M30	M36	M42	M48
Шаг	крупн.	0,70	0,80	1,00	1,25	1,50	1,75	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
	мелк.	-	-	-	1	1,25	1,25	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	3,0	3,0	3,0
	s	7	8	10	13	16	18	21	24	27	30	34	36	41	46	55	65	75
	e	7,5	8,6	10,9	14,2	17,6	19,9	22,8	26,2	29,6	33,0	37,3	39,6	45,2	50,9	60,8	71,3	82,6
d_a	min	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
	max	4,60	5,75	6,75	8,75	10,8	13,0	15,1	17,3	19,4	21,	23,8	25,9	29,2	32,4	38,9	45,4	51,8
	d_w	6,3	7,2	9,0	11,7	14,5	16,5	19,2	22,0	24,8	27,7	31,4	33,2	38,0	42,7	51,1	59,9	69,4
h_w	min	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	max	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
	m	3,2	4,7	5,2	6,8	8,4	10,8	12,8	14,8	16,4	18,0	19,8	21,5	23,6	25,6	31	34	38

Примечание. Размеры гаек, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

2. ГАЙКИ ШЕСТИГРАННЫЕ КЛАССА ТОЧНОСТИ В
ГОСТ 5915-70

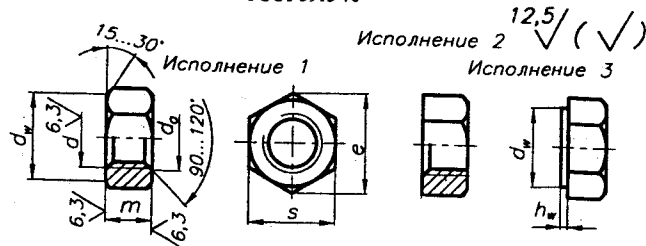


Рис. 17.6.2. Конструкция и размеры гаек

Размеры гаек - табл. 17.6.4.

Табл. 17.6.5. Классы прочности гаек

Класс прочности гайки	ГОСТ 1759.5-87						
	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
σ_b , МПа	400	500	600	800	900	1000	1200

Резьба - по ГОСТ 24705-81.
Технические условия - ГОСТ 1759.0-87.
Допуски. Методы контроля размеров и отклонений формы и расположения поверхностей - ГОСТ 1759.1-82.
Дефекты поверхности и методы контроля - ГОСТ 1759.3-82.
Механические свойства и методы испытаний - ГОСТ 1759.5-87.
Гайки изготавливают с покрытиями (п. 16) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ гайки исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с размером "под ключ" $S = 18$ мм, с крупным шагом резьбы с полем допуска $6H$, класса прочности 5, без покрытия:

Гайка M12-6H.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 40X, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:
Гайка 2M12x1,25-6H.12 (S18) 40X.016 ГОСТ 5915-70

Существуют - гайки шестигранные класса точности А - ГОСТ 5927-70, класса точности С - ГОСТ 15526-70;
- гайки шестигранные низкие класса точности А - ГОСТ 5929-70, класса точности В - ГОСТ 5916-70;
- гайки шестигранные высокие класса точности А - ГОСТ 15524-70, класса точности В - ГОСТ 15523-70;
- гайки шестигранные с уменьшенным размером "под ключ" класса точности А - ГОСТ 2524-70, класса точности В - ГОСТ 15521-70.

3. ШАЙБЫ ГОСТ 11371-78

Шайбы изготавливаются:
исполнение 1 - классов точности А и С,
исполнение 2 - класса точности А.

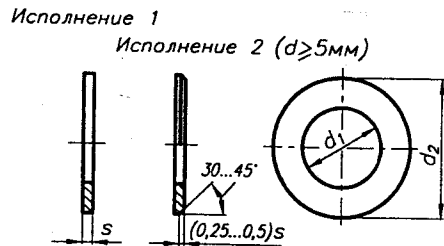


Рис. 17.6.3. Конструкция и размеры шайб

Шайбы изготавливают с покрытиями (п. 16) и без покрытий.

Табл. 17.6.6. Марки материалов шайб и их условное обозначение

Вид	Марка	ГОСТ 18123-82		
		Обозначение стандарта	Условное обозначение марки (группы)	
Улеродистые стали	08, 08кп	ГОСТ 1050-74	01	
	10, 10кп	ГОСТ 380-88	02	
	Ст3, Ст3кп			
	15			
	Легированные стали	20	ГОСТ 1050-74	03
		35		04
45		05		
40X		06		
30XГСА		11		
...	

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шайбы исполнения 1 класса точности С для крепежной детали с диаметром резьбы $d = 12$ мм, из стали марки 08кп (группа 01):

Шайба С.12.01.08кп ГОСТ 11371-78

То же, исполнения 2, класса точности А, из стали марки 15 (группа 03), с цинковым покрытием толщиной 6 мкм, хромированным:

Шайба 2А.12.01.08кп.016 ГОСТ 11371-78

Табл. 17.6.7. Размеры шайб, мм

d	4,0	5,0	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
d ₁ (А)	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	19	21	23	25	28	31	37	43	50
d ₁ (С)	4,5	5,5	6,6	9,0	11,0	13,5	15,5	17,5	20	22	24	26	30	33	39	45	52
d ₂	9,0	10	12	16	20	24	28	30	34	37	39	44	50	56	66	78	92
s	0,8	1,0	1,6	1,6	2,0	2,5	2,5	3	3	3	3	4	4	4	5	7	8

4. ШАЙБЫ ПРУЖИННЫЕ ГОСТ 6402-70

Пружинные шайбы изготавливаются 4-х типов:
Л - легкие; Н - нормальные; Т - тяжелые и ОТ - особо тяжелые.

