

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра механики материалов и деталей машин

А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович

ДЕТАЛИ МАШИН. ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением
по аграрному техническому образованию в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования, обучающихся по группе специальностей
74 06 Агроинженерия и 1-36 12 01 Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники*

Минск
БГАТУ
2014

УДК 620.81(07)
ББК 35.44я7
С44

Рецензенты:

кафедра «Детали машин и подъемно-транспортные устройства»
Белорусского государственного технологического университета;
начальник отдела технологий продукции из корнеплодов
РУП «Научно-практический центр НАН Беларуси по продовольствию»,
кандидат технических наук *Н. Н. Петюшев*

Скойбеда, А. Т.

С44 Детали машин. Теория и расчет : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда,
В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. – Минск : БГАТУ, 2014. – 372 с.
ISBN 978-985-519-690-8.

Приведены основы теории и расчета разъемных и неразъемных соединений деталей, фрикционных, ременных и цепных передач, валов, подшипников и других деталей машин общемашиностроительного применения. Пособие снабжено большим количеством примеров расчета и задач для самостоятельной работы. Содержит методические рекомендации, нормативные материалы и выдержки из стандартов, необходимые для выполнения расчетов.

Для студентов агроинженерных, механических и машиностроительных специальностей учреждений высшего и среднего специального образования, может быть использовано работниками конструкторских отделов предприятий, проектных и научно-исследовательских организаций.

УДК 620.81(07)
ББК 35.44я7

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
ГЛАВА 1. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ МАШИН, ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТЫ БЕЗОПАСНОСТИ.....	6
1.1. Основные требования к материалам деталей.....	6
1.2. Особенности расчета деталей машин.....	8
1.3. Допускаемые напряжения.....	11
1.4. Коэффициенты запаса прочности.....	18
1.5. Примеры расчета.....	20
1.6. Задачи для самостоятельной работы.....	23
ГЛАВА 2. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	26
2.1. Общие сведения.....	26
2.2. Сварные стыковые соединения.....	26
2.3. Сварные нахлесточные соединения.....	29
2.4. Выбор допускаемых напряжений.....	37
2.5. Примеры расчета.....	40
2.6. Задачи для самостоятельной работы.....	48
ГЛАВА 3. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ С НАТЯГОМ.....	51
3.1. Введение в систему допусков и посадок.....	51
3.2. Общие сведения о соединениях с натягом.....	54
3.3. Условия работоспособности соединения с натягом.....	54
3.4. Последовательность подбора посадки.....	60
3.5. Примеры расчета.....	60
3.6. Задачи для самостоятельной работы.....	63
ГЛАВА 4. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	65
4.1. Общие сведения.....	65
4.2. Типы резьб и их геометрические параметры.....	67
4.3. Соотношение между силами и моментами завинчивания, КПД, условия самоторможения, способы и средства предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания.....	75
4.4. Расчет витков резьбы на прочность.....	81
4.5. Основные примеры расчета резьбовых соединений.....	83
4.5.1. К незатянutoму болту приложена внешняя растягивающая нагрузка.....	83
4.5.2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует.....	83
4.5.3. Соединение нагружено внешней сдвигающей силой.....	84
4.5.4. Соединение болтом с эксцентричной головкой.....	86
4.5.5. Соединение нагружено внешней отрывающей силой.....	87
4.5.6. Особенности расчета групповых резьбовых соединений.....	90
4.6. Допускаемые напряжения в резьбовых крепежных деталях.....	94
4.6.1. При постоянных нагрузках.....	94
4.6.2. При переменных нагрузках в зависимости от цикла нагружения допускаемые напряжения для болтов (винтов), шпилек.....	95
4.7. Примеры расчета.....	96
4.8. Примеры для самостоятельного решения.....	110
ГЛАВА 5. ШПОНОЧНЫЕ, ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ), ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	113
5.1. Шпоночные соединения.....	113
5.2. Шлицевые (зубчатые) соединения.....	122
5.3. Соединения штифтами.....	130
5.4. Примеры расчета.....	131
5.5. Задачи для самостоятельной работы.....	136
ГЛАВА 6. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	139
6.1. Общие сведения.....	139
6.2. Критерии работоспособности и основы расчета фрикционных передач.....	144
6.3. Применяемые материалы и допускаемые напряжения.....	151
6.4. Примеры расчета.....	154

6.5. Задачи для самостоятельной работы	162
ГЛАВА 7. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	165
7.1. Общие сведения.....	165
7.2. Конструкция и материалы ремней	166
7.3. Силовые, кинематические и геометрические соотношения в ременных передачах	174
7.4. Напряжение в ремне и его долговечность	179
7.5. Потери в ременной передаче, КПД передачи и допускаемые напряжения в ремнях	182
7.6. Расчет ременных передач.....	185
7.7. Шкивы ременных передач	194
7.8. Натяжные устройства.....	198
7.9. Примеры расчета	201
7.10. Задачи для самостоятельной работы	211
ГЛАВА 8. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	213
8.1. Общие сведения	213
8.2. Геометрические и кинематические соотношения	215
8.3. Силы в ветвях цепи и нагрузка на валы	217
8.4. Критерии работоспособности и расчет цепных передач.....	218
8.5. Конструирование звездочек цепных передач.....	225
8.6. Примеры расчета.....	232
8.7. Задачи для самостоятельной работы	243
ГЛАВА 9. ВАЛЫ И ОСИ.....	244
9.1. Общие сведения.....	244
9.2. Материалы валов, осей, критерии работоспособности	252
9.3. Расчеты валов	253
9.3.1. Ориентировочный расчет и предварительная разработка конструкции вала	253
9.3.2. Расчет валов по эквивалентному моменту	254
9.3.3. Расчет валов на сопротивление усталости.....	267
9.3.4. Расчет валов на жесткость.....	269
9.4. Примеры расчета.....	272
9.5. Задачи для самостоятельной работы	292
ГЛАВА 10. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ	296
10.1. Общие сведения.....	296
10.2. Виды изнашивания и отказов подшипников скольжения	299
10.3. Подшипниковые материалы.....	300
10.4. Расчет подшипников скольжения для условий с несовершенной смазкой.....	302
10.5. Расчет подшипников скольжения жидкостного трения	305
10.6. Трение в подшипниках скольжения	312
10.7. Примеры расчета	314
10.8. Задачи для самостоятельной работы	318
ГЛАВА 11. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ	320
11.1. Общие сведения.....	320
11.2. Характер и причины отказов подшипников качения.....	323
11.3. Нагружение тел качения.....	323
11.4. Статическая расчетная грузоподъемность подшипника	324
11.5. Расчетный ресурс подшипников и подбор по динамической грузоподъемности	325
11.6. Опоры качения, конструкции, общие положения	332
11.7. Определение осевых сил, нагружающих радиально-упорные подшипники.....	336
11.8. Последовательность расчета и выбора подшипников качения.....	338
11.9. Примеры расчета	357
11.10. Задачи для самостоятельной работы	367
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	370

ПРЕДИСЛОВИЕ

Развитие агропромышленного производства, науки, техники, совершенствование экономических отношений возможно только за счет быстрого обновления производства на базе новых передовых технологий и машин. Создание высокопроизводительных, технологичных и экономичных машин невозможно без постоянного их конструктивного совершенствования, использования современных способов расчета, ЭВМ, примеров автоматизированного производства.

Большинство современных машин создается с применением более прочных и износостойких материалов, различных способов их упрочнения и коррозионной защиты, многовариантностью конструктивных решений в соответствии с известными условиями эксплуатации, требованиями эстетики и эргономики. Конструирование машин невозможно без использования разъемных и неразъемных соединений, передач (зубчатых, червячных, ременных, цепных, фрикционных) и их элементов (валов, осей, подшипников, муфт). Их изучению способствует комплекс научных дисциплин: теория машин и механизмов, машиностроительные материалы, механика материалов, детали машин и основы конструирования, технология машиностроения, расчет и конструирование различных специальных машин (двигателей, автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных машин, оборудования перерабатывающих отраслей), эксплуатация машин, триботехника (наука о трении, износе и смазочных материалах), надежность машин и др.

Обучение методике расчета и конструирования деталей машин, их сборочных единиц является важнейшей задачей при подготовке инженеров-механиков. Этому способствует учебный курс «Детали машин и основы конструирования», который преподают на инженерных факультетах учреждений высшего образования, включая и сельскохозяйственные. Им завершается общетехническая подготовка студентов.

В курсе «Детали машин и основы конструирования» рассматриваются особенности расчета и конструирования деталей и сборочных единиц общемашиностроительного назначения. Этому и посвящено данное учебно-методическое пособие. В нем представлены разделы учебного курса «Детали машин и основы конструирования», изучаемые во время проведения практических занятий и управляемой самостоятельной работы студентов. Рассмотрены примеры решения типовых задач и предложены задачи для управляемой самостоятельной работы. В пособии наряду с расчетами большое внимание уделено методике конструирования деталей и сборочных единиц. По определенным критериям сопоставлены конкурирующие варианты расчетов и конструктивных исполнений неразъемных и разъемных соединений, фрикционных, ременных и цепных передач, валов и подшипниковых узлов.

ГЛАВА 1. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ МАШИН, ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТЫ БЕЗОПАСНОСТИ

1.1. Основные требования к материалам деталей

Машины, механизмы, комплекты, приборы, аппараты, приспособления, рабочие инструменты собирают из отдельных сборочных единиц, которые, в свою очередь, состоят из деталей. При этом деталью называют часть (элемент) конструкции, изготовленную из однородного материала без использования сборочных или монтажных операций (например, болт, гайка, шайба, вал, шпонка, шестерня и т.п.). К деталям относятся элементы, полученные из однородного материала сваркой, пайкой, сшиванием, склеиванием.

Приступая к расчету и проектированию детали, прежде всего, выбирают материал для ее изготовления. При этом рассматриваются три основных аспекта: механический или конструкционный, технологический и экономический. Это связано с тем, что детали машин должны удовлетворять условиям надежности и экономичности (безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость или определенные сочетания этих свойств), т.е. способности, сохраняя свои эксплуатационные показатели, выполнять заданные функции в течение заданного срока службы, а также иметь минимальную стоимость изготовления и низкие эксплуатационные затраты. Поэтому возникает необходимость применять для изготовления детали такие материалы, которые позволяли бы рассчитывать и конструировать ее без больших запасов прочности, изготавливать по безотходной технологии при минимальных затратах.

Так как в пособии рассматриваются детали общего назначения, входящие в группы неразъемных (сварные, клеевые, паяные, заклепочные) и разъемных соединений (болты, гайки, шпонки, штифты), передач (зубчатые колеса, червяки, звездочки, шкивы) и элементов, обеспечивающих их работу (оси, валы, подшипники, муфты), то укажем основные критерии выбора материалов для этих групп деталей.

В резьбовых соединениях, как правило, разрушается стержень болта (винта, шпильки) или изнашивается резьба на этих деталях и гайках. Поэтому материалы этих соединений должны обладать высокой прочностью, а грузовые, ходовые винты и гайки, кроме того, и износостойкостью.

В качестве материалов для изготовления болтов, винтов и шпилек используют стали низко- и среднеуглеродистые обыкновенного качества, углеродистые качественные, легированные, нержавеющие, цветные металлы и сплавы. Из этих же материалов изготавливают и гайки. Для гаек грузовых и ходовых винтов используют антифрикционные чугуны, серые чугуны и оловянные бронзы. Для высоконагруженных соединений, работающих при переменных и ударных нагрузках, повышенных температурах и в агрессивных средах применяют качественные конструкционные (ГОСТ 1050-88) и легированные (ГОСТ 4543-71) стали. Повышение прочности болтов, шпилек осуществляют термической и химико-термической обработками. Этим существенно уменьшаются их габариты и снижается масса.

В качестве материалов для шпонок используются чистотянутые стали прямоугольных и круглых сечений. Обычно это стали Ст6, стали 45, 50 и другие с пределом прочности не ниже 600 МПа.

Штифты изготавливают из сталей 45 и А12; при необходимости проводят поверхностную закалку до твердости 45...55 HRC.

Выбор материала для изготовления зубчатых колес обусловлен необходимостью обеспечения контактной и изгибной прочности зубьев, назначением передачи и условиями ее работы. Также критериями могут быть габариты передачи и масса. Причем габариты и масса зубчатых колес уменьшаются с повышением твердости рабочих поверхностей зубьев, назначением качественной марки стали и термической обработки.

Наличие скольжения в червячной передаче вызывает необходимость использования качественных материалов с антифрикционными свойствами, высокой износостойкостью и стойкостью против заедания. Червяки изготавливают из углеродистых или легированных сталей, подвергая витки объемной или поверхностной термообработке. В качестве материалов для изготовления зубчатых венцов червячных колес используют бронзы, латуни, чугуны, пластмассы.

Детали приводных цепных передач изготавливают, в основном, из стального холодотянутого проката: пластины цепей и звездочки – из углеродистых и легированных сталей; валики, втулки и

ролики – из легированных сталей с последующей цементацией или азотированием. Также для изготовления звездочек тихоходных ($v < 2$ м/с) и малонагруженных передач используют чугуны и пластмассы.

Для шкивов ременных передач применяются чугуны, стали, легкие сплавы и пластмассы.

Конструкция, размеры и материал вала и оси во многом зависят от критериев, определяющих их работоспособность. Эти детали оцениваются, в основном, прочностью, жесткостью, виброустойчивостью и износостойкостью. Если вал изготавливается как одно целое с шестерней (вал-шестерня), то материал вала и способ термообработки обуславливаются материалом и прочностью зубьев шестерни. В других случаях для изготовления валов применяют углеродистые конструкционные (ГОСТ 1050-88), легированные стали (ГОСТ 4543-71). Также если размеры вала определяются условиями жесткости, то можно использовать стали углеродистые обыкновенного качества (ГОСТ 380-2005), а для фасонных валов (коленчатые, с эксцентриками) – высокопрочные и модифицированные чугуны (ГОСТ 7293-85).

Для работы в паре со стальными шейками валов и осей выбирают материалы для изготовления подшипников скольжения. Работоспособность подшипника скольжения зависит от твердости материалов шеек вала и оси. Поэтому подшипниковые материалы должны иметь низкий коэффициент трения в паре со стальной шейкой вала, быть износостойкими и обладать высоким сопротивлением усталости. Этим условиям удовлетворяют антифрикционные металлические (антифрикционный чугун, оловянистые, оловянно-фосфоритные, алюминиевые и свинцовистые бронзы, алюминево-оловянистые и цинковые сплавы), металлокерамические (железографитовые), неметаллические материалы (металлофторопласты, текстолит, капрон, древесина, резина).

На основании приведенных выше данных можно сделать вывод, что основным конструкционным материалом в машиностроении является сталь. Поэтому одной из основных задач, решаемых разработчиками машин (конструкторами-машиностроителями), является выбор марки стали, которую необходимо использовать для изготовления конкретной детали.

