

Л.В. КУРМАЗ    А.Т. СКОЙБЕДА

# **ДЕТАЛИ МАШИН**

---

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Справочное учебно-методическое пособие



МОСКВА  
ВЫСШАЯ ШКОЛА»  
2004

## 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 $\sigma_w$ ) . . . . .                                          | 47 |
| 2.1. Выбор основных параметров плоскоремennых 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 клиноремennых 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 поликлиноремennых 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-ремennых 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 плоскоремennых передач . . . . .                             | 22 | 5.5. Компоновка коническо-цилиндрических редукторов . . . . .                                                               | 60 |
| 2.5.4. Конструирование шкивов клиновых и поликлиновых ремennых передач . . . . .           | 23 | 5.6. Компоновка одноступенчатых червячных редукторов . . . . .                                                              | 61 |
| 2.5.5. Конструирование шкивов зубчато-ремennых 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 ремennых передач . . . . .                                        | 31 | 6.3. Сила, нагружающая валы ремennых 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 (запечиков) вала или полной их ликвидации                | 75  |
| 7.4.9. Конструктивные решения по уменьшению коэффициента концентрации напряжений от прессовых посадок               | 75  |
| 7.5. Рабочие чертежи валов                                                                                          | 76  |
| 7.6. Проверка вала на усталостную прочность                                                                         | 77  |
| 8. Подшипники качения                                                                                               | 79  |
| 8.1. Типы подшипников качения, их характеристика и применение                                                       | 79  |
| 8.2. Опоры валов и типы используемых подшипников                                                                    | 81  |
| 8.3. Подшипниковые узлы валов редукторов                                                                            | 82  |
| 8.3.1. Подшипниковые узлы валов конических шестерен                                                                 | 82  |
| 8.3.2. Подшипниковые узлы валов цилиндрических косозубых, конических и червячных колес                              | 83  |
| 8.3.3. Подшипниковые узлы валов цилиндрических прямозубых и шевронных колес                                         | 83  |
| 8.3.4. Подшипниковые узлы шевронных вал-шестерен                                                                    | 84  |
| 8.3.5. Подшипниковые узлы червяков                                                                                  | 84  |
| 8.4. Подшипниковые узлы приводных валов                                                                             | 85  |
| 8.5. Выбор подшипников качения                                                                                      | 86  |
| 8.6. Установка и крепление подшипников                                                                              | 88  |
| 8.6.1. Установка и крепление на валах подшипников с цилиндрическим посадочным отверстием                            | 88  |
| 8.6.2. Установка и крепление на валах подшипников с коническим посадочным отверстием                                | 88  |
| 8.6.3. Установка и крепление подшипников в корпусах                                                                 | 89  |
| 8.7. Элементы крепления подшипников                                                                                 | 91  |
| 8.7.1. Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические                                                    | 91  |
| 8.7.2. Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические                                                  | 92  |
| 8.7.3. Кольца пружинные упорные плоские наружные концентрические                                                    | 93  |
| 8.7.4. Кольца пружинные упорные плоские внутренние концентрические                                                  | 94  |
| 8.7.5. Шайбы концевые                                                                                               | 95  |
| 8.7.6. Гайки круглые шлицевые                                                                                       | 96  |
| 8.7.7. Шайбы стопорные многолапчатые                                                                                | 96  |
| 8.7.8. Втулки закрепительные                                                                                        | 98  |
| 8.7.9. Втулки стяжные                                                                                               | 98  |
| 8.7.10. Гайки для закрепительных и стяжных втулок с метрической резьбой                                             | 99  |
| 8.7.11. Шайбы стопорные                                                                                             | 99  |
| 8.7.12. Скобы стопорные                                                                                             | 99  |
| 8.8. Допуски и посадки, шероховатость поверхностей посадочных мест подшипников                                      | 100 |
| 8.8.1. Выбор посадок                                                                                                | 100 |
| 8.8.2. Шероховатость поверхностей посадочных мест                                                                   | 102 |
| 8.8.3. Допуски формы и расположения посадочных и опорных торцевых поверхностей запечиков валов и отверстий корпусов | 103 |
| 8.9. Установка, монтаж и демонтаж подшипников                                                                       | 103 |
| 8.9.1. Установочные размеры подшипников качения                                                                     | 103 |

|                                                                                         |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 8.9.2. Монтаж подшипников качения                                                       | 104 |
| 8.9.3. Демонтаж подшипников качения                                                     | 104 |
| 8.9.4. Конструктивные решения по облегчению демонтажа подшипников качения               | 104 |
| 8.9.5. Конструктивные решения по уменьшению высоты запечиков                            | 105 |
| 8.10. Таблицы параметров подшипников качения                                            | 105 |
| 8.10.1. Обозначения подшипников                                                         | 105 |
| 8.10.2. Геометрические соотношения в подшипниках качения                                | 106 |
| 8.10.3. Подшипники шариковые радиальные однорядные                                      | 107 |
| 8.10.4. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные                               | 108 |
| 8.10.5. Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные                          | 110 |
| 8.10.6. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами            | 111 |
| 8.10.7. Подшипники роликовые конические однорядные                                      | 113 |
| 8.10.8. Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные с симметричными роликами | 114 |
| 8.10.9. Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные                          | 116 |
| 8.10.10. Подшипники шариковые упорные одинарные и двойные                               | 117 |
| 8.10.11. Подшипники роликовые упорные с цилиндрическими роликами одинарные              | 118 |
| 8.10.12. Осевые люфты в радиально-упорных подшипниках                                   | 118 |
| 9. Уплотнения подшипниковых узлов                                                       | 119 |
| 9.1. Уплотнения контактные                                                              | 119 |
| 9.1.1. Манжеты резиновые армированные                                                   | 119 |
| 9.1.2. Уплотнения войлочные                                                             | 121 |
| 9.1.3. Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения                                 | 122 |
| 9.2. Уплотнения бесконтактные                                                           | 123 |
| 10. Элементы соединений "вал-ступица"                                                   | 124 |
| 10.1. Соединения шпоночные                                                              | 124 |
| 10.1.1. Соединения сегментными шпонками                                                 | 124 |
| 10.1.2. Соединения призматическими шпонками                                             | 125 |
| 10.1.3. Соединения тангенциальными шпонками                                             | 126 |
| 10.2. Соединения шлицевые                                                               | 127 |
| 10.2.1. Соединения шлицевые прямобоочные                                                | 127 |
| 10.2.2. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°                            | 129 |
| 10.2.3. Соединения шлицевые треугольные                                                 | 131 |
| 11. Конструирование зубчатых колес                                                      | 132 |
| 11.1. Точность зубчатых колес                                                           | 132 |
| 11.1.1. Степени точности и виды сопряжений зубьев                                       | 132 |
| 11.1.2. Точность цилиндрических колес                                                   | 132 |
| 11.1.2.1. Длина общей нормали                                                           | 132 |
| 11.1.2.2. Толщина зубьев по постоянной хорде и высота до постоянной хорды               | 134 |
| 11.1.3. Точность конических колес                                                       | 135 |
| 11.1.3.1. Толщина зуба по внешней постоянной хорде и высота до внешней постоянной хорды | 135 |

|                                                                                                                      |     |                                                                                                   |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|---------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 11.1.3.2. Толщина зуба по средней постоянной хорде и высота до средней постоянной хорды . . . . .                    | 136 | 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. Сборочные 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 разделение учебной литературы на учебники, основное содержание которых соответствует курсу лекций [12, 31], и учебные пособия по курсовому проектированию. Последние должны выполнить вполне определенную и самостоятельную задачу - научить студента правилам конструирования типовых узлов и деталей машин.

Указанным требованиям не удовлетворяют атласы конструкций машин, по которым можно изучать и анализировать существующие конструкции, но не проектировать их. Этим требованиям не могут удовлетворить также существующие книги по расчету и конструированию деталей машин [16], в большей части удовлетворяющие требованиям расчета. Разработка конструкции в таких пособиях имеет второстепенную роль. Поэтому они могут быть рекомендованы только для выполнения практических упражнений по деталям машин. Информационный характер носят также существующие справочники конструктора, 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 взаимосвязь последовательность изложения характеризует пособие как хорошую инструкцию по проектированию, что является важным для студентов, выполняющих первую свою практику конструкторскую разработку.

В книге представлен большой объем справочного материала: государстве 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, Переработка пособий с учетом требований ГОСТов, их расширение и приведение к виду удобному для пользования студентам потребовали совместных усилий 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 Trąpczyński) - Ректору Kielce University of Technology (Польша); проф. Анджею Радовичу (Andrzej Radowicz) - Проректору; проф. Анджею Неймицу (Andrzej Neimicz) - 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 - kurtmaz@tu.kielce.pl.

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

Авторы

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

# 1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

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

### 1.1.1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

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

Основными задачами курсового проекта являются:

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

### 1.1.2. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РАЗРАБОТКИ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

### 1.1.3. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

#### 1.1.4. ОФОРМЛЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ И ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

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

Для выполнения чертежей используются следующие основные форматы:

*Внимание !  
Расположение формата А4  
может быть только вертикальное*

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

Допускается применение дополнительных форматов, образуемых увеличением коротких сторон основных форматов на величину, кратную их размерам. Обозначение дополнительного формата состоит из обозначения основного формата и его кратности согласно табл. 1.1.1, например А0х2, А3х4 и т.д.

Табл. 1.1.1. Форматы чертежей

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

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

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

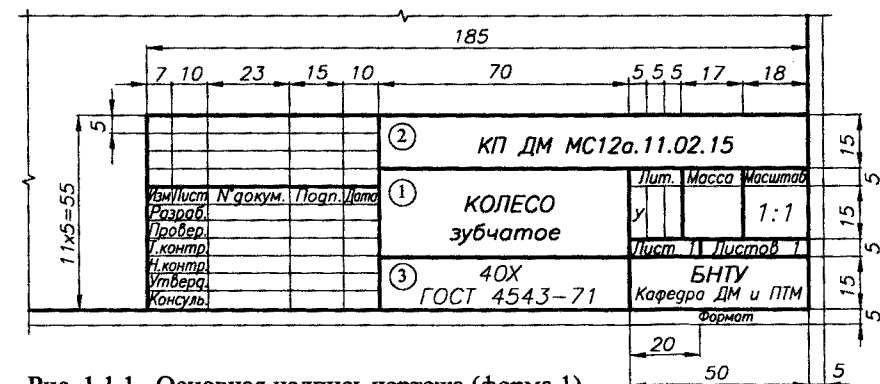


Рис. 1.1.1. Основная надпись чертежа (форма 1)

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

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

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

## 1. ОФОРМЛЕНИЕ СБОРОЧНОГО ЧЕРТЕЖА (ЧЕРТЕЖА ОБЩЕГО ВИДА)

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

На чертеже общего вида для упрощения допускается не показывать мелкие фрагменты деталей и соединений: фаски, проточки, скругления, углубления, зазоры между соединяемыми деталями с незначительно отличающимися номинальными размерами. При использовании большого количества крепежных деталей одного типа и размера можно подробно изображать детали только одного места соединения, а остальные показывать условно. На чертеже допускается упрощенное представление крепежных деталей, резьбы и ее элементов (фаски, 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 строку 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 стопорения 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         |  |
| 15        |  | 5        |  |       |  |             |  |                      |  |                 |  |            |  |
| Формат    |  | Зона     |  | Поз.  |  | Обозначение |  | Наименование         |  | Код             |  | Примечание |  |
|           |  |          |  |       |  |             |  | Документация         |  |                 |  |            |  |
|           |  |          |  |       |  |             |  | Сборочные единицы    |  |                 |  |            |  |
|           |  |          |  |       |  |             |  | Детали               |  |                 |  |            |  |
|           |  |          |  |       |  |             |  | Стандартные изделия  |  |                 |  |            |  |
|           |  |          |  |       |  |             |  | Материалы            |  |                 |  |            |  |
| Изм/лист  |  | № докум. |  | Подп. |  | Лист        |  | КП ДМ МС12а.11.02.СБ |  |                 |  |            |  |
| Разраб.   |  |          |  |       |  |             |  | ПРИВОД               |  | Лист            |  | Листов     |  |
| Провер.   |  |          |  |       |  |             |  |                      |  | И               |  | 1          |  |
| Н.контр.  |  |          |  |       |  |             |  |                      |  | НТУ "ХПИ"       |  |            |  |
| Утв.бери. |  |          |  |       |  |             |  |                      |  | 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 частей проекта, а также календарный график выполнения курсового проекта.

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

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

- кинематический расчет привода;

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

Каждый расчет должен содержать:

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

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

#### 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

#### 2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Разделы могут содержать подразделы, номера которых включают номер раздела и порядковый номер подраздела, разделенные точкой. В конце номера подраздела (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 присваено обозначение. Обозначение присваивается централизованно (министерством, ведомством) или децентрализованно, т.е. осуществляется организацией-разработчиком. Устанавливается следующая структура обозначений изделий и основных конструкторских документов:

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

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

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

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

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



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

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

КПД передач представлены без учета КПД подшипников.

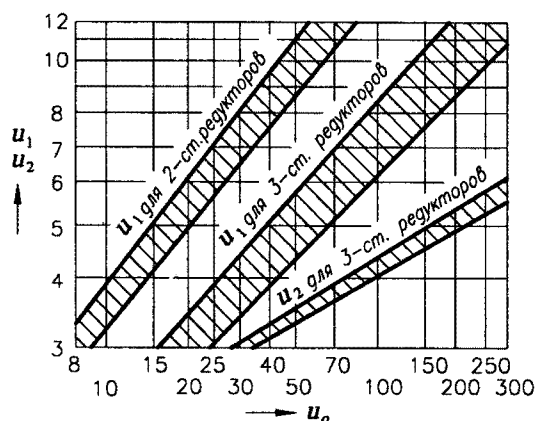


Рис. 1.2.2. Рекомендации по распределению передаточных чисел для 2- и 3-ступенчатых цилиндрических редукторов [12]

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

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

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

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

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

| Одноступенчатые редукторы и передачи                                                         | (табл. 1.2.2)                                                                                                           |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Цилиндрические редукторы: 2-ступенчатые:                                                     | $u_o = 7,0...45$ ( $u_o \max \leq 55$ ) (рис. 1.2.2)<br>( $u_1 > u_2$ ; $\psi_{bd1} < \psi_{bd2}$ )                     |
| 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)<br>( $u_1 > u_2 > u_3$ ; $\psi_{bd1} < \psi_{bd2} < \psi_{bd3}$ ) |
| многоступенчатые                                                                             | $u_o = u_1 u_2 u_3 \dots$<br>( $u_1 > u_2 > u_3 \dots$ ; $\psi_{bd1} < \psi_{bd2} < \psi_{bd3} \dots$ )                 |
| 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) | $u_{пр} \approx u_{пк}$<br>$u_{пк} \approx 0,8 u_{пц}$                                                                  |

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

| Вид передачи | Вал | Параметры передачи                                                                                         | $P_j$ , кВт                     | $n_j$ , мин <sup>-1</sup> | $T_j$ , 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   | $\left. \begin{array}{l} u_{пр}, \eta_{пр} \\ u_{пк}, \eta_{пк} \\ u_{пц}, \eta_{пц} \end{array} \right\}$ | $P_1 = P_{эд} \cdot \eta_{пр}$  | $n_1 = n_{эд}$            | $T_1 = 9550 P_1 / n_1$          | $d_{вал j} = d_{эд}$<br>$d_{вал j} = \sqrt[3]{10^3 T_j / (0,2 [\tau])}$<br>( $j = 2, 3, 4$ ) |
| Коническая   | 2   |                                                                                                            | $P_2 = P_1 \eta_{пк} \eta_{пц}$ | $n_2 = n_1 / u_{пр}$      | $T_2 = 9550 P_2 / n_2$          |                                                                                              |
| Цилиндрич.   | 3   |                                                                                                            | $P_3 = P_2 \eta_{пк} \eta_{пц}$ | $n_3 = n_2 / u_{пк}$      | $T_3 = 9550 P_3 / n_3$          |                                                                                              |
|              | 4   |                                                                                                            | $P_4 = P_3 \eta_{пк} \eta_{пц}$ | $n_4 = n_3 / u_{пц}$      | $T_4 = 9550 P_4 / n_4$          |                                                                                              |
|              |     |                                                                                                            | $P_1 > P_2 > P_3 > P_4$         | $n_1 > n_2 > n_3 > n_4$   | $T_1 < T_2 < T_3 < T_4$         | $d_{вал 2} < d_{вал 3} < d_{вал 4}$                                                          |

\* Рекомендуется выполнять расчеты в соответствии с расчетной мощностью электродвигателя  $P_{эд p}$ . 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<sup>-1</sup>;  $u$ ;  $T_1, T_2$ , Н·м.

Конструкция и материал ремня (2.1.1).

Условия работы и расположение передачи.

Межосевое расстояние  $a$ , мм

(выбирается из компоновки привода).

#### ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

1. Диаметр ведущего шкива, мм

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

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

1.2. для полиамидных кордленточных ремней

$$d_{1\min} = k_d \sqrt[3]{T_1}, \quad k_d = 28,8 \text{ при } n_1 \leq 2000 \text{ мин}^{-1}; \\ k_d = 31,0 \text{ при } n_1 > 2000 \text{ мин}^{-1}.$$

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

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

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

4. Рекомендуемое межосевое расстояние, мм

$$a \geq 2 (d_1 + d_2) \quad (a \geq a').$$

5. 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:

- для ремней, поставляемых в виде рулонов, должна учитывать величину  $\Delta L_p$ , 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  $a_d = a + 0,5 (L_p - L_p')$ .

\* 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

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

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<sup>-1</sup>  $\nu = v / L_p \leq [\nu]$ .

$[\nu] \leq 5,0 \text{ с}^{-1}$  - 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  $F = 2 F_0 \sin (\alpha_1^0 / 2)$ , где  $F_0 = 0,5 F_t / \varphi$  - предварительное натяжение ремня, Н;  $F_t$  - окружное усилие, Н, (п. 9),  $\varphi$  - 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

$$F_{\max} \approx 1,3 F.$$

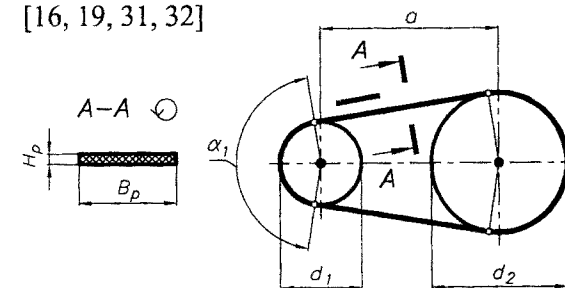


Рис. 2.1.1. Схема и основные размеры плоскоремненной передачи

Табл. 2.1.1. Диаметры шкивов  $d$

плоскоремненных 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 ( $q = F_0 / B_p$ ) |      |      |      |
|                                                        |            | 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  |
|                                                        | $\geq 125$ | 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 |
|                                                        | $\geq 200$ | 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 |
|                                                        | $\geq 280$ | 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 |
|                                                        | $\geq 400$ | 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  $c_\alpha$ , учитывающего влияние угла обхвата

| $\alpha^\circ$ | 220  | 210  | 200  | 190  | 180  | 170  | 160  | 150  | 140  |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $c_\alpha$     | 1,08 | 1,06 | 1,04 | 1,02 | 1,00 | 0,98 | 0,95 | 0,92 | 0,89 |

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

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

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

| $c_o$                                                                                                   |                           |                           |                                            |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|---------------------------|--------------------------------------------|
| Открытая передача с натяжением ремня за счет его упругости при угле наклона межосевой линии к горизонту |                           |                           | Передача с автоматическим натяжением ремня |
| $0^\circ \dots 60^\circ$                                                                                | $60^\circ \dots 80^\circ$ | $80^\circ \dots 90^\circ$ |                                            |
| 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  $d_{1 \min}$

| 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             | $d_{1 \min}$ , мм | $H_p$ , мм   | $d_{1 \min}$ , мм | $H_p$ , мм          | $d_{1 \min}$ , мм | $H_p$ , мм   | $d_{1 \min}$ , мм |
| 2                     | 3,0                    | 90                | 2,5          | 80                | -                   | -                 | -            | -                 |
| 3                     | 4,5                    | 140               | 3,75         | 112               | 3,6                 | 112               | 3,0          | 90                |
| 4                     | 6,0                    | 180               | 5,0          | 140               | 4,8                 | 140               | 4,0          | 112               |
| 5                     | 7,5                    | 224               | 6,25         | 180               | 6,0                 | 180               | 5,0          | 140               |
| 6                     | 9,0                    | 280               | 7,5          | 224               | 7,2                 | 200               | 6,0          | 180               |

**ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ** ремня морозостойкого шириною 200 мм с тремя прокладками 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-ТАНЕВЫЕ

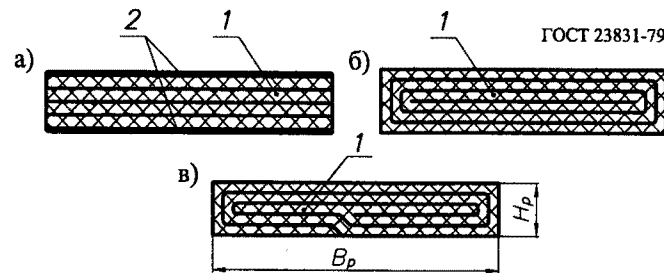


Рис. 2.1.2. Конструкции резинотканевых плоских ремней:

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

### 2. РЕМНИ КОРДШНУРОВЫЕ ПРОРЕЗИНЕННЫЕ

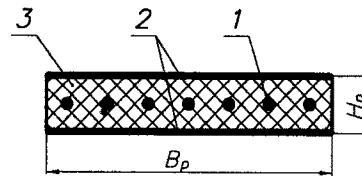


Рис. 2.1.3. Конструкция кордшнуровых плоских ремней: 1 - кордшнуры; 2 - обкладки; 3 - резиновый наполнитель

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

| Ширина $B_p$ , 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

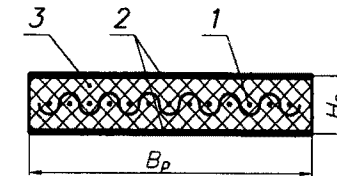


Рис. 2.1.4. Конструкция капроновых плоских ремней с полиамидным покрытием:

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

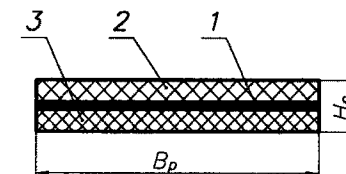


Рис. 2.1.5. Конструкция кордленточных полиамидных плоских ремней:

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

## 2.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

### КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ [16, 32]

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$P_1, P_2$ , кВт;  $n_1, n_2$ , мин<sup>-1</sup>;  $u$ ;  $T_1, T_2$ , Н·м.

Условия работы и расположение передачи.

Межосевое расстояние  $a'$ , мм

(выбирается из компоновки привода).

#### ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

- Сечение ремня =  $f(P_{1p}, l_1)$  (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  $d_1 = f(P_{1p}, n_1)$  (рис. 2.2.2б, рис. 2.2.3б);  $d_1 \geq d_{1\min}$ ;  $d_{1\min}$  (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  $a'_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + H_p$ , ( $a' > a'_{\min}$ ).
- 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  $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a$ .  $c_a = f(\alpha_1)$  (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<sup>-1</sup>  $\nu = v / L_p \leq [\nu]$ .  $[\nu] \leq 40,0$  с<sup>-1</sup> - для ремней мерной длины.
- Число ремней передачи, шт  $z = P_1 c_p / (P_o c_l c_a c_k)$ , где  $P_o$  - мощность, передаваемая одним ремнем, кВт.  $P_o = f(\text{сечение ремня}, d_1, v)$  (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.  $z$  - целое число (табл. 2.2.1). При  $z > z_{\text{рекомендуемого}}$

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

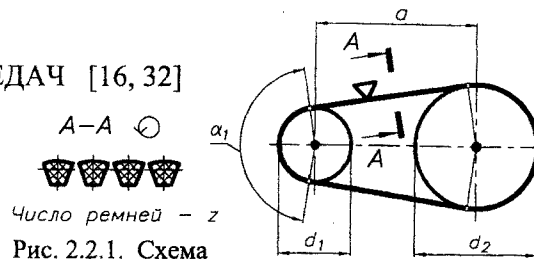


Рис. 2.2.1. Схема и основные размеры клиноременной передачи

- увеличить  $d_1$  или принять большее сечение ремня.
13. 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;  $\varphi = (0,45 \dots 0,55)$  - 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 |
|                            | Г (D)          | 450...2400       | 2...5                   | 27,0        | 32  | 19    | 8,1 |
| Узкие сечения              | УО             | < 150            | 2...4                   | 8,5         | 10  | 8     | 2,0 |
|                            | УА             | 90...400         | 2...4                   | 11,0        | 13  | 10    | 2,8 |
|                            | УБ             | 300...2000       | 2...5                   | 14,0        | 17  | 13    | 3,5 |
|                            | УВ             | > 1500           | 2...5                   | 19,0        | 22  | 18    | 4,8 |

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

ГОСТ 1284.3-96

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

В табл. 2.2.2:

- I - Электродвигатели переменного тока общепромышленного применения, электродвигатели постоянного тока шунтовые, турбины;
- II - Электродвигатели постоянного тока компаундные, ДВС при  $n \geq 600$  мин<sup>-1</sup>;
- III - Электродвигатели переменного тока с повышенным пусковым моментом, электродвигатели постоянного тока серийные, ДВС при  $n < 600$  мин<sup>-1</sup>.

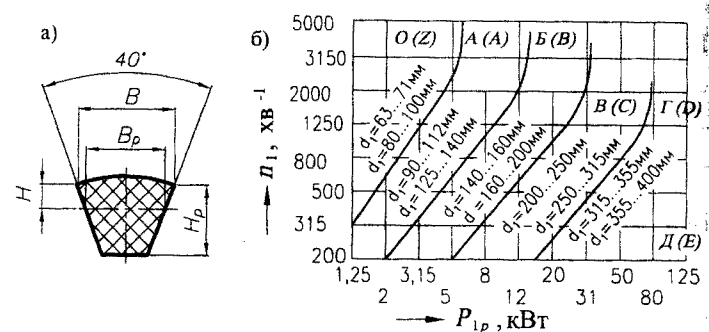


Рис. 2.2.2. Параметры поперечных сечений (а) и диаграмма их выбора (б) для клиновых ремней нормального сечения

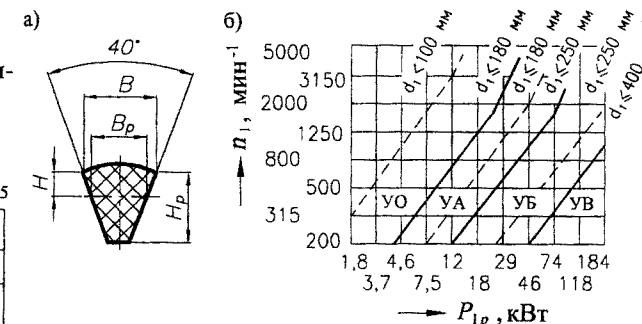


Рис. 2.2.3. Параметры поперечных сечений (а) и диаграмма их выбора (б) для клиновых ремней узкого сечения

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 воздухоудки, 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 воздухоудки 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 $N_{oc}$ , 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          | $c_L = f(\text{сечение ремня}, L_p)$ |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      | 0,85 | 0,87 | 0,90 | 0,92 | 0,94 | 0,97    |
| 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<br>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  $UA$  расчетной длиной  $L_p = 2500$  мм, IV класса:

Ремень  $UA-2500$  IV ГОСТ 1284.1-89

## 2.2.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ [32]

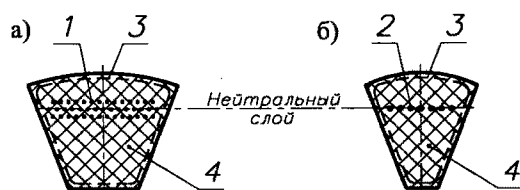


Рис. 2.2.3. Конструкции клиновых ремней:

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 сеченияТабл. 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 |      |      |      |      |      |
|---------------|------------|-------------------------------------------|------|------|------|------|------|
|               |            | 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 |

| 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 |
|               | 71         | 1,20                                      | 1,43 | 1,67 | 1,90 | 2,35 | 2,78 |
| YA            | 90         | 1,30                                      | 1,56 | 1,81 | 2,06 | 2,55 | 3,02 |
|               | 112        | 1,40                                      | 1,67 | 1,94 | 2,22 | 2,74 | 3,24 |
|               | 140        | 1,50                                      | 1,79 | 2,09 | 2,38 | 2,94 | 3,48 |
|               | ≥ 180      | 1,61                                      | 1,92 | 2,24 | 2,54 | 3,14 | 3,72 |
|               | 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 |
| YB            | 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 | 4,23 |
|               | 125        | 2,86                                      | 3,60 | 4,16 | 4,52 | 4,59 | 4,40 |
|               | ≥ 140      | 3,02                                      | 3,82 | 4,40 | 4,79 | 4,85 | 4,62 |
|               | 71         | 3,39                                      | 4,28 | 4,94 | 5,36 | 5,45 | 5,17 |
| YA            | 90         | 2,67                                      | 4,64 | 5,35 | 5,81 | 5,90 | 6,61 |
|               | 112        | 3,94                                      | 4,98 | 5,75 | 6,24 | 6,34 | 6,07 |
|               | 140        | 4,24                                      | 5,35 | 6,16 | 6,70 | 6,80 | 6,52 |
|               | ≥ 180      | 4,52                                      | 5,70 | 6,62 | 7,15 | 7,26 | 6,69 |
|               | 112        | 5,62                                      | 7,10 | 8,20 | 8,90 | 9,04 | 8,60 |
|               | 140        | 6,34                                      | 8,00 | 9,24 | 10,0 | 10,2 | 9,76 |
| YB            | 180        | 7,34                                      | 9,27 | 10,7 | 11,6 | 11,8 | 11,2 |
|               | ≥ 224      | 7,66                                      | 9,80 | 11,3 | 12,3 | 12,5 | 12,0 |

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

### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$P_1, P_2$ , кВт;  $n_1, n_2$ , мин<sup>-1</sup>;  $u$ ;  $T_1, T_2$ , Н·м.

Условия работы передачи.

Межосевое расстояние  $\sigma'$ , 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);  
 $d_1 \geq d_{1\min}$ ;  $d_{1\min}$  (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  $\varepsilon = (0,01 \dots 0,02)$  - коэффициент упругого скольжения.
- Минимальное межосевое расстояние, мм  
 $\sigma'_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + H_p$ , ( $\sigma' > \sigma'_{\min}$ ).
- 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  $L_p \geq L_p'$  (табл. 2.2.6 и табл. 2.3.1).
- Межцентровое расстояние, мм  $\sigma = \sigma' + 0,5(L_p - L_p')$ .
- 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 | $d_{1\min}$ , мм | Число ребер, $z$ , шт. | $t_p$ | Размеры сечения, мм |     |       |       |       | Длина ремней $L_p$ , мм |
|---------------|----------------|------------------|------------------------|-------|---------------------|-----|-------|-------|-------|-------------------------|
|               |                |                  |                        |       | $H_p$               | $H$ | $h_p$ | $R_1$ | $R_2$ |                         |
| 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<sup>-1</sup>  $\nu = v / L_p \leq [\nu]$ .  
[ $\nu$ ] ≤ 40,0 с<sup>-1</sup> - для ремней мерной длины.
- Угол обхвата ремнем ведущего шкива, град  
 $\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1) / \sigma$ .  
Значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата на ведущем шкиве,  $c_\alpha = f(\alpha_1^\circ)$  (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  $\Delta T_1$  - поправка к моменту на быстроходном валу, Н·м (табл. 2.3.2).
- Допускаемая мощность для 10 ребер, кВт  
[ $P_{10}$ ] = ( $[P_{10}]_0 c_\alpha c_L + \Delta P_1$ )  $c_p$ ,  
где [ $P_{10}$ ]<sub>0</sub> - 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  $F = 2 F_0 \sin(\alpha_1^\circ / 2)$ ,  
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  
 $F_{\max} \approx 1,3 F$ .

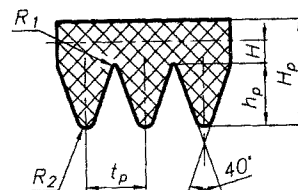


Рис. 2.3.2. Параметры поперечного сечения поликлиновых ремней

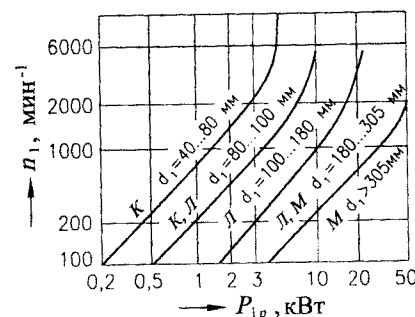


Рис. 2.3.3. Диаграмма для выбора сечения =  $f(P_{1p}, n_1)$  поликлинового ремня

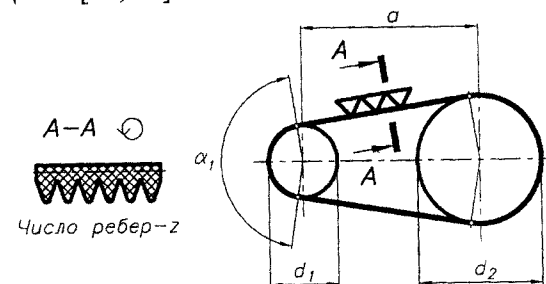


Рис. 2.3.1. Схема и основные размеры поликлиновой передачи

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

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

Табл. 2.3.3. Значения коэффициента  $c_L$ , учитывающего длину ремня

| $L_p / L_6$ | 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 | 1,1 |

### 2.3.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ПОЛИКЛИНОВЫХ РЕМЕНЕЙ [32]

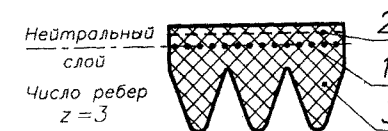


Рис. 2.3.4. Конструкция поликлиновых ремней:  
1 - кордткань; 2 - обкладка; 3 - наполнитель (резина)

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 | -    |               |            |                                                  |      |      |      |      |      |      |      |

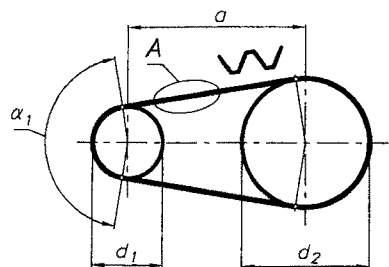
ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ поликлинового ремня сечения Л(L) расчетной длиной  $L_p = 2500$  мм: Ремень Л(L)-2500 ТУ 38-205763-84

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

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

 $P_1, P_2$ , кВт;  $n_1, n_2$ , мин<sup>-1</sup>;  $u$ ;  $T_1, T_2$ , 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

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

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

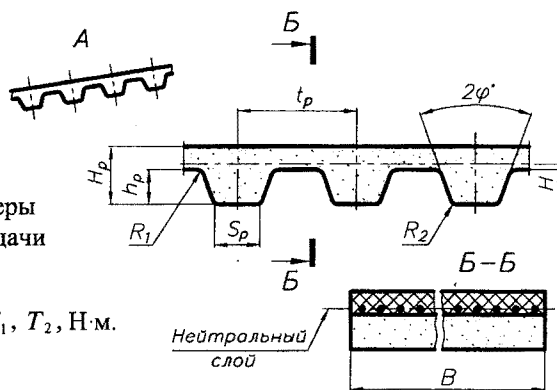


Рис. 2.4.2. Параметры зубчатого ремня с трапецидальными зубьями

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

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

$$a'_{\min} = 0,55 (d_1 + d_2) + H_p, \quad (a' \geq a'_{\min}). \quad H_p - \text{(табл. 2.4.1).}$$

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  $z_2 > z_1$   $a = [2 z_p - (z_2 + z_1)] f_2 t_p$ ,  
 где  $f_2$  - коэффициент (табл. 2.4.3).

11. Угол обхвата ремнем ведущего шкива, град.

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

12. Число зубьев на дуге обхвата, шт

$$z_{o1} = z_1 \alpha_1^\circ / 360^\circ \quad (z_0 = 3 \dots 15).$$

13. Ширина ремня, мм  $B_p = P_1 c_p / (P_t z_{o1})$ ,

где  $c_p$  - коэффициент, учитывающий дина-

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

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

Учет количества зубьев на дуге обхвата при  $z_{o1} \leq 6$  производится следующим образом: если  $z_{o1}$  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.

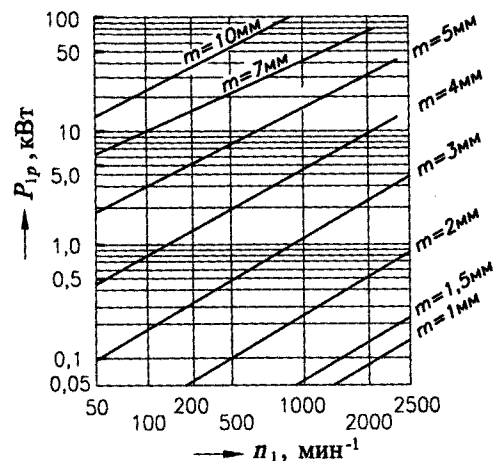


Рис. 2.4.3. Диаграмма для выбора модуля зубчатого ремня

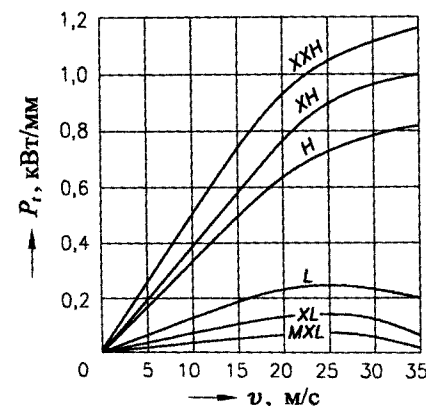


Рис. 2.4.4. Мощность, передаваемая одним зубом ремня шириной 1 мм в стандартном режиме

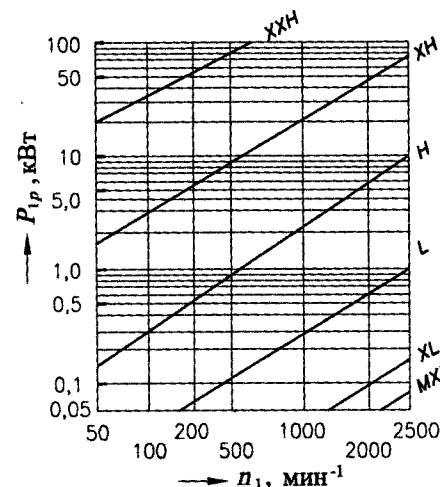


Рис. 2.4.5. Диаграмма для выбора шага зубьев зубчатого ремня

## 2.4.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ [32]

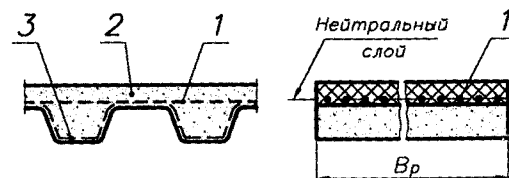


Рис. 2.4.6. Конструкция зубчатого ремня с трапецидальными зубьями: 1 - кордшнур (металлокорд или углеродное волокно); 2 - тело ремня (маслостойкая резина, пластмасса); 3 - тканевая обкладка (для ремней, изготавливаемых методом прессования)

Табл. 2.4.2. Минимальное число зубьев ведущего шкива  $z_1$

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

\* Ремень с металлокордом 5Л115, 7Л12.

\*\* Ремень с металлокордом 15Л115, 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<br>118 120 122 123 125...130 132 134 139...145 147 150 155 160 165 170 175 180 184 190 195 200 210 212<br>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<br>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<br>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<br>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<br>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<br>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.

$$2.5.2) \quad D_{cm} = (1,6 \dots 2,0) d_{вол.},$$

$$L_{cm} = (1,5 \dots 2,0) d_{вол.}$$

- Тип посадочных отверстий (рис. 2.5.1).  
Посадка цилиндрического отверстия – H7.
- Шероховатость поверхностей:
  - отверстие в ступице –  $Ra=1,6 \dots 3,2$ ;
  - боковые поверхности ступицы – на класс ниже шероховатости обработки отверстия.
- Допуски формы и расположения поверхностей:
  - осевое биение ступицы  $\square$   
при  $L_{cm}/d_{вол.} \leq 1$  (табл. 2.5.1 и рис. 2.5.2).  
при  $L_{cm}/d_{вол.} > 1$  Ип увеличить на (40...50)%.

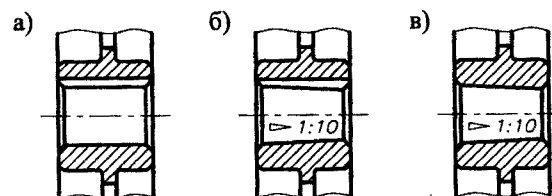


Рис. 2.5.1. Посадочные отверстия шкивов:  
а) цилиндрическое со шпонкой; б) коническое со шпонкой; в) коническое без шпонки

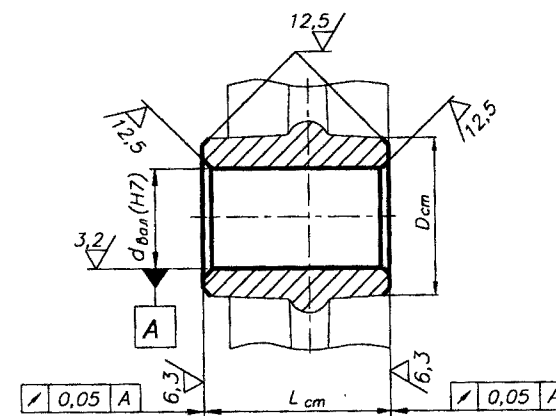


Рис. 2.5.2. Размеры ступиц шкивов (колес, звездочек)

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,  
 $e = 0,004(B_{cm} + 0,5d) + 4$  мм – для шкивов сварных.
- 2.4. Выполнение рабочей поверхности обода:
  - поверхность цилиндрическая (рис. 2.5.3а),
  - поверхность выпуклая (рис. 2.5.3б и табл. 2.5.4),
  - поверхность цилиндрическая с двойной конусностью (рис. 2.5.3в).Выпуклость обычно предусматривается на большем шкиве.  
При  $u=1$  выпуклым выполняется ведомый шкив.  
При  $u > 25$  м/с выпуклыми выполняются оба шкива.
- 2.5. Высота ребра  $S \approx e$ , мм.

3. К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЗМЕРОВ ШКИВОВ ДИСКОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

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

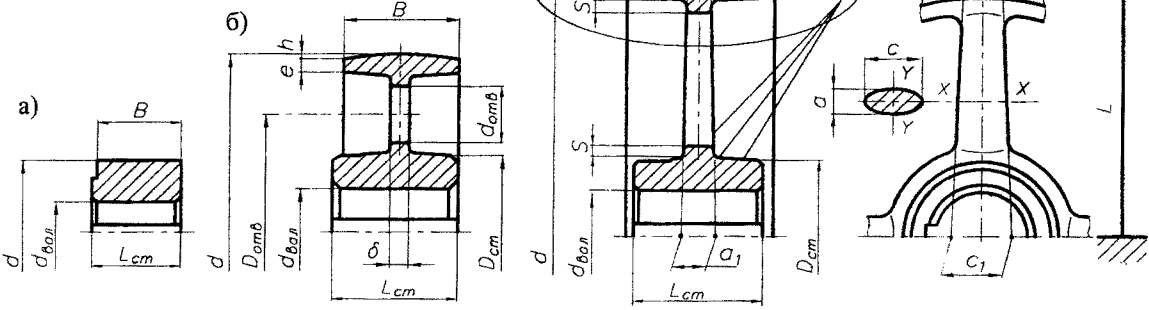
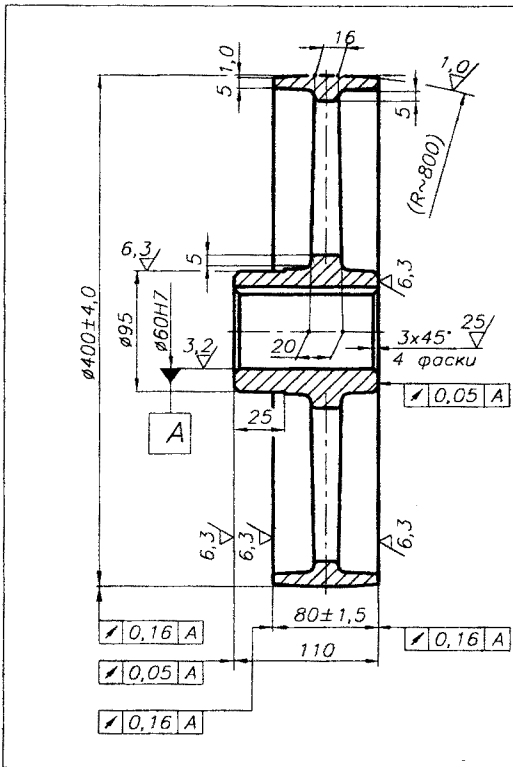


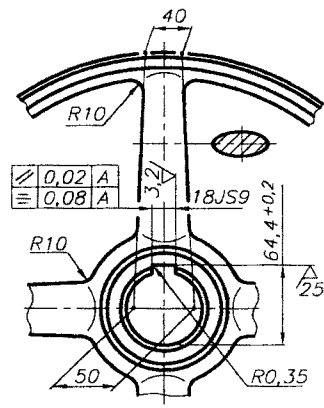
Рис. 2.5.3. Конструкции шкивов:  
а) монолитная, обод цилиндрический; б) с диском, обод выпуклый;  
в) со спицами, обод цилиндрический с двойной конусностью

Рис. 2.5.4



4. К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЗМЕРОВ ШКИВОВ СО СПИЦАМИ

- 1. Число спиц  $n_{cn} = (1/6 \dots 1/7)\sqrt{d}$  ( $n_{cn} \geq 3$ ),  $n_{cn}$  – целое число.
- 2. Размеры спиц эллиптического сечения (при расчетном числе спиц  $n'_{cn} = n_{cn}/3$ , при  $a/c = 0,4$ ,  $W_y - y = 0,1a \cdot c^2$ ,  $[\sigma]_u = 30 \text{ МПа}$ )  
 $F = 2T/(dn'_{cn}); L = 0,5d; M_u = FL;$   
 $c_1 = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0,013 n_{cn} [\sigma]_u}}$  мм,  
где  $T$  – крутящий момент на колесе, Н·м.  
Тогда  $c_2 = 0,8c_1; a_1 = 0,4c_1; a_2 = 0,8a_1$ .  
( $c_1, c_2, a_1, a_2$  – целые числа).