$m = 0,7s$
 $h_1 = 2s$
 $h_2 = 2(s+k)$

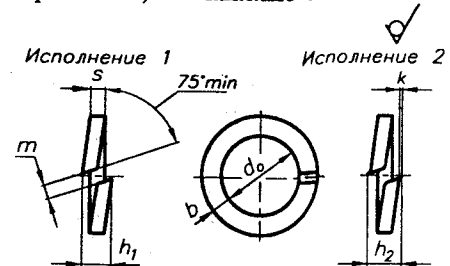


Рис. 17.6.4. Конструкция и размеры пружинных шайб

Табл. 17.6.8. Размеры пружинных шайб, мм ГОСТ 6402-70

d	d ₀	Л		Н	Т	ОТ	k
		b	s	b=s	b=s	b=s	
4	4,1 ^{+0,30}	1,2 ^{±0,125}	0,8 ^{±0,08}	1,0 ^{±0,125}	1,4 ^{±0,125}	-	0,15
5	5,1	1,2	1,0 ^{±0,125}	1,2	1,6	-	-
6	6,1 ^{+0,58}	1,6	1,2	1,4	2,0	-	0,2
7	7,2	2,0	1,6	2,0	-	-	-
8	8,2	2,0	1,6	2,0	2,5	-	0,3
10	10,2 ^{+0,70}	2,5	2,0	2,5	3,0	3,5 ^{±0,24}	-
12	12,2	3,5 ^{±0,15}	2,5	3,0	3,5 ^{±0,24}	4,0	0,4
14	14,2	4,0	3,0	3,2 ^{±0,15}	4,0	4,5	-
16	16,3	4,5	3,2 ^{±0,15}	3,5	4,5	5,0	-
18	18,3 ^{+0,84}	5,0	3,5	4,0	5,0	5,5	-
20	20,5	5,5	4,0	4,5	5,5	6,0	-
22	22,5	6,0	4,5	5,0	6,0	7,0 ^{±0,29}	-
24	24,5	6,5 ^{±0,18}	4,8	5,5	7,0 ^{±0,29}	8,0	0,5
27	27,5	7,0	5,5	6,0	8,0	9,0	-
30	30,5 ^{+1,00}	8,0	6,0	6,5 ^{±0,18}	9,0	10	0,8
33	33,5	10	6,0	7,0	-	-	-
36	36,5	10	6,0	8,0	10	12 ^{±0,35}	-
39	39,5	10	6,0	8,5	-	-	-
42	42,5	12 ^{±0,215}	7,0 ^{±0,18}	9,0	12 ^{±0,35}	-	-
45	45,5	12	7,0	9,5	-	-	-
48	48,5	12	7,0	10 ^{±0,215}	-	-	-

Примечание. Размер k - только для шайб типа Л и Н.

Материал - сталь 65Г, 70, 3Х13 по ГОСТ 14959-79.

Шайбы изготавливают с покрытиями (п.16) и без покрытий.

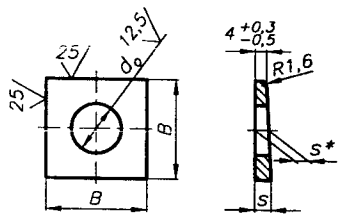
ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ пружинной шайбы исполнения 1 для крепежной детали с диаметром резьбы $d = 12$ мм: - нормальной, из стали марки 3Х13 без покрытия:

Шайба 12 3Х13 ГОСТ 6402-70

- легкой, исполнения 2, из стали 65Г с кадмиевым покрытием толщиной 9 мкм, хромированным:

Шайба 2 12Л 65Г 029 ГОСТ 6402-70

5. ШАЙБЫ КОСЫЕ ГОСТ 10906-78



✓(✓)

Рис. 17.6.5. Конструкция и размеры косых шайб

Табл. 17.6.9. Размеры косых шайб, мм ГОСТ 10906-78

<i>d</i>	M6	M8	M10	M12	M14	M16
<i>d_o</i>	6,6	9,0	11	13	15	17
<i>B</i>	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}
<i>s</i>	5,8	5,8	6,2	7,3	7,3	7,3
<i>s*</i>	4,9	4,9	5,1	5,7	5,7	5,7
<i>d</i>	M18	M20	M22	M24	M27	
<i>d_o</i>	19	22	24	26	30	
<i>B</i>	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}	
<i>s</i>	8,4	8,4	8,4	9,5	9,5	
<i>s*</i>	6,2	6,2	6,2	6,8	6,8	

Шайбы изготавливают с покрытиями (п. 16) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ косой шайбы для крепежной детали с диаметром резьбы *d* = 10, из стали марки Ст3, с цинковым покрытием толщиной 6 мкм, хромированным: Шайба 12.02.См3.016 ГОСТ 10906-78

6. ШАЙБЫ ДЛЯ ПАЛЬЦЕВ ГОСТ 9649-78

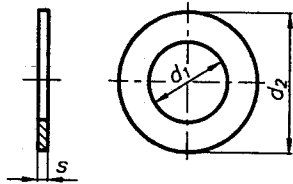


Рис. 17.6.6. Конструкция и размеры шайб для пальцев

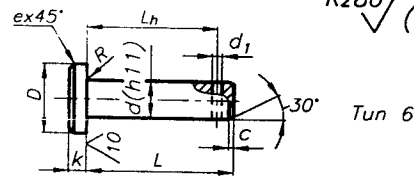
Табл. 17.6.10. Размеры шайб, мм ГОСТ 9649-78

<i>d₁</i>	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36	40
<i>d₂</i>	8	10	10	12	14	16	18	20	22	28	30	32	34	40	42	50	50	55
<i>s</i>	1	1	1	1,6	1,6	1,6	2	2	2	3	3	3	4	4	4	5	5	5

Шайбы изготавливают с покрытиями (п. 16) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шайбы с диаметром *d₁* = 12 мм, из стали марки 08кп, с окисным покрытием: Шайба 12.01.08кп05 ГОСТ 9649-78

7. ОСИ (ПАЛЬЦЫ) ГОСТ 9650-80



Rz80 ✓(✓)

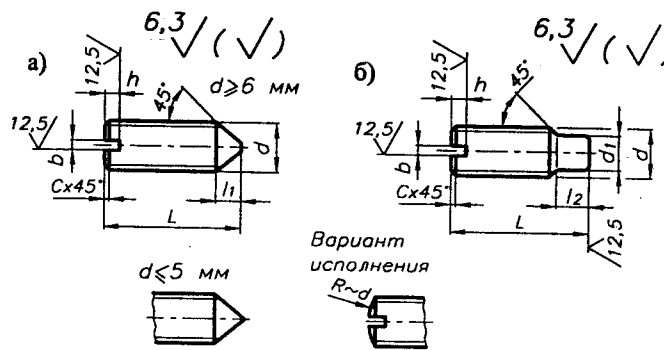
Рис. 17.6.7. Конструкция и размеры осей

Посадки диаметра пальца *d* - f8, h8, f9, a11, c11, d11, h11, h12, b12.