Детали современных механизмов и машин в целом работают в условиях высоких динамических нагрузок, больших концентраций напряжений, высоких и низких температур. Чтобы произвести обоснованный выбор необходимой стали, разработчики конструкций деталей должны располагать достоверной информацией о свойствах материала и его характеристиках, проявляющихся в условиях работы детали (температура, среда, характер и величина нагрузки и т.п.). Так как поиск такой разноплановой информации сложен и зачастую она отсутствует, то каждый разработчик решает эту задачу исходя из своего опыта и полученных знаний. Из-за недостатка информации о проявляющихся свойствах материалов при различных условиях эксплуатации в расчетах изделия обычно закладывается завышенный запас прочности, что приводит к увеличению массы проектируемой детали и машины в целом и к повышенному расходу металла.

Следует отметить, что наиболее широко в машиностроении используются стали с повышенными характеристиками, полученными после закалки и высокого отпуска, легированные конструкционные стали, содержащие сравнительно дешевые марганец, хром и кремний. Марганец, являясь легирующим элементом (содержание в стали более 1 %), снижает критическую скорость закалки, повышает прокаливаемость, прочность, твердость, упругость. Марганцовистые стали 30Г, 40Г, 45Г, 35Г2, 40Г2, 45Г2 широко применяются в машиностроении для изготовления осей, тяг, рычагов, валиков и т.п. В термообработанном состоянии их используют для деталей, подвергающихся истиранию и действию высоких нагрузок (дисков, поршней, шестерен, коленчатых валов и др.). Хром положительно влияет на многие свойства стали: способствует более глубокой прокаливаемости, увеличивает устойчивость стали против перегрева и против отпуска; значительно повышает механические свойства. Хромистые стали 30Х, 35Х, 40Х, 45Х, 50Х применяют для изготовления средненагруженных деталей, работающих при отсутствии ударных нагрузок. Поэтому сталь 30Х рекомендуется для изготовления деталей относительно небольших размеров (осей, валиков, рычагов, болтов, гаек). Стали 35Х и 40Х обладают повышенной прочностью, их применяют для коленчатых валов, шестерен, осей, болтов ответственного назначения. Из сталей 45Х и 50Х изготавливают детали, работающие с трением без значительных ударных нагрузок (больших размеров зубчатые колеса, валы). Хромистые стали 33ХС, 38ХС, 40ХС хорошо зарекомендовали себя при изготовлении тонкостенных труб, валов, осей, зубчатых колес, от которых требуется высокая прочность, а также деталей пружинного типа – шайб, дисков трения, торсионных валов и других деталей с высокими прочностью, упругостью, износостойкостью.

Еще один легирующий элемент – кремний также является одним из лучших раскислителей и поэтому всегда присутствует в стали независимо от ее химического состава и назначения. При со-

держании кремния выше 0,4 % сталь считается легированной кремнием. Он оказывает большое влияние на повышение прочности и прокаливаемости стали.

Хромкремнемарганцевые стали 25ХГСА, 30ХГС, 30ХГСА, 35ХГСА применяются для изготовления деталей повышенной прочности, вязкости и износостойкости, а также ответственных сварных конструкций, работающих при знакопеременных нагрузках и температурах до 200 °С. Однако эти стали чувствительны к концентраторам напряжений, особенно после обычной закалки и отпуска.

1.2. Особенности расчета деталей машин

В инженерных расчетах реальные конструкции заменяют идеализированными моделями или расчетными схемами. Например, при расчетах на прочность по существу несплошной и неоднородный материал деталей рассматривают как сплошной и однородный, идеализируют опоры, нагрузки и форму деталей. Расчет становится приближенным. При этом для расчета напряженного и деформированного состояния деталей машин применяют упрощенные и уточненные модели формы. Это кольца (а), стержни (б), пластины (в), оболочки (г) (рис. 1.1).

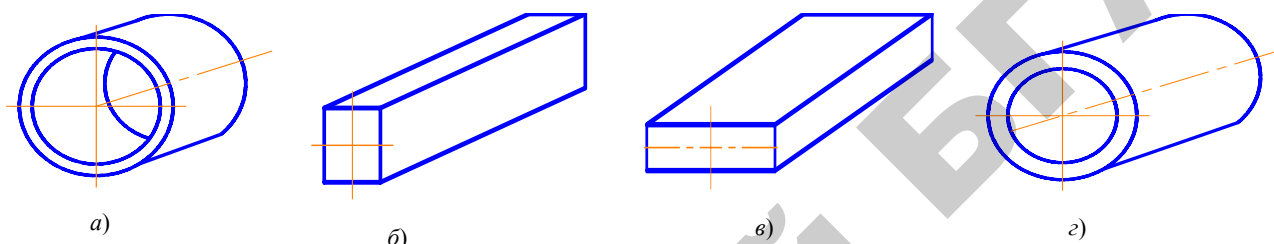


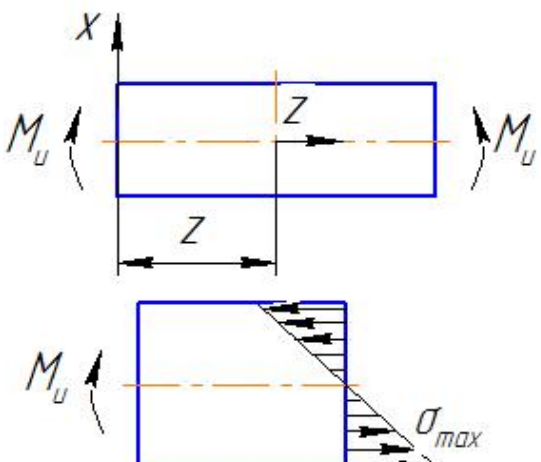
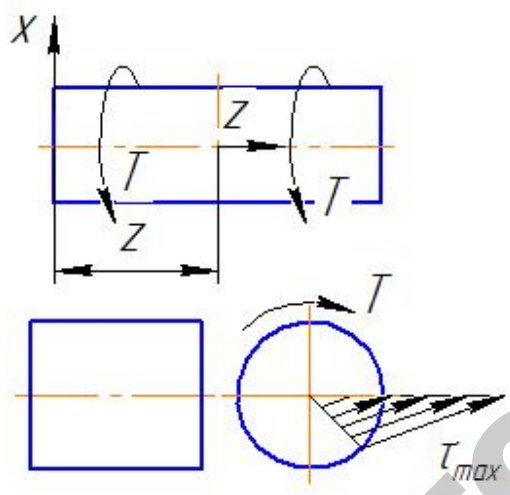
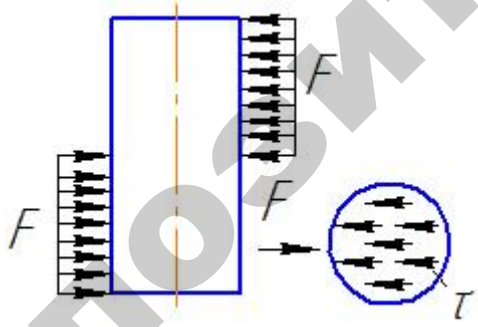
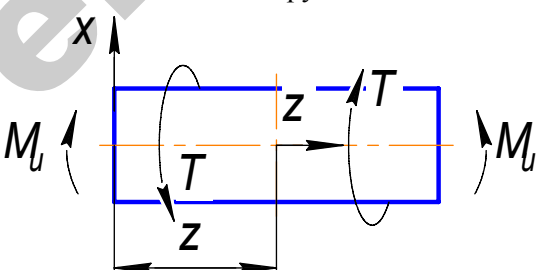
Рис. 1.1. Модели формы деталей машин

Например, для всех видов простой деформации стержней в табл. 1.1 приведены основные расчетные зависимости между максимальными напряжениями в точках и нагрузками, нагрузками и перемещениями, а также указаны области использования моделей форм.

Таблица 1.1

Расчетные случаи для моделей в форме стержней (бруса)

Вид деформации стержня	Максимальное напряжение в стержне и смещение стержня	Области использования модели в расчете
1	2	3
<p>Растяжение</p>	$\sigma = \frac{F}{A},$ <p>где F – сила, растягивающая стержень; A – площадь поперечного сечения.</p> $\vartheta(z) = \frac{F \cdot z}{4E},$ <p>где E – модуль упругости материала стержня</p>	<p>Резьбовые, сварные соединения, ремни, пластины цепных передач</p>

1	2	3
<p style="text-align: center;">Изгиб</p> 	$\sigma_{\max} = \frac{M_u}{W_u},$ <p>где M_u – момент изгибающий стержень; W_u – момент сопротивления сечения стержня при изгибе.</p> $\frac{dx^2}{dz^2} = \frac{M(z)}{EJ_u},$ <p>где J_u – момент инерции сечения стержня</p>	<p>Резьбовые, сварные соединения, зубья механических передач, соединительные пальцы муфт, валы, оси</p>
<p style="text-align: center;">Кручение</p> 	$\tau_{\max} = \frac{T}{W_p},$ <p>где T – вращающий момент; W_p – полярный момент сопротивления сечения круглого стержня.</p> $\varphi(z) = \frac{T \cdot z}{G \cdot J_p},$ <p>где G – модуль сдвига; J_p – полярный момент инерции сечения стержня</p>	<p>Сварные соединения, валы, пружины</p>
<p style="text-align: center;">Сдвиг (срез)</p> 	$\tau = \frac{F}{A},$ <p>где F – сила, срезающая стержень; A – площадь поперечного сечения стержня.</p> $\gamma = \frac{F}{GA}$	<p>Заклепочные, штифтовые, резьбовые, шпоночные соединения, цепи</p>
<p style="text-align: center;">Изгиб и кручение</p> 	$\sigma_{\max} = \frac{M_u}{W_u}; \quad \tau_{\max} = \frac{T}{W_p},$ <p>где W_u и W_p – соответственно осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала</p>	<p>Валы, резьбовые соединения</p>

Как в самих деталях в рабочем состоянии возникают деформации, так и между ними в сопряжении проявляются деформированные граничные слои. Надежность машин и механизмов в

большой степени зависит от процессов, происходящих в граничных слоях поверхностей взаимодействующих деталей. Поверхностью принято считать общую часть двух смежных областей пространства. Сопряженные поверхности могут быть совпадающими (боковые грани шпонок, шлиц с их пазами) и несовпадающими (поверхности тел качения и их дорожек в подшипниках, контактирующие поверхности зубьев зубчатых колес, винтовые пары с телами качения и др.). Контакт деталей может быть в условиях начального касания в точке или по линии (сжатие шаров или цилиндров (рис. 1.2, а и б)), а также по большой номинальной площади касания (рис. 1.2, в). При этом взаимодействие шаров и цилиндров под нагрузкой происходит по небольшим площадкам. Материал деталей в этом случае находится в сложном объемном напряженном состоянии. Напряжения эти называются контактными напряжениями.

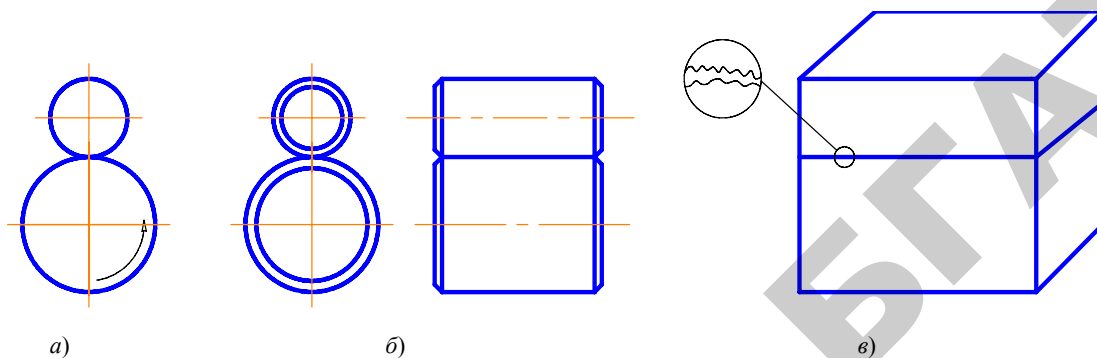


Рис. 1.2. Виды контакта деталей машин

Вдоль образующих сжатых цилиндров (начальное касание по линии) площадка контакта имеет вид полоски, контактные напряжения распределяются по ее ширине. При этом контактное напряжение (максимальное, нормальное по ширине площадки)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{F}{l \cdot R}}$$

где E – приведенный модуль упругости. Для контактирующих тел из разных материалов, имеющих модули упругости E_1 и E_2 , $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$, а для стальных контактирующих тел

$$E_1 = E_2 = E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

μ – коэффициент Пуассона (для стали $\mu = 0,2$);

F – сила прижатия одного контактирующего элемента к другому;

l – длина контакта;

$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}$ – приведенная кривизна. Для тел с внутренним контактом радиус принимается отрицательным, а для плоскости $R_2 = \infty$ (здесь R_1 и R_2 – радиусы кривизны соприкасающихся поверхностей).

Контактное напряжение при сжатии шаров, торов с неодинаковыми радиусами образующих, а также цилиндров и конусов с перекрещивающимися осями (начальное касание в точке)

$$\sigma_H = c \sqrt[3]{\frac{FE^2}{R^2}}$$

где c – коэффициент, зависящий от формы тел качения.

Важнейшим критерием работоспособности является прочность, т.е. способность детали сопротивляться разрушению или возникновению недопустимых пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Все детали под действием нагрузок меняют свою форму и разме-

ры. Прочность как способность детали сопротивляться разрушению оценивается с помощью допускаемых напряжений или запасов прочности.

Расчет на прочность осуществляется по известному допускаемому напряжению с целью нахождения основных размеров детали (проектный расчет), затем для сконструированной детали производится оценка прочности сравнением расчетных напряжений с допускаемыми или расчетного коэффициента запаса прочности (безопасности) с допускаемым. Условия прочности имеют вид

$$\sigma \leq \sigma_{on} (\tau \leq \tau_{on}) \text{ или } S \geq [S],$$

где $\sigma(\tau)$ – соответственно полученные расчетом нормальное (касательное) напряжение в опасном сечении детали;

$\sigma_{on} (\tau_{on})$ – нормальные (касательные) предельные (допускаемые) напряжения для материала детали;

$S, [S]$ – расчетный и допустимый коэффициенты запаса прочности (безопасности).

1.3. Допускаемые напряжения

Предельные напряжения для каждого материала определяются экспериментально при их механических испытаниях. Допускаемое напряжение представляет собой некоторую долю предельного напряжения.