- 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  $\nabla$  –  $\pm 0,5IT16$

КП ДМ МС12а.02.05.04

и № ак.м. По п. ит. асса см  
ШКИВ 7 400.60 у 1:2  
СЧ 20 БНТУ  
ГОСТ 1412–85 Кафедра ДМ и ПТ

Табл. 2.5.2. Рекомендации для выбора конструкции шкива

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

Табл. 2.5.3. Стандартные ширины обода шкивов  $B$ , мм ГОСТ 17383-7

| 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,  |                               |  |
| 25                 | 32 ± 1,0 | 80                            | 90 ± 1,5  | 160                | 180 ± 2,  |                               |  |
| 32                 | 40 ± 1,0 | 90                            | 100 ± 1,5 | 180                | 200 ± 2,0 |                               |  |
| 40                 | 50 ± 1,0 | 100                           | 112 ± 1,5 | 200                | 224 ± 2,0 |                               |  |
| 50                 | 63 ± 1,0 | 112                           | 125 ± 1,5 | 224                | 250 ± 2,0 |                               |  |
| 63                 | 71 ± 1,0 | 125                           | 140 ± 1,5 | 250                | 280 ± 2,0 |                               |  |

### 3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

- посадочное отверстие ступицы (2.5.2).

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

ГОСТ 17383-73

|                                           |               |               |                    |               |              |           |
|-------------------------------------------|---------------|---------------|--------------------|---------------|--------------|-----------|
| Диаметр $d$                               | 40            | 45, 50        | 56, 63             | 71, 80        | 90, 100, 112 | 125       |
| Отклонение $d$                            | $\pm 0,5$     | $\pm 0,6$     | $\pm 0,8$          | $\pm 1,0$     | $\pm 1,2$    | $\pm 1,6$ |
| 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           |                    |               |              |           |
| $180 \leq B \leq 200$ мм                  | 1,2           | 1,5           | 2,0                | 2,0           | 2,0          |           |
| $224 \leq B$ 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 - ✓

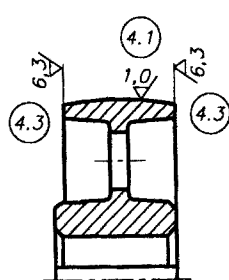


Рис. 2.5.5. Шероховатость поверхностей шкивов

### 5. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

#### ПОВЕРХНОСТЕЙ ШКИВОВ

- 5.1. Допуск осевого биения  $\nabla$  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  $\nabla$  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 -  $\pm 0,5 IT14$ .

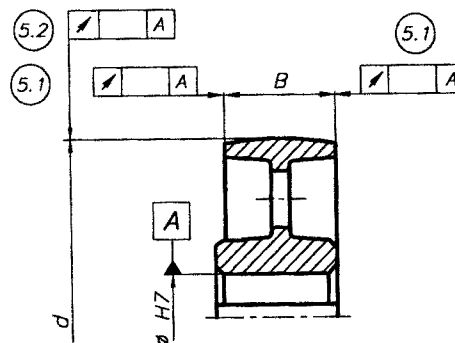


Рис. 2.5.6. Отклонения формы и расположения поверхностей шкивов

Табл. 2.5.5. Допуски радиального и осевого биения поверхностей обода

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

### 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  $d_{\text{вал}}$ , 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<br>нормальн.<br>ремня | Конструкция шкива при $d$ , мм |           |            | Размеры профиля канавок, мм, для ремней сечения<br>нормального |       |     |                |                                                           |            |      | Сечение<br>узкого<br>ремня |
|-------------------------------|--------------------------------|-----------|------------|----------------------------------------------------------------|-------|-----|----------------|-----------------------------------------------------------|------------|------|----------------------------|
|                               | монолитная                     | с диском  | со спицами | размеры общие                                                  |       |     |                | узкого                                                    |            |      |                            |
| $b_{\min}$                    |                                |           |            | $h_{\min}$                                                     | $B_p$ | $t$ | $f$            | $b_{\min}$                                                | $h_{\min}$ |      |                            |
| $O (Z)$                       | 63...90                        | 80...160  | $\geq 180$ | 2,5                                                            | 7,0   | 8,5 | 12,0 $\pm$ 0,3 | 8,0 $\pm$ 1,0                                             | 2,5        | 10,0 | УО                         |
| $A (A)$                       | 90...100                       | 112...200 | $\geq 224$ | 3,3                                                            | 8,7   | 11  | 15,0 $\pm$ 0,3 | 10,0                                                      | 3,0        | 13,0 | УА                         |
| $B (B)$                       | -                              | 125...250 | $\geq 280$ | 4,2                                                            | 10,8  | 14  | 19,0 $\pm$ 0,4 | 12,5 $\begin{smallmatrix} +2,0 \\ -1,0 \end{smallmatrix}$ | 4,0        | 17,0 | УБ                         |
| $B (C)$                       | -                              | 200...355 | $\geq 400$ | 5,7                                                            | 14,3  | 19  | 25,5 $\pm$ 0,5 | 17,0                                                      | 5,3        | 19,0 | УВ                         |
| $\Gamma (D)$                  | -                              | 315...400 | $\geq 450$ | 8,1                                                            | 19,9  | 27  | 37,0 $\pm$ 0,6 | 24,0 $\begin{smallmatrix} +3,0 \\ -1,0 \end{smallmatrix}$ |            |      |                            |

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

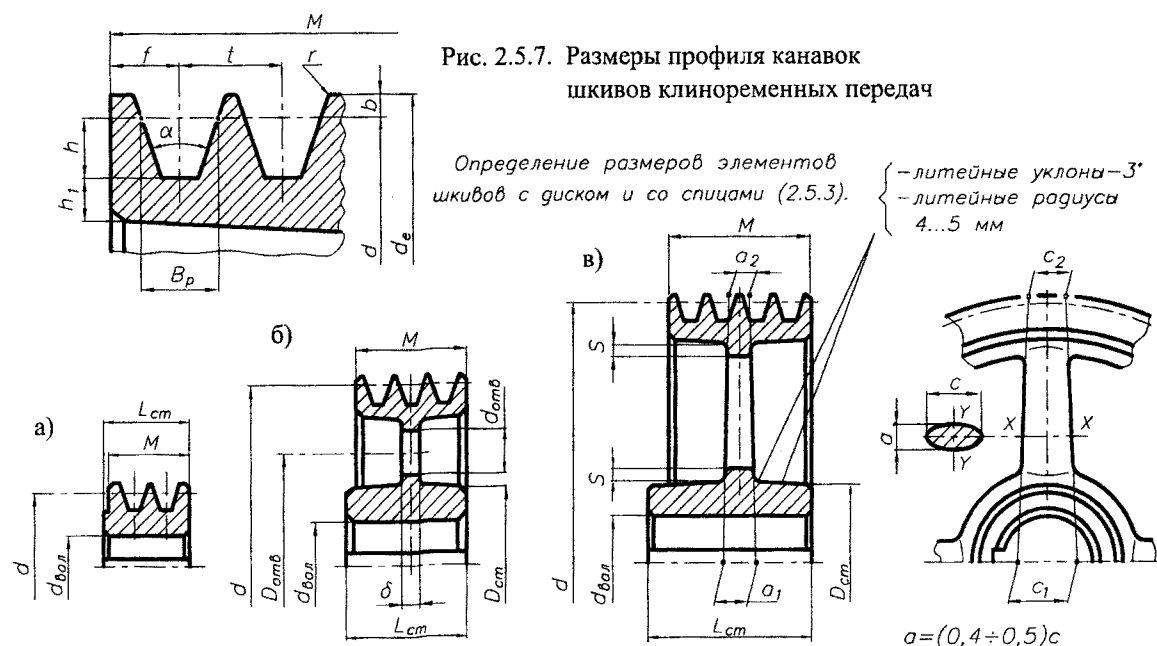


Рис. 2.5.8. Конструкции шкивов:

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  $d_{\text{вал}} = 28$  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

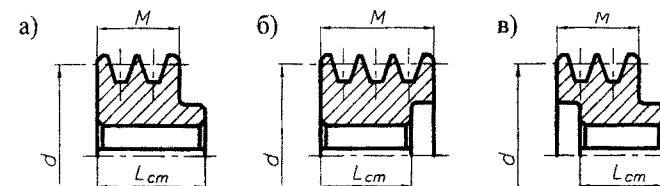


Рис. 2.5.9. Конструкции монолитных шкивов (ГОСТ 20889-88):

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

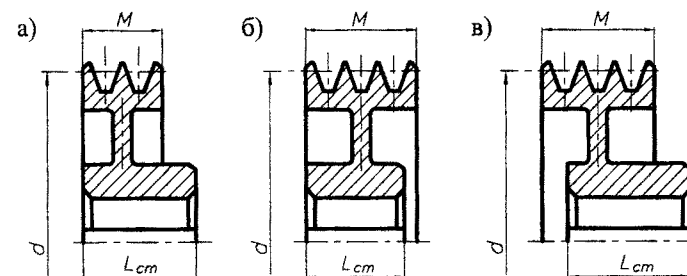


Рис. 2.5.10. Конструкции шкивов с диском и ступицей (ГОСТ 20889-88):

- 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

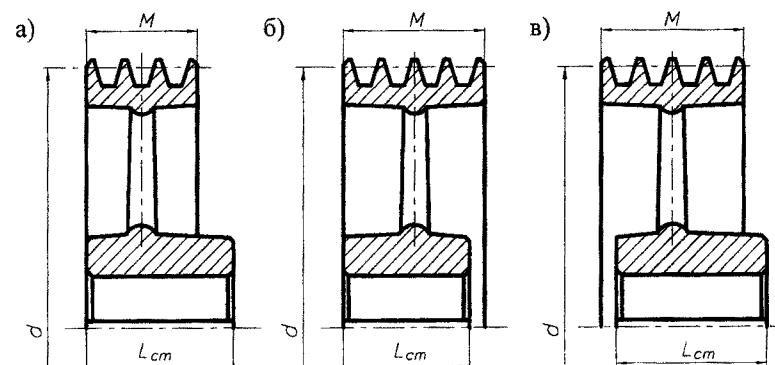


Рис. 2.5.11. Конструкции шкивов со спицами и ступицей (ГОСТ 20889-88):

- 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



## 6. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНОГО ДИАМЕТРА ШКИВА $d$

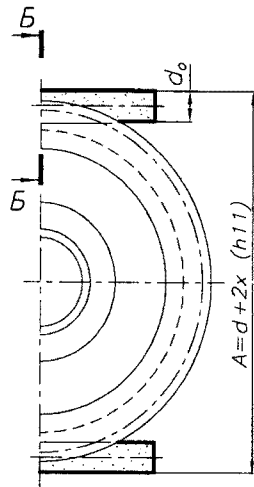


Табл. 2.5.10. Данные для проверки  
расчетного диаметра шкива  $d$

ГОСТ 20889-88

| Сечение<br>ремня | $d_o$                  | $x$ | $A$      | Сечение<br>ремня | $d_o$                  | $x$  | $A$      |
|------------------|------------------------|-----|----------|------------------|------------------------|------|----------|
|                  | мм                     |     |          |                  | мм                     |      |          |
| $O (Z)$          | 9,0 <sub>-0,009</sub>  | 6,0 | $A(h11)$ | $B (C)$          | 20,0 <sub>-0,013</sub> | 13,1 | $A(h11)$ |
| $A (A)$          | 11,6 <sub>-0,011</sub> | 7,6 | $A(h11)$ | $\Gamma (D)$     | 28,5 <sub>-0,013</sub> | 18,8 | $A(h11)$ |
| $B (B)$          | 14,7 <sub>-0,011</sub> | 9,6 | $A(h11)$ |                  |                        |      |          |

## 7. БАЛАНСИРОВКА ШКИВОВ (2.5.3 п. 6)

Рис. 2.5.17. Схема для определения  
расчетного диаметра шкива  $d$

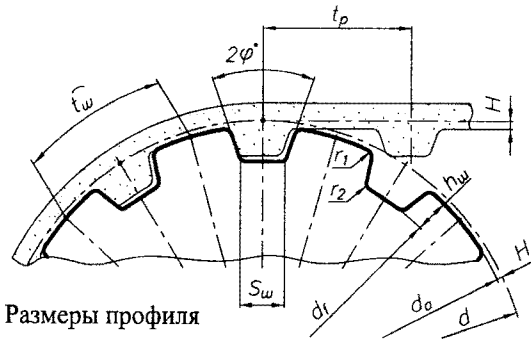


Рис. 2.5.19. Размеры профиля  
межзубой впадины

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

ТУ 38-05114-76

| $m$ ,<br>мм | $t_p$ ,<br>мм | Размеры профиля межзубой впадины, мм |           |     |          |          |        |
|-------------|---------------|--------------------------------------|-----------|-----|----------|----------|--------|
|             |               | $S_w$                                | $h_w$     | $H$ | $r_1$    | $r_2$    | $2φ°$  |
| 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° |

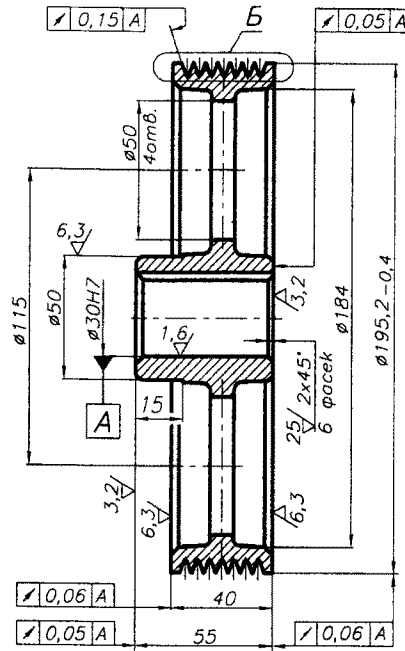
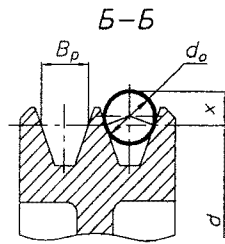


Рис. 2.5.18

## 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:

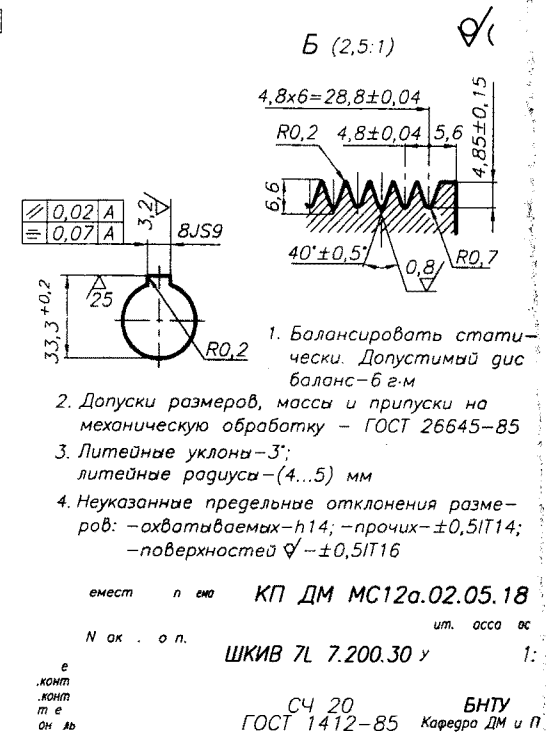
1. МАТЕРИАЛ ШКИВА И РАЗМЕРЫ СТУПИЦЫ  
(2.5.1 и 2.5.2).

2. КОНСТРУКЦИЯ И РАЗМЕРЫ ШКИВА

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

2.2. Размеры профиля межзубой впадины  
(табл. 2.5.11 и рис. 2.5.19).

2.3. Делительный диаметр зубьев, мм  
(по оси кордшнура)  $d = mz$ .



2.4. Диаметр вершин зубьев шкива, мм  
 $d_o = d - 2H + k$ ,  
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 5 |
|----------|-------|-------|--------|--------|--------|------|
| $k$ , мм | 0,08  | 0,10  | 0,12   | 0,13   | 0,15   | 0,1  |

2.5. Диаметр впадин зубьев шкива, мм  
 $d_i = d_o - 2h_w$ .

2.6. Шаг по диаметру вершин зубьев, мм  
 $t_w = \pi d_o / z$ .

- 2.7. Ширина обода шкива, мм  
 $B_w = B_p + m$ .
- 2.8. Толщина обода шкива  $\delta_w$ , мм  
 $\delta_w = (1,5m + 2) \geq 6$  мм.

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

### 3. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ МЕЖЗУБОЙ ВПАДИНЫ (рис. 2.5.20)

### 4. ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ МЕЖЗУБОЙ ВПАДИНЫ

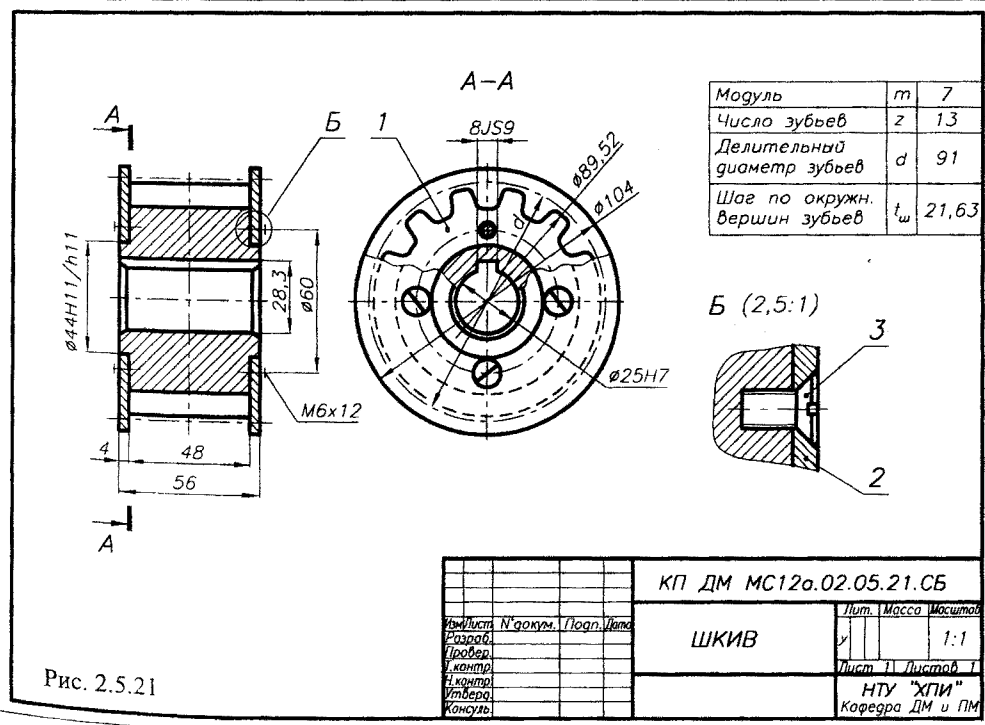
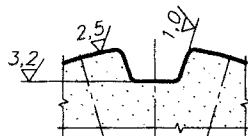
Табл. 2.5.13. Допуски формы и расположения межзубой впадины, мкм

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

Высота реборд  $a$ , мм  
 $a = m$  (для  $m \leq 7$  мм);  $a = 8$  мм (для  $m > 7$  мм).

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

Рис. 2.5.20.  
 Шероховатость  
 поверхностей  
 межзубой впадины



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

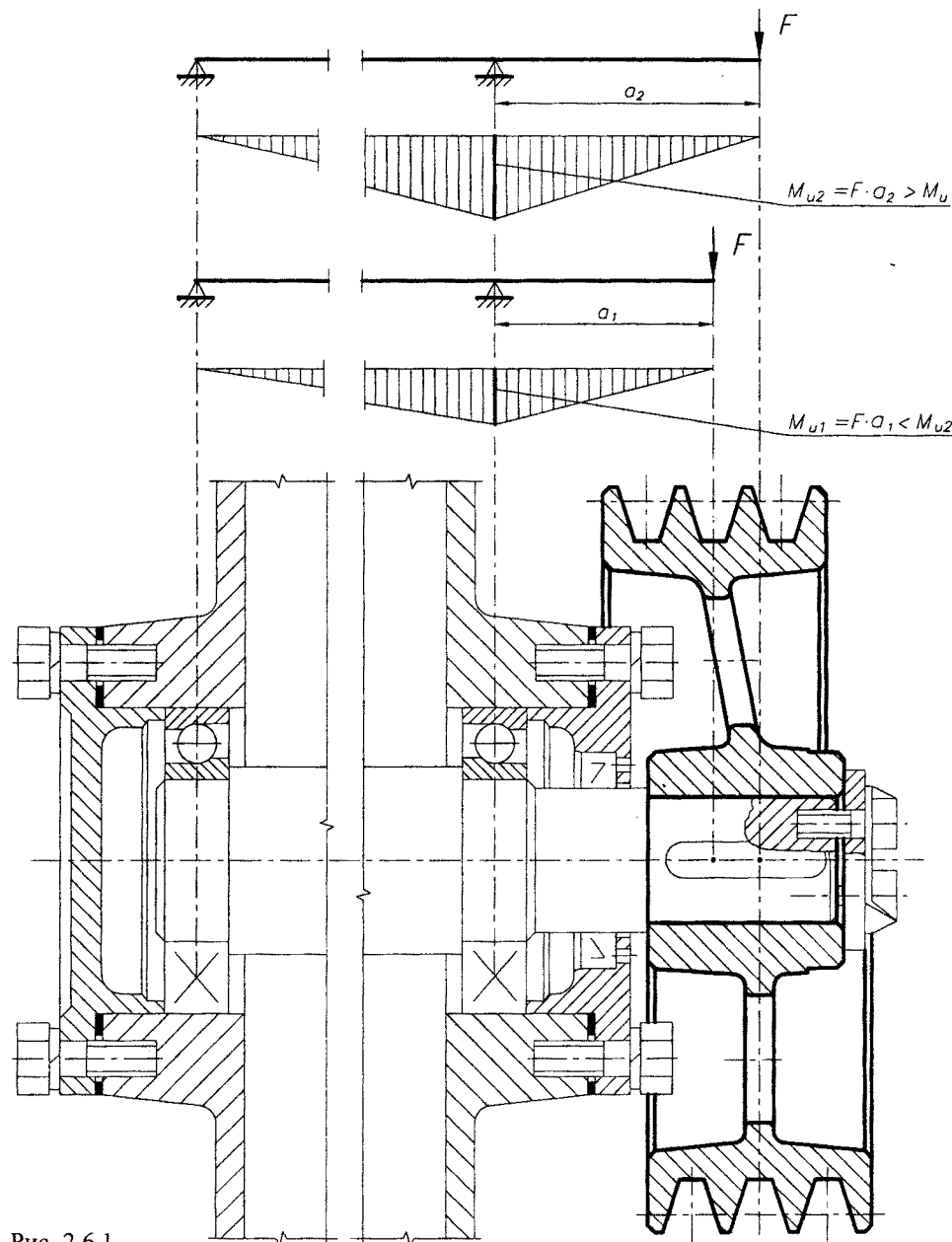


Рис. 2.6.1

2.7. КОНСТРУКЦИЯ ШКИВА,  
РАЗГРУЖАЮЩАЯ ВАЛ ОТ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