Табл. 17.6.11. Размеры осей (пальцев), мм

<i>d</i>	<i>d₁</i>	<i>D</i>	<i>k</i>	<i>R</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>L/L_b</i>
3	0,8	5	1,0	0,6	0,6	0,6	6/3, 8/5, 10/7, 11/8, 12/9, 14/11, 16/13, 18/15, 20/17, 22/19, 28/25, 30/27
4	1,0	6	1,0	0,6	0,6	0,6	8/5, 10/7, 11/8, 12/9, 14/11, 16/13, 18/15, 20/17, 22/19, 28/25, 30/27, 32/29, 35/32, 40/37
5	1,2	8	1,6	0,6	0,6	0,6	10/6, 11/7, 12/8, 14/10, 16/12, 18/14, 20/16, 22/18, 28/24, 30/26, 32/28, 35/31, 40/36, 45/41, 50/46
6	1,6	10	2,0	0,6	0,6	0,6	12/8, 14/10, 16/12, 18/14, 20/16, 22/18, 28/24, 30/26, 32/28, 35/31, 40/36, 45/41, 50/46, 55/51, 60/56
8	2,0	12	2,0	0,6	0,6	0,6	16/11, 18/13, 20/15, 22/17, 28/23, 30/25, 32/27, 35/30, ... через 5 мм L/(L-5) ..., 80/75
10	3,2	14	2,5	0,6	1,0	0,6	20/15, 22/17, 28/23, 30/25, 32/27, 35/30, ... через 5 мм L/(L-5) ..., 100/95
12	3,2	16	2,5	0,6	1,0	0,6	22/17, 28/23, 30/25, 32/27, 35/30, ... через 5 мм L/(L-5) ..., 120/115
14	4,0	18	3,0	0,6	1,6	0,6	28/23, 30/25, 32/27, 35/30, ... через 5 мм L/(L-5) ..., 120/115, 130/125, 140/130
16	4,0	20	3,0	0,6	1,6	0,6	28/23, 30/25, 32/27, 35/30, ... через 5 мм ..., 160/155
18	5,0	22	3,0	1,0	1,6	0,6	32/26, 40/34, ... через 5 мм L/(L-6) ..., 120/114, ... через 10 мм L/(L-6) ..., 180/174
20	5,0	25	4,0	1,0	1,6	1,0	32/26, 40/34, ... через 5 мм L/(L-6) ..., 120/114, ... через 10 мм L/(L-6) ..., 250/244, 300/294
22	5,0	28	4,0	1,0	1,6	1,0	45/39, ... через 5 мм L/(L-6) ..., 120/114, ... через 10 мм L/(L-6) ..., 250/244, 300/294
24	6,3	30	4,0	1,0	1,6	1,0	50/44, ... через 5 мм L/(L-6) ..., 120/114, ... через 10 мм L/(L-6) ..., 250/244, 300/294
30	8,0	38	5,0	1,0	1,6	1,0	55/47, ... через 5 мм L/(L-8) ..., 120/112, ... через 10 мм L/(L-8) ..., 250/242, 300/292
33	8,0	40	6,0	1,0	2,5	1,6	65/57, ... через 5 мм L/(L-8) ..., 120/114, ... через 10 мм L/(L-8) ..., 250/242, 300/292
36	8,0	45	6,0	1,0	2,5	1,6	70/62, ... через 5 мм L/(L-8) ..., 120/112, ... через 10 мм L/(L-8) ..., 250/242, 300/292
40	8,0	50	6,0	1,0	2,5	1,6	75/67, ... через 5 мм L/(L-8) ..., 120/112, ... через 10 мм L/(L-8) ..., 250/242, 300/292

8. ВИНТЫ УСТАНОВОЧНЫЕ С ПРЯМЫМ ШЛИЦЕМ С КОНИЧЕСКИМ КОНЦОМ ГОСТ 1476-93 С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ КОНЦОМ ГОСТ 1478-93



Вариант исполнения R-r-d

Рис. 17.6.8. Конструкция и размеры установочных винтов

Оси изготавливают с покрытиями (п.16) и без покрытий.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ оси типа 6, диаметром *d* = 20 мм, с полем допуска *h* 11, 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.лпк ГОСТ 9650-80

То же, из стали Ст3сп ГОСТ 380-88, без термообработки и без покрытия:

Ось 6-20h11x60, Ст3сп.01 ГОСТ 9650-80

Табл. 17.6.12. Размеры винтов, мм

<i>d</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>c</i>	ГОСТ 1476-93		ГОСТ 1478-93		
				<i>l₁</i>	<i>L</i>	<i>d₁</i>	<i>l₂</i>	<i>L</i>
...	0,8	1,8	1,0	-	5...25	3,5	2,5	8...25
5	1,0	2,0	1,0	2,5	6...30	4,5	3,0	8...35
8	1,2	2,5	1,6	3,0	8...40	6,0	4,0	10...40
10	1,6	3,0	1,6	4,0	10...50	7,5	4,5	12...50
12	2,0	3,5	1,6	5,0	12...50	9,0	6,0	16...50

Табл. 17.6.13. Классы прочности винтов ГОСТ 25556-82

Класс прочности винта	14H	22H	33H	45H
Твердость по: Виккерсу, НВ, не менее	140	220	330	450
Бринеллю, 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.

Классы точности винтов - А и В.
 Резьба - по ГОСТ 24705-81, шаг резьбы - крупный.
 Шлицы - по ГОСТ 24669-81.
 Концы винтов - по ГОСТ 12414-66.
 Механические свойства и методы испытаний - по ГОСТ 25556-82.
 Винты изготавливают с покрытиями (п.16) и без покрытий.
 Длины винтов из ряда: ..., 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ винта класса точности В, диаметром резьбы $d = 6$ мм, с полем допуска $6g$, 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
 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

9. ОТВЕРСТИЯ ПОД УСТАНОВОЧНЫЕ ВИНТЫ

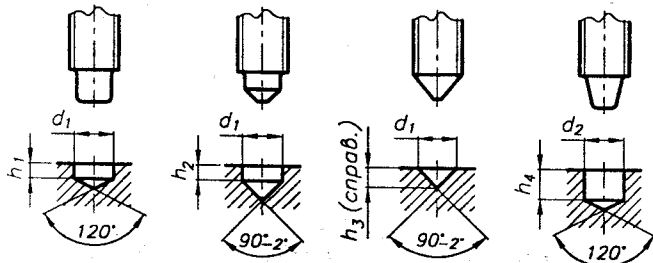


Рис. 17.6.9. Отверстия под установочные винты

Табл. 17.6.14. Размеры отверстий, мм
 ГОСТ 12415-80

d	d_1	d_2	h_1	h_2	h_3	h_4
2,5	1,5	-	1,0	-	0,7	-
3,0	2,0	-	1,2	-	1,0	-
4,0	2,5	-	1,6	-	1,2	-
5,0	3,5	3,0	1,6	-	1,7	3
6,0	4,0	4,0	2,0	1,0	2,0	4
8,0	5,5	5,5	2,5	1,0	2,7	5
10	7,0	6,4	3,0	1,2	3,5	6
12	8,5	8,4	4,0	1,6	4,2	6
16	12	-	4,0	2,0	6,0	-
20	15	-	6,0	2,5	7,5	-
24	18	-	6,0	2,5	9,0	-

10. ВИНТЫ С ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ГОЛОВКОЙ И ШЕСТИГРАННЫМ УГЛУБЛЕНИЕМ "ПОД КЛЮЧ" КЛАССА ТОЧНОСТИ В ГОСТ 10342-80