Расчет по допускаемым напряжениям является распространенным в предварительных расчетах, связанных с определением размеров наиболее нагруженных сечений детали. Согласно этому методу наибольшие напряжения в некоторой точке или сечении не должны превышать определенного значения, допустимого для принятого материала или вида изделия. Таким образом, чтобы была обеспечена прочность элемента (детали) машины, максимальные рабочие напряжения не должны превышать допускаемых:

$$\sigma_{\max} \leq |\sigma|, \tau_{\max} \leq |\tau|.$$

Этот метод удобен для расчета однотипных элементов с постоянными (стабильными) условиями нагружения и отработанной технологией изготовления детали. Для этих случаев практикой установлены значения допускаемых напряжений. Например, заклепки из стали Ст2, Ст3 имеют допускаемые напряжения среза и смятия $[\tau] = 140$ МПа, $[\sigma]_{\text{см}} = 280$ МПа. Проектный расчет выходных концов валов из сталей Ст5, 45 основывается на допускаемых напряжениях кручения $[\tau] = 20 \dots 25$ МПа, промежуточных валов под зубчатыми колесами $[\tau] = 10 \dots 20$ МПа. Допускаемые напряжения при расчете винтов нагруженных постоянной растягивающей внешней нагрузкой, $[\sigma_p] = 0,6 \sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала. Этот предел и временное сопротивление (предел прочности) σ_B используют при статических нагрузках. Тогда для пластичного состояния материала (а это стали, цветные металлы и др.) с учетом масштабного фактора ϵ и допустимого коэффициента $[S_T]$ запаса прочности (безопасности) допускаемое напряжение $[\sigma] = \frac{\sigma_T \cdot \epsilon}{[S_T]}$, а для хрупкого состоя-

ния (чугун, кирпич, стекло, бетон, камень и пр.) с учетом допустимого коэффициента запаса прочности $[S_\sigma]$ и эффективного коэффициента концентрации напряжений при статических нагрузках $K_{S\sigma}$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B \cdot \epsilon}{[S_\sigma] \cdot K_{S\sigma}}.$$

В расчетах принимают предельное значение напряжения (например, при изгибе $\sigma_{TF} = (1,1 \dots 1,2)\sigma_T$), а величины коэффициентов запаса прочности – $[S_T] = 1,4 \dots 2,0$; $[S_\sigma] = 3,0 \dots 5,0$.

Следует отметить, что такой оценке допускаемых напряжений присущи значительные допущения и неточности. В инженерных расчетах возникает необходимость учитывать геометрию детали (концентрации напряжений), материал, технологию изготовления и циклы изменения напряжений.

При изгибе (кручении) на практике применяют эффективные коэффициенты концентрации напряжений образца и детали ($K_{\sigma(t)}, K_{d\sigma(t)}$), коэффициенты влияния шероховатости поверхности ($K_{F_{\sigma(t)}}$) и коэффициенты соответственно влияния поверхностного упрочнения и анизотропии (K_V, K_A). Рекомендации по выбору значений коэффициентов приводятся в соответствующих разделах пособия.

Нагрузки, определяющие напряженное состояние деталей, подразделяют на постоянные (статические) и переменные (циклические) по времени. Первые вызывают нарастание напряжения постепенно от нуля до своего номинального значения, которое остается практически неизменным в течение длительного времени (рис. 1.3, а).

Большинство машин работают при переменных нагрузках и элементы их конструкции подвергаются действию напряжений, циклически изменяющихся во времени (напряжения изменяются от σ_{\max} до σ_{\min}). Это зависит от специфики работы приводных двигателей (например, в двигателях внутреннего сгорания и компрессорах зависимость давления в цилиндре от хода поршня), неравномерности и переменности эксплуатационных нагрузок (работа транспортного средства в комплексе с уборочной машиной, оборудования по приготовлению теста и мясного фарша, строгальных и долбежных станков, прессов, ковшовых погрузчиков и экскаваторов и др.), а также внутренней динамики машины (зависит от точности изготовления, неуравновешенности отдельных звеньев).

Переменность нагружения обусловлена периодическим изменением нагрузок и соответственно напряжений (рис. 1.3, б). Циклом напряжений называют совокупность напряжений за время одного периода их изменения при регулярном нагружении. Продолжительность одного цикла нагружения называют периодом изменения напряжения и обозначают T . Основными характеристиками циклов нагружения являются, кроме значений σ_{\max} и σ_{\min} , средние напряжения $\sigma_m = 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$, амплитуда переменного напряжения $\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$, коэффициент асимметрии цикла $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$, а также коэффициент амплитуды цикла $\delta = \sigma_a / \sigma_m$.

Основные циклы напряжений (рис. 1.3): б – симметричный (валы, вращающиеся оси); в – отнулевой (зубья зубчатых колес); г – асимметричный (напряженные крепежные винты, пружины).

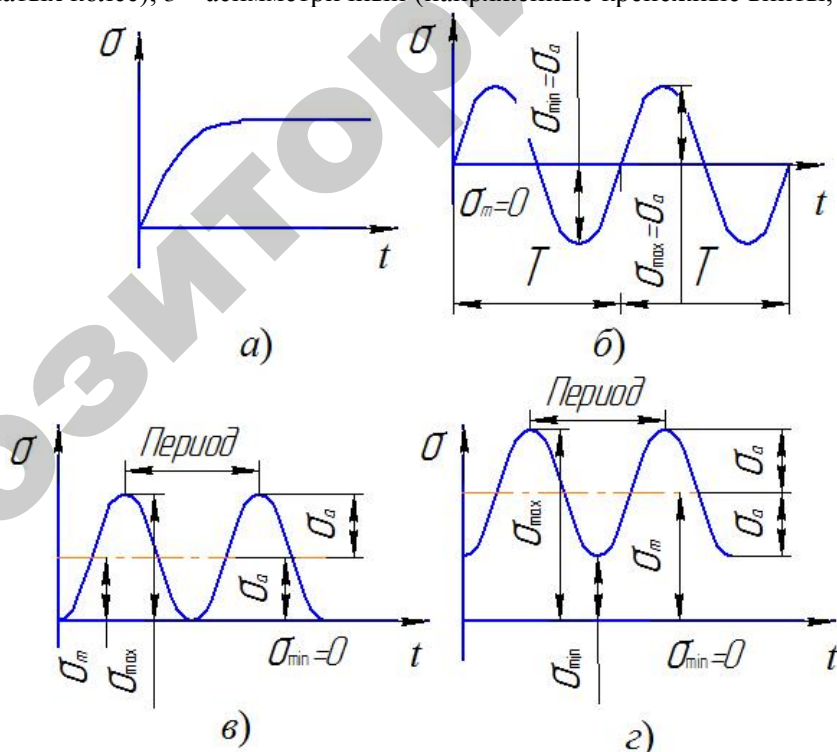


Рис. 1.3. Циклы изменения напряжений при нагрузках: а – статическая; б, в и г – переменные

В симметричном цикле значения максимального σ_{\max} и минимального σ_{\min} напряжений равны по модулю, но противоположны по знаку. Для этого цикла среднее напряжение $\sigma_m = 0$, коэффициент асимметрии $R = -1$ и коэффициент амплитуды цикла $\delta = \infty$. В частном случае асимметричного цикла (отнулевой) при $\sigma_{\min} = 0$ $R = 0$.

Практикой установлено, что если деталь многократно подвергать переменному нагружению определенного уровня, то после некоторого числа перемен напряжений появится трещина, которая постепенно будет развиваться и вызовет ее разрушение. Усталостные поломки составляют основной вид разрушения и нередко приводят к тяжелым последствиям. Способность материалов сопротивляться многократному действию переменных напряжений без разрушения называется выносливостью или циклической прочностью. Из двух видов напряжений – нормальных (σ) и касательных (τ) – решающее влияние на процессы усталости до образования первых трещин имеют касательные напряжения. Развитие усталостных трещин ускоряется при наличии растягивающих напряжений.

Способность материалов противостоять действию переменных нагрузок определяется как сопротивление усталости и оценивается экспериментально значением предела выносливости. Для этого на соответствующей испытательной машине испытывается партия (6...12 штук) гладких цилиндрических образцов данного материала диаметром 7...10 мм.

Обработка полученных данных сопровождается построением графика кривой выносливости (усталости) материала или кривой Веллера. График строится в координатах σ_{\max} – число циклов до разрушения N (рис. 1.4). Опыты показывают, что при уменьшении максимального напряжения цикла число циклов до разрушения растет. В этом случае кривая усталости, например, для стали, имеет горизонтальную асимптоту. Значение N_{\lim} (абсцисса точек перелома кривой усталости, которой соответствует ордината σ_{\lim}) называют пределом выносливости соответствующего цикла. Для сталей кривая усталости после $N = 10^6 \dots 10^7$ циклов имеет характерный перелом и становится практически горизонтальной. У некоторых легированных сталей и всех титановых сплавов после точки перелома имеет место замедление усталостного разрушения. У алюминиевых сплавов, жаропрочных сталей также снижения усталостной прочности остаются неизменными до момента разрушения [4].

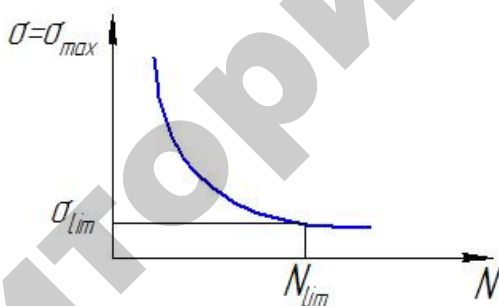


Рис. 1.4. Кривая усталости в обычных координатах

Число циклов $N = 10^7$ (для цветных металлов $N = 10^8$) принимают за базу испытаний образцов из стали. Оно называется базовым числом циклов или базой. Ордината (предел выносливости) точки перелома с симметричным циклом обозначается σ_{-1} , при отнулевом цикле – σ_0 . Для сталей $\sigma_0 > \sigma_{-1}$, т.е. самый низкий предел выносливости при симметричном цикле ($R = -1$). По мере увеличения R от -1 до $+1$ предел выносливости увеличивается и при $R = +1$ предел совпадает с предельными напряжениями при статическом нагружении, для хрупких материалов – σ_g и для пластичных – σ_T .

Согласно многочисленным экспериментальным данным для сталей пределы выносливости по касательным (τ), нормальным напряжениям изгиба и сжатия (σ и σ^0) находятся в определенных соотношениях. Так, для гладких стальных образцов при симметричных циклах $\tau_{-1} = 0,55 \sigma_{-1}$, $\sigma_{-1}^0 = 0,7 \sigma_{-1}$, или используя значение временного сопротивления (предела прочности) σ_g :

$$\sigma_{-1}^0 = 0,28 \sigma_g, \quad \sigma_{-1} = 0,33 \sigma_g \quad \text{и} \quad \tau_{-1} = 0,22 \sigma_g.$$

При отнулевом цикле ($R = 0$) пределы выносливости на изгиб $\sigma_0 = 1,6 \sigma_{-1}$ и на сдвиг $\tau_0 = 1,9 \tau_{-1}$, а

асимметричном цикле $\sigma_r = \sigma_{-1} / [1 - 0,5(1 - \psi_\sigma)(1 + R)]$. Значения σ_σ , σ_T , τ_T , σ_{-1} и τ_{-1} , коэффициентов, характеризующих чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений ψ_σ и ψ_τ для некоторых сталей, приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	ГОСТ	Толщина или диаметр, мм	Твердость, НВ, не менее	Прочностные пределы, МПа					ψ_σ	ψ_τ
				σ_b	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}		
Ст5	380-2005	Без ограничения	190	500-640	260-290	150	220	130	0	0
20	1050-88	Без ограничения	145	400	240	140	170	100	0	0
35	1050-88	То же	190-240	540	280-320	167-206	255-294	128-170	0	0
45	1050-88	-//-	200	560-600	280-320	150-280	250	150	0,05	0
		≤ 120	240	780-800	540-550	300	350	210	0,1	0,05
		≤ 80	270	900	650	390	380	230	0,1	0,05
50	1050-88	≤ 80	180-228	628	345	300	290	165	0,1	0,06
		≤ 120	230-255	687-785	520	380	310	190	0,1	0,05
40X	4543-71	100	230-260	843	540	390	360	210	0,1	0,05
		60	260-280	932	687	450	410	240	0,1	0,05
45X	4543-71	100	230-280	834	638	370	390	190	0,05	0
		100-300	163-269	736	490	285	350	180	0,05	0
		300-350	163-269	687	441	255	310	160	0,05	0
35ХГС	4543-71	150	235	746	490	280	520	310	0,15	0,08
		60	270	961	863	505	650	330	0,2	0,1
20X	4543-71	≤ 120	197	650	400	240	310	170	0,05	0,07
40XH	4543-71	≤ 200	270	920	750	450	420	230	0,1	0,15
30ХГТ	4543-71	≤ 120	320	1150	950	545	520	310	0,15	0,8
		≤ 60	415	1500	1200	700	650	330	0,2	0,1

Учитывая основные факторы, влияющие на прочность деталей машин, а это абсолютные размеры и конструктивные формы детали, состояние поверхности и свойства поверхностного слоя, изменения режимов нагружения и срока службы, для любых материалов определяются значения допускаемых напряжений:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}} \varepsilon_\sigma}{[S] \cdot K_\sigma} \beta \cdot K_L, \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{lim}} \varepsilon_\tau}{[S] \cdot K_\tau} \beta \cdot K_L,$$

где σ_{lim} и τ_{lim} – пределы выносливости соответственно для знакопеременных циклов нагружения: симметричного σ_{-1} и τ_{-1} , отнулевого σ_0 и τ_0 и асимметричного σ_r и τ_r .

$[S] > 1$ – допустимый коэффициент безопасности (запас прочности). Выбор коэффициента запаса прочности является весьма ответственной задачей для конструктора и проектировщика. Ранее рассмотрены значения коэффициента при расчете деталей из пластичных и хрупких материалов по σ_T и σ_σ . При контактных нагружениях $[S] = 1,1 \dots 1,3$, т.к. возможные повреждения имеют местный

характер. Общий коэффициент запаса прочности обычно устанавливают на основе дифференциального метода как произведение частных коэффициентов:

$$[S] = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3.$$

Приведенные коэффициенты отражают:

S_1 – достоверность определения расчетных нагрузок и напряжений, т.е. степень точности расчета: $S_1 = 1$ при ходе расчета с получением завышенных значений напряжений и $S_1 = 1,2 \dots 1,3$, если в расчете используются заниженные напряжения;

S_2 – однородность механических свойств материалов – коэффициент $S_2 = 1,2 \dots 1,3$ для деталей из углеродистых и легированных сталей с высокой температурой отпуска; $S_2 = 1,3 \dots 1,5$ для изделий из высокопрочных сталей с пониженными пластическими свойствами (с низкой температурой отпуска) и высокопрочных чугунов; $S_2 = 1,5 \dots 2,0$ для деталей из стального литья; $S_2 = 2 \dots 2,5$ для чугунных деталей; $S_2 = 1,5 \dots 2,0$ для деталей из цветных сплавов (кованных и катаных);

S_3 – коэффициент, учитывающий степень ответственности детали: $S_3 = 1$, если поломка детали не вызывает остановку машины; $S_3 = 1,1 \dots 1,2$ – поломка детали вызывает остановку машины и $S_3 = 1,2 \dots 1,3$ – при поломке детали может произойти авария.

Практика проектирования и расчета деталей выработала обобщенное значение коэффициента безопасности (запаса прочности). Так, при расчете допускаемых напряжений с определением σ_{lim} и τ_{lim} по пределу прочности σ_e для высокопрочных сталей $|S| = 2,0 \dots 2,5$, серого чугуна – $3 \dots 3,5$, цветного литья – $2,5 \dots 3,0$, а для особо хрупких материалов $|S| = 4 \dots 6$. В расчетах по пределу текучести σ_T для пластичных материалов (сталей) $|S| = 1,2 \dots 1,5$ и выше (к примеру для валов $[S] = 1,5 \dots 2,0$), литых и сварных деталей $[S] = 2 \dots 3$, винтов с контролируемой затяжкой и статической нагрузкой $[S] = 1,5 \dots 3$).