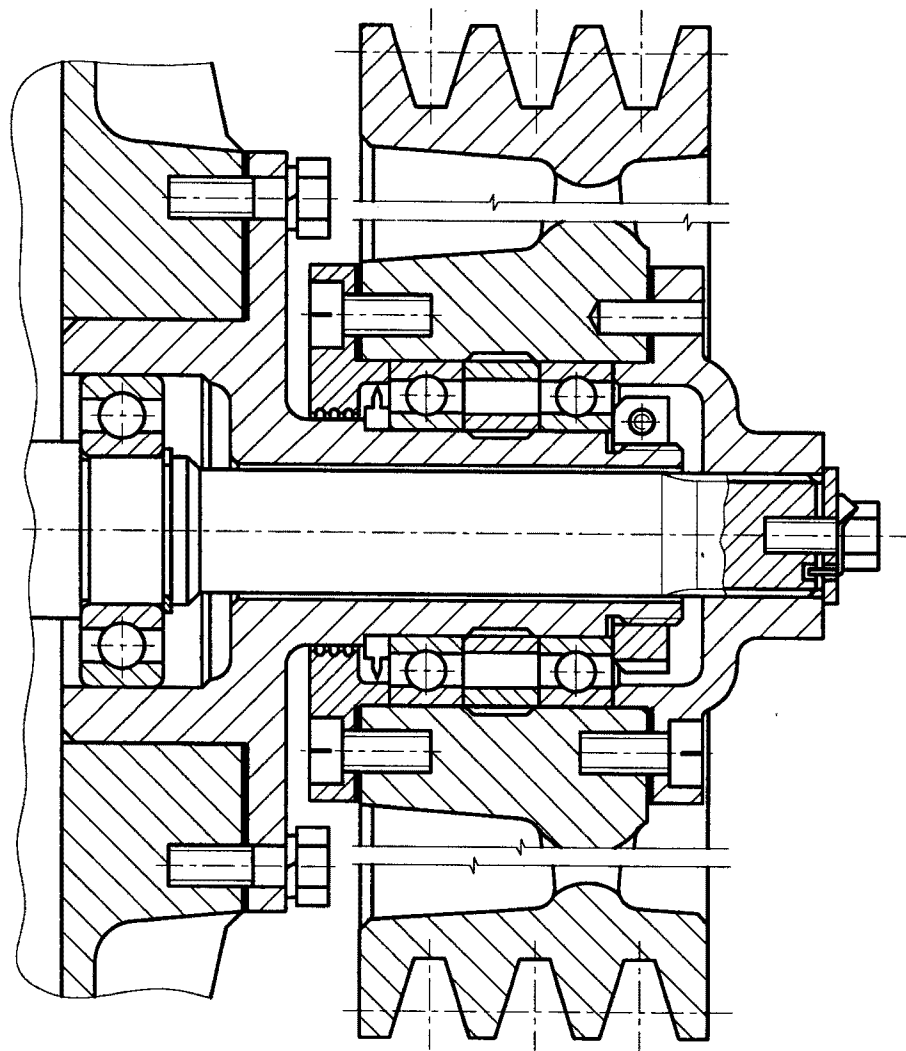


Рис. 2.7.1а

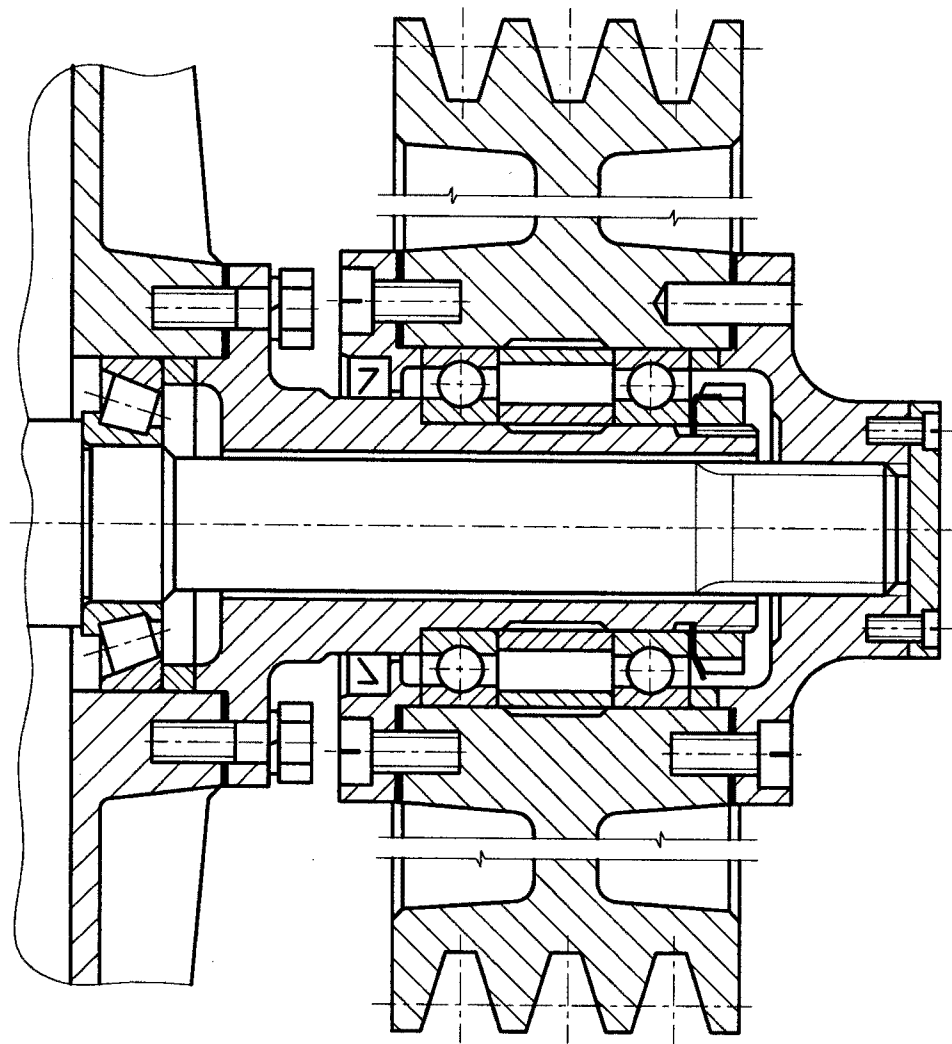


Рис. 2.7.1б

12.5 (✓)

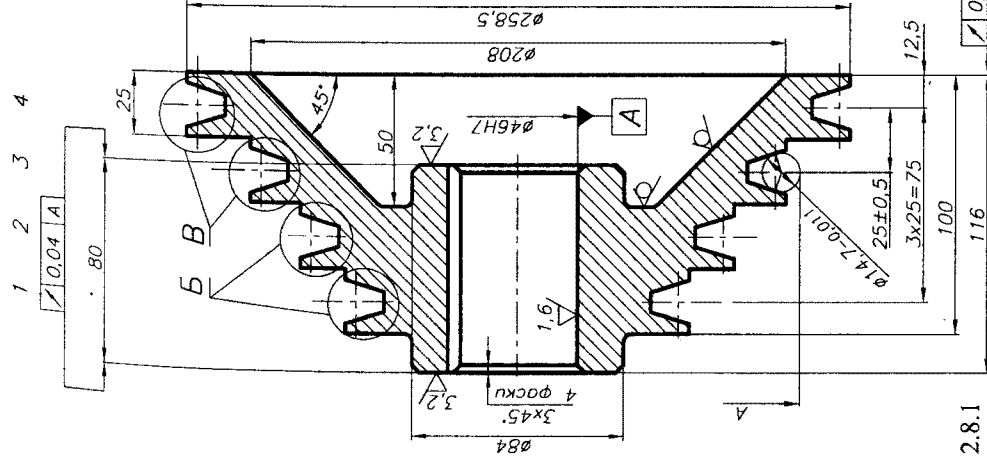
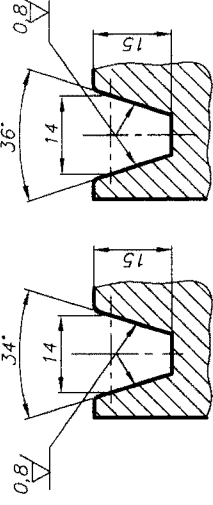
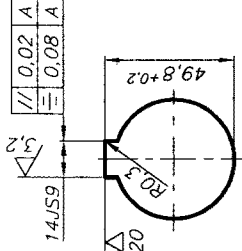


Рис. 2.8.1

| Канавка             | 1          | 2          | 3          | 4          |
|---------------------|------------|------------|------------|------------|
| d, мм               | Ø125-0.25  | Ø160-0.25  | Ø200-0.29  | Ø250-0.29  |
| d <sub>в</sub> , мм | Ø133.5     | Ø168.5     | Ø208.5     | Ø258.5     |
| A, мм               | 144.2-0.25 | 179.2-0.25 | 219.2-0.29 | 269.2-0.29 |
| Δ1, мм              | 0.04       | 0.04       | 0.06       | 0.06       |
| Δ2, мм              | 0.04       | 0.05       | 0.05       | 0.05       |

Б (2:1) В (2:1)



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

|                 |       |                |
|-----------------|-------|----------------|
| КП              | ДМ    | МС12а.02.08.01 |
| Лит.            | Масса | Материал       |
| ШКИВ            |       |                |
| СЧ 20           |       |                |
| ГОСТ 1412–85    |       |                |
| БНТУ            |       |                |
| Кафедра ДМ и ПМ |       |                |

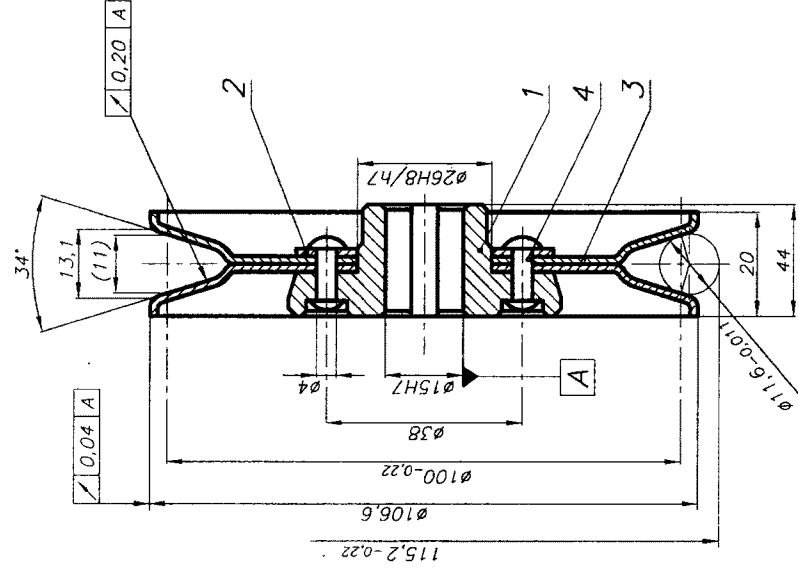


Рис. 2.8.2

Балансировать статически. Допустимый дисбаланс—3 г·м

|                 |       |                   |
|-----------------|-------|-------------------|
| КП              | ДМ    | МС12а.02.08.02.05 |
| Лит.            | Масса | Материал          |
| ШКИВ            |       |                   |
| СЧ 20           |       |                   |
| ГОСТ 1412–85    |       |                   |
| БНТУ            |       |                   |
| Кафедра ДМ и ПМ |       |                   |

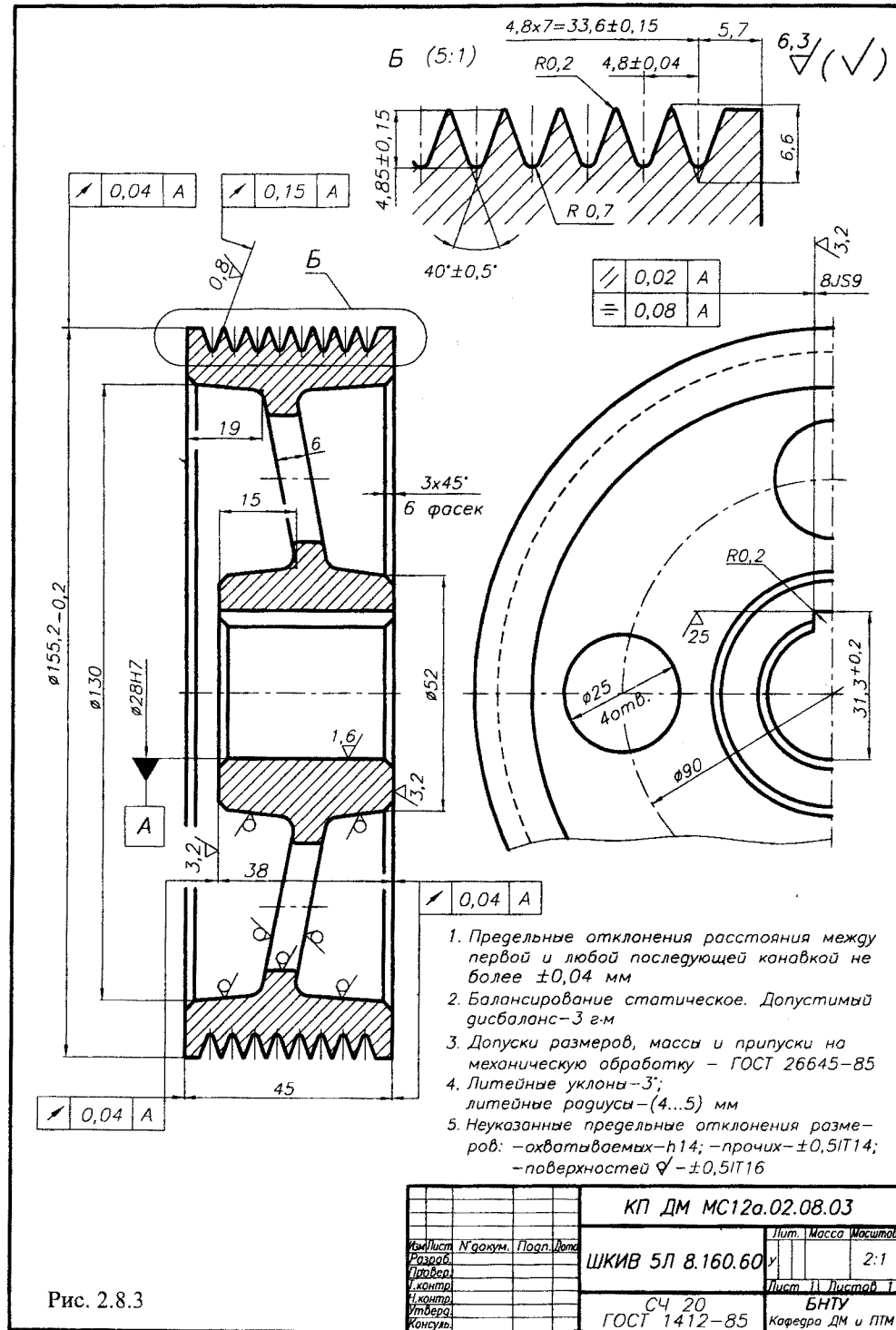
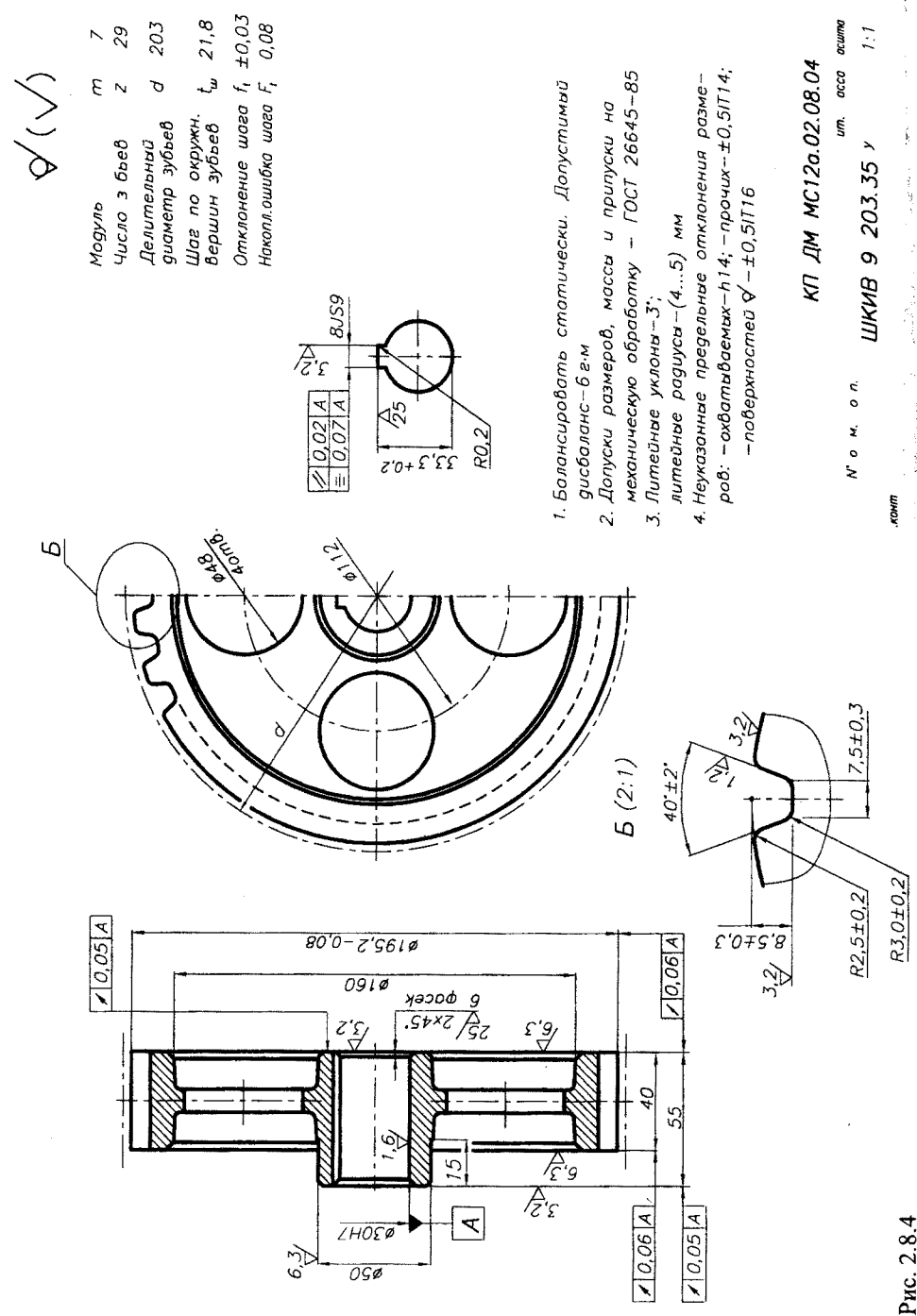


Рис. 2.8.3



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

Натяжные устройства ременных передач разделяются на устройства:

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

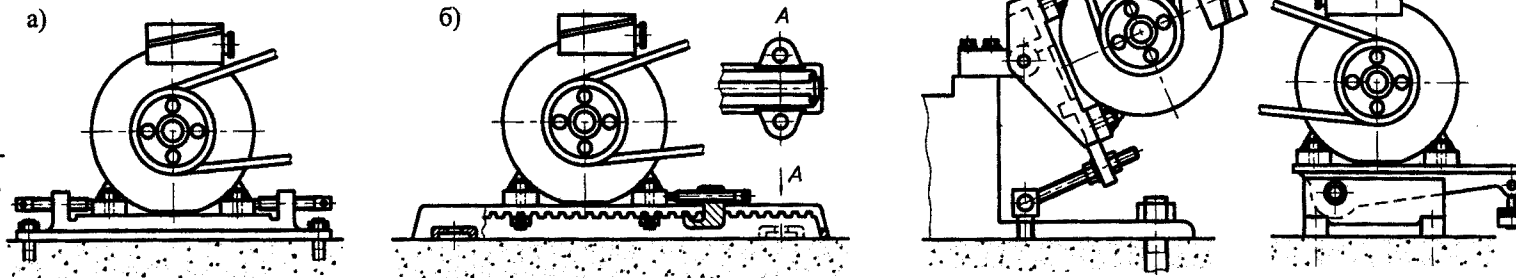


Рис. 2.9.1. Натяжные устройства ременных передач:

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

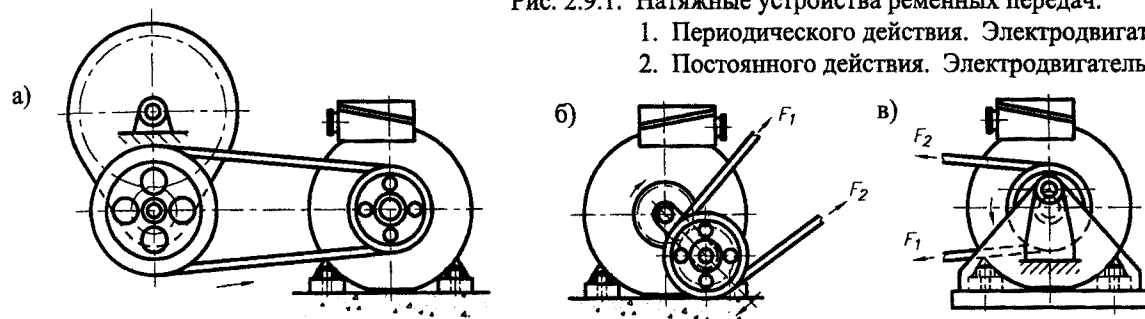


Рис. 2.9.2. Натяжные устройства ременных передач автоматического действия

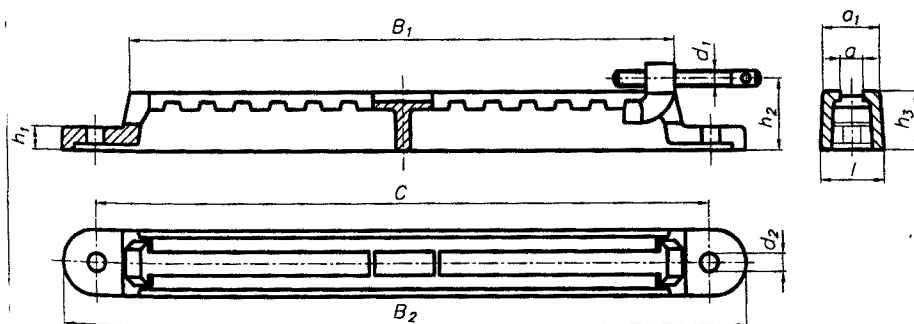


Рис. 2.9.3. Салазки для установки электродвигателя (табл. 2.9.1)

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

| Тип | Размеры, мм |       |       |       |     |       |       |       |       |       |     | Масса комплекта, кг | Болты крепления двигателя |
|-----|-------------|-------|-------|-------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-----|---------------------|---------------------------|
|     | $a$         | $a_1$ | $B_1$ | $B_2$ | $C$ | $d_1$ | $d_2$ | $h_1$ | $h_2$ | $h_3$ | $l$ |                     |                           |
| С-3 | 16          | 38    | 370   | 440   | 410 | M12   | 12    | 15    | 44    | 36    | 42  | 3,8                 | M10x35                    |
| С-4 | 18          | 45    | 430   | 540   | 470 | M12   | 14    | 18    | 55    | 45    | 50  | 5,3                 | M12x40                    |
| С-5 | 25          | 65    | 570   | 670   | 620 | M16   | 18    | 22    | 67    | 55    | 72  | 12,5                | M16x55                    |
| С-6 | 25          | 65    | 630   | 770   | 720 | M16   | 18    | 26    | 74    | 60    | 75  | 17,5                | M16x60                    |
| С-7 | 30          | 90    | 770   | 930   | 870 | M20   | 24    | 30    | 88    | 70    | 105 | 31,0                | M20x75                    |

## 2.10. МОНТАЖНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

1. Мах прогиб ветви ремня, мм  $f=1,55a/100$  под действием усилия  $F$ , Н:
  - для нового ремня  $F=(1,3F_0+c)/16$ ;
  - 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).