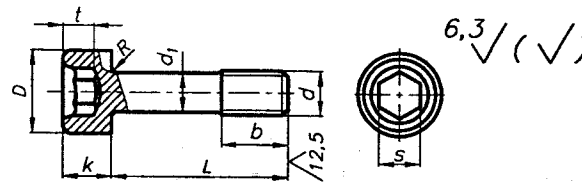


Рис. 17.6.10. Конструкция и размеры винтов

Табл. 17.6.15. Размеры винтов, мм
 ГОСТ 10342-80

d	d_1	D	b	k	L^*	s	t	R
6	4,0	10	8	6	20...60	5	3,4	0,4
8	5,5	13	10	8	25...80	6	4,4	0,5
10	7,0	16	12	10	25...80	8	5,5	0,5
12	9,0	18	16	12	32...80	10	6,5	0,6
16	11	24	20	16	50...80	14	8,5	0,8

* Размер L принимать из ряда 20, 25, 32, 40, 50, 60, 80.
 Винты изготавливают с покрытиями (п.16) и без покрытий.
ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ винта диаметром резьбы $d = 12$ мм, с полем допуска $6g$, 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 толщиной 9 мкм, хромированным:
 Винт М12-6gx30.88.35Х.019 ГОСТ 10342-80

11. ШТИФТЫ КОНИЧЕСКИЕ ГОСТ 3129-70

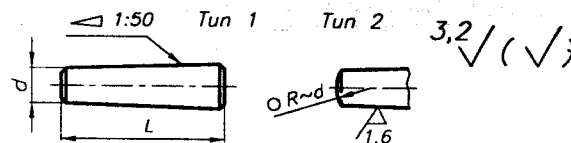


Рис. 17.6.11. Конструкция и размеры конических штифтов

Табл. 17.6.16. Размеры штифтов, мм
 ГОСТ 3129-70

d	6	8	10	12
L^*	20...110	25...120	30...180	36...200

* Размер L принимать из ряда 20, 25, 30, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 140, 160, 180, 200, 220.
 Материал - 45 ГОСТ 1050-74.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ штифта конического типа 1, диаметром $d = 10$, длиной $L = 60$ мм:
 Штифт 1 10x60 ГОСТ 3129-70

12. ШТИФТЫ КОНИЧЕСКИЕ С ВНУТРЕННЕЙ РЕЗЬБОЙ ГОСТ 9464-79

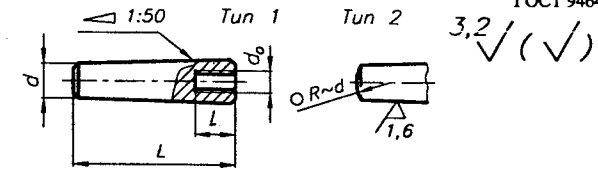


Рис. 17.6.12. Конструкция и размеры конических штифтов

Табл. 17.6.17. Размеры штифтов, мм
 ГОСТ 9464-79

d	6	8	10	12
L^*	25...60	25...65	30...80	35...100
d_o	M5	M6	M8	M10
L	9	10	12	16

* Размер L принимать из ряда 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 80, 90, 100.

Материал - 45 ГОСТ 1050-74.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ конического штифта типа 2, диаметром $d = 8$ мм, длиной $L = 30$ мм:
 Штифт 2 8x30 ГОСТ 9464-79

13. ШПЛИНТЫ ГОСТ 397-79

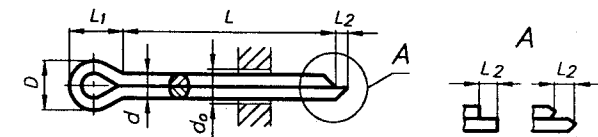


Рис. 17.6.13. Конструкция и размеры шплинтов

Табл. 17.6.18. Размеры шплинтов, мм
 ГОСТ 397-79

d_o	max	d	min	max	D	min	L_1	max	L_2	min	L^*
0,8	0,7	0,6	1,4	1,2	2,4	1,6	0,8	5...12			
1,0	0,9	0,8	1,8	1,6	3,0	1,6	0,8	6...20			
1,2	1,0	0,9	2,0	1,7	3,0	2,5	1,3	8...25			
1,6	1,4	1,3	2,8	2,4	3,2	2,5	1,3	8...32			
2,0	1,8	1,7	3,6	3,2	4,0	2,5	1,3	10...40			
2,5	2,3	2,1	4,6	4,0	5,0	2,5	1,3	12...50			
3,2	2,9	2,7	5,8	5,1	6,4	3,3	1,6	14...63			
4,0	3,7	3,5	7,4	6,5	8,0	4,0	2,0	16...80			
5,0	4,6	4,4	9,2	8,0	10,0	4,0	2,0	20...100			
6,3	5,9	5,7	11,8	10,3	12,6	4,0	2,0	20...125			
8,0	7,5	7,3	15	13,1	16	4,0	2,0	40...160			
10	9,5	9,3	19	16,6	20	6,3	3,2	45...200			

* Размер L принимать из ряда 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шплинта с условным диаметром $d_o = 5$ мм, длиной $L = 28$ мм, из низкоуглеродистой стали, без покрытия:
 Шплинт 5x28 ГОСТ 397-79

14. ВЫХОД РЕЗЬБЫ ГОСТ 27148-86, ГОСТ 10549-80

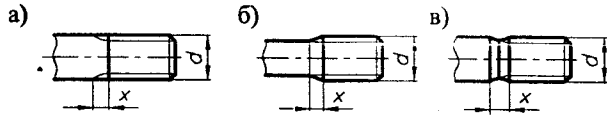


Рис. 17.6.14. Формы сбегов для наружной резьбы, выполненной:
а) - нарезанием, б), в) - накатыванием

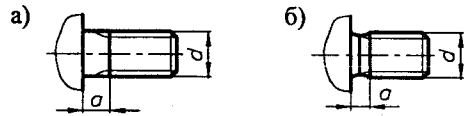


Рис. 17.6.15. Формы недорезов для наружной резьбы, выполненной:
а) - нарезанием, б) - накатыванием

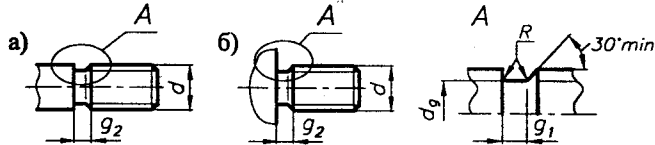


Рис. 17.6.16. Формы проточек для наружной резьбы

Табл. 17.6.19. Размеры сбегов, недорезов и проточек для наружной метрической резьбы, мм
ГОСТ 27148-86