ϵ_σ , ϵ_τ – масштабные факторы (коэффициенты влияния абсолютных размеров детали $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$), значения приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Масштабные факторы

Материал детали и ее напряженное состояние	Значения ϵ_σ ($K_{d\sigma}$), ϵ_τ ($K_{d\tau}$) при диаметре вала d , мм										
	15...20	20...30	30...40	40...50	50...60	60...70	70...80	80...90	90...100	100...110	110...120
Углеродистая сталь ϵ_σ ($K_{d\sigma}$)	0,95	0,91	0,88	0,85	0,81	0,78	0,76	0,73	0,72	0,71	0,68
	ϵ_τ ($K_{d\tau}$)	0,92	0,89	0,81	0,78	0,76	0,74	0,73	0,72	0,71	0,68
Легированная сталь ϵ_σ ($K_{d\sigma}$)	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,68	0,65	0,64	0,62	0,59	0,58
	ϵ_τ ($K_{d\tau}$)	0,92	0,89	0,81	0,78	0,76	0,74	0,73	0,72	0,71	0,68

Также в практических расчетах для сварных конструкций при статических нагрузках $\epsilon \approx 0,9$, для резьбовых соединений с М6...М32 $\epsilon = 1 \dots 0,68$.

K_σ , K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений. Для сварных швов при статических нагрузках K_σ (K_τ) = 1,0...1,2, при других нагрузках эффективные коэффициенты концентрации напряжений для сварных швов низкоуглеродистых сталей находятся в пределах 1,5...3,5, а низколегированных – 1,9...4,5. Также при контактной сварке стальных деталей $K_\sigma = 7,5 \dots 10$, алюминиевых при стыковой контактной сварке – 1,2...1,5 [11]. Для соединений болт-гайка с метрической резьбой $d < 16$ мм $K_\sigma = 3,6$ (нарезанная резьба) и $K_\sigma = 2,8$ (накатанная резьба). В других случаях значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений – рис. 1.5 и табл. 1.4...1.6.

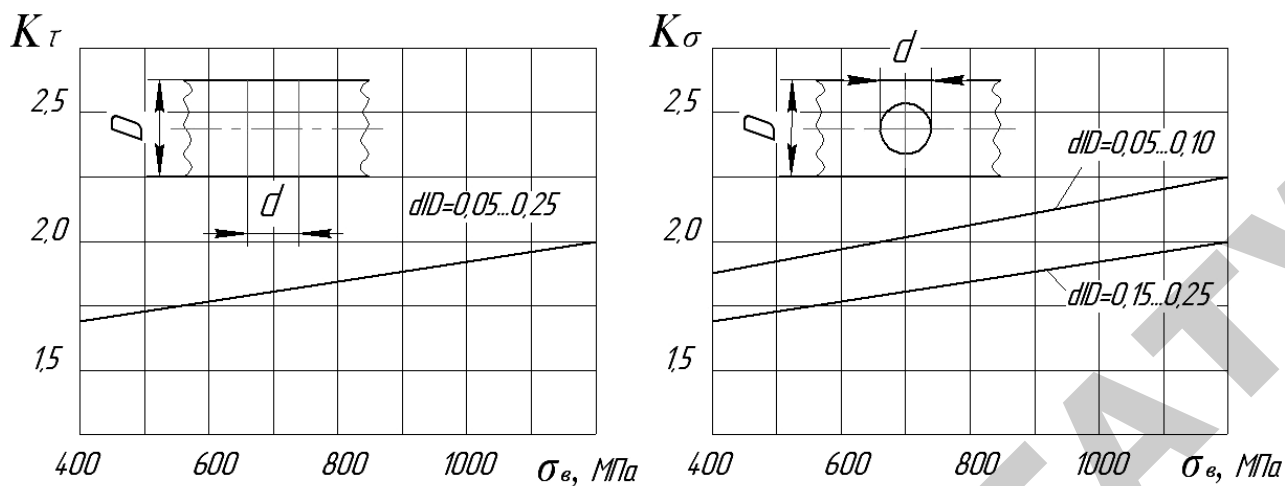


Рис. 1.5. Значения K_σ и K_τ в зависимости от размера концентратора напряжения – поперечного отверстия

Таблица 1.4

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов в месте перехода с галтелью

h/r	r/d	K_σ при σ_e , МПа				K_τ при σ_e , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,40	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
1	0,02	1,45	1,50	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,70	1,8	1,9	1,45	1,45	1,45	1,55
	0,05	1,60	1,70	1,8	1,9	1,45	1,45	1,45	1,55
	0,1	1,45	1,55	1,65	1,8	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,50	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов на участках со шпоночными пазами

σ_s , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	торцевой	дисковой	
400	1,18	1,30	1,2
500	1,38	1,41	1,4
580	1,58	1,45	1,51
700	1,89	1,55	1,71
800	2,01	1,62	1,88
900	2,14	1,69	2,05
1000	2,26	1,77	2,2
1200	2,51	1,93	2,56

Таблица 1.6

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_s , МПа	K_σ		K_τ		
	для шлицев	для резьбы	для шлицев		для резьбы
			прямобочных	эвольвентных	
400	1,35	1,52	2,10	1,40	1,2
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,4
580	1,53	1,93	2,33	1,45	1,47
650	1,58	2,06	2,42	1,48	1,61
700	1,6	2,2	2,45	1,49	1,7
800	1,65	2,32	2,55	1,52	1,86
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,05
1000	1,72	2,61	2,70	1,58	2,2
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,4

β – коэффициент упрочнения или коэффициент влияния качества обработки поверхности. При отсутствии специального упрочнения или термической обработки $\beta = 0,80 \dots 1,0$, или: $\beta = 0,80 \dots 0,86$ – грубое обтачивание; $\beta = 0,88 \dots 0,94$ – чистое обтачивание; $\beta = 0,95 \dots 0,98$ – шлифование; $\beta = 1,0$ – полирование. При наличии специального (дефектоскопического) контроля и обеспечения надлежащей технологии значение $\beta' > 1$, если использовать закалку с нагревом ТВЧ ($\beta' = 1,6 \dots 1,7$ при $K_\sigma \leq 1,5$ и $\beta' = 2,4 \dots 2,8$ при $K_\sigma \geq 1,8$), дробеструйный наклеп ($\beta' = 1,5 \dots 1,6$ при $K_\sigma \leq 1,5$ и $\beta' = 1,7 \dots 2,1$ при $K_\sigma \geq 1,8$), химико-термическое упрочнение цементацией, азотированием ($\beta' = 1,3$ при $K_\sigma \leq 1,5$ и $\beta' = 1,6$ при $K_\sigma \geq 1,8$) и накатку роликом ($\beta' = 1,5$ при $K_\sigma \leq 1,5$ и $\beta' = 1,6$ при $K_\sigma \geq 1,8$).

Коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения, основывается на кривой усталости (рис. 1.4) и определяется по формуле

$$K_L = m \sqrt{\frac{N_O}{N_{LE}}},$$

где m – показатель степени кривой усталости деталей, величина которого изменяется от 3 до 20. Значение m можно оценить по $m = c / K_{\sigma Д}$, где $K_{\sigma Д}$ – суммарный коэффициент, учитывающий

влияние K_σ , ε и β на сопротивление усталости, $K_{\sigma Д} \approx \frac{K_\sigma}{\varepsilon \cdot \beta}$; c – коэффициент (для деталей из угле-

родистых сталей $c = 12 \dots 20$, из легированных $c = 20 \dots 35$, для сварных соединений $c \approx 12$). При расчете и проектировании деталей из легированных сталей принимают $m = 9$, а для углеродистых $m = 6$;

N_0 – базовое число циклов перемены напряжений, обычно соответствует абсциссе точки перегиба кривой усталости и принимается для сталей $N_0 = 10^7$, для цветных металлов $N_0 = 10^8$, при расчете контактной прочности сталей $N_0 = 30HB^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$.

Эквивалентное (расчетное) число циклов перемены напряжений N_{LE} определяют в зависимости от характера нагружения.

При постоянной нагрузке и постоянной частоте нагружения

$$N_{LE} = 60L_h \cdot n,$$

где L_h – долговечность, ч;

$$L_h = 8760L \cdot K_\Gamma \cdot K_C,$$

L – долговечность, год;

K_Γ и K_C – коэффициенты использования детали (изделия) соответственно в течение года и суток;

n – частота изменения напряжения в минуту (обычно равная или кратная частоте вращения детали или числу ходов машины, мин^{-1}).

При переменной (ступенчатой циклограмме) частоте нагружений (рис. 1.6)

$$N_{LE} = 60 \sum (T_i / T_{\max})^{m'} \cdot n_i \cdot L_{h_i},$$

где T_i – крутящие моменты, которые учитываются при расчете на усталость;

T_{\max} – максимальный из моментов, учитываемых при расчете на усталость (в нашем примере $T_{\max} = T$);

n_i и L_{h_i} – соответствующие моментам T_i частоты изменения напряжений и время работы;

m' – пониженная степень m , т.е. $m' = 1/2 m$ – для контактной прочности при начальном касании по линии и $m' = 1/3 m$ – для контактной прочности при начальном касании в точке. Для случаев, если σ зависит от $T(M)$ или F линейно ($\sigma_p = \frac{F}{A}$; $\sigma_{см} = \frac{F}{A}$; $\tau_{ср} = \frac{F}{A}$; $\sigma_F = \frac{M}{W}$; $\tau = \frac{T}{W_p}$), то $m' = m$.

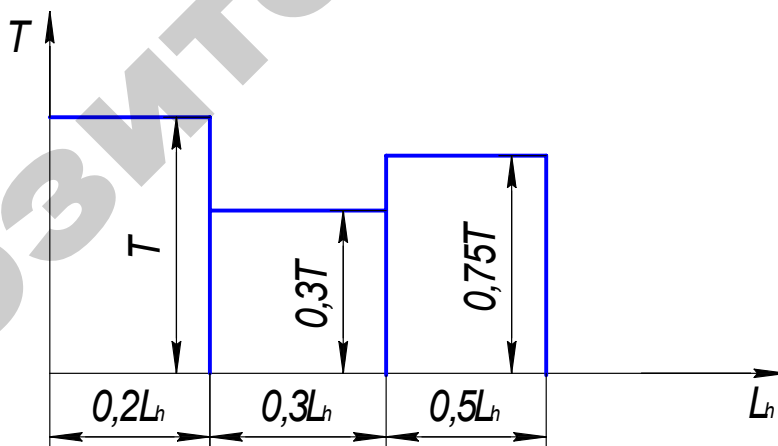


Рис. 1.6. Ступенчатая циклограмма нагружения

Значения $K_{L\max}$ и $K_{L\min}$ приводятся в соответствующих разделах, изучаемых в учебном курсе «Детали машин». Обычно $K_L \geq 1$, поэтому при $N_{LE} > N_0$ принимают $K_L = 1$.

1.4. Коэффициенты запаса прочности

Как отмечалось в предыдущих частях этой главы, расчет по допускаемым напряжениям широко используется при проектировании деталей с предварительной оценкой размеров опасных сечений. В случаях расчета деталей с предварительно известными данными геометрии, материала, техноло-

гии их изготовления, а также действия переменных напряжений, широко используют коэффициенты запаса прочности [7, 8, 11]. Условие прочностной надежности, выраженное через коэффициент запаса прочности, имеет вид

$$S = \frac{\sigma_R}{\sigma_{\max}} \geq |S|,$$

где σ_R – наибольшее (по справочным данным или механическим испытаниям) по абсолютному значению напряжение, которое материал в состоянии выдержать. На практике для пластичных материалов это предел текучести σ_T , для хрупких – предел прочности σ_b , или пределы выносливости при симметричном цикле (σ_{-1}, τ_{-1});

σ_{\max} – максимальное напряжение в опасном сечении (опасной точке) детали, возникающее при ее работе;

$|S|$ – допустимое значение коэффициента запаса прочности (см. материал предыдущей главы по $[S]$).

В случае циклических (повторно-переменных) деформаций на прочность оказывают влияние концентрация напряжений образца и детали, масштабный эффект, состояние поверхности (шероховатость, поверхностное упрочнение) и другие факторы, которые учитываются при определении максимальных нормальных и касательных напряжений.

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_a \cdot K_{\sigma D} + \sigma_m \cdot \psi_{\sigma}; \\ \tau_{\max} &= \tau_a \cdot K_{\tau D} + \tau_m \cdot \psi_{\tau},\end{aligned}$$

где $\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$ – амплитудные и средние соответственно нормальные и касательные напряжения цикла;

ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты, характеризующие влияние асимметрии цикла материала детали (табл. 1.2);

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – приведенные эффективные коэффициенты концентрации соответственно нормальных и касательных напряжений в детали.

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / K_{\sigma d} + 1 / \beta - 1) / \beta'; \quad K_{\tau D} = (K_{\tau} / K_{\tau d} + 1 / \beta - 1) / \beta',$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений (табл. 1.4–1.6, рис. 1.4);

$K_{\sigma d}$ и $K_{\tau d}$ – коэффициенты, учитывающие диаметр заготовки детали (масштабные коэффициенты), принимаются по рекомендациям табл. 1.3;

β и β' – коэффициенты, учитывающие состояние поверхности, технологию изготовления, влияние поверхностного упрочнения (см. стр. 17).

При одновременном действии нормальных и касательных напряжений с одинаковой фазой и частотой (например, действия напряжений изгиба и кручения валов редукторов, коробок передач) определяется общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}.$$

Прочность детали геометрией, состоянием поверхности и др. факторами обеспечивается, если $S \geq |S| = 1,5 \dots 2,5$. Коэффициенты запаса по нормальным S_{σ} и касательным S_{τ} напряжениям определяются по следующим формулам:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot K_{\sigma D} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}; \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot K_{\tau D} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов материала при симметричном цикле изгиба и кручения (табл. 1.2);

σ_a, τ_a – амплитуды переменных составляющих циклов напряжений;

σ_m, τ_m – постоянные составляющие цикла.

В соответствии с рис. 1.7 для валов стационарного и нестационарного характеров нагружения напряжения изгиба в различных точках поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по отнулевому циклу при нереверсивном направлении вращения вала.

Тогда для принятых условий нагружения $\sigma_m = 0, \sigma_a = \frac{M_F}{W}, \tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_p}$; M_F и T – изгибающий и крутящий моменты в рассматриваемом сечении; W и W_p – моменты сопротивления изгибу и кручению с учетом ослабления вала, например, шпоночным пазом, шлицами, резьбой, отверстием и др.