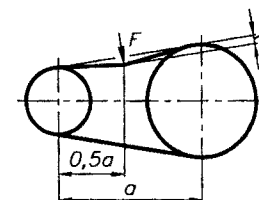


Рис. 2.10.1. Схема для определения прогиба ветви ремня

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

## 2.11. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ НА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМАХ

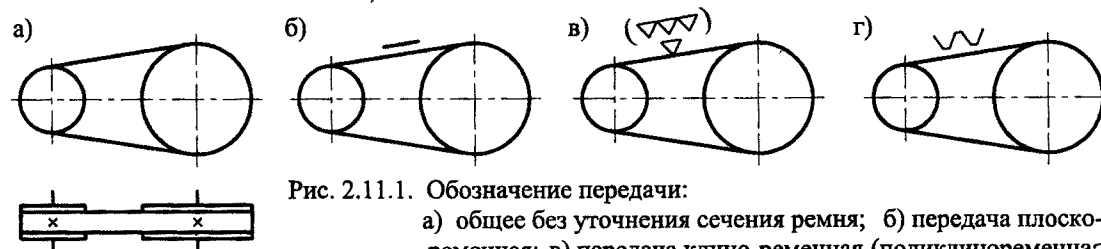


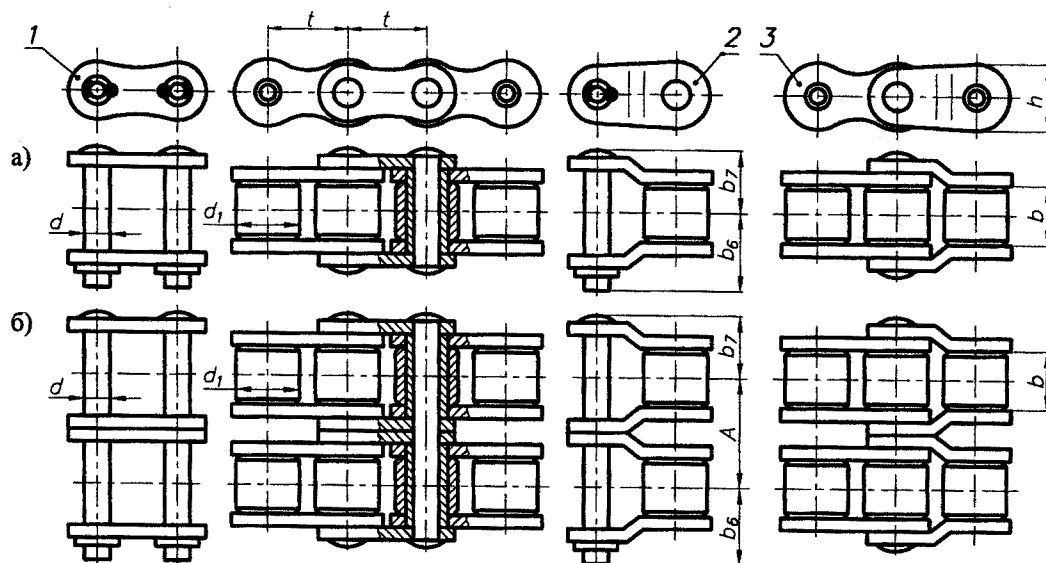
Рис. 2.11.1. Обозначение передачи:

- а) общее без уточнения сечения ремня;
- б) передача плоскоременная;
- в) передача клиноременная (поликлиноременная);
- г) передача зубчатая

### 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 <sup>2</sup> | Разрушающая сила F, кН |      |      |     | Масса m, кг/м |      |      |      |
|------------------------|-------------|-------|----------------|-------|----------------|----------------|-------|------|--------------------|------------------------|------|------|-----|---------------|------|------|------|
|                        | t           | d     | d <sub>1</sub> | b     | b <sub>6</sub> | b <sub>7</sub> | A     | h    |                    | ПР<br>ПРА              | 2ПР  | 3ПР  | 4ПР | ПР<br>ПРА     | 2ПР  | 3ПР  | 4ПР  |
| 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, мм<sup>2</sup>.

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

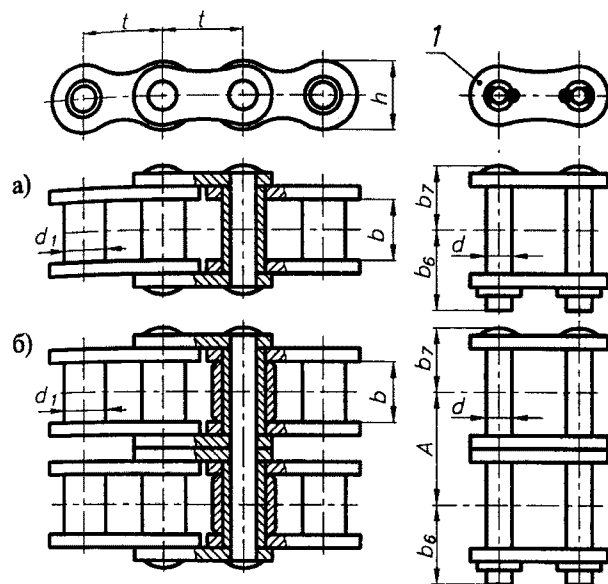


Рис. 3.1.2. Цепи приводные втулочные:  
а) типа ПВ; б) типа 2ПВ;  
1 - звено соединительное

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

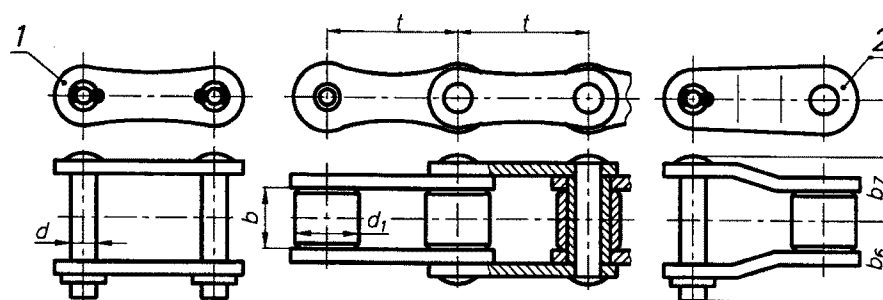


Рис. 3.1.3. Цепь приводная роликовая длиннорычужная типа ПРД:  
1 - звено соединительное; 2 - звено переходное

#### 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 роликовой длиннорычужной шага 38,1 мм с разрушающей нагрузкой 3180 даН:  
Цепь ПРД-38,1-3180 ГОСТ 13568-75
- цепи приводной роликовой 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

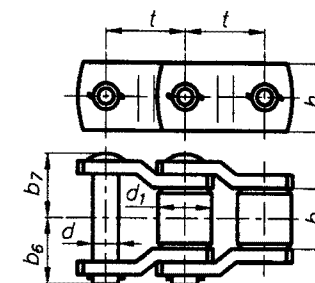


Рис. 3.1.4. Цепь приводная роликовая с изогнутыми пластинами типа ПРИ

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

| Обозначение цепи | Размеры, мм |       |                |       |                |                |       |      | S, мм <sup>2</sup> | Разрушающая сила F, кН | Масса m, кг/м |
|------------------|-------------|-------|----------------|-------|----------------|----------------|-------|------|--------------------|------------------------|---------------|
|                  | t           | d     | d <sub>1</sub> | b     | b <sub>6</sub> | b <sub>7</sub> | A     | h    |                    |                        |               |
| 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, мм<sup>2</sup>.

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

3.2. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ГОСТ 13552-81

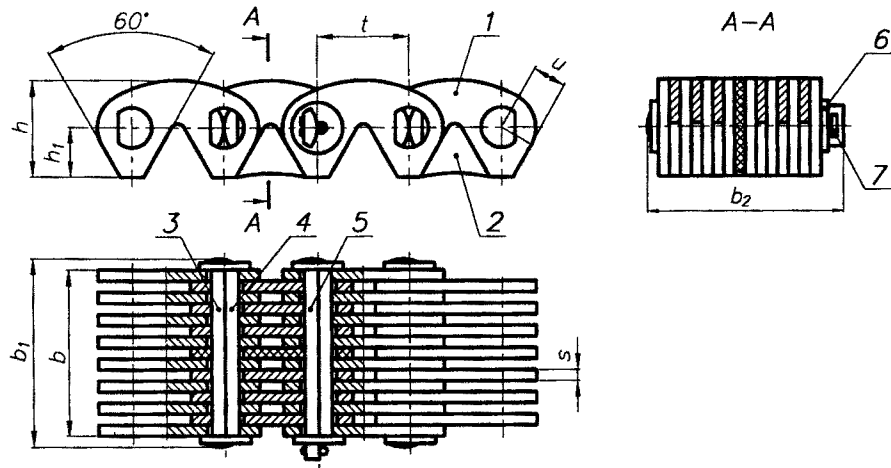


Рис. 3.2.1. Цепь зубчатая типа 1:  
1 - рабочая пластина; 2 - направляющая пластина; 3 - удлиненная призма;  
4 - внутренняя призма; 5 - соединительная призма; 6 - шайба; 7 - шплинт

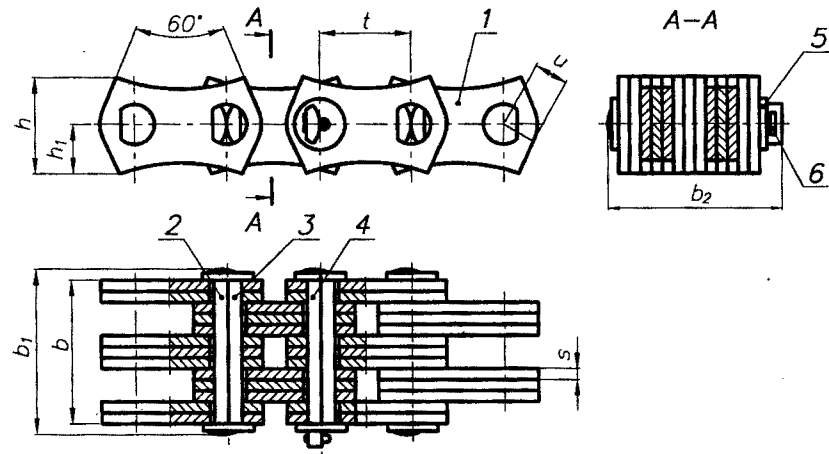


Рис. 3.2.2. Цепь зубчатая типа 2:  
1 - рабочая пластина; 2 - удлиненная призма; 3 - внутренняя призма;  
4 - соединительная призма; 5 - шайба; 6 - шплинт

**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<sup>-1</sup>;  $u$ .

Тип цепи (роликовая или втулочная) (3.1).

Условия работы и расположение передачи.

Межосевое расстояние  $\sigma'$ , 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  $u_d = z_2 / z_1^{**}$ .
- Коэффициент, учитывающий условия эксплуатации цепи,  
 $k_3 = k_d k_o k_p k_n k_c k_{\text{реж}} \leq 3,0$ ,  
 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 регулирования 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);  
 $k_{\text{реж}}$  - 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).

7. Скорость цепи, м/с  $v = t z_1 n_1 / (60 \cdot 10^3)$ .

8. Окружное усилие, Н  $F_t = P_1 \cdot 10^3 / v$ .

9. Удельные давления в шарнирах цепи, МПа

$$p = k_3 F_t / (k_{\text{рлд}} S).$$

Значения давления должно находиться в пределах

$$0,6 [p] \leq p \leq 1,05 [p],$$

где  $[p]$  - допускаемые удельные давления (табл. 3.3.10);

$k_{\text{рлд}}$  - (табл. 3.3.9). В случае невыполнения п. 9 изменить шаг цепи, ее рядность или параметры, влияющие на  $k_3$ .

10. Вид смазывания передачи =  $f(v, \text{желаемое качество смазывания})$  (табл. 3.3.7).

11. Число звеньев цепи или длина цепи, выраженная в шагах,  
 $z_{\text{ц}} = 2 \sigma' / t + 0,5(z_1 + z_2) + f_1 t / \sigma'$ ,

где  $f_1 = (z_2 - z_1)^2 / (4 \pi^2)$ ;  $\sigma' \geq \sigma_{\min}$ ;  $\sigma_{\min}$  - (табл. 3.3.3).  
 $z_{\text{ц}}$  округляется до целого, желательно четного числа.

12. Расчетное межосевое расстояние при принятом  $z_{\text{ц}}$ , мм

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

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

14. Делительные диаметры звездочек, мм

$$d_1 = t / \sin(\pi / z_1); \quad d_2 = t / \sin(\pi / z_2).$$

15. Коэффициент запаса прочности цепи

$$n = 10^3 F / (k_d F_t + F_{\text{ц}} + F_r) \geq [n],$$

где  $F$  - сила, разрушающая цепь, кН (табл. 3.1.1, 3.1.2);

$F_{\text{ц}} = m v^2$  - нагрузка от центробежных сил, Н;

$F_r = 9,81 k_r m \sigma'$  - 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/с<sup>2</sup>. Значения  $[n]$  представлены в табл. 3.3.11.

16. 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 $z_1 = 3 \sigma / [t(u-1)]$ |         |         |         |         |         |         |

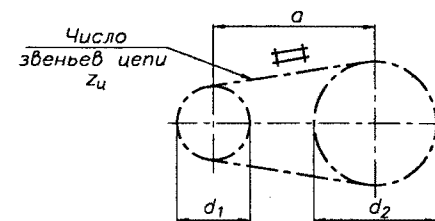


Рис. 3.3.1. Схема и основные размеры передачи с приводной роликовой (втулочной) цепью

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)

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

Табл. 3.3.4. Значения коэффициента  $k_p$ , учитывающего способ регулирования натяжения цепи

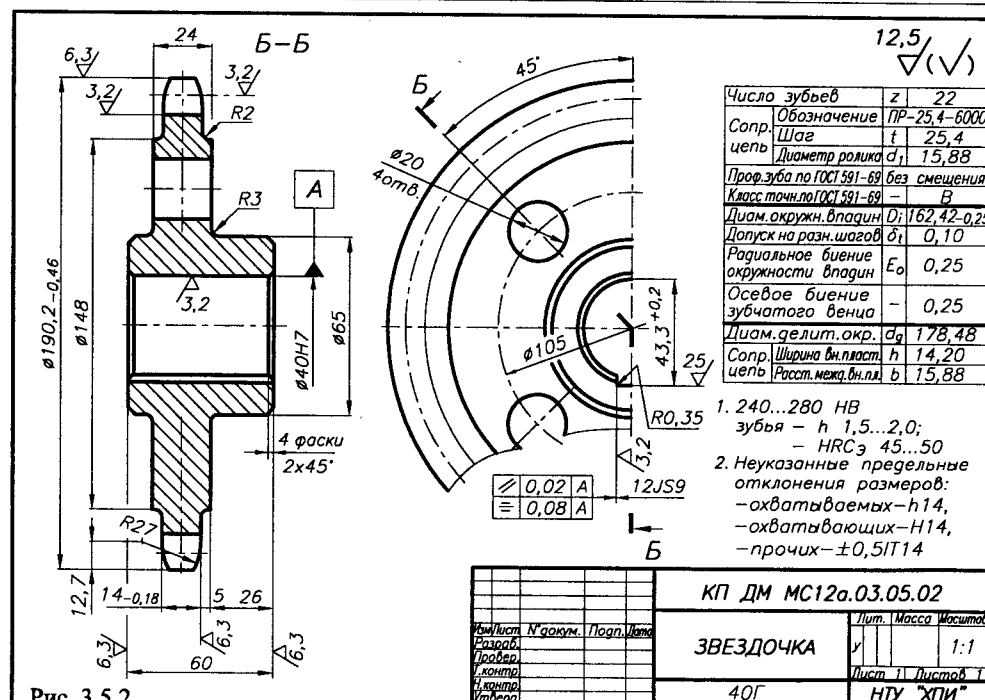
|                                                |              |
|------------------------------------------------|--------------|
| Регулировка натяжения цепи осуществляется:     |              |
| - перемещением оси одной из звездочек          | $k_p = 1,00$ |
| - натяжными звездочками или нажимными 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   | $k_c = 0,80$                    |
|                                      | II  | $k_c = 1,00$                    |
| запыленное                           | II  | $k_c = 1,30$                    |
|                                      | III | $k_c = 1,80$ для $v \leq 4$ м/с |
| грязное                              | III | $k_c = 3,00$ для $v \leq 7$ м/с |
|                                      |     | $k_c = 3,00$ для $v \leq 4$ м/с |
|                                      | IV  | $k_c = 6,00$ для $v \leq 7$ м/с |
|                                      |     | $k_c = 6,00$ для $v \leq 4$ м/с |



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

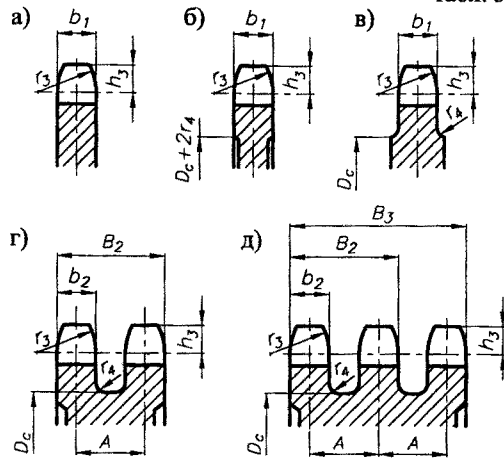


Рис. 3.5.3. Размеры зубьев и венцов звездочек:  
а)...в) однорядной; г) двухрядной;  
д) трехрядной цепи

Табл. 3.5.3. Размеры зубьев и венцов звездочек, мм

| Наименование параметра                                                         | Расчетная формула                                                                |
|--------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| 1. Диаметр элемента зацепления цепей:<br>- роликовых<br>- втулочных            | $D_n = d_1$<br>$D_n = d_2$                                                       |
| 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<br>- при шаге $t > 35$ мм      | $r_4 = 1,6$ мм<br>$r_4 = 2,5$ мм                                                 |
| 9. Ширина зуба звездочки - однорядной<br>- двух- и трехрядной<br>- многорядной | $b_1 = 0,93 b - 0,15$ мм<br>$b_2 = 0,90 b - 0,15$ мм<br>$b_n = 0,86 b - 0,30$ 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.

## 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<br>До 260    | Св. 260<br>До 500    | Св. 500<br>До 800     | ... | До 120               | Св. 120<br>До 260       | Св. 260<br>До 500        | Св. 500<br>До 800        | ... | До 120                 | Св. 120<br>До 260        | Св. 260<br>До 500        | Св. 500<br>До 800        | ... |       |     |
|                                                                                           |                                                 | Предельные отклонения и допуски, мкм |                      |                      |                       |     |                      |                         |                          |                          |     |                        |                          |                          |                          |     |       |     |
| Разность шагов<br>(одной звездочки)                                                       | До 20<br>Св. 20 до 35<br>Св. 35 до 55<br>Св. 55 | 25<br>32<br>40<br>-                  | 32<br>40<br>50<br>60 | 40<br>50<br>60<br>80 | 50<br>60<br>80<br>100 | ... | 60<br>80<br>100<br>- | 80<br>100<br>120<br>160 | 100<br>120<br>160<br>200 | 120<br>160<br>200<br>250 | ... | 160<br>200<br>250<br>- | 200<br>250<br>320<br>400 | 250<br>320<br>400<br>500 | 320<br>400<br>500<br>630 | ... |       |     |
| Диаметр $D_c$ окружности выступов                                                         |                                                 | $h_{11}$                             |                      |                      |                       |     | $h_{12}$             |                         |                          |                          |     | $h_{14}$               |                          |                          |                          |     | -2000 | ... |
| Диаметр $D_i$ окружности впадин и наибольшая хорда $L_x$<br>Диаметр ( $2r$ ) впадины зуба |                                                 | $h_{10}$                             |                      |                      |                       |     | $h_{11}$             |                         |                          |                          |     | $h_{12}$               |                          |                          |                          |     |       |     |
| Ширина $b_1, b_2$ зуба и $B_2, B_3$ и $B_n$ венца                                         |                                                 | $h_{11}$                             |                      |                      |                       |     | $h_{12}$             |                         |                          |                          |     | $h_{14}$               |                          |                          |                          |     |       |     |
| Радиальное биение окружности впадин и осевое биение зубчатого венца                       |                                                 | 80                                   | 100                  | 120                  | 160                   | ... | 200                  | 250                     | 320                      | 400                      | ... | 200                    | 250                      | 320                      | 400                      | ... |       |     |

## 4. МАТЕРИАЛ ЗВЕЗДОЧЕК

Табл. 3.5.5. Материал звездочек

| Материал            | Термообработка       | Твердость HRC <sub>2</sub> |
|---------------------|----------------------|----------------------------|
| 1. 15, 20           | Цементация + закалка | 45...50                    |
| 2. 15X, 20X         | Цементация + закалка | 55...60                    |
| 3. 40, 50           |                      |                            |
| 45Г, 50Г, 45Г2      | Закалка              | 50...55                    |
| 4. 40X, 40XH, 45XH  | Закалка              | 50...55                    |
| 5. 230-450, 270-480 | Закалка              | 40...50                    |
| 6. 200, 250         | Закалка              | HB 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 -  $R_a$  не более 6,3 мкм;
- выше 8 м/с -  $R_a$  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

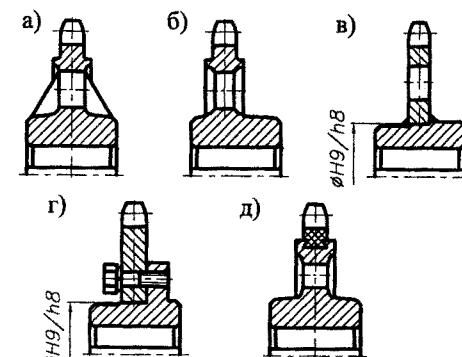
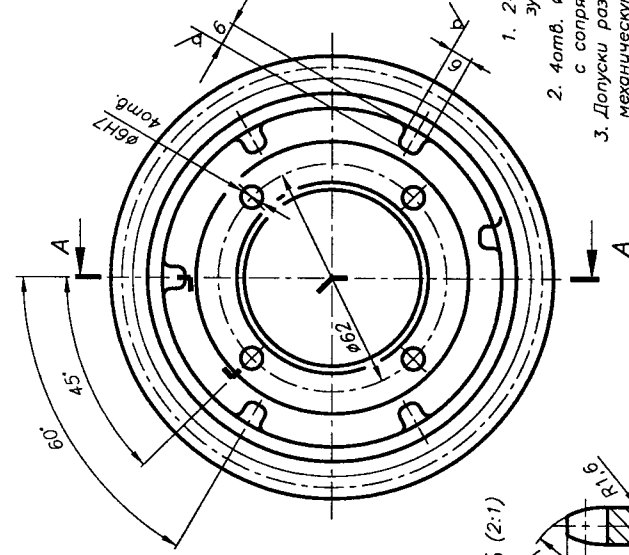
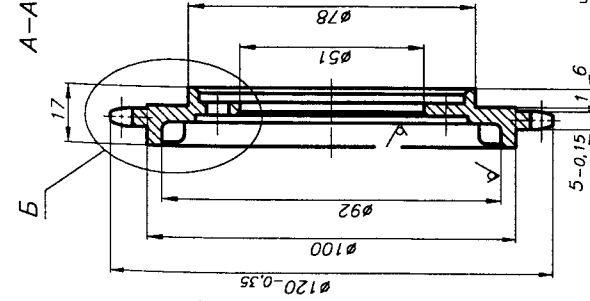


Рис. 3.5.4. Конструкции звездочек:

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

12,5/√



|                                   |   |             |
|-----------------------------------|---|-------------|
| Число зубьев                      | z | 38          |
| Сопр. Шаг                         | t | 9,525       |
| Цель Диаметр ролика $d_1$         |   | 6,35        |
| Допуск по ГОСТ 97-88 без смещения |   | B           |
| Диаметр ролика $d_1$              |   | 6,35        |
| Диаметр окружности $D$            |   | 108,86-0,22 |
| Допуск на разн. шагов $\delta_1$  |   | 0,06        |
| Радиальное биение $E_o$           |   | 0,20        |
| Осевое биение                     |   | -           |
| Зубчатого венца                   |   | 0,20        |
| Диаметр делит. окр. $d_g$         |   | 115,34      |
| Сопр. Ширина делит. $h$           |   | 8,50        |
| Цель Рост. между $b$              |   | 5,72        |