Шаг P	Диаметр резьбы d	Сбег x		Недорез a			Проточка			
		норм. ~2,5P	коротк. ~1,25P	норм. ~3P	кор. ~2P	дли. ~4P	d _g	g ₁	g ₂	R
0,7	4	1,75	0,9	2,1	1,4	2,8	d-1,1	1,1	2,1	0,4
0,75	4; 5	1,9	1,0	2,25	1,5	3,0	d-1,2	1,2	2,25	0,4
0,8	5	2,0	1,0	2,4	1,6	3,2	d-1,3	1,3	2,4	0,4
1	6; 7	2,5	1,25	3,0	2,0	4,0	d-1,6	1,6	3,0	0,6
1,25	8,0	3,2	1,6	3,75	2,5	5,0	d-2	2,0	3,75	0,6
1,5	10	3,8	1,9	4,5	3,0	6,0	d-2,3	2,5	4,5	0,8
1,75	12	4,3	2,2	5,25	3,5	7,0	d-2,6	3,0	5,25	1,0
2	14; 16	5,0	2,5	6,0	4,0	8,0	d-3	3,4	6,0	1,0
2,5	18; 20; 22	6,3	3,2	7,5	5,0	10	d-3,6	4,4	7,5	1,2
3	24; 27	7,5	3,8	9,0	6,0	12	d-4,4	5,2	9,0	1,6
3,5	30; 33	9,0	4,5	10,5	7,0	14	d-5	6,2	10,5	1,6
4	36; 39	10	5,0	12	8,0	16	d-5,7	7,0	12	2,0
4,5	42; 45	11	5,5	13,5	9,0	18	d-6,4	8,0	13,5	2,0
5	48	12,5	6,3	15	10	20	d-7	9,0	15	2,5

Примечания:

1. Нормальный сбег и нормальная проточка - для всех изделий класса точности А, В и С.
2. Нормальный недорез - для всех изделий класса точности А, длинный недорез - для изделий классов точности В и С.
3. Короткий сбег и короткий недорез - для изделий, в которых по техническим причинам необходим уменьшенный выход резьбы.

4. Фаски для наружной метрической резьбы - ГОСТ 12414-94.
5. Существуют рекомендации по размерам сбегов, недорезов и про-

точек для внутренней метрической резьбы (ГОСТ 27148-86), а также для других видов резьб (ГОСТ 10549-80).

15. ФУНДАМЕНТНЫЕ БОЛТЫ ГОСТ 24379.1-80

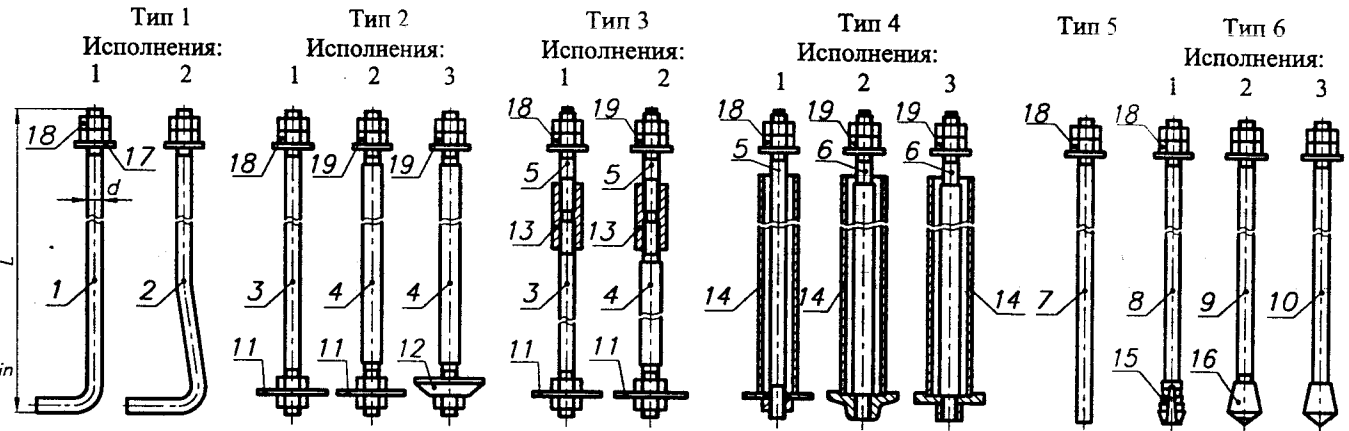


Рис. 17.6.17. Типы и конструкция фундаментных болтов:

1-10 - шпилька; 11, 12 - плита анкерная; 13 - муфта; 14 - анкерная арматура; 15 - цапга 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 = M12, ..., M48; L ≥ 300;
- тип 2 - болты фундаментные с анкерной плитой:
исполнение 1 d = M16, ..., M48; L ≥ 200;
исполнение 2 d = M56, ..., M90;
исполнение 3 d = M100, ..., M140;
- тип 3 - болты фундаментные составные:
исполнение 1 d = M24, ..., M48;
исполнение 2 d = M56, ..., M64;
- тип 4 - болты фундаментные съемные:
исполнение 1 d = M24, ..., M48;
исполнение 2 d = M56, ..., M125;
исполнение 3 d = M56, ..., M100;
- тип 5 - болты фундаментные прямые:
d = M12, ..., M48; L ≥ 300;
- тип 6 - болты фундаментные с коническим концом:
исполнение 1, 2, 3 d = M12, ..., M48; L ≥ 300.

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ болта типа 1, исполнения 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.M20x1,5x800 09Г2С ГОСТ 24379.1-80

16. ПОКРЫТИЯ БОЛТОВ, ВИНТОВ, ШПИЛЕК, ГАЕК

Болты, винты, шпильки, гайки изготавливают с одним видом покрытий по табл. 17.6.20 или без покрытия.

Табл. 17.6.20. Виды покрытий

Вид покрытия	Обозначение покрытия	
	ГОСТ 9.306-85	цифровое
Цинковое, хромированное	Ц. хр	01
Кадмиевое, хромированное	Кд. хр	02
Многослойное: медь-никель	М. Н	03
Многослойное: медь-никель-хром	М. Н. Х. 6	04
Окисное, пропитанное маслом	Хим. Окс. прм	05
Фосфатное, пропитанное маслом	Хим. Фос. прм	06
Оловянное	О	07
Медное	М	08
Цинковое	Ц	09
Окисное, наполненное хроматами	Ан. Окс. нхр	10
Окисное из кислых растворов	Хим. Пас	11
Серебряное	Ср	12
Никелевое	Н	13

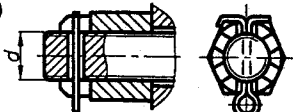
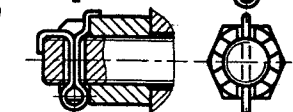
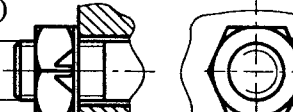

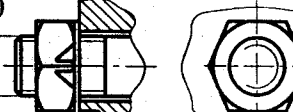
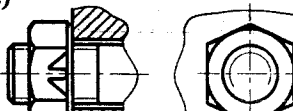
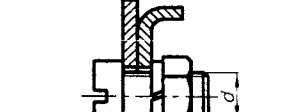
Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Общие требования к выбору - по ГОСТ 9.303-84. Выбор толщины покрытий - по ГОСТ 9.303-84. Технические требования к покрытиям - по ГОСТ 9.301-86.