Тогда для принятых условий нагружения $\sigma_m = 0, \sigma_a = \frac{M_F}{W}, \tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_p}$; M_F и T – изгибающий и крутящий моменты в рассматриваемом сечении; W и W_p – моменты сопротивления изгибу и кручению с учетом ослабления вала, например, шпоночным пазом, шлицами, резьбой, отверстием и др.

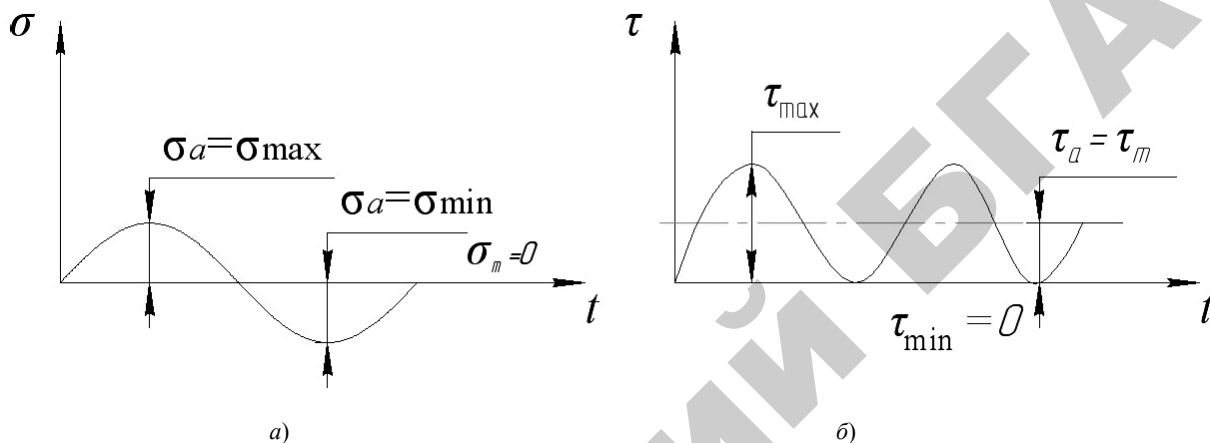


Рис. 1.7. Циклы напряжений при нагрузках:
а – симметричной; б – отнулевой

При действии в рассматриваемом сечении нескольких источников концентрации напряжений за основу при расчете принимают наиболее опасный из них (с наибольшими значениями $K_{\sigma Д}$ и $K_{\tau Д}$).

1.5. Примеры расчета

1.5.1. Определить допускаемое напряжение для расчета статической прочности невращающейся оси 3 нажимного ролика 1 теребилного ремня 2 льнотеребилки (рис. 1.8). Ось диаметром 50 мм из стали 45 нагружена изгибающим моментом, создаваемым силой F .

Решение.

1. Допустимый коэффициент безопасности

$$|S_T| = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 = 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,15 = 1,8,$$

где S_1 – коэффициент, учитывающий степень точности расчетов ($S_1 = 1,25$, так как не учитываются условия работы); S_2 – коэффициент, учитывающий однородность механических свойств материала ($S_2 = 1,25$, материал сталь 45 – углеродистая, ГОСТ 1050-88); S_3 – коэффициент, учитывающий степень ответственности детали ($S_3 = 1,15$, поломка оси вызывает остановку льнотеребилки).

2. Предельное напряжение для пластичного материала при изгибе ($\sigma_T = 650$ МПа, табл. 1.2); $\sigma_{TF} = (1,1 \dots 1,2)\sigma_T = (1,1 \dots 1,2) \cdot 650 = 715 \dots 780$, принимаем $\sigma_{TF} = 750$ МПа.

3. Масштабный фактор для оси $d = 50$ мм, изготовленный из углеродистой стали $\epsilon_\sigma = 0,81$ (табл. 1.3).

4. Допускаемое напряжение

$$|\sigma_F| = \frac{\sigma_{TF} \cdot \epsilon_\sigma}{|S_T|} = \frac{750 \cdot 0,81}{1,8} = 337,5 \text{ МПа.}$$

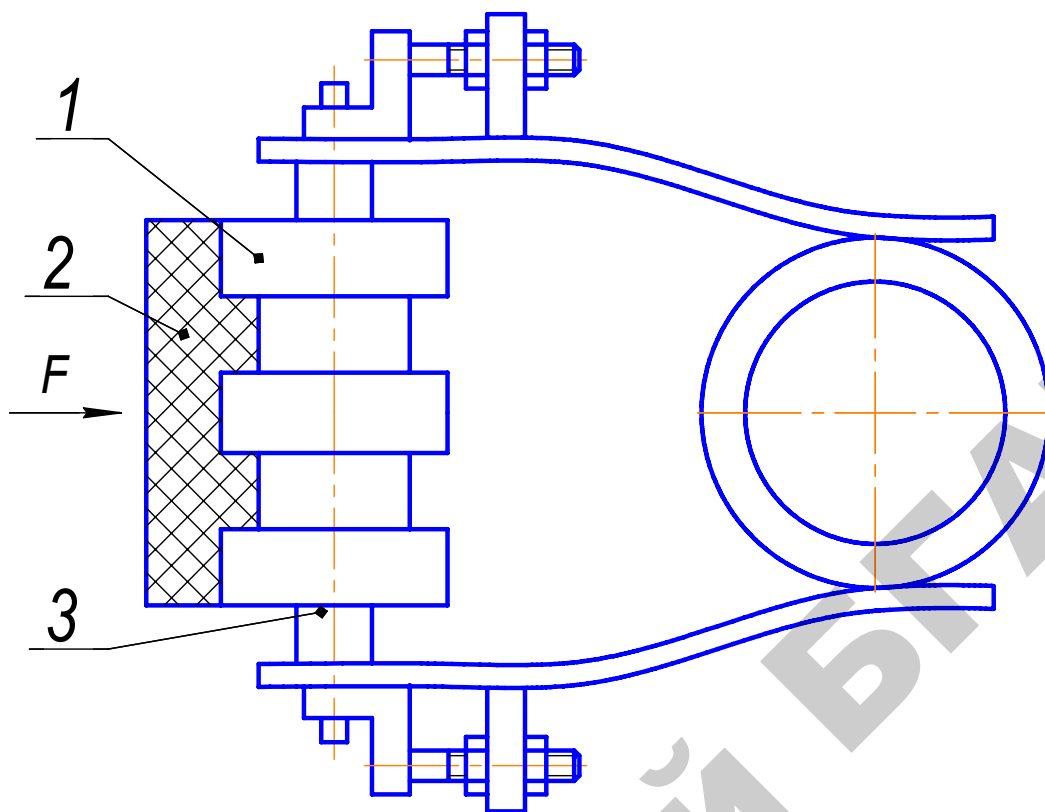


Рис. 1.8. Нажимной ролик 1 тербильного ремня 2 льнотеребилки

1.5.2. Вал 1 контрпривода тестоприготовительной машины вращается в подшипниковых опорах 3 (рис. 1.9) с изгибающим моментом под звездочками 2, создаваемым силами F_t , изменяющимся по симметричному циклу с постоянной амплитудой. Частота вращения вала $n = 210 \text{ мин}^{-1}$, планируемый срок службы привода $L_h = 2,8 \cdot 10^3 \text{ ч}$. Материал вала – сталь 40Х, поверхность под звездочками обработана шлифованием без термических воздействий до диаметра $d = 60 \text{ мм}$. Определить допускаемые напряжения для вала под звездочками.

Решение.

1. Из таблицы 1.2 выписываем значения предела прочности $\sigma_e = 932 \text{ МПа}$ и предела выносливости при изгибе $\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}$. Масштабный фактор $\epsilon_\sigma = 0,68$ (табл. 1.3), коэффициент концентрации напряжений $K_\sigma = 2,15$ при выполнении шпоночного паза торцевой фрезой (табл. 1.5), допустимый коэффициент безопасности $[S] = 1,5 \dots 2,0$ и коэффициент состояния поверхности $\beta = 0,95 \dots 0,98$.

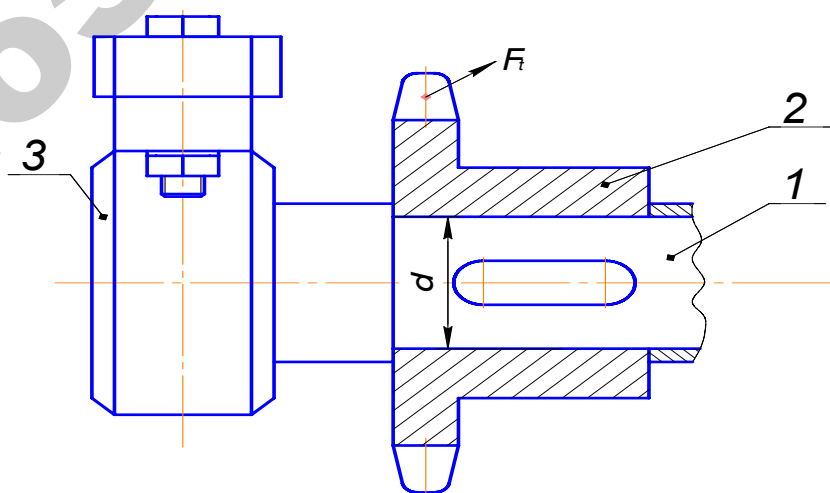


Рис. 1.9. Вал контрпривода тестоприготовительной машины

2. Эквивалентное число циклов перемены напряжений (условно примем характер нагружения – с постоянной нагрузкой)

$$N_{LE} = 60 \cdot n \cdot L_h = 60 \cdot 210 \cdot 2,8 \cdot 10^3 = 3,5 \cdot 10^7.$$

3. Показатель степени кривой выносливости при $c = 25$

$$m = \frac{c \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{K_\sigma} = \frac{25 \cdot 0,68 \cdot 0,97}{2,15} = 7,7,$$

принимаем $m = 8$.

4. Коэффициент долговечности при базовом числе циклов нагружения $N_0 = 10^7$

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{LE}}} \geq 1.$$

$$K_L = \sqrt[8]{\frac{10^7}{3,5 \cdot 10^7}} = 0,86, \text{ что } < 1, \text{ принимаем } K_L = 1.$$

5. Допускаемое напряжение для сечения вала под звездочкой

$$|\sigma_{-1F}| = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{[S] \cdot K_\sigma} \cdot K_L = \frac{410 \cdot 0,68 \cdot 0,97}{1,7 \cdot 2,15} \cdot 1 = 74 \text{ МПа.}$$

1.5.3. Определить допускаемое напряжение кручения для шлицевого (прямобоочные шлицы) конца вала 1 промежуточной опоры 2 комбинированного почвообрабатывающего агрегата (рис. 1.10). Напряжения кручения изменяются во времени по симметричному циклу, режим нагружения – тяжелый (см. рис. 1.6). Частота вращения вала $n = 200 \text{ мин}^{-1}$, срок службы $L = 7$ лет, коэффициенты использования агрегата в течение суток $K_c = 0,5$ и года $K_r = 0,75$. Вал изготовлен из стали 40ХН, диаметр $d = 45 \text{ мм}$. Вал термообработан – закалка с нагревом ТВЧ. Коэффициент безопасности $|S| = 2$, изгибающий момент пренебрежимо мал по сравнению с вращающим.

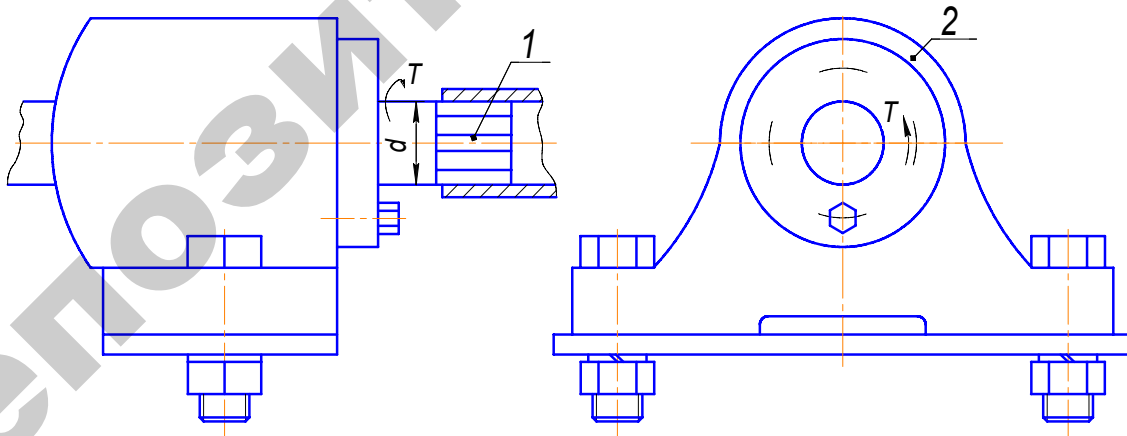


Рис. 1.10. Промежуточная опора комбинированного почвообрабатывающего агрегата

Решение.

1. Коэффициенты:

масштабный фактор $\varepsilon_\tau = 0,75$ (табл. 1.3);

концентрации напряжений $K_\tau = 2,65$ (табл. 1.6) при $\sigma_e = 920 \text{ МПа}$ (табл. 1.2);

коэффициент упрочнения $\beta' = 2,4 \dots 2,8$.

2. Показатель степени кривой выносливости при $c = 20 \dots 30$

$$m = \frac{c \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta'}{K_\tau} = \frac{20 \cdot 0,75 \cdot 2,5}{2,65} = 14.$$

3. Число часов работы за срок службы

$$L_h = 8760 \cdot L \cdot K_T \cdot K_C = 8760 \cdot 7 \cdot 0,75 \cdot 0,5 = 23 \cdot 10^3.$$

4. Эквивалентное число циклов нагружений согласно рис. 1.6

$$\begin{aligned} N_{LE} &= 60 \cdot L_h \cdot n \sum \left(\frac{T_i}{T} \right)^m L_{h_i} / L_h = \\ &= 60 \cdot 23 \cdot 10^3 \cdot 200 \left[\left(\frac{T}{T} \right)^{14} \cdot \left(\frac{0,2L_h}{L_h} \right) + \left(\frac{0,5T}{T} \right)^{14} \cdot \left(\frac{0,3L_h}{L_h} \right) + \left(\frac{0,75T}{T} \right)^{14} \cdot \left(\frac{0,5L_h}{L_h} \right) \right] = \\ &= 60 \cdot 23 \cdot 10^3 \cdot 200 \cdot (1^{14} \cdot 0,2 + 0,5^{14} \cdot 0,3 + 0,75^{14} \cdot 0,5) = 28,8 \cdot 10^7. \end{aligned}$$

5. Коэффициент долговечности при базовом числе циклов нагружения $N_O = 10^7$

$$K_L = m \sqrt[m]{\frac{N_O}{N_{LE}}} = 14 \sqrt[14]{\frac{10^7}{28,8 \cdot 10^7}} = 0,79 < 1, \text{ принимаем } K_L = 1.$$

6. Допускаемое напряжение при $\sigma_B = 920$ МПа

$$\tau_{-1} = (0,22 \dots 0,25) \sigma_B = (0,22 \dots 0,25) \cdot 920 = 202,4 \dots 230 \text{ МПа};$$

$$|\tau_{-1}| = \frac{\tau_{-1} \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta'}{|S| \cdot K_\tau} \cdot K_L = \frac{220 \cdot 0,75 \cdot 2,5}{2 \cdot 2,65} \cdot 1 = 71 \text{ МПа}.$$

1.6. Задачи для самостоятельной работы

1.6.1. Для расчета статической прочности невращающейся оси 1 блока 2 (рис. 1.11), нагруженной изгибающим моментом, создаваемым силой F , определить допускаемое напряжение. Диаметр оси $d_o = 35$ мм, материал – сталь 35.