1. 240...270 HB  
зубья - h 1,5±2,0; 42...46 HRCэ
2. 40тв. 6Н7 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  $\nabla$  - ±0,5IT16

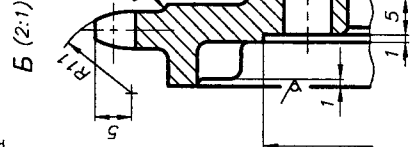
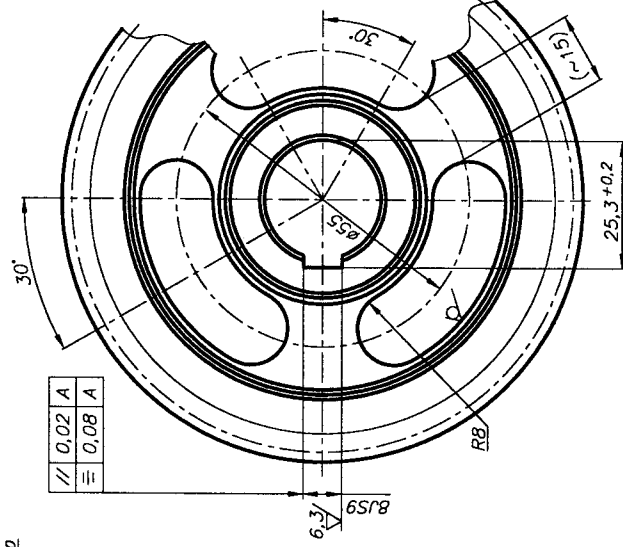
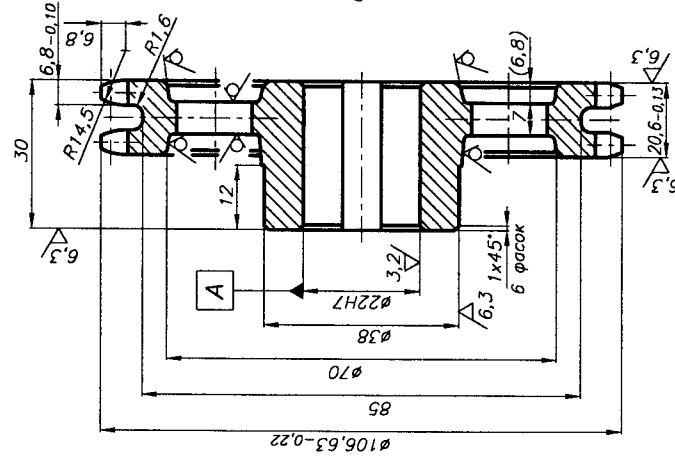


Рис. 3.7.1

|                      |            |                 |
|----------------------|------------|-----------------|
| КП ДМ МС12а.03.07.01 | Лит. Масса | Масштаб         |
| ЗВЕЗДОЧКА            | у          | 1:1             |
| ГОСТ 977-88          | НТУ ХПИ    | Катедра ДМ и ПМ |

25/√



|                                   |   |            |
|-----------------------------------|---|------------|
| Число зубьев                      | z | 25         |
| Сопр. Шаг                         | t | 12,7       |
| Цель Диаметр ролика $d_1$         |   | 8,51       |
| Допуск по ГОСТ 97-88 без смещения |   | B          |
| Диаметр ролика $d_1$              |   | 8,51       |
| Диаметр окружности $D$            |   | 92,69-0,22 |
| Допуск на разн. шагов $\delta_1$  |   | 0,06       |
| Радиальное биение $E_o$           |   | 0,20       |
| Осевое биение                     |   | -          |
| Зубчатого венца                   |   | 0,20       |
| Диаметр делит. окр. $d_g$         |   | 101,33     |
| Сопр. Ширина делит. $h$           |   | 11,8       |
| Сопр. Рост. между $b$             |   | 7,75       |
| Цель Рост. между $b$              |   | 13,92      |
| Число работ                       |   | 2          |

1. 230...260 HB

2. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку - ГОСТ 26645-85

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

|                      |            |                 |
|----------------------|------------|-----------------|
| КП ДМ МС12а.03.07.02 | Лит. Масса | Масштаб         |
| ЗВЕЗДОЧКА            | у          | 2:1             |
| ГОСТ 977-88          | 35ГП       | БНТУ            |
|                      |            | Катедра ДМ и ПМ |

3.8. СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ ЦЕПЕЙ

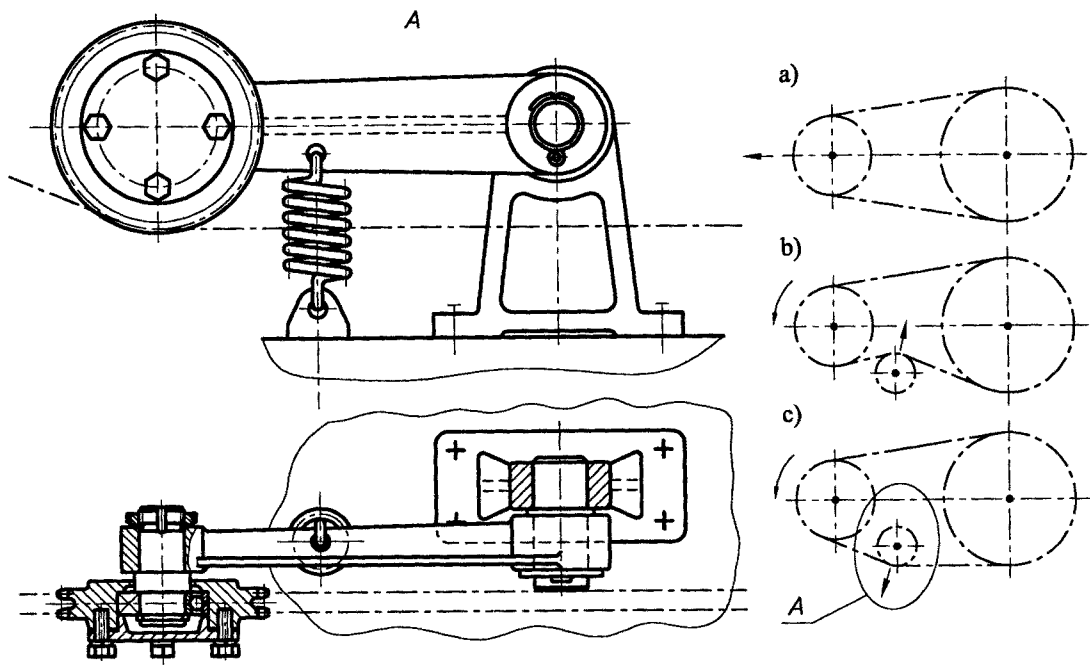


Рис. 3.8.1. Натяжение цепи выполняется:  
а) перемещением одной из звездочек;  
б) прижимной звездочкой; в) отжимной звездочкой

3.9. МОНТАЖНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

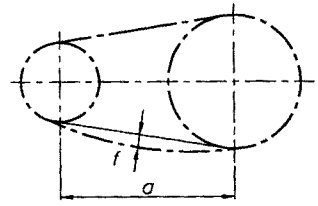


Рис. 3.9.1. Схема измерения провисания ветви цепи

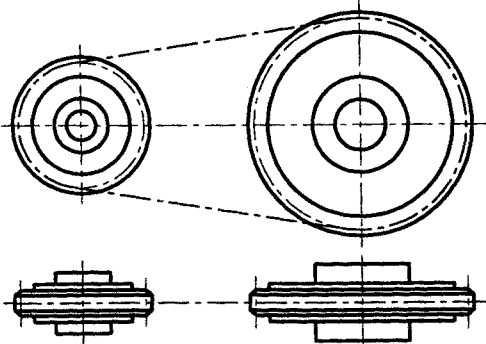
- 1. Провисание ветви цепи  $f \leq (0,01 \dots 0,03) a$ .
- 2. Непараллельность осей звездочек не более 0,1 мм на 100 мм межосевого расстояния.
- 3. Смещение боковых поверхностей звездочек  $\Delta$  не более величин, представленных в табл. 3.9.1.

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

|               |      |      |      |      |      |
|---------------|------|------|------|------|------|
| $\Delta$ , 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

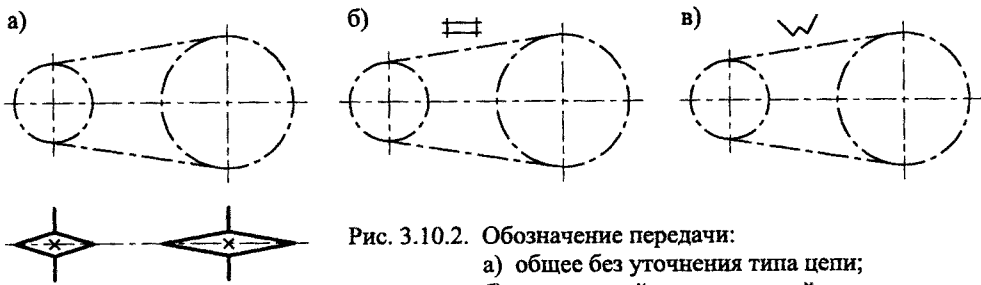


Рис. 3.10.2. Обозначение передачи:  
а) общее без уточнения типа цепи;  
б) с втулочной или роликовой цепью;  
в) с зубчатой цепью

## 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<sup>-1</sup>.

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-  
чи в году и за сутки соответственно.

Режим наружения передачи (рис. 4.1.5)

или циклограмма нагружения (рис. 4.1.4)

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

$$(T_j / T_1 \leq 1).$$

Реверсивность передачи.

ГОСТ 21354-87 предусматривает определение до-  
пускаемых напряжений:

а) для проектировочного расчета;

б) для проверочного расчета.

Для **закрытых** зубчатых передач определение их  
размеров осуществляется проектировочным расчетом  
на контактную выносливость зубьев, что требует оп-  
ределения допускаемых напряжений  $\sigma_{Hpa}$  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  $\sigma_{Hpa}$  и  $\sigma_{Fpa}$  для провероч-  
ного расчета, когда известны параметры передачи.

Для **открытых** зубчатых передач определение их  
размеров осуществляется проектировочным расчетом  
на выносливость зубьев при изгибе, что требует оп-  
ределения допускаемых напряжений  $\sigma_{Fpa}$  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  $\sigma_{Fpa}$  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  $HB_{1,2} < 350$   $HB_1 = HB_2 + (20 \dots 40)$ ;

- 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;  $HB_1$ ;  $\sigma_{b1}$ ;  $\sigma_{T1}$ , МПа.

1.2. Материал зубчатого колеса;  $HB_2$ ;  $\sigma_{b2}$ ;  $\sigma_{T2}$ , МПа.

#### 2. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

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

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

$k_{HE} = \Sigma [(T_j / T_1)^{0.5 q_H} (t_j / L_h)]$  ( $j = I, II, III, \dots$ ) - коэффи-  
циент 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

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

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

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 поверхно-  
стным 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  $HB_1 \gg HB_2$   $\sigma_{Hpa} = 0,5 (\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) \leq$

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

#### 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): - для  $Ra 1,25 \dots 0,63$   $Z_R = 1,00$ ;

- для  $Ra 2,5 \dots 1,25$   $Z_R = 0,95$ ;

- для  $Ra 10 \dots 2,5$   $Z_R = 0,90$ ;

$Z_v$  - 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 проектировочного расчета открытых передач

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

4.2. Эквивалентное число циклов

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

где  $k_{FE} = \Sigma [(T_j / T_1)^{q_F} (t_j / L_h)]$  ( $j = I, II, III, \dots$ ) 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;

$Y_A = (0,7 \dots 0,8)$  - 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  $S_F = (1,7 \dots 2,2)$  - 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.  $Y_X = 1,05 - 0,000125 d_{w1(2)}$ .

6. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ  
МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

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

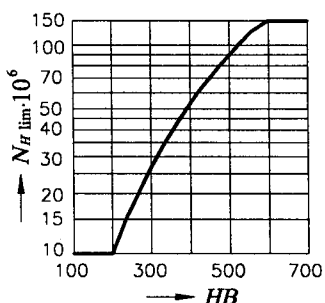


Рис. 4.1.1. Зависимость  $N_{H \lim} = f(HB)$

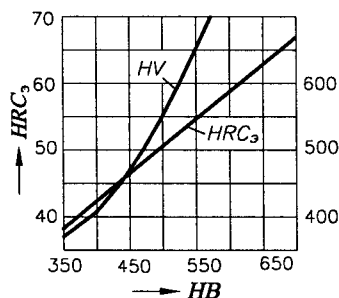


Рис. 4.1.2. Кривые для пересчета твердости  $HRC_3$  и  $HV$  на единицы  $HB$

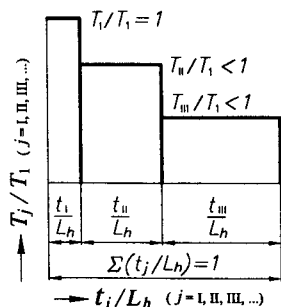


Рис. 4.1.4. Циклограмма нагружения передачи

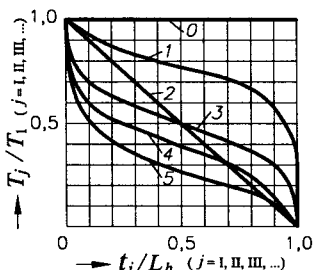


Рис. 4.1.5. Типовые режимы нагружения передачи

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.):

1. 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).

2. Т.о. шестерни - улучшение и закалка, твердость HRC, 45...53; т.о. колеса - улучшение, HB 270...300. Марки сталей для шестерни и колеса - 40X, 40XH, 35XM и др.

3. Т.о. шестерни и колеса - улучшение и закалка, твердость шестерни и колеса HRC, 45...53. Марки сталей для шестерни и колеса одинаковые (п. 2).

4. Т.о. шестерни - цементация и закалка, твердость HRC, 56...63; т.о. колеса - улучшение и закалка, твердость HRC, 45...53. Материал для шестерни - сталь 18XГТ, 12ХН3А, 20ХН2М, 20Х, 25ХГМ и др., для колеса - п. 2.

5. Т.о. шестерни и колеса - цементация и закалка, твердость HRC, 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.

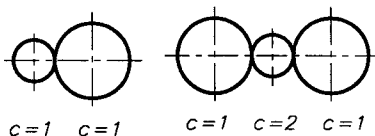


Рис. 4.1.3. Значения коэффициента  $c$

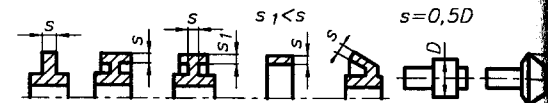
Табл. 4.1.3. Величины  $k_{HE}$  и  $k_{FE}$  для типовых режимов нагружения передачи

| 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, 40ХЛ          |
| 45X      | 40X               |
| 45ХН     | 40X, 45X          |

Табл. 4.1.2. Типовые материалы зубчатых колес  
и их механические характеристики [12], [13]

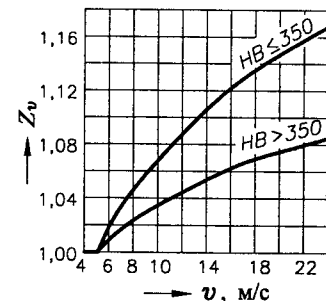
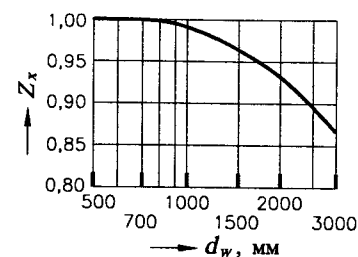


| Марка стали | Сечение S, мм | HB          | HRC     | $\sigma_s$ , МПа | $\sigma_t$ , МПа |
|-------------|---------------|-------------|---------|------------------|------------------|
| Ст5         | 40...63       | 170         |         | 470...640        | 275              |
|             | 63...80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

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<br>термообработки                                                | Твердость зубьев         |                          | $\sigma_H \text{ lim}$<br>МПа                                    | $\sigma_F \text{ lim}$<br>МПа                                      | $Y_R$            | $\sigma_{HP} \text{ max}$<br>МПа | $\sigma_{FP} \text{ max}$<br>МПа    |
|-------------------------------------------------------------------------|--------------------------|--------------------------|------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|------------------|----------------------------------|-------------------------------------|
|                                                                         | поверхностная            | серцевины                |                                                                  |                                                                    |                  |                                  |                                     |
| Отжиг,<br>нормализация,<br>улучшение                                    | HB ≤ 350                 |                          | 2 · HB + 70                                                      | 1,75 · HB                                                          | 1,1              | 2,8 σ <sub>T</sub>               | 0,8 σ <sub>T</sub>                  |
| Закалка:<br>- объемная<br>- поверхностная<br>Цементация<br>Азотирование | HRC 38÷52                |                          | 17 · HRC <sub>3</sub> + 200<br><br>23 · HRC <sub>3</sub><br>1050 | 460...580<br>550...900<br>680...950<br>12 · HRC <sub>3</sub> + 290 | 0,90...1,00      |                                  | 44 · HRC <sub>3</sub><br><br>3 · HV |
|                                                                         | HRC <sub>3</sub> 48...54 | HRC <sub>3</sub> 24...30 |                                                                  |                                                                    | 0,75...0,80<br>– |                                  |                                     |
|                                                                         | HRC <sub>3</sub> 54...63 | HRC <sub>3</sub> 32...45 |                                                                  |                                                                    |                  |                                  |                                     |
|                                                                         | HV 550...850             | HRC <sub>3</sub> 24...30 |                                                                  |                                                                    |                  |                                  |                                     |

Рис. 4.1.6. Зависимость  $Z_v = f(v)$ Рис. 4.1.7. Зависимость  $Z_x = f(d_w)$ 

## 4.2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

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

(относительно  $d_{w1}$ ) \*

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора;  $T_1, T_2$ , Н·м;  $n_1, n_2$ , мин<sup>-1</sup>;

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

$\sigma_{HPa}$  - 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).

#### 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  $k_d = 77$  МПа<sup>1/3</sup> - для прямозубых передач;

$k_d = 68$  МПа<sup>1/3</sup> - для косозубых передач;

$\psi_{bd}$  - 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

$$a'_w = d'_1(u+1)/(2 \cos \beta'),$$

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

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

##### 1.4. Принимая предварительно $z'_1 = 19$ , определяют модуль зацепления $m' = d'_1 \cos \beta' / z'_1$ , мм и округляют его до ближайшей величины $m_n$ , мм в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.2).

##### 1.5. Суммарное число зубьев передачи

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

$z'_\Sigma$  округляют до ближайшего целого числа  $z_\Sigma$ .

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

(точность расчета - 4 знака после запятой).

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Расчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

## 2. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ КОНТАКТНЫХ

### НАПРЯЖЕНИЙ

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

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

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

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

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

См. след. стр.

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

2.5. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев,  
 $k_{Ha} = f(v, \text{ степень точности})$ .  
 Для прямых зубьев  $k_{Ha} = 1,0$ ;  
 Для косых зубьев  $k_{Ha}$  (табл. 4.2.11).

2.6. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм  
 $W_{Ht} = F_t k_{Ha} k_{H\beta} k_{Hv} k_A / b_2$ .

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

2.8. Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u \pm 1}{u}} \leq \sigma_{H\beta}, *$$

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,  $Z_E = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ ;

$Z_\varepsilon$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

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

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

$\varepsilon_\alpha$  - коэффициент торцевого перекрытия;

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

### 3. РАСЧЕТ $\varepsilon_\beta$ 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  $\varepsilon'_\beta$  до рекомендуемой  $\varepsilon_\beta = 1,0$  проводят следующим образом:

3.3.1. По п. 1.5, 1.6 (4.2.1) производят выбор параметров  $Z_\Sigma$  и  $\beta$  при изменении  
 $Z_\Sigma = Z_\Sigma \pm 1$ ,  $Z_\Sigma = Z_\Sigma \pm 2$ .

3.3.2. Для каждого случая определяют  $\varepsilon'_\beta$ .

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

\*\* Имеются также другие рекомендации.

3.3.3. Полученные результаты сводят в таблицу:

$$\begin{array}{lll} Z_\Sigma = Z_\Sigma - 2; & \beta = ; & \varepsilon'_\beta = ; \\ Z_\Sigma = Z_\Sigma - 1; & \beta = ; & \varepsilon'_\beta = ; \\ Z_\Sigma = \text{исходное}; & \beta = ; & \varepsilon'_\beta = ; \\ Z_\Sigma = Z_\Sigma + 1; & \beta = ; & \varepsilon'_\beta = ; \\ Z_\Sigma = Z_\Sigma + 2; & \beta = ; & \varepsilon'_\beta = . \end{array}$$

3.3.4. Из полученного массива  $\varepsilon'_\beta$ , принимая во внимание ( $8^\circ \leq \beta \leq 22^\circ$ ), выбирают значение  $\varepsilon'_\beta$  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  $\varepsilon_\beta = \pm 1 \pm 5\%$  изменением ширины колеса  $b_2$ . Новая ширина колеса  $b'_2 = (\varepsilon_\beta \pi m_n) / \sin \beta$ , мм.  
 $b'_1 = b_2 + (3 \dots 5)$ , мм ( $b'_1, b'_2$  - целые числа).  
 (Для выполнения условия \* (4.2.1 п. 2.8) допускается изменение твердости зубчатых колес и допускаемых напряжений  $\sigma_{H\beta}$  (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),  $k_{F\beta} = f(H\beta, \text{ расположение колес относительно опор, } \psi_{bd})$  (рис. 4.2.3в,г).

4.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки для одновременно зацепляющихся пар зубьев,  
 $k_{Fa} = f(v, \text{ степень точности})$ .  
 $k_{Fa} = 1,0$  - для прямых зубьев;  
 $k_{Fa}$  - для косых зубьев (табл. 4.2.11).

4.4. Удельная расчетная окружная сила при изгибе, Н/мм  
 $W_{Fi} = F_t k_{Fa} k_{F\beta} k_{Fv} k_A / b_2$ .

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,  
 $Y_{FS1(2)} = f(Z_{1(2)E}, x_{1(2)})$  ( $x_{1(2)} = 0$ ) (рис. 4.2.5).  
 Расчет производят для элемента пары "шестерня-колесо", у которого меньшая величина отношения  $\sigma_{FF\beta1(2)} / Y_{FS1(2)}$ .

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

4.8. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа

$$\sigma_{F1(2)} = Y_{FS1(2)} Y_\beta Y_\varepsilon W_{Fi} / m_n \leq \sigma_{FF\beta1(2)},$$

где  $Y_\beta$  - коэффициент, учитывающий наклон зуба.

Для прямых зубьев  $Y_\beta = 1$ .

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

$Y_\varepsilon$  - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев

Для прямых зубьев  $Y_\varepsilon = 1$ ;

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

### 5. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКЕ

5.1. Максимальные контактные напряжения, МПа

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

5.2. Максимальные напряжения изгиба, МПа

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

### 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

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \beta; \quad F_{a2} = F_{t2} \tan \beta \quad (\alpha = 20^\circ)$$

### 7. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ КОРРЕГИРОВАННЫХ ОТНОСИТЕЛЬНО $\sigma_w$ ПЕРЕДАЧ [17, 33, 43]

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

7.1. Расчетное межосевое расстояние, мм

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

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

- нижний знак - зацепление внутреннее.

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

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

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

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

7.3. Угол профиля начальный (угол зацепления 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  $\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w$ ;  $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$ .