17. СПОСОБЫ И ВИДЫ ПРЕДОХРАНЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ОТ САМООТВИНЧИВАНИЯ

Способы стопорения:

- механическими средствами;
- анаэробными герметиками;
- лакокрасочными материалами.

Табл. 17.6.21. Виды стопорения механическими средствами

Эскиз	Средство стопорения
a1) 	Шплинт ГОСТ 397-79
a2) 	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 $d = 2...48$

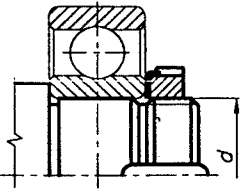
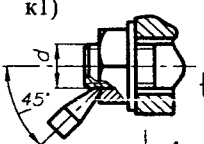
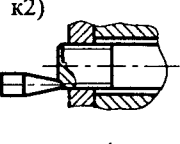
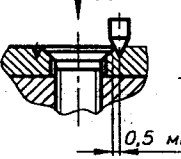
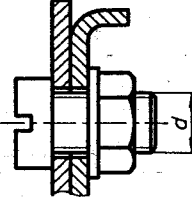
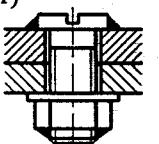
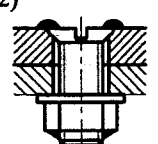
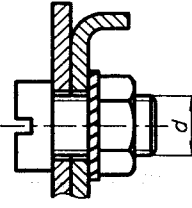
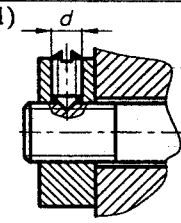
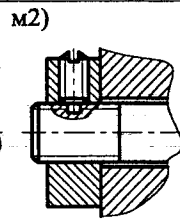
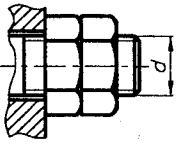
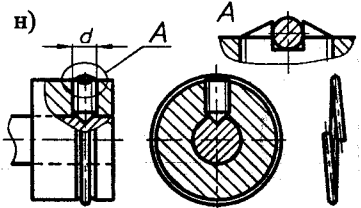
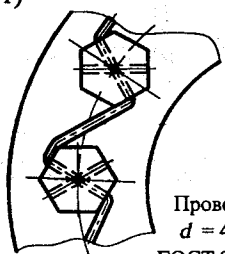
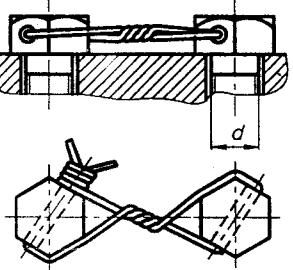
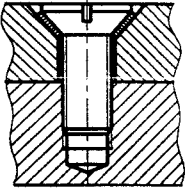
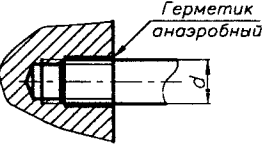
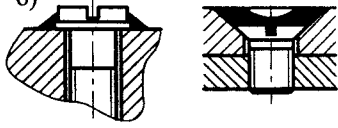
д) 	Шайба стопорная многолапчатая ГОСТ 11872-88 $d = 3...56$	к1)  к2)  к3) 	Кернение боковое $d = 6...48$ Кернение с торца $d = 6...48$ Кернение в шлиц $d = 2...24$
е1) 	Шайба стопорная с внутренними зубьями ГОСТ 10462-81 $d = 2...24$	л1)  л2) 	Сварка $d = 4...16$ Пайка $d = 4...12$
е2) 	Шайба стопорная с наружными зубьями ГОСТ 10463-81 $d = 2...24$	м1)  м2) 	Винты установочные: с коническим концом ГОСТ 1476-93; с плоским концом ГОСТ 1477-93; с цилиндрическим концом ГОСТ 1478-93 $d = 1,6...12$
ж) 	Контргайка ГОСТ 5915-70 $d = 1...48$	н) 	Кольцо пружинное ГОСТ 2833-77 $d = 6...12$
з1) 	Проволока $d = 4...48$ ГОСТ 9389-75	з2) 	
и) 		Шайба стопорная с наружными зубьями под винты с потайной и полупотайной головкой с углом 90° ГОСТ 10464-81	а) 
		б) 	Материал лакокрасочный $d = 1,0...10$

Табл. 16.6.22. Виды стопорения анаэробными герметиками и лакокрасочными материалами

17.7. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ АСИНХРОННЫЕ

Структура обозначения типоразмера двигателей:

4 - порядковый 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;

Л, S, М - установочный размер по длине станины;
2, 4, 6, 8 - число полюсов;
УЗ - климатическое исполнение.

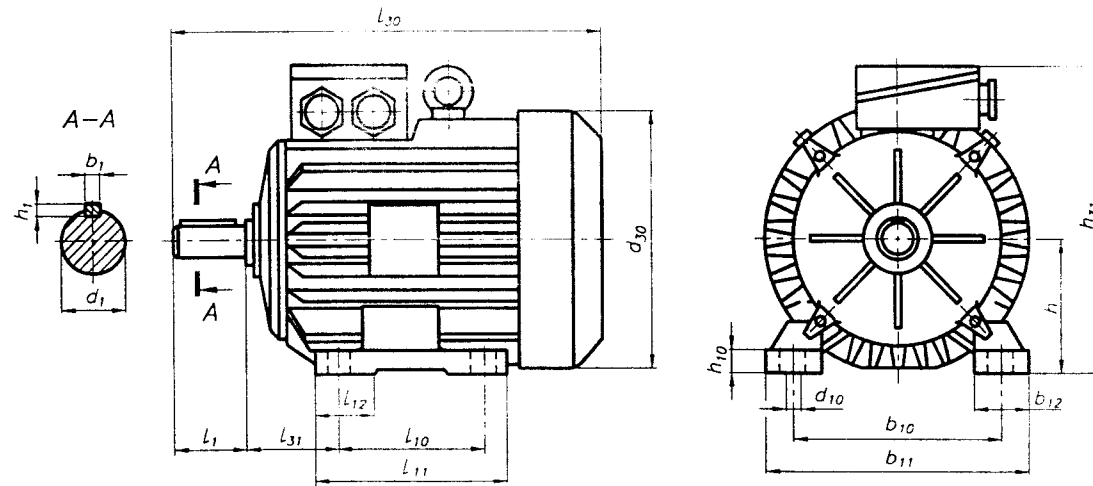


Рис. 17.7.1. Размеры асинхронных электродвигателей на лапах (исполнение IM 1081)

Габаритные и установочные размеры электродвигателей (табл. 17.7.2).

Размеры электродвигателей фланцевого и комбинированного исполнений (рис. 17.7.2).