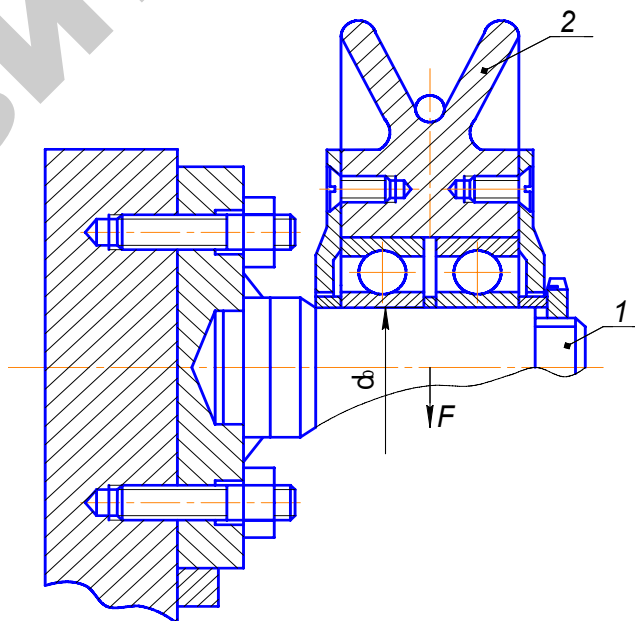


Рис. 1.11. Направляющий блок каната

1.6.2. Деталь машины диаметром 50 мм со сквозным поперечным отверстием $d_o = 8$ мм нагружена изгибающим моментом, который изменяется по пульсирующему циклу с постоянной амплитудой. Число нагружений за срок службы $N_{LE} = 4,5 \cdot 10^6$. Материал – сталь 40, поверхность обработана полированием. Допустимый коэффициент безопасности $|S| = 1,8$. Определить допускаемое напряжение с учетом концентратора напряжений – сквозное поперечное отверстие.

1.6.3. Определить допускаемое напряжение кручения для цилиндрического конца вала диаметром $d = 85$ мм редуктора, ослабленного шпоночным пазом. Напряжения кручения изменяются во времени по симметричному циклу в соответствии с тяжелым режимом нагружения (рис. 1.12). Расчетный срок службы $L = 10$ лет, коэффициент использования в течение года $K_r = 0,8$, суток $K_c = 0,5$. Частота вращения $n = 75 \text{ мин}^{-1}$, материал – сталь 45.

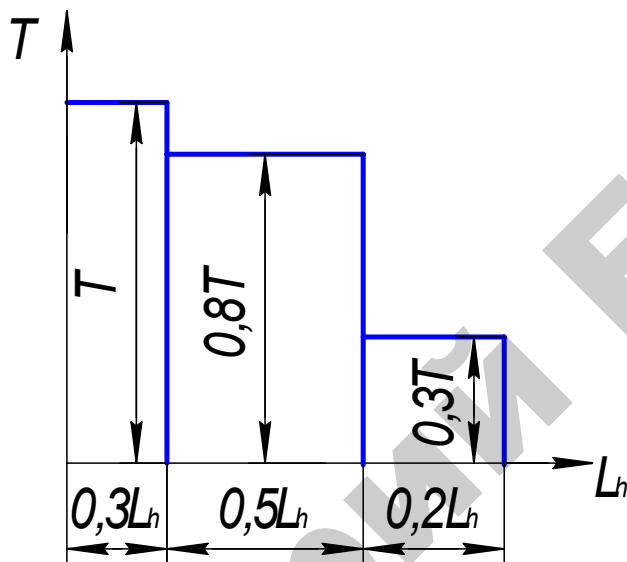


Рис. 1.12. Циклограмма нагружения

1.6.4. Определить допускаемое напряжение для вращающейся оси диаметром $d_o = 50$ мм направляющего барабана ленточного конвейера (изгиб по симметричному циклу). Ось (рис. 1.13) изготовлена из стали 40X с обработкой «чистое точение». Частота вращения оси $n = 200 \text{ мин}^{-1}$, срок службы $L_h = 2 \cdot 10^3$ ч. Коэффициент безопасности $|S| = 2$. Ступицы барабана соединены с осью призматическими шпонками.

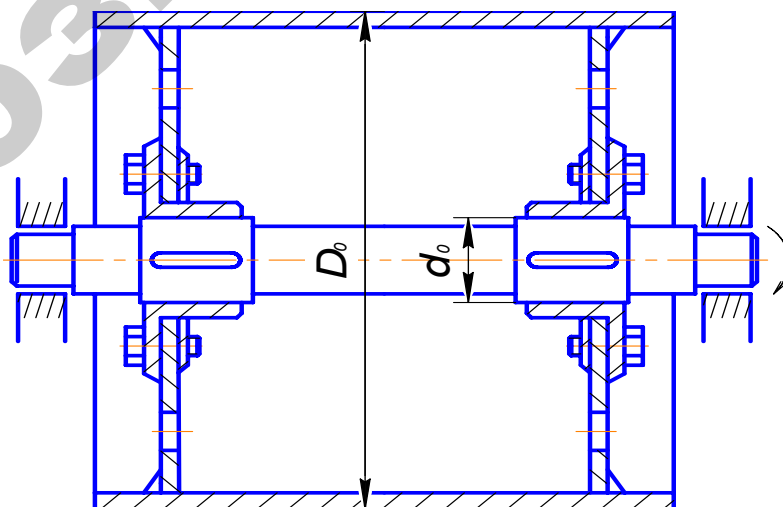


Рис. 1.13. Направляющий барабан ленточного конвейера

1.6.5. Определить допускаемое напряжение для резьбовой подвески деки зерноуборочного комбайна (рис. 1.14). Проектируемый срок службы $L = 10$ лет, коэффициенты использования в течение года $K_r = 0,3$, суток $K_c = 0,75$. Материал подвески – сталь 45, коэффициент безопасности $[S] = 2,2$, нагружается силой F .

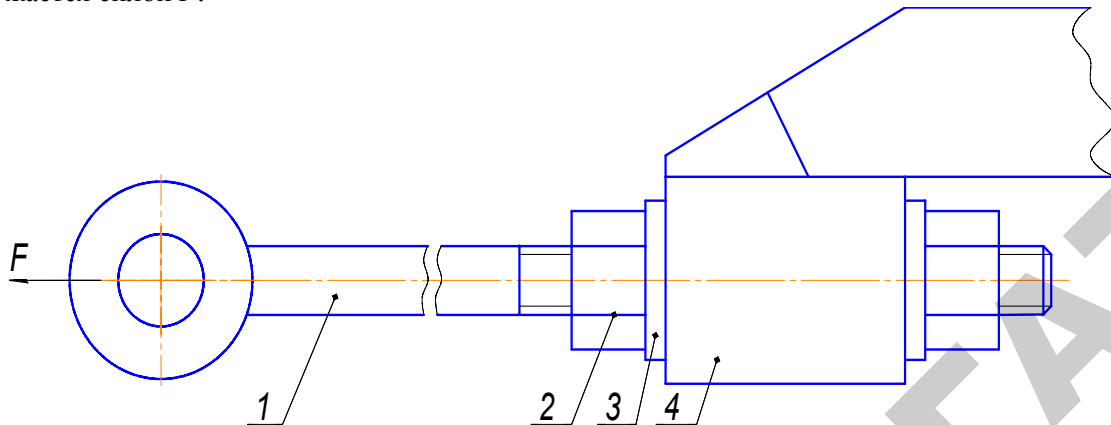


Рис. 1.14. Подвеска деки зерноуборочного комбайна:
1 – резьбовая подвеска; 2 – гайка; 3 – шайба; 4 – корпус подвески сварной

2.1. Общие сведения

Каждое изделие – сборочная единица – состоит из отдельных деталей, которые взаимодействуют и соединяются между собой подвижно и неподвижно. Одновременно соединения бывают неразъемными и разъемными. Первые характеризуются тем, что их нельзя в последующем разобрать без повреждения зоны соединения или соединяющих элементов. К ним относятся сварные и заклепочные соединения, а также соединения, выполненные пайкой и склеиванием. Из перечисленных соединений дисциплина «Детали машин» основное внимание уделяет изучению конструкций и инженерным методам расчета сварных соединений общемашиностроительного назначения. Сварные соединения из цветных металлов, пластмасс, их конструктивное исполнение, а также расчеты рассматриваются отдельно [9].

Соединение элементов детали сваркой практически приближает составные части ее к целым и позволяет изготавливать изделия неограниченных размеров. Прочность сварных соединений при статических и динамических (ударных) нагрузках доведена до прочности деталей из цельного металла. По сравнению с заклепочными соединениями экономия металла составляет 15...20 %, т.к. в заклепочных соединениях отверстия под заклепки ослабляют материал при обязательном применении накладок или частичного перекрытия соединяемых деталей. Экономия по массе сварных конструкций по сравнению с аналогичными литыми составляет до 30 %, стоимость сварной конструкции из проката в два раза ниже, чем литой или полученной ковкой.

Однако сварным соединениям присущи и некоторые недостатки. Из-за неравномерности нагрева в процессе сварки возникает коробление деталей, не исключается получение скрытых дефектов, а также трудность контроля качества сварного шва (трещины, непровары, шлаковые включения), плохое восприятие им переменных и, в особенности, вибрационных нагрузок. Сварной шов является сильным концентратором напряжений.

В настоящее время сварку широко применяют как способ получения заготовок деталей из проката в единичном или малыми сериями производстве, а также при осуществлении сварочных работ в ремонтно-обслуживающем производстве. Сварными выполняют станины, рамы, корпуса редукторов, шкивы, зубчатые колеса, коленчатые валы, кузова автомобилей, трубопроводы, дорожные мосты и др.

Наибольшее распространение получили соединения электродуговой (ГОСТ 2601-84) и газовой сваркой. Последнюю используют для соединения деталей из металлов и сплавов с отличающимися температурами плавления при толщинах до 30 мм. Основным видом сварки сталей и сплавов толщиной 2...50 мм является дуговая сварка металлическим электродом автоматическая (под флюсом, ГОСТ 8713-79, ГОСТ 11533-75, и в среде защищенных газов, ГОСТ 14771-76, ГОСТ 23518-79), полуавтоматическая и ручная. При ручной сварке (ГОСТ 5264-80, ГОСТ 11534-75) шов образуется главным образом за счет металла электрода, а с выполнением его на автоматах или механизированным путем – в основном расплавлением металла соединяемых элементов детали. В конструктивном исполнении (по взаимному расположению соединяемых элементов детали, ГОСТ 11969-93) сварные соединения разделяются на стыковые, нахлесточные, тавровые, угловые. В зависимости от этого их получают со стыковыми (в стыковых и тавровых соединениях) и угловыми швами (в нахлесточных, тавровых и угловых соединениях).

При проектировании сварных конструкций решается задача комплексного их расчета, включающая проверку прочности сварных швов и основного металла в зонах, прилегающих к швам. Расчет прочности элементов детали возле швов производится в конструкциях из закаленных сталей при всех видах нагрузок, в том числе и статических. В деталях из незакаленных малоуглеродистых и низколегированных сталей комплексный расчет сварных соединений выполняется при их работе в динамическом режиме нагружения.

2.2. Сварные стыковые соединения

Стыковое соединение образуют два металлических листа, сближенных до соприкосновения торцами и сваренных по ним. Эти соединения просты и совершенны. На рис. 2.1 показаны различные варианты подготовки торцов соединяемых элементов детали, свариваемых ручной электродуговой сваркой с получением стыковых швов.

При автоматической сварке происходит более глубокое проплавление металла, поэтому толщину свариваемых деталей без обработки кромок увеличивают примерно в два раза по сравнению с ручной со значительным уменьшением углов их скоса. Выпуклость стыкового шва увеличивает концентрацию напряжений, поэтому в ответственных соединениях ее удаляют механическим способом. Соединения встык наиболее надежные из всех сварных соединений, их рекомендуют в конструкциях, подверженных вибрационным нагрузкам.

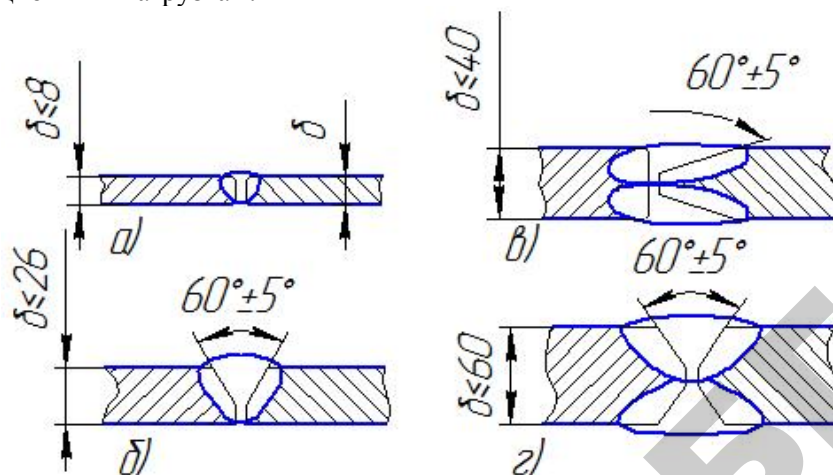


Рис. 2.1. Подготовка торцов соединяемых элементов для стыковых швов:

a – без скоса кромок; *б* – односторонний со скосом кромок; *в* – двусторонний с двумя симметричными скосами одной кромки; *г* – двусторонний с двумя симметричными скосами двух кромок (δ – толщина соединяемых элементов, мм)

Вблизи сварного шва из-за высокой сосредоточенной температуры может произойти изменение физических, химических, структурных свойств свариваемого материала и, как следствие, понижение его механических характеристик. В результате в сварном стыковом соединении из двух стальных листов (рис. 2.2) появляется зона термического влияния сварки, в которой и происходит разрушение сварного соединения.

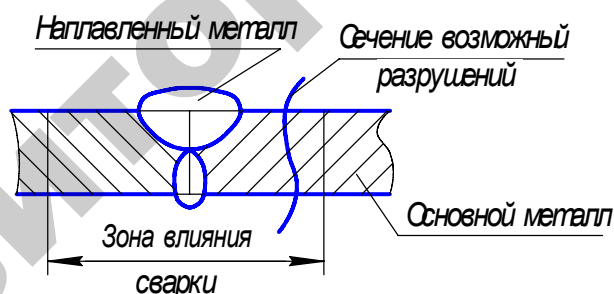


Рис. 2.2. Зоны сварного стыкового соединения

Расчет стыкового соединения выполняется по размерам сечения элементов детали в зоне влияния сварки. Возникающее снижение прочности деталей, связанное со сваркой, учитывают при назначении допускаемых напряжений в основном условии прочности сварного стыкового соединения

$$\sigma \leq [\sigma]',$$

где σ – возникающее в сварном шве нормальное напряжение от воздействия силовых факторов растяжения (сжатия), изгиба;

$[\sigma]'$ – допускаемое напряжение сварного стыкового шва при растяжении (сжатии).