$\alpha, \alpha_w$  - 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

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

- диаметры делительных окружностей

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

- высота головки зуба  $h_o$  ( $h'_o = 1,0$ )

$$h_{o1} = (h'_o + x_1 - \Delta y) m; \quad h_{o2} = (h'_o + x_2 - \Delta y) m;$$

- диаметры вершин зубьев

$$d_{o1} = d_1 \pm 2 h_{o1}; \quad d_{o2} = d_2 \pm 2 h_{o2};$$

- высота ножки зуба  $h_f$  ( $h'_f = 1,25$ )

$$h_{f1} = (h'_f - x_1) m; \quad h_{f2} = (h'_f - x_2) m;$$

- диаметры впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 \mp 2 h_{f1}; \quad d_{f2} = d_2 \mp 2 h_{f2};$$

- 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;  $T_1, T_2$ , Н·м;  $n_1, n_2$ , мин<sup>-1</sup>;

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

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

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

1.2. Ширины венцов, мм

- зубчатого колеса  $b_2 = b = \psi_{ba} a'_w$ ;

- 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  $z'_\Sigma = 2 a_w \cos \beta' / m_n$ .  $z'_\Sigma$  округляют до ближайшего целого числа  $z_\Sigma$ .

1.6. Действительный угол наклона зуба

$\cos \beta = z_\Sigma m_n / (2 a_w)$ , (точность расчета - 4 знака после запятой).  $\beta = \arccos \cos \beta = \dots^\circ \dots'$ .

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).

Рассчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

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

1.3. Принимая предварительно  $z'_1 = 19$ , определяют модуль зацепления, мм  $m' = 2 a'_w / [z'_1 (u + 1)]$ .

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  $z'_1 = 2 a'_w / [m (u + 1)]$ .

$z_1$  - 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 корректирование 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).

Рассчитанные параметры и размеры колес - рис. 4.2.1.

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

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

## 1. РАСЧЕТ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ \*

### И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Расчетное межосевое расстояние, мм

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

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

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

$\psi_{ba}$  - коэффициент ширины шестерни относительно межосевого расстояния

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

$\psi_{bd}$  - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра;

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

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

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

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

### 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<sup>-1</sup>;

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

$\sigma_{FPa1(2)}$  - для проекторочного 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  $\sigma_{FPa1(2)}/Y_{FS1(2)}$ .

$\psi_{bd}$  - 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 $m'$ .

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  $\sigma_w$  - 2 знака после запятой).

##### 1.4. Межосевое расстояние, мм $a_{w0} = 0,5 (d_{w2} \pm d_{w1})$ , где $\pm$ - зацепление внешнее / внутреннее.

##### 1.5. Ширины венцов, мм

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

- шестерни  $b_1 = b_2 + (3 \dots 5)$ .

Величины  $b_1$  и  $b_2$  округляют до целых чисел, мм.

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

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

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

##### 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

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

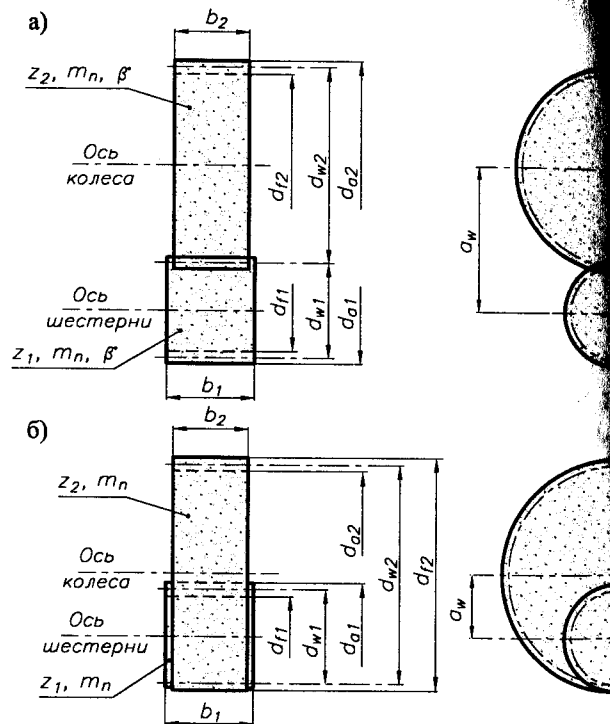


Рис. 4.2.1. Основные параметры и размеры, полученные в результате прочностного расчета цилиндрической передачи:

а) внешнего зацепления; б) внутреннего зацепления

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

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

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

##### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора;  $T_1, T_2$ , Н·м;  $n_1, n_2$ , мин<sup>-1</sup>;  
 $u$  (табл. 1.2.4);  $T_{\max}/T_{\text{ном}}$  (17.7);  
 $\sigma_{HPa}$  - для проектировочного 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

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

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

$$K_{be} = b/R_e = 0,2 \dots 0,3;$$

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

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

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

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

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

1.4. Действительное передаточное число  $u_n = z_2/z'_1$ .

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

- делительные  $d_{e1(2)} = m_{te} z_{1(2)}$ ;
  - вершин зубьев  $d_{oe1(2)} = d_{e1(2)} + 2 m_{te} \cos \delta_{1(2)}$ ;
  - впадин зубьев  $d_{fe1(2)} = d_{e1(2)} - 2,4 m_{te} \cos \delta_{1(2)}$ .
- (Точность расчетов - 2 знака после запятой).

1.7. Внешнее конусное расстояние, мм

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

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

$b$  - целое число. [ $m_{te} \geq (1/8 \dots 1/10) b$ ].

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  $d_{m1(2)} = m_m z_{1(2)}$ .

Рассчитанные 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,  $k_{Hv} = f(v, \text{степень точности, твердость зубьев})$  (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

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

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

2.8. Расчетные контактные напряжения, МПа

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

где  $Z_H, Z_E, Z_\epsilon$  (4.2.1 п. 2.8).

Для прямых зубьев  $\vartheta_H = 0,85$ ;

##### 3. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

3.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении,  $k_{Fv} = f(v, \text{степень точности, твердость зубьев})$  (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  $u$  и  $T$  (табл. 1.2.4).

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

3.2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (для изгибающей 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  $W_{Fi} = F_t k_{F\beta} k_{Fv} k_{F\alpha} k_A / b$ .

3.5. Эквивалентное число зубьев

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

3.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба,  $Y_{FS1(2)} = f(Z_{1(2)E}, x_{1(2)})$  ( $x_{1(2)} = 0$ ) (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  $Y_\beta, Y_\epsilon$  (4.2.1 п. 4.8);

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

##### 4. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

4.1. Максимальные контактные напряжения, МПа

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

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

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

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

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

5.4. Осевые силы, Н

$$F_{o1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1; \quad F_{o2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1.$$

( $\alpha = 20^\circ$ ).

Геометрический расчет конической передачи - 11.3.2.

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

##### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Схема редуктора;  $T_1, T_2, H, M$ ;  $n_1, n_2, \text{мин}^{-1}$ ;  
 $u$  (табл. 1.2.4);  $T_{\max}/T_{\text{ном}}$  (17.7);  
 $\sigma_{HP \alpha}$  - для проектировочного 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

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

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

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

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

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

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

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

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

1.4. Действительное передаточное число  $u_n = z_2/z'_1$ .

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

$$\begin{aligned} &\text{- делительные} \quad d_{e1(2)} = m_{te} z_{1(2)}; \\ &\text{- вершин зубьев} \quad d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + 2 m_{te} \cos \delta_{1(2)}; \\ &\text{- впадин зубьев} \quad d_{fe1(2)} = d_{e1(2)} - 2,4 m_{te} \cos \delta_{1(2)}. \end{aligned}$$

(Точность расчетов - 2 знака после запятой).

1.7. Внешнее конусное расстояние, мм

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

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

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

1.10. Параметры колес в среднем сечении, мм

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

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

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,  $k_{Hv} = f(v, \text{степень точности, твердость зубьев})$  (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

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

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

2.8. Расчетные контактные напряжения, МПа

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

где  $Z_H, Z_E, Z_\epsilon$  (4.2.1 п. 2.8).

Для прямых зубьев  $\vartheta_H = 0,85$ ;

##### 3. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

3.1. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении,  $k_{Fv} = f(v, \text{степень точности, твердость зубьев})$  (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 рассчитываемой ступени привода и значения  $u$  и  $T$  (табл. 1.2.4).

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

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

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,

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

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

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

3.8. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа

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

где  $Y_\beta, Y_\epsilon$  (4.2.1 п. 4.8);

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

##### 4. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

4.1. Максимальные контактные напряжения, МПа

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

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

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

5.4. Осевые силы, Н

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

( $\alpha = 20^\circ$ ).

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<sup>-1</sup>;  
 $u$  (табл. 1.2.4);  $T_{\max}/T_{\text{ном}}$  (17.7);  
 $\sigma_{H\beta a}$  - для проектировочного расчета, МПа (4.1 п. 2);  
 $\sigma_{H\beta \max 1(2)}$ ,  $\sigma_{F\beta \max 1(2)}$ , МПа (4.1 п. 6).

##### 1. РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ШЕСТЕРНИ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

###### 1.1. Расчетный внешний диаметр шестерни, мм

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

где  $k_d = 90 \text{ МПа}^{1/3}$  - для передач с непрямым зубом;  
 $k_{be}$  - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния  
 $k_{be} = b/R_e = 0,2 \dots 0,3$ ;

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

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

$\vartheta_H$  - коэффициент, учитывающий изменение прочности конических колес с непрямым зубом по сравнению с прочностью цилиндрических колес.  $\vartheta_H = (u, H\beta)$  - 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 $u_d = z_2/z_1^*$ .

###### 1.4. Число зубьев плоского колеса

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

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

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

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

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

###### 1.9. Средний нормальный модуль, мм $m'_n = 2 R'_m \cos \beta_n / z_c$ , 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, $k_{Hv} = f(v, \text{степень точности, твердость зубьев})$ (табл. 4.2.7).

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

Для круговых зубьев  $k_{Ha}$  (табл. 4.2.11).

###### 2.6. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм

$$W_{Ht} = F_t k_{Ha} k_{H\beta} k_{Hv} k_A / b.$$

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

###### 2.8. Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{\vartheta_H d_{m1} u}} \leq \sigma_{H\beta \phi},^{***}$$

где  $Z_H, Z_E, Z_\epsilon$  (4.2.1 п. 2.8).

Для круговых зубьев  $\vartheta_H$  (табл. 4.2.13).

\* Если изменилось  $u$  передачи (см. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ и п. 1.3), необходимо уточнить передаточное число последующей рассматриваемой ступени привода и значения  $n$  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, $k_{Fv} = f(v, \text{степень точности, твердость зубьев})$ (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 $k_{Fa} = f(v, \text{степень точности})$ (табл. 4.2.11).

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

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

###### 3.6. Коэффициент, учитывающий форму зуба, $Y_{Fa1(2)} = f(z_{1(2)\epsilon}, x_{1(2)})$ ( $x_{1(2)} = 0$ ) (рис. 4.2.5).

Расчет производят для элемента пары "шестерня-колесо" у которого меньшая величина отношения  $\sigma_{F\beta \phi 1(2)} / Y_{Fa1(2)}$ .

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

###### 3.8. Расчетные напряжения изгиба зуба, МПа

$$\sigma_{F1(2)} = Y_{Fa1(2)} Y_\beta Y_\epsilon W_{Fi} / (\vartheta_F m_m) \leq \sigma_{F\beta \phi 1(2)},$$

где  $Y_\beta, Y_\epsilon$  (4.2.1 п. 4.8);

$\vartheta_F$  - 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

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

###### 4.2. Максимальные напряжения изгиба, МПа

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

##### 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

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_n} (\text{tg } \alpha \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta_n \cdot \sin \delta_1); \quad (1) \quad (\alpha = 20^\circ)$$

См. след. стр.

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

#### 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<br>наклона<br>зуба | Знак<br>в формуле |     |
|------------------------|--------------------------|-------------------|-----|
|                        |                          | (1)               | (2) |
| По часовой стрелке     | Правая<br>Левая          | +                 | -   |
| Против часовой стрелки | Правая<br>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<sup>-1</sup>;

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

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

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

#### 1. РАСЧЕТ МОДУЛЯ

##### И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

##### 1.1. Расчетный внешний модуль, мм

$$m'_e = k_m \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{F\beta} k_A}{\varphi_F z_1^2 \sigma_{FPa1(2)} u \sqrt{u^2+1} k_{be} (1-0,5 k_{be})^2} Y_{FS1(2)}} \cdot 10^3,$$

где  $k_m = 1,75$  ( $\beta = 0^\circ$ );

$k_{be}$  - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния

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

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

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

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

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

$\varphi_F$  - 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  $u_d = z_2/z_1$ .

Угол делительного конуса шестерни и колеса, град  $\delta_1 = \arctg(z_1/z_2)$ ;  $\delta_2 = \arctg(z_2/z_1)$ .

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

$Y_{FS}$  - коэффициент, учитывающий форму зуба,

$$Y_{FS1(2)} = f(z_{E1(2)}, x_{1(2)}); \quad (x_{1(2)} = 0) \quad (\text{рис. 4.2.5}).$$

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

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  $b = R_e k_{be}$ .

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

(Точность расчетов - 2 знака после запятой).

1.7. Параметры колес в среднем сечении, мм

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

Рассчитанные параметры и размеры колес (рис. 4.2.2).

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

\*\*\* По технологическому процессу нарезания колес с прямыми зубьями стандартизация  $m_e$  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

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

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

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1; \quad F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1. \quad (\alpha = 20^\circ).$$

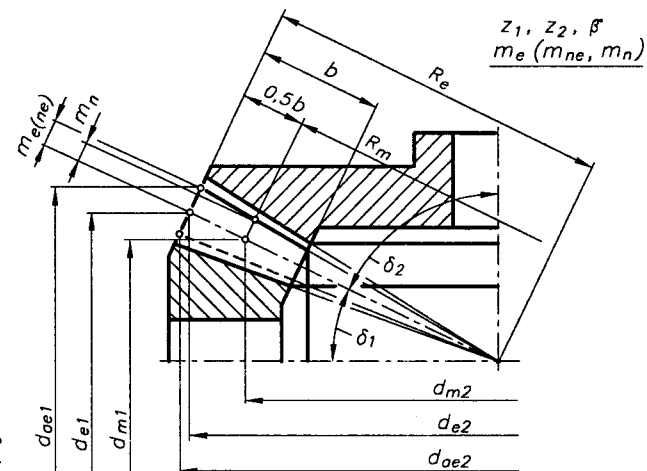


Рис. 4.2.2. Основные размеры и параметры конических передач, полученные в результате прочностного расчета

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<br>250 315 400 500 630 800 1000 ... |
| 2   | 71 90 112 140 180 224 280 355<br>450 560 710 900 ...            |

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

| $u$ | Ряд | 1    | 2    | 1,00 | 1,25 | 1,6 | 2,00 | 2,5 | 3,15 | 4,0 | 5,0 | 6,3 | 8,0 |
|-----|-----|------|------|------|------|-----|------|-----|------|-----|-----|-----|-----|
|     | 1   | 1,12 | 1,40 | 1,8  | 2,24 | 2,8 | 3,55 | 4,5 | 5,6  | 7,1 | 9,0 |     |     |
|     | 2   | 10,0 | 12,5 | 16   | 20,0 | 25  | 31,5 | 40  | 50   | 63  | 80  | 100 | ... |
|     | 1   | 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  $\psi_{bd}=b/d$  [12]

| Расположение колес относительно опор | Твердость рабочих поверхностей зубьев |                          |
|--------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------|
|                                      | HB <sub>1(2)</sub> ≤ 350              | HB <sub>1(2)</sub> > 350 |
| Симметричное                         | 0,8...1,4                             | 0,4...0,9                |
| Несимметричное                       | 0,6...1,2                             | 0,3...0,6                |
| Консольное                           | 0,3...0,4                             | 0,2...0,25               |

Примечания: 1. Большие значения - для постоянных и близких к ним нагрузок, для жестких конструкций валов и опор.  
2. Для шевронных передач, где  $b$  - сумма полушевронов,  $\psi_{bd}$  можно увеличить в 1,3...1,4 раза.

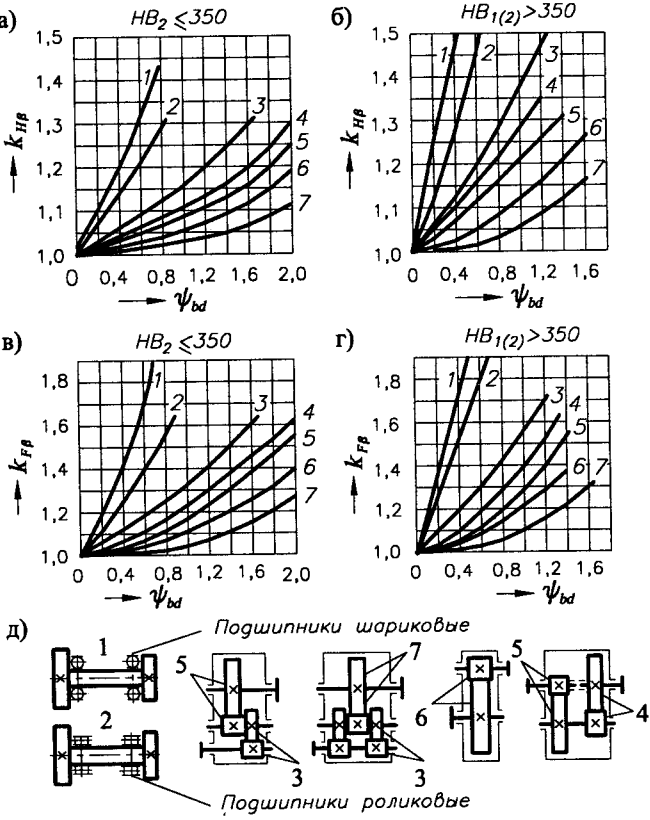


Рис. 4.2.3. Графики для определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки по ширине венца:  
а) и б) при расчете контактной прочности зубьев  $k_{H\beta}$ ;  
в) и г) при расчете зубьев на изгиб  $k_{F\beta}$  (для схем редукторов 1...7); д) схемы редукторов [12]

Примечания: 1. а - HB<sub>2</sub> ≤ 350; б - HRC<sub>32</sub> > 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 | 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 |
|                  | 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 |
|                  | 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 |
|                  | 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 |
|                  | 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  $Ra20$  по ГОСТ 6636-69.

Табл. 4.2.9. Значения коэффициента внешней динамической нагрузки  $k_A$  ГОСТ 21354-87

|   | Режим нагружения двигателя       | Режим нагружения ведомой машины |      |      |                          |
|---|----------------------------------|---------------------------------|------|------|--------------------------|
|   |                                  | 1                               | 2    | 3    | 4                        |
| 1 | Равномерный                      | 1,00                            | 1,25 | 1,50 | 1,75                     |
| 2 | С малой неравномерностью         | 1,10                            | 1,35 | 1,60 | 1,85                     |
| 3 | Со средней неравномерностью      | 1,25                            | 1,50 | 1,75 | 2,00                     |
| 4 | Со значительной неравномерностью | 1,50                            | 1,75 | 2,00 | и выше<br>2,25<br>и выше |

Характерные режимы нагружения двигателей:

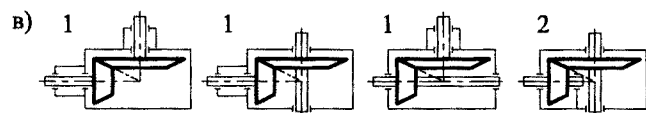
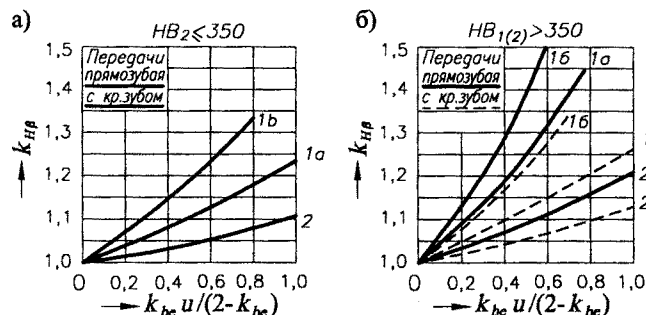
1. равномерный - электродвигатели;
2. с малой неравномерностью - гидравлические двигатели;
3. со средней неравномерностью - многоцилиндровые ДВС;
4. со значительной неравномерностью - одноцилиндровые ДВС.

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 роторные 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 | 6,3  | 7,1  | 8,0 | 9,0 | 10,0 | 11,2 | 12,5 | 14  | 16  | 18  |
| $u_o$                          | Ряд | 1 | 2 | 20,0 | 22,4 | 25  | 28  | 31,5 | 35,5 | 40   | 45  | 50  | 63  |
| Для трехступенчатых редукторов |     |   |   |      |      |     |     |      |      |      |     |     |     |
| $u_o$                          | Ряд | 1 | 2 | 31,5 | 35,5 | 40  | 45  | 50   | 56   | 63   | 71  | 80  | 100 |
| $u_o$                          | Ряд | 1 | 2 | 112  | 125  | 140 | 160 | 180  | 200  | 224  | 250 | 280 | 355 |



1а - опоры на роликовых подшипниках, 1б - опоры на шариковых подшипниках

Рис. 4.2.4. а), б) графики для определения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки по ширине венца при расчете контактной прочности зубьев  $k_{H\beta}$  для схем конических редукторов 1, 2;

в) схемы редукторов [12]

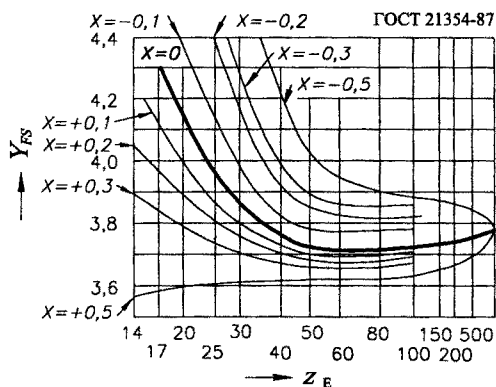


Рис. 4.2.5. Графики для определения коэффициента  $Y_{Fs}$ , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений

1. Цилиндрические передачи:
  - 1.1.  $\beta = 0^\circ$ ;  $Z_{E1(2)} = Z_{1(2)}$ ;
  - 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  $\varphi_H$  и  $\varphi_F$ , учитывающих изменение прочности конической передачи с непрямым зубом по сравнению с прочностью цилиндрической передачи [12]

|             | $HB_1 \leq 350$<br>$HB_2 \leq 350$ | $HRC_1 \geq 45$<br>$HB_2 \leq 350$ | $HRC_1 \geq 45$<br>$HRC_2 \geq 45$ |
|-------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| $\varphi_H$ | $1,22 + 0,21 u$                    | $1,13 + 0,13 u$                    | $0,81 + 0,15 u$                    |
| $\varphi_F$ | $0,94 + 0,08 u$                    | $0,85 + 0,04 u$                    | $0,65 + 0,11 u$                    |

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<sup>-1</sup>;  $u$ .  
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 ( $\sigma_s, \sigma_T$ , МПа) при предварительно оцененной скорости скольжения  $v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1^2 \sqrt{T_2}$ , м/с.

1.1. Допускаемые контактные напряжения, МПа:

$HV$  червяка  $\leq 350$ ;  $HRC$  червяка  $\geq 45$ :  
группа I  $[\sigma_H] = 0,75 Z_N c_v \sigma_s$ ;  $[\sigma_H] = 0,90 Z_N c_v \sigma_s$ ;  
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

$Z_N = \sqrt[9]{N_{H\lim}/N_{HE}}$ . При  $N_{H\lim} \leq N_{HE}$   $Z_N = 1$ .

Здесь  $N_{H\lim} = 10^7$  - базовое число циклов;

$N_{HE}$  - эквивалентное число циклов (4.1 п. 2.2).