Табл. 17.7.1. Параметры асинхронных электродвигателей

Тип электродвигателя		$P_{эд}$ кВт	$n_{эд}$ мин ⁻¹	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	J кг·м ²	Масса кг	Тип электродвигателя		$P_{эд}$ кВт	$n_{эд}$ мин ⁻¹	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	J кг·м ²	Масса кг
4A71A2Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,1	2840	2,0	0,004	12,0	4A80B6Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,1	930	1,9	0,624	15,6
4A80A2Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,5	2835	2,0	0,061	14,0	4A90L6Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,5	945	1,9	0,952	24,0
4A80B2Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	2,2	2865	2,0	0,091	16,0	4A100L6Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	2,2	960	1,9	1,42	33,0
4A90L2Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	3,0	2905	2,0	0,139	25,0	4A112MA6Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	3,0	950	1,9	2,17	54,0
4A100S2Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	4,0	2865	2,0	0,139	34,0	4A112MB6Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	4,0	950	1,9	2,17	66,0
4A100L2Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	5,5	2910	2,0	0,210	60,0	4A132S6Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	5,5	950	1,9	3,27	72,0
4A112M2Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	7,5	2920	2,0	0,318	71,0	4A132M6Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	7,5	960	1,8	4,95	100
4A132M2Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	11,0	2930	2,0	0,318	100	4A160S6Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	11,0	960	1,8	7,56	125
4A160S2Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	15,0	2920	2,0	0,485	115	4A160M6Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	15,0	975	1,8	7,56	170
4A160M2Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	18,5	2930	1,9	0,725	130	4A180M6Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	18,5	960	1,8	11,3	205
4A180S2Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	22,0	2920	1,9	0,725	165	4A200M6Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	22,0	975	1,8	11,3	240
4A80A4Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,1	1420	2,0	0,226	14,0	4A90LB8Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,10	705	1,8	1,28	26,3
4A80B4Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,5	1415	2,0	0,345	17,2	4A100L8Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	1,50	720	1,8	1,95	31,0
4A90L4Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	2,2	1425	2,0	0,516	25,0	4A112MA8Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	2,20	710	1,8	2,92	53,0
4A100S4Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	3,0	1415	2,0	0,788	26,0	4A112MB8Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	3,00	710	1,8	4,46	65,0
4A100L4Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	4,0	1435	2,0	0,788	34,0	4A132S8Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	4,00	705	1,8	4,46	85,0
4A112M4Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	5,5	1450	2,0	1,19	62,0	4A132M80Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	5,50	710	1,8	6,71	95,0
4A132S4Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	7,5	1450	2,0	1,80	73,0	4A160S8Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	7,50	705	1,7	10,2	115
4A132M4Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	11,0	1460	2,0	1,80	105	4A160M8Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	11,0	730	1,7	15,5	165
4A160S4Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	15,0	1460	2,0	2,74	125	4A180M8Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	15,0	725	1,7	15,5	205
4A160M4Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	18,5	1470	1,9	4,10	165	4A200M8Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	18,5	720	1,7	23,2	255
4A180S4Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	22,0	1465	1,9	4,10	175	4A200L8Y3	(констр. исп. IM 1081, 2081, 3081)	22,0	725	1,7	23,2	295

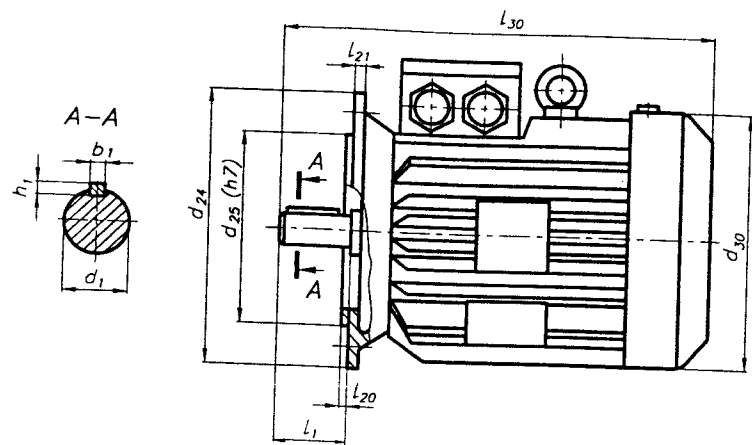


Рис. 17.7.2. Размеры фланцевых асинхронных электродвигателей (тип IM 2081)

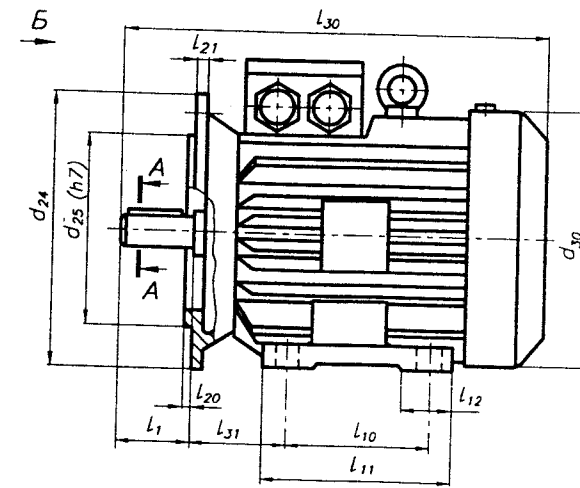
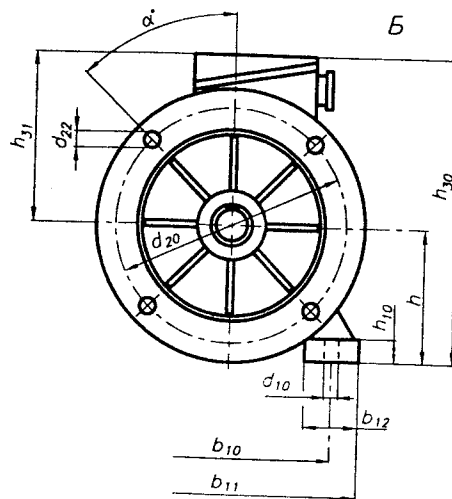


Рис. 17.7.3. Размеры асинхронных электродвигателей с комбинированным креплением (тип IM 3081)

Параметры асинхронных электродвигателей - табл. 17.7.1.