Расчетные прочностные зависимости сварных стыковых соединений со швами глубокого проплавления для различных случаев нагружения (рис. 2.3) имеют следующие выражения:

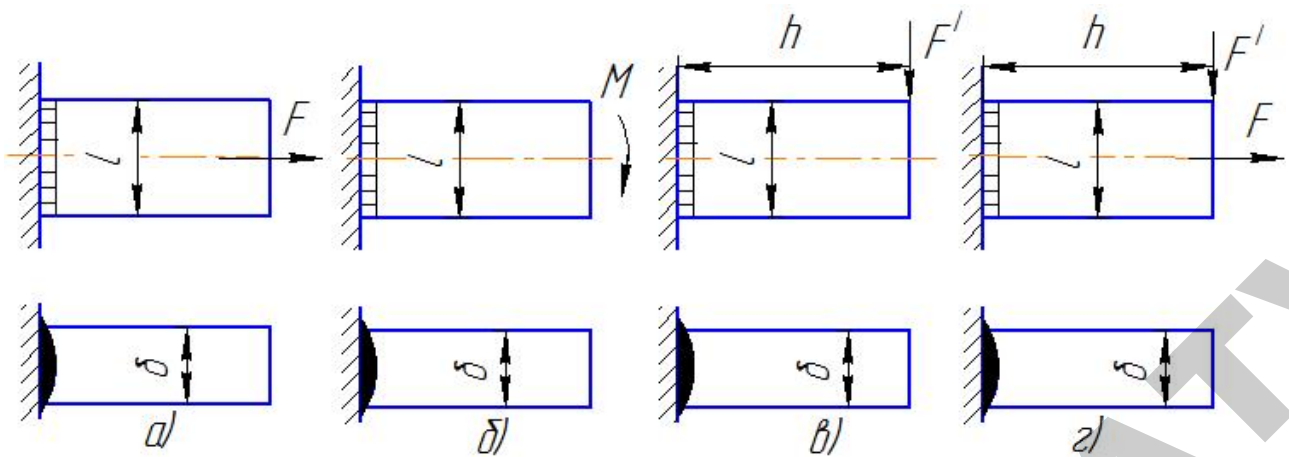


Рис. 2.3. Соединения стыковые с нагрузками:
 а – растягивающей (сжимающей) силой F ; б – изгибающим моментом M ; в – поперечной силой F' ; г – растягивающей F и поперечной F' силами

при воздействии на стыковой сварной шов только растягивающей (сжимающей) силы F , Н (рис. 2.3, а)

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\sigma]'$$

где A – площадь сечения детали (мм^2), состоящая из толщины (δ) самого тонкого из свариваемых элементов и длины (l) шва (δ и l в мм). Длина шва может быть равной ширине свариваемых элементов или в косом шве длине косого среза;

при воздействии на сварной шов изгибающего момента M , Н·мм,

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W} = \frac{6M}{\delta \cdot l^2},$$

где W – осевой момент сопротивления сечения сварного шва в мм^3 (для схемы рис. 2.3, б при прямоугольном сечении привариваемой детали $W = \delta \cdot l^2 / 6$);

при совместном воздействии на сварной шов растягивающей силы F и изгибающего момента M

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{F}{\delta \cdot l} + \frac{6M}{\delta \cdot l^2} \leq [\sigma]';$$

при действии на сварной шов только поперечной силы F' (рис. 2.3, в) в нем возникают напряжения среза

$$\tau = \frac{F'}{\delta \cdot l}$$

и напряжения изгиба от действия силы F' на плече h

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W} = \frac{6F' \cdot h}{\delta \cdot l},$$

а эквивалентные напряжения от действия F' и $M_{\text{и}}$ определяют по энергетической теории прочности

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sqrt{(\sigma_{\text{и}})^2 + (3\tau)^2} \leq [\sigma_{\text{и}}]';$$

при комбинированном действии на шов продольной F и поперечной F' сил (рис. 2.3, z) эквивалентное напряжение от растяжения, изгиба и сдвига

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{(\sigma_{\text{н}} + \sigma)^2 + (3\tau)^2} \leq [\sigma_{\text{н}}]',$$

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\left(\frac{6F' \cdot h}{\delta \cdot l^2} + \frac{F}{\delta \cdot l}\right)^2 + \left(3 \frac{F'}{\delta \cdot l}\right)^2} \leq [\sigma_{\text{н}}]'.$$

Если для стыкового шва заданы его геометрические размеры, известен способ сварки, материалы соединяемых элементов детали и сварного электрода, то можно определить значение допускаемой растягивающей или сжимающей силы

$$[F] = [\sigma]' \cdot \delta \cdot l.$$

При проектировании стыкового сварного шва обычно определяют требуемую длину шва l

$$l = \frac{F}{\delta \cdot [\sigma]'}$$

Стыковое соединение с использованием сварки может быть выполнено не только из листов или полос, но и из труб, уголков, швеллеров, рельсов и других фасонных профилей. Во всех случаях сварная конструкция получается близкой к цельной.

Прочность сварного стыкового шва характеризуется коэффициентом прочности φ , оцениваемым отношением допускаемого напряжения для сварного шва $[\sigma]'$ к допускаемому напряжению для свариваемого металла детали $[\sigma]$

$$\varphi = \frac{[\sigma]'}{[\sigma]}.$$

Значение φ колеблется в пределах от 0,8 до 1,0, т.е. сварное соединение встык почти равнопрочно с соединенными элементами детали. В тех случаях, когда требуется повысить прочность сварного соединения, применяют косые швы.

2.3. Сварные нахлесточные соединения

Сварное нахлесточное соединение получают при наложении меньшего по размерам элемента на (большой в плане) другой элемент с последующим соединением их сварным швом по периметру первого. При этом шов заполняет угол между поверхностью одного элемента детали и кромкой другого. Такие швы называют угловыми. Угловые швы образуются при сваривании деталей как нахлесточных (рис. 2.4, a, d), так и тавровых (рис. 2.4, b) и угловых (рис. 2.4, $в$) соединений, кромки которых не имеют сколов. Их выполняют за один проход электродом (однопроходные) или за несколько проходов (многопроходные). Швы характеризуются (рис. 2.4, a) катетом k (по аналогии со стороной прямоугольного треугольника), рабочей высотой a (высота прямоугольного треугольника с катетом k). Обычно применяются нормальные угловые швы, имеющие в поперечном сечении прямоугольный треугольник с соотношением катетов 1:1 (см. рис. 2.4, a , сечение $A-A$). При переменном нагружении применяют швы с соотношением катетов 1:2 или вогнутые (см. рис. 2.4, z), получаемые после механической обработки.

Размер a определяет наименьшее сечение в плоскости, проходящей через биссектрису прямого угла, по которому происходит разрушение шва. Несмотря на то, что угловой шов при нагружении испытывает сложное напряженное состояние, его рассчитывают условно на срез под действием средних касательных напряжений τ . Для шва, выполненного ручной сваркой, $a = 0,7k$, а автоматической – $a \cong k$ из-за более глубокого провара. Рекомендуется применять катет не менее 3 мм и обычно равным толщине менее тонкого элемента, используемого при сварке детали, $\delta_{\text{мин}} \geq k \geq 3$ мм.

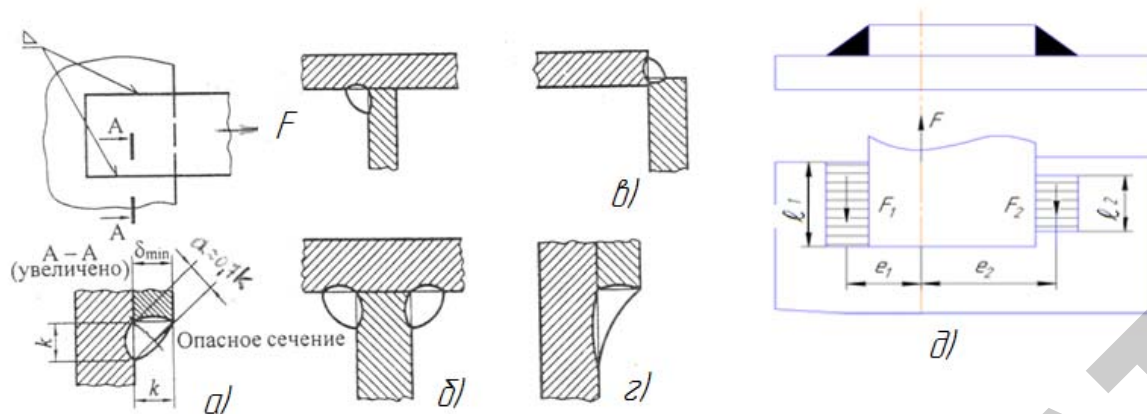


Рис. 2.4. Сварные соединения угловыми швами

Вследствие различной жесткости соединяемых элементов их деформация под нагрузкой приводит к неравномерности нагружения швов. Особенно ощутима концентрация нагружения в продольных (фланговых) швах, расположенных вдоль действующей силы F . Поэтому касательные напряжения τ (напряжения среза) по длине флангового шва распределены неравномерно, а при несимметричном нагружении и швы выполняют с различной длиной (рис. 2.4, д).

Чем длиннее фланговый шов, тем больше неравномерность (см. рис. 2.5, а). На концах шва напряжения τ_1 и τ_2 больше, чем в середине. В связи с этим длину шва ограничивают; кроме того, из-за неизбежных дефектов по концам швов вследствие нестабильного горения дуги не следует делать фланговые швы короче 30 мм, т.е. $30 \text{ мм} < l < 60k$.

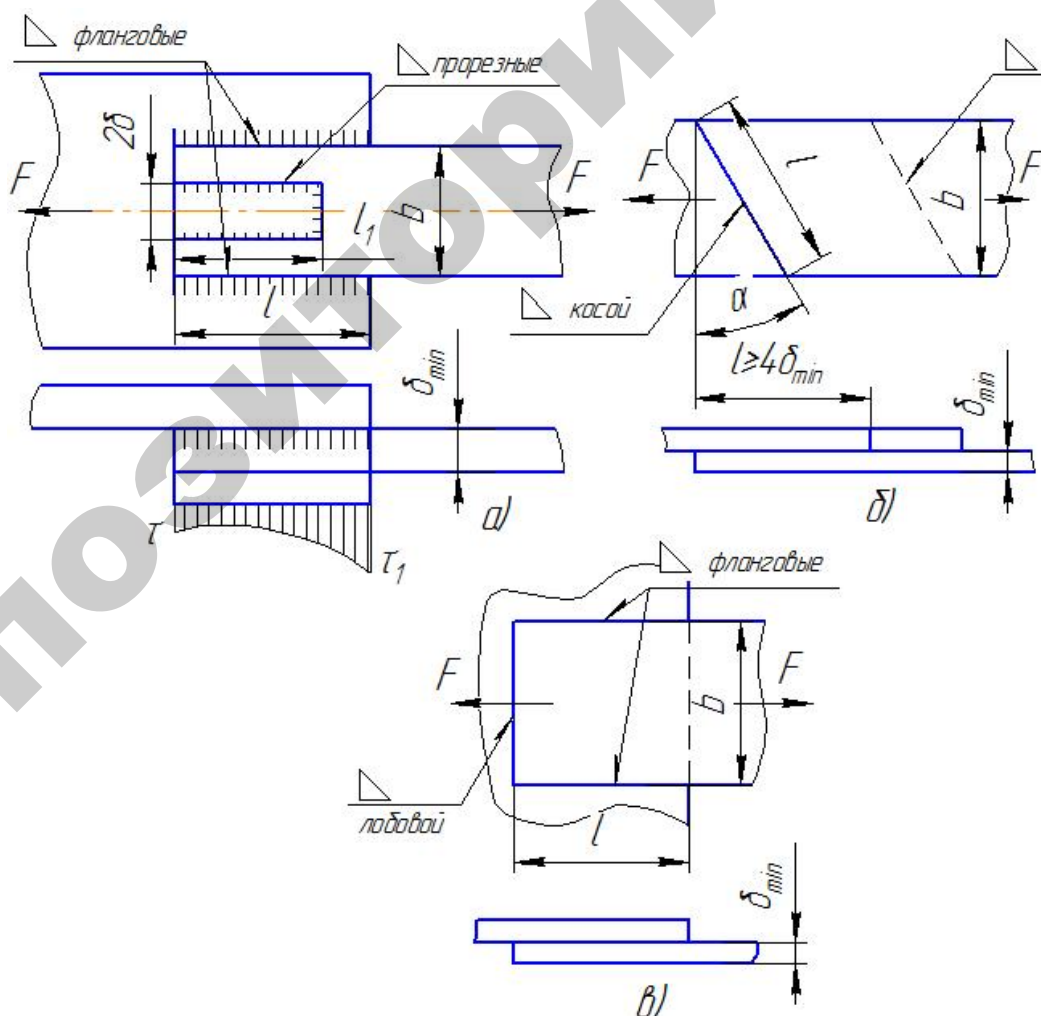


Рис. 2.5. Сварное нахлесточное соединение с симметричным нагружением силой F

В тех случаях, когда коротких фланговых швов недостаточно, соединение усиливают прорезными швами (рис. 2.5, а). При этом $l_1 = (10...25)\delta$. Как уже отмечалось, угловые швы при нагружении испытывают сложное напряженное состояние, но в упрощенном расчете швы условно рассчитывают на срез. В расчетном сечении номинальное напряжение среза в двух симметрично расположенных фланговых швах

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{a \cdot 2l} \leq [\tau]',$$

где $[\tau]'$ – допускаемое касательное напряжение для угловых швов принимаем по таблице 2.1; $A = a \cdot 2l$ – площадь опасного сечения; a – расчетная высота поперечного сечения углового шва ($a = 0,7 \cdot k$); $2l$ – число сварных швов длиной l , мм.

Применяют сварные соединения с косыми швами (рис. 2.5, б), а также комбинированные швы, состоящие из фланговых и лобовых (рис. 2.5, в). Лобовой шов расположен перпендикулярно, а фланговый – параллельно линии действия нагружающей силы. В таких случаях условно считают, что сила F растяжения нагружает швы равномерно и тогда условие прочности швов

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{a \cdot L} \leq [\tau]',$$

где $L = 2l$ (косые швы). Для комбинированных швов, состоящих из двух фланговых и прорезных, $L = 2(l + l_1)$ (рис. 2.5, а), из двух фланговых и лобового (см. рис. 2.5, в) – $L = 2l + b$.

Во избежание возникновения повышенных изгибающих напряжений лобовые швы следует выполнять с двух сторон (рис. 2.6), $L = 2(l + l')$.