При расположении червяка вне масляной ванны значения  $[\sigma_H]$  следует уменьшить на 15%.

1.2. Допускаемые изгибные напряжения, МПа:

Передача неревверсивная реверсивная

группа I, II  $[\sigma_F] = (0,08 \sigma_s + 0,25 \sigma_T) Y_N$ ;  $[\sigma_F] = 0,12 \sigma_s Y_N$ ;

группа III  $[\sigma_F] = 0,12 \sigma_H Y_N$ ;  $[\sigma_F] = 0,06 \sigma_H Y_N$ ,

где  $Y_N$  - коэффициент долговечности

$Y_N = \sqrt[9]{N_{F\lim}/N_{FE}}$ . При  $N_{F\lim} \leq N_{FE}$   $Y_N = 1$ .

Здесь  $N_{F\lim} = 10^6$  - базовое число циклов;

$N_{FE}$  - эквивалентное число циклов (4.1 п. 4.2).

2. РАСЧЕТ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ

И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

2.1. При числе заходов червяка  $z_1 = 1; 2; 4$  определяют число зубьев червячного колеса  $z_2 = z_1 u$ , откуда выбирается  $z_2$ .  $z_2$  - целое число;  $z_{2\min} = 28$ .

2.2. Расчетное межосевое расстояние, мм

$$\sigma'_w = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left[ \frac{170}{[\sigma_H] z_2 / q} \right]^2 T_2 k_H \cdot 10^3 }$$

где  $k_H = 1,1$  - коэффициент динамической нагрузки. Предварительно принимают коэффициент диаметра червяка  $q' = 10$ .

2.3. Расчетный осевой модуль, мм  $m' = 2 \sigma'_w / (q' + z_2)$ .

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  $\sigma'_w$ .

2.4. Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt[3]{ \left[ \frac{(z_2/q) + 1}{\sigma_w} \right]^2 T_2 k_H \cdot 10^3 \leq [\sigma_H] }.$$

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  $\sigma_w$  в соответствии с ГОСТ (табл. 4.2.19), используют корректирование червячного колеса.

Коэффициент смещения колеса

$$x_2 = \sigma_w / m - 0,5(q + z_2); \quad [|x_2| \leq 0,7; |x_{2\max}| \leq 1,0].$$

Для червяков ZA, ZI, ZN, ZK (рис. 10.4.1) рекомендуется  $x_2 = -0,5$ ; для червяков ZT  $x_2 = +1,0$ .

2.7. Размеры червяка, мм червячного колеса, мм

|                         |                                    |
|-------------------------|------------------------------------|
| $d_1 = m q$ ;           | $d_2 = m z_2$ ;                    |
| $d_{w1} = m q$ ;        | $d_{w2} = m(z_2 + 2x_2)$ ;         |
| $d_{o1} = m(q + 2)$ ;   | $d_{o2} = m(z_2 + 2 + 2x_2)$ ;     |
| $d_{f1} = m(q - 2,4)$ ; | $d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x_2)$ ;   |
| $b_1$ (табл. 4.2.20).   | $d_{o\max 2}, b_2$ (табл. 4.2.20). |

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

$$W_{F1} = F_{t2} k_F / b_2 \quad (k_F = 1,1).$$

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,

$$\text{МПа} \quad \sigma_F = 0,7 W_{F1} Y_F / m \leq [\sigma_F].$$

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, мм<sup>4</sup>;

$$J_f = \pi d_{f1}^4 / 64 \text{ мм}^4; \quad \varphi = 0,4 + 0,6(d_{o1}/d_{f1}).$$

Допускаемый прогиб, мм  $[f] = (0,005 \dots 0,01) m$ .

5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

5.1. КПД передачи  $\eta_{\text{черв}} = \tg \gamma / \tg(\gamma + \rho')$ ,

где  $\rho' = \arctg f'$  - угол трения, град;

$$f' = f(v_s) \quad (\text{табл. 4.2.24}).$$

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  $S = 20 \sigma_w^2 / 10^6$ , м<sup>2</sup>. Для 2-х и более ступенчатых редукторов  $S$  оценивается из их компоновки без учета площади дна редуктора (размеры  $B_{\text{нар}}, L_{\text{нар}}$  и  $H$  - рис. 5.6.1).

$k_t = (0,008 \dots 0,011)$  кВт/(м<sup>2</sup>·град) - при слабой циркуляции воздуха;

$k_t = (0,014 \dots 0,017)$  - при хорошей циркуляции воздуха.

5.4. Если  $Q_1 = Q_2$ , то температура редуктора  $T = T_p = 70^\circ\text{C}$ .

Если  $Q_1 \leq Q_2$ , то температура  $T = T_o + Q_1 / (k_t S) < 70^\circ\text{C}$ .

Если  $Q_1 \geq Q_2$ , 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 смонтированным вентилятором. При этом учитывается только 0,5  $S$  ребер;

$k_t = (0,020 \dots 0,028)$  кВт/(м<sup>2</sup>·град);

в) редуктор выполнить с проточным охлаждением;

$k_t = (0,090 \dots 0,200)$  кВт/(м<sup>2</sup>·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).

7. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ, Н

Уточненная мощность и момент на входном валу передачи  $P_{1y} = P_2 / \eta_{\text{черв}}$ , кВт;  $T_{1y} = 9550 P_{1y} / n_1$ , Н·м.

|            | червячное колесо                       | червяк *                                    |
|------------|----------------------------------------|---------------------------------------------|
| Окружные   | $F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_{w2}$ ; | $F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_{1y} / d_{w1}$ ;   |
| Радиальные | $F_{r2} = F_{t2} \tg \alpha$ ;         | $F_{r1} = F_{t1} \tg \alpha / \tg \gamma$ ; |
| Осевые     | $F_{a2} = F_{t2} \tg \gamma$ .         | $F_{a1} = F_{t1} / \tg \gamma$ .            |
|            |                                        | ( $\alpha = 20^\circ$ )                     |

Табл. 4.2.15. Значения коэффициента  $c_v$  [36]

| $v_s, \text{м/с}$<br>$c_v$ | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    |
|----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                            | 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<br>Группа                         | Марка        | Способ<br>отливки | $\sigma_B, \text{МПа}$<br>$\sigma_H$ (для СЧ) | $\sigma_T, \text{МПа}$ | $v_s, \text{м/с}$ |
|--------------------------------------------|--------------|-------------------|-----------------------------------------------|------------------------|-------------------|
| Бронзы<br>оловянистые<br>I                 | БрО10Н1Ф1    | Ц                 | 285                                           | 165                    | > 5               |
|                                            | БрО10Ф1      | К/З               | 275/230                                       | 200/140                |                   |
|                                            | БрО5Ц5С5     | К/З               | 200/145                                       | 90/80                  |                   |
| Бронзы<br>безоловянистые<br>и латуни<br>II | БрФ10Ж4Н4    | Ц/К               | 700/650                                       | 460/430                | 2...5             |
|                                            | БрФ10Ж3Мц1,5 | К/З               | 550/450                                       | 360/300                |                   |
|                                            | БрФ9ЖЗЛ      | Ц/К/З             | 530/500/425                                   | 245/230/195            |                   |
|                                            | ЛЦ23А6ЖЗМц2  | Ц/К/З             | 500/450/400                                   | 330/295/260            |                   |
| Чугуны<br>серые<br>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                                                    | 2-й ряд                                        | 3-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 | ...                                            | ...     |
| ... | ...                                                        | 1,5 3,0 3,5 6,0 7,0 12,0                       | ...     |
| ... | ...                                                        | 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                  | 2-й ряд |
|-----|--------------------------|---------|
| ... | 6,3 8,0 10 12,5 16 20 25 | ...     |
| ... | 7,1 9,0 11,2 14 18 22,4  | ...     |

Примечание. Допускается применение  $q = 7,5$  и  $12,0$ .

Табл. 4.2.19. Значения межосевых расстояний  $a_w$ , мм

ГОСТ 2144-93

| $a_w$ | 1-й ряд                                     | 2-й ряд |
|-------|---------------------------------------------|---------|
| ...   | 40 50 63 80 100 125 160 200 250 315 400 500 | ...     |
| ...   | 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

ГОСТ 19650-74

| Коэффициент<br>смещения<br>$x$ | 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                            | 2-й ряд |
|-----|------------------------------------|---------|
| ... | 5,0 6,3 8,0 10 12,5 16,0 20,0 25,0 | ...     |
| ... | 5,6 7,1 9,0 11,2 14,0 18,0 22,4    | ...     |
| $u$ | 1-й ряд                            | 2-й ряд |
| ... | 31,5 40,0 50,0 63,0 80,0 100       | ...     |
| ... | 28,0 35,5 45,0 56,0 71,0 90,0      | ...     |

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

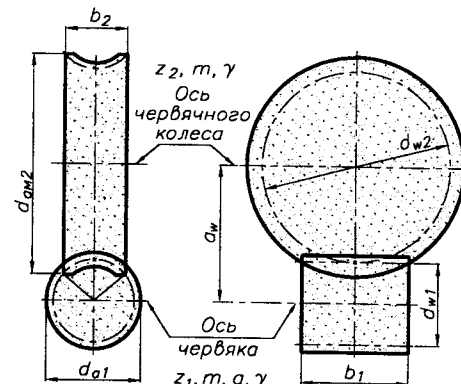


Рис. 4.2.6. Основные параметры червячной цилиндрической передачи, полученные в результате прочностного расчета

Табл. 4.2.23. Рекомендации по выбору степени точности червячных передач

| Степень<br>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  $v_s$ , 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 ( $E^\circ$ )

| $v_s, \text{м/с}$              | < 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.

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

#### 2. ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ:

- 1.1. Размеры зубчатых цилиндрических, конических и червячных передач (4.2.1, 4.2.2, рис. 4.2.1; 4.2.4, 4.2.5, рис. 4.2.2; 4.2.8, рис. 4.2.6).
- 1.2. Диаметры валов  $d_{вал}$  после их предварительного определения (табл. 1.2.4).

- 2.1.  $L_{см} \approx D_{см} \approx (1,6...1,8)d_{вал}$  — 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  $d = d_{вал}$  (рис. 5.1.1).

#### РАЗМЕРЫ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОМПОНОВКИ

- 3.1.  $\delta$  — толщина стенки редуктора (табл. 12.2.3).  
Для редукторов минимальная толщина стенки  $\delta_{min} = 8,0$  мм.
  - 3.1.1 — Для редукторов цилиндрических:
    - одноступенчатых —  $\delta = (0,025 a_{wцил I} + 1)$  мм;
    - двухступенчатых —  $\delta = (0,025 a_{wцил II} + 3)$  мм.
  - 3.1.2 — Для конических редукторов:
    - одноступенчатых —  $\delta = (0,05 R_e + 1)$  мм;
    - коническо-цилиндрических —  $\delta = (0,025 a_{wцил} + 3)$  мм.
  - 3.1.3 — Для редукторов червячных:
    - одноступенчатых —  $\delta = (0,04 a_{wчерв} + 2)$  мм;
    - червячно-цилиндрических —  $\delta = (0,04 a_{wчерв} + 3)$  мм;
    - (большая величина)  $\delta = (0,025 a_{wцил} + 3)$  мм.
- 3.2. Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора:
  - до боковой поверхности вращающейся части —  $c = (1,0...1,2) \delta$  мм;
  - до боковой поверхности подшипника качения —  $c_1 = (3...5)$  мм.

- 3.3. Расстояние в осевом направлении между вращающимися частями, смонтированными на:
  - на одном валу —  $c_2 = (0...5)$
  - на разных валах —  $c_3 = (0,5...1,0) \delta$

- 3.4. Радиальный зазор между зубчатым колесом одной ступени и валом другой ступени (min) —  $c_4 = (1,2...1,5) \delta$

- 3.5. Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев:
  - до внутренней поверхности стенки редуктора  $c_5 = 1,2 \delta$
  - до внутренней нижней поверхности стенки корпуса (величину  $c_6$  определяет также объем масляной ванны 12.3...12.5, 13.13)  $c_6 = (5...10) m$

- 3.6. Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных наружных частей редуктора —  $c_7 = (5...8)$

- 3.7. Ширина фланцев  $S$ , соединяемых болтом диаметром  $d_{болт} = 1,5 \delta$ ,  $k = f(d_{болт})$  (табл. 5.1.1) —  $S = k + \delta + 6$

- 3.8. Толщина фланца боковой крышки (рис. 12.1.2, табл. 12.1.1) —  $h_1 = f(D)$

- 3.9. Высота головки болта —  $h = 0,8 h_1$

- 3.10. Толщина фланца втулки —  $h_2 = h_1$

- 3.11. Толщина стакана (табл. 12.11.1) —  $h_3 = f(D)$

- 3.12. Длина цилиндрической части крышки (выбирается конструктивно) —  $h_{4min} = 5$

- 3.13. Расстояние между боковыми поверхностями подшипников, монтируемых парами —  $h_5 = (0...5)$

- 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.

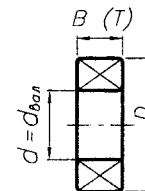


Рис. 5.1.1. Габаритные размеры подшипника качения

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  |

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  $(h+h_1)$ .

## 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  $d_{w1(2)}, d_a$ ;
- ширины колес  $b_1, b_2$ .

Диаметры валов  $d_{вал1(2)}$ , мм (табл. 1.2.4).

Размеры ступиц колес, мм (5.1 п. 2.1).

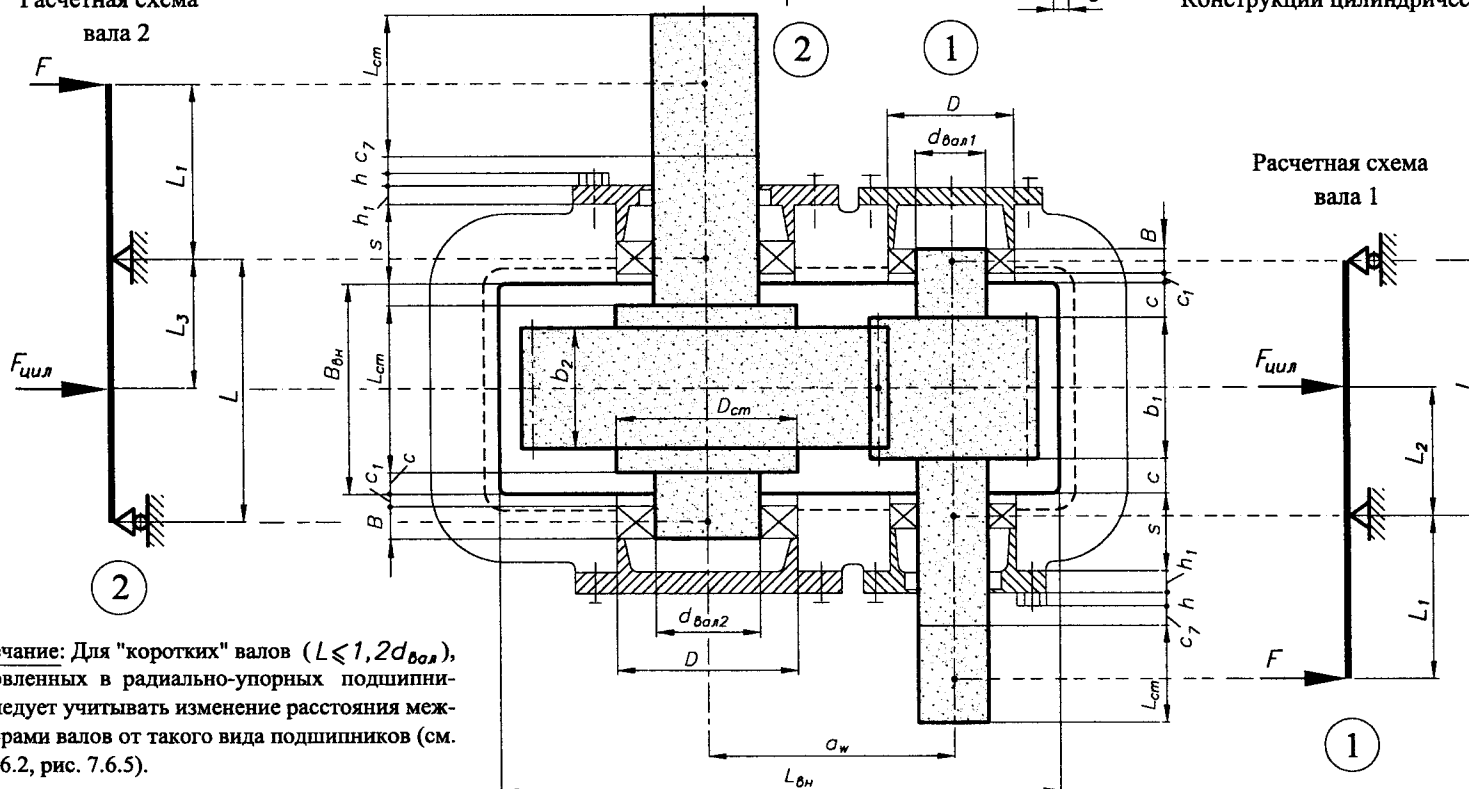
$$L_{ст} \sim D_{ст} \sim (1,6 \dots 1,8) d_{вал}.$$

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).

Расчетная схема  
вала 2



Примечание: Для "коротких" валов ( $L \leq 1,2 d_{0a1}$ ), 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).

$F_{цил}$  — 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. 5.2.1

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  $a_{w1(II)}$ ;
- диаметры колес  $d_{w1(2) I(II)}$ ,  $d_{o1(2) I(II)}$ ;
- ширины колес  $b_{1(2) I(II)}$ .

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).

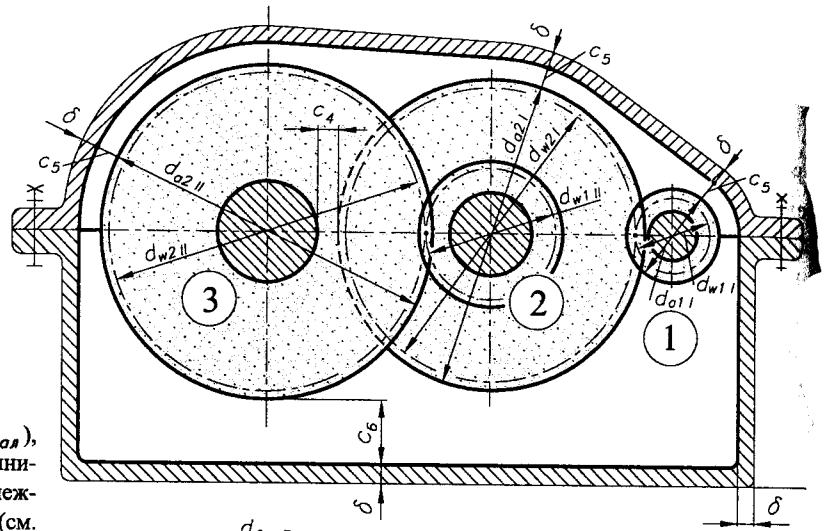
Другие размеры для выполнения компоновки  
(5.1 п. 3).

Конструкции цилиндрических зубчатых колес  
(11.2.2).

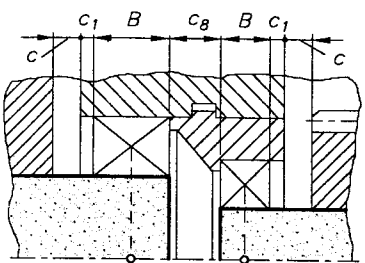
Результатом компоновки являются величины  $L, L_1, L_2, L_3$ , определяемые замером их на ММ-бумаге.

При использовании врезных подшипниковых крышек длина консольного участка вала уменьшается на  $(h+h_1)$ .

Примечание: Для "коротких" валов ( $L \leq 1,2 d_{вал}$ ), установленных в радиально-упорных подшипниках, следует учитывать изменение расстояния между опорами валов от такого вида подшипников (см. рис. 7.6.2, рис. 7.6.5).



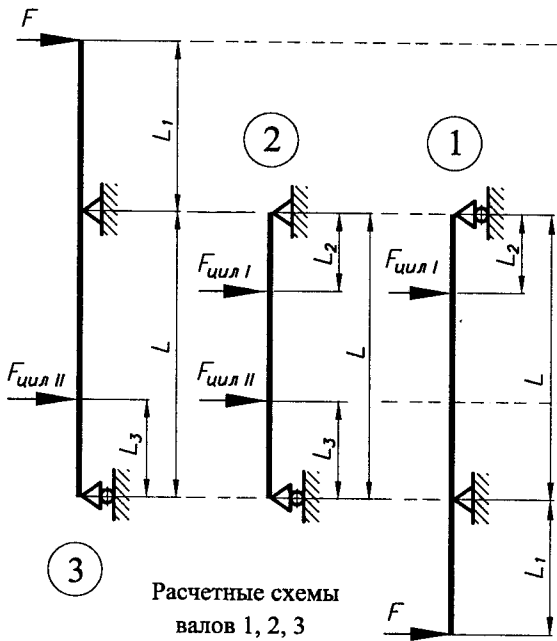
КОМПОНОВКА  
внутреннего подшипникового узла  
соосных редукторов



$c_8 = (0,7 \dots 1,0) \delta$

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.



Расчетные схемы валов 1, 2, 3

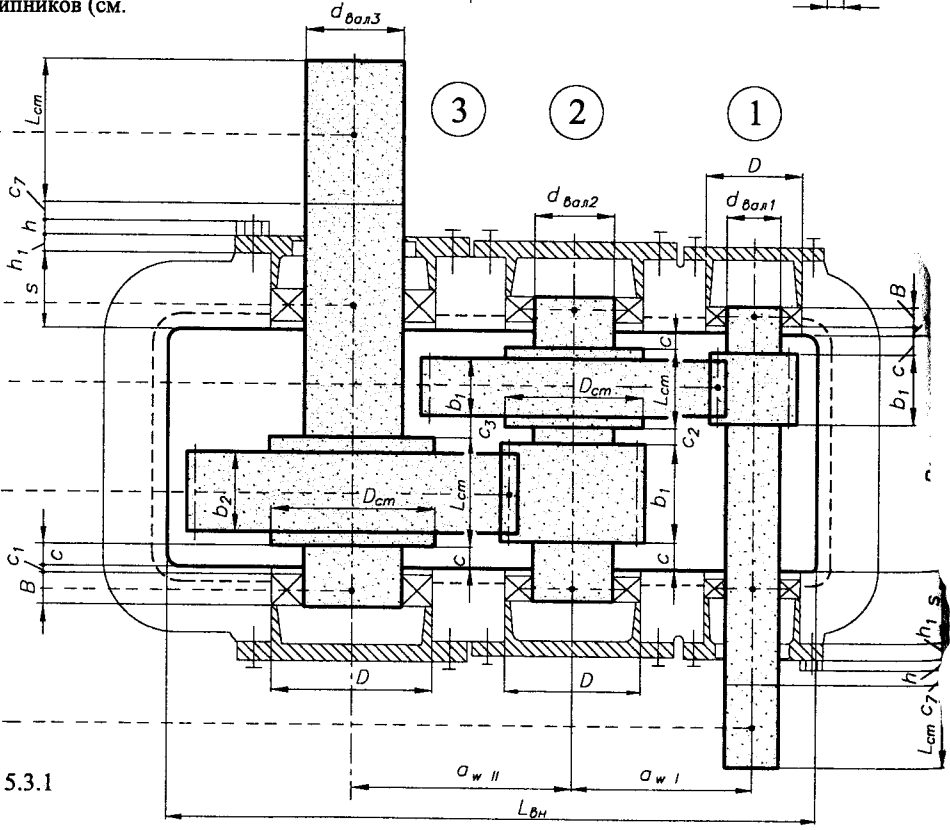


Рис. 5.3.1