Табл. 17.7.2. Габаритные и установочные размеры асинхронных электродвигателей, мм

Тип	h	Лапы								Фланец							Вал			Габариты							
		b ₁₀	b ₁₁	b ₁₂	l ₁₀	l ₁₁	l ₁₂	d ₁₀	b ₁₀	d ₂₀	d ₂₅	d ₂₄	d ₂₂	К-во	α	d ₂₁	l ₂₁	d ₁	l ₁	l ₃₁	b ₁	b ₁	d ₃₀	b ₃₀	b 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	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	
80B	80 ⁰ _{-0,5}																									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	100 ⁰ _{-0,5}	140	170	40	125	156	48	12	12	215	180	250	15	4	45°	4	14	28	60	63	8	7	235	240	140	362	
100L	100 ⁰ _{-0,5}	160	200	45	140	169	60																			392	
112M	112 ⁰ _{-0,5}	170	230	54	140	172	56	12	12	265	230	300	15	4	45°	5	16	32	80	70	10	8	260	276	164	452	
132S	132 ⁰ _{-0,5}	216	278	56	140	180	63	12	13	300	250	350	19	4	45°	5	18	38	80	89	10	8	302	310	178	480	
132M	132 ⁰ _{-0,5}	216	278	56	178	218	79																			530	
160S	160 ⁰ _{-0,5}	254	300	60	210	248	65	15	18	300	250	350	19	4	45°	5	18	42	110	108	12	8	358	370	210	624	
160M	160 ⁰ _{-0,5}	254	300	60	210	248	65																				
180S	180 ⁰ _{-0,5}	279	350	75	210	256	65	15	20	350	300	400	19	4	45°	5	18	48	110	121	14	9	410	400	220	682	
180M	180 ⁰ _{-0,5}	279	350	75	241	320	80																				
200M	200 ⁰ _{-0,5}	318	400	80	305	380	100	19	25	400	350	450	19	8	45°	8	20	55	110	133	16	10	450	485	285	760	
200L	200 ⁰ _{-0,5}	318	400	80	305	380	100																				
...	...																										790

18. ЛИТЕРАТУРА

1. Стандарты (19).
2. Анурьев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя*. - М.: Машиностроение, изд. 5, 1978-1980. т.1 - 723 с., т.2 - 559 с., т.3 - 557 с.
3. Анфимов М.И. *Редукторы. Конструкции и расчет*. - М.: Машиностроение, изд. 3, 1972. - 283 с.
4. Баласанян Р.А. *Атлас деталей машин*. - Харків: Основа, 1996. - 256 с.
5. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. *Подшипники качения. Справочник*. - М.: Машиностроение, изд. 6, 1975. - 574 с.
6. Боков В.Н. Чернилевский Д.В., Будько П.П. *Детали машин. Атлас*. - М.: Машиностроение, 1983. - 164 с.
7. Готовцев А.А., Котенок И.П. *Проектирование цепных передач*. - М.: Машиностроение, 1982. - 336 с.
8. *Детали машин. Атлас конструкций*. Под ред. Д.Н.Решетова. - М.: Машиностроение, 1979. - 367 с.
9. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. *Конструирование узлов и деталей машин*. - М.: Высш. шк., изд. 6, 2000. - 446 с.
10. Дьяченко С.К., Столбовой С.З. *Детали машин. Атлас*. - Киев: Техніка, 1965. - 259 с.
11. Заблонский К.И. *Основы проектирования машин*. - Киев: Вища школа, 1981. - 312 с.
12. Иванов М.Н. *Детали машин*. - М.: Высш. шк., 2000. - 383 с.
13. Иванов М.Н., Иванов В.Н. *Детали машин. Курсовое проектирование*. - М.: Высш. шк., 1975. - 551 с.
14. Иоселевич Г.Б. *Детали машин*. - М.: Машиностроение, 1988. - 367 с.
15. *Каталог подшипников МПЗ 004.Р*. - ООО "BiRing", 1998. - 302 с.
16. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. *Расчет и проектирование деталей машин*. - Харьков: Основа, 1991. - 276 с.
17. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. *Конструкции и расчет зубчатых редукторов. Справочное пособие*. - Л.: Машиностроение, 1971. - 328 с.
18. *Курсовое проектирование деталей машин*. Под редакцией В.Н.Кудрявцева. - Л.: Машиностроение, 1984. - 400 с.
19. Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н., Калачев В.Ф., Радкевич В.Т., Миклашевич А.А., Зуб Н.В. *Курсовое проектирование деталей машин. Справочное пособие*. - Мн.: Выш. шк., 1982. - Ч. 1 - 208 с., Ч. 2 - 334 с.
20. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцев Б.С. *Расчеты деталей машин*. - Мн.: Выш. шк., 1986. - 400 с.
21. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. *Детали машин. Проектирование*. - Мн.: УП "Технопринт", изд. 2, 2002. - 296 с.
22. Литвин Ф.Л. *Теория зубчатых зацеплений*. - М.: Наука, 1968. - 584 с.
23. Ничипорчик С.Н., Корженцевский М.И., Калачев В.Ф. и др. *Детали машин в примерах и задачах*. Под ред. С.Н.Ничипорчика. - Мн.: Выш. шк., 1981. - 431 с.
24. Орлов Ц.И. *Основы конструирования*. - М.: Машиностроение, 1977. Т.1 - 623 с., Т.2 - 574 с., Т.3 - 357 с.
25. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. *Справочник по муфтам*. - Л.: Машиностроение, 1979. - 343 с.
26. Пришедько Н.А. *Конструирование и расчет деталей машин. Учебный атлас*. Под ред. С.А.Вильница. - М.: Высш. шк., 1971. - 151 с.
27. Раб А.Ф., Моргун А.К., Шухов А.С. *Обозначение конструкционных материалов. Применение стандартов в курсовых и дипломных проектах*. Харьков, 1994. - с.120.
28. *Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения. Справочник*. Бойко Л.С. и др. - М. Машиностроение, 1984. - 247 с.
29. Решетов Д.Н. *Детали машин*. - М.: Машиностроение, изд. 4, 1989. - 496 с.
30. Руденко В.Н. *Планетарные и волновые передачи. Альбом конструкций*. М.: Машиностроение, 1980. - 147 с.
31. Скойбеда А.Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. *Детали машин и основы конструирования*. - Мн.: Вышэйш. шк., 2000. - 584 с.
32. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. *Ременные передачи*. - Мн.: Навука і тэхніка, 1995. - 383 с.
33. Снесарев Г.А. *Методические основы конструирования редукторов*. - М.: Машиностроение, 1974. - 78 с.
34. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. *Атлас конструкций редукторов*. - К.: Вища школа, изд. 2, 1990. - 151 с.
35. Чернавский С.А., Снесарев Г.А. и др. *Проектирование механических передач. Учебно-справочное пособие*. - М.: Машиностроение, 1984. - 560 с.
36. Шейнблит А.Е. *Курсовое проектирование деталей машин*. - М.: Высш. шк., 1991. - 432 с.
37. ISO 6336-1:1996(E), *Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 1: Basic principles introduction and general influence factors*.
38. ISO 6336-2:1996(E), *Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 2: Calculation of surface durability (pitting)*.
39. ISO 6336-3:1996(E), *Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 3: Calculation of tooth bending strength*.
40. ISO 6336-5:1996(E), *Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 5: Strength and quality of materials*.
41. Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A. *Przekładnie walcowe. Projektowanie*. - Warszawa: WKŁ, 1995. - 535 s.
42. Kurmaz L.W., Kurmaz O.L. *Projektowanie węzłów i części maszyn*. - Kielce: Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, 2003. - 384 s.
43. Kurmaz L.W. *Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie*. - Kielce: Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, skrypt Nr 342, 1998. - 200 s.
44. Kurmaz L.W. *Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie*. - Warszawa: PWN, 1999. - 191 s.