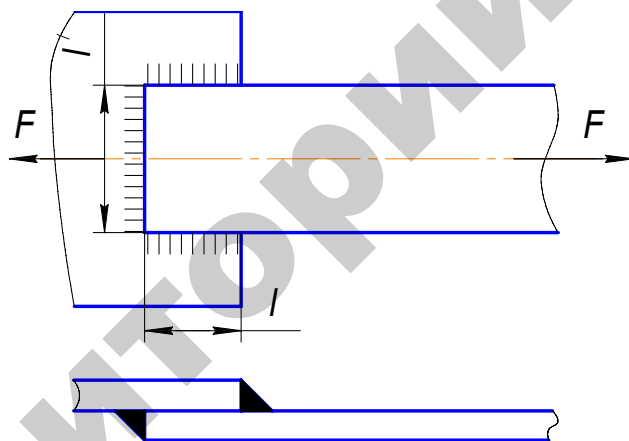


Рис. 2.6. Сварное нахлесточное соединение с лобовыми швами

Для швов таврового соединения, выполненных угловыми швами (рис. 2.7), рассмотрим случаи раздельного и совместного нагружения силами F , F' и моментом M .

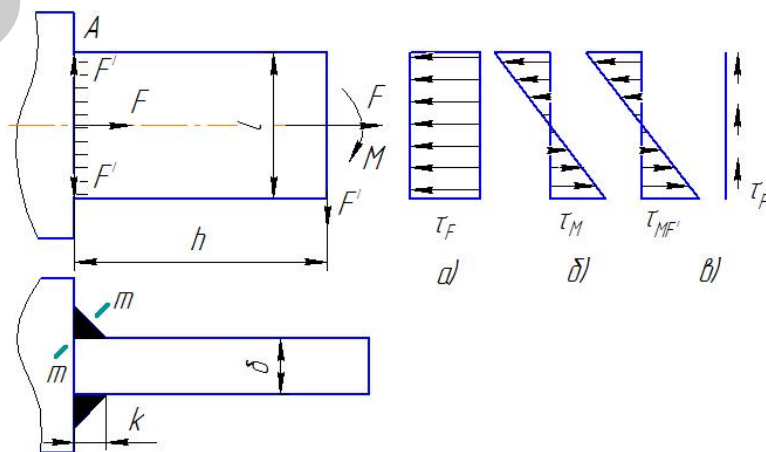


Рис. 2.7. Тавровое соединение угловыми швами без разделки кромок

Так же как в соединениях со швами глубокого проплавления (стыковые швы), все внешние нагрузки приводят к центру масс сварного шва. При определении напряжений рассматривают сам угловой шов как менее прочный, чем основной металл. При этом используют принцип независимости действия сил с последующим суммированием напряжений от действия каждого силового воздействия с учетом взаимного нахождения возникающих напряжений во шве.

При действии раздельно на угловой лобовой с двух сторон шов силовых факторов касательные напряжения:

от силы F (эпюра напряжений, рис. 2.7, а)

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7k \cdot L} \leq [\tau]',$$

где под длиной шва L понимается суммарная длина шва, равная $L = 2l$;
от момента M (эпюра напряжений, рис. 2.7, б)

$$\tau = \frac{M}{W_x} = \frac{6M}{2 \cdot 0,7k \cdot l^2} = \frac{3M}{0,7k \cdot l^2} \leq [\tau]'$$

При получении этой формулы учтено распределение напряжения τ_M от момента по длине шва аналогично напряжениям в поперечном сечении балки. За расчетное сечение принято сечение по биссектрисе $m - m$ поперечного сечения шва (рис. 2.7).

Далее рассмотрим случаи совместного нагружения швов моментом и силой:

при действии на сварное соединение силы F и момента M (наибольшие напряжения возникают в сварном шве, обозначенном точкой A , (рис. 2.7))

$$\tau = \frac{F}{0,7k \cdot L} + \frac{6M}{2 \cdot 0,7k \cdot l^2} = \frac{F}{0,7k \cdot L} + \frac{3M}{0,7k \cdot l^2} \leq [\tau]';$$

при действии на шов только поперечной силы F' (эпюра напряжений, рис. 2.7, в)

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{F'}{0,7k \cdot L}\right)^2 + \left(\frac{6F' \cdot h}{0,7k \cdot 2l^2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{F'}{0,7k \cdot L}\right)^2 + \left(\frac{3F' \cdot h}{0,7k \cdot l^2}\right)^2} \leq [\tau]';$$

при действии на лобовой шов продольной силы F и поперечной F' (эпюры напряжений, рис. 2.7, а, в)

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{F}{0,7k \cdot L} + \frac{6F' \cdot h}{0,7k \cdot 2l^2}\right)^2 + \left(\frac{F'}{0,7k \cdot L}\right)^2} \leq [\tau]';$$

от совместного действия на любой шов F , F' и M (эпюры напряжений, рис. 2.7, а, б, в)

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{F}{0,7k \cdot L} + \frac{6F' \cdot h}{0,7k \cdot 2l^2} + \frac{6M}{0,7k \cdot 2l^2}\right)^2 + \left(\frac{F'}{0,7k \cdot L}\right)^2} \leq [\tau]'$$

Угловые фланговые швы при несимметричном приложении нагрузки (рис. 2.4, д) рассчитывают по индивидуальной нагрузке, действующей на шов. При этом длины l_1 и l_2 сварных швов назначают такими, чтобы напряжения в них были одинаковыми.

Так как $F = F_1 + F_2$ и $F_1 e_1 = F_2 e_2$, откуда

$$F_1 = \frac{e_2}{e_1 + e_2} \cdot F,$$

где e_1 и e_2 – расстояния от центра масс поперечного сечения соединяемых деталей до центра масс сечения швов.

Это рассуждение приемлемо при проектировании сварного соединения уголков с косынками (рис. 2.8). В этом случае длины фланговых швов принимают обратно пропорциональными расстояниям до центра тяжести уголка: $l_{1\text{фл}} / (b - z_0) = l_{2\text{фл}} / z_0$ или $l_{2\text{фл}} = l_{1\text{фл}} \cdot z_0 / (b - z_0)$.

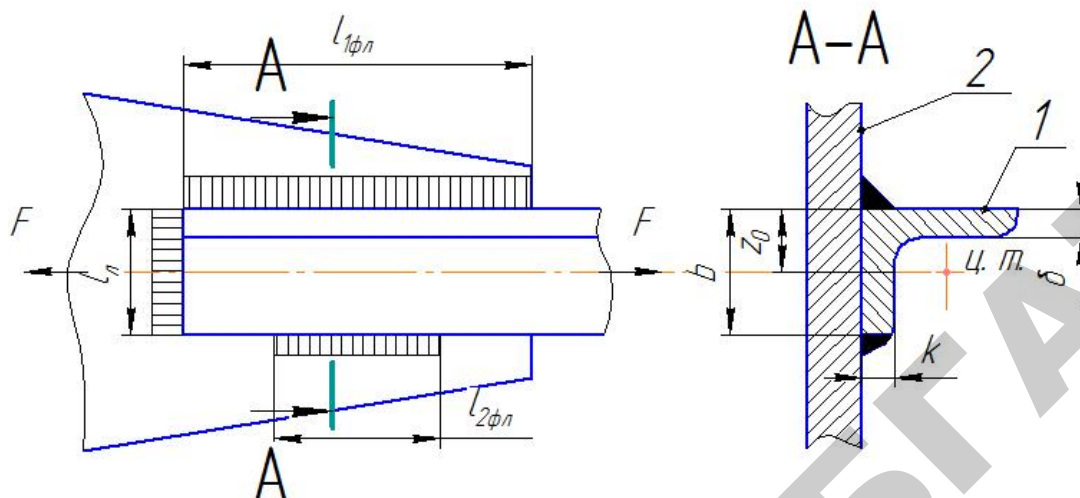


Рис. 2.8. Пример сварного соединения уголка 1 с косынкой 2

При известных размерах b , z_0 уголка, рабочей высоте $0,7k$ шва и значении допускаемых касательных напряжений $[\tau]'$, общая длина сварного соединения $L = l_{1\text{фл}} + l_{2\text{фл}} = b + (l_{1\text{фл}} + l_{2\text{фл}})$ находится из условия прочности швов:

$$\tau = \frac{F}{0,7k \cdot L} \leq [\tau]'$$

Длины швов $l_{1\text{фл}}$ и $l_{2\text{фл}}$ определяются при известной общей длине L и соотношении $l_{1\text{фл}}/l_{2\text{фл}}$.

На рис. 2.9 показано сварное тавровое соединение трубы 1 с наружным диаметром d к пластине 2. Использован угловой шов без разделки кромки трубы. Соединение нагружено изгибающим M и крутящим T моментами. Разрушение происходит также по площадке сварного шва, расположенной диаметрально по биссектрисе в сечении $m - m$ (рис. 2.9).

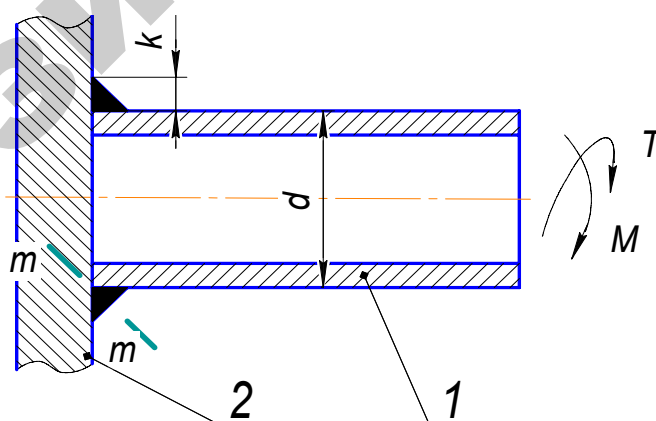


Рис. 2.9. Соединение сварное тавровое трубы 1 и пластины 2, нагруженное крутящим моментом T и моментом изгиба M

Напряжение в шве от действия крутящего момента T рассмотрим при условии, что катет k мал по сравнению с размерами трубы и напряжения τ_k распределены равномерно по кольцевой площадке $A = 0,7k \cdot \pi \cdot d_{\text{ср}}$, а средний диаметр этой площадки $d_{\text{ср}} = d + 0,7k$.

$$\tau_k = \frac{2T}{A \cdot d} \approx \frac{2T}{0,7k \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau]'$$

Аналогично от действия изгибающего момента M

$$\tau_n = \frac{M}{W} \approx \frac{4M}{0,7k \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau]'$$

где W – момент сопротивления сечения шва. Он определяется по сечению условной трубы с внутренним диаметром d и толщиной стенки $0,7k$.

Напряжения τ_k и τ_n в сечении $m - m$ взаимно перпендикулярны (τ_k перпендикулярно к плоскости рисунка, а τ_n находится в плоскости рисунка), поэтому суммарное напряжение

$$\tau = \sqrt{(\tau_k)^2 + (\tau_n)^2} = \sqrt{\left(\frac{2T}{0,7k \cdot \pi \cdot d^2}\right)^2 + \left(\frac{4M}{0,7k \cdot \pi \cdot d^2}\right)^2} \leq [\tau]'$$

Сложность проектирования и расчета вызывают нахлесточные сварные соединения, нагруженные моментом или комбинацией сил и моментов, действующих в плоскости стыка деталей. Расчет рассмотрим на примере соединения двух листов комбинированным сварным швом (рис. 2.10). Напряженное состояние таких швов приблизительно оценивают величиной касательных напряжений τ в опасном сечении шва (см. рис. 2.4, а, сечение $A - A$).

Разрушение шва происходит так же по наименьшей плоскости, проходящей по его биссектрисе прямоугольника. В случае $l_\phi \leq 0,5\epsilon$ и нагружения швов моментом M в плоскости стыка элементов приближенно условие прочности

$$\tau_m = \frac{M}{0,7k \cdot l_\phi \cdot \epsilon + 1/6 \cdot 0,7k \cdot l_\phi \cdot \epsilon^2} \leq [\tau]'$$

Если при этих же соотношениях длин швов они нагружены изгибающим моментом M и растягивающей силой F , то условие прочности можно записать следующим образом:

$$\tau = \frac{M}{0,7k \cdot l_\phi \cdot \epsilon + 1/6 \cdot 0,7k \cdot l_\phi \cdot \epsilon^2} + \frac{F}{0,7k(l_\phi + \epsilon)} \leq [\tau]'$$

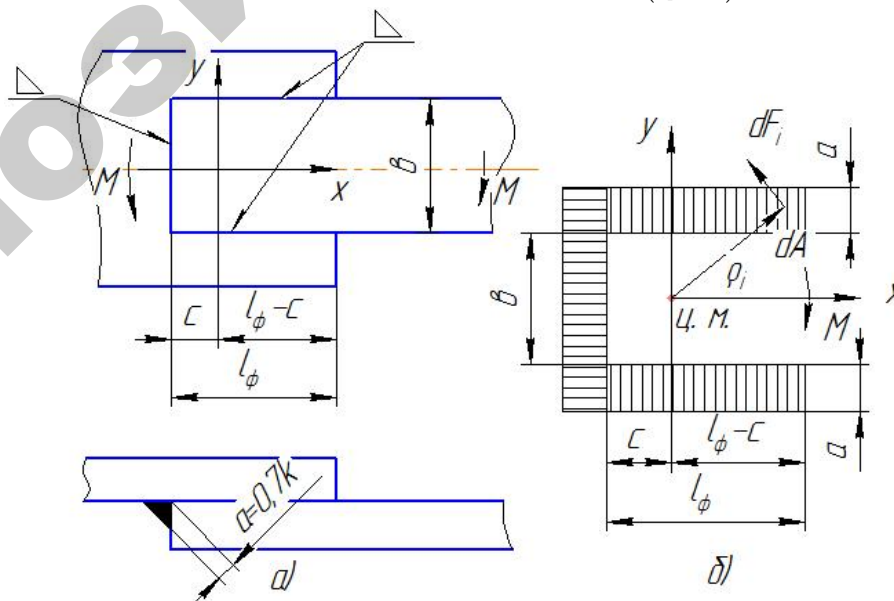


Рис. 2.10. Расчетная схема комбинированных угловых швов, нагруженных в плоскости стыка соединяемых элементов детали

В общем случае ($l_\phi > \epsilon$) рассмотрение задач таких соединений усложняется и приближенное решение нахлесточных сварных соединений осуществляется при допущениях:

свариваемые элементы детали считают абсолютно жесткими, а деформируются под нагрузкой только швы;

под действием момента M листы стремятся сдвинуться друг относительно друга вокруг центра тяжести (ц.м.) площади опасного сечения швов в пределах упругих деформаций.

Для дальнейших рассуждений развернем поверхность среза (рис. 2.10, б) на плоскость чертежа и выделим в пределах контура фигуры элементарную площадку dA на расстоянии радиуса ρ_i (мм) от центра тяжести масс (ц.м.). Элементарная сила dF_i (Н), действующая на элементарной площадке dA , перпендикулярна радиусу ρ_i , а при возникающих напряжениях τ_i (МПа) составляет величину $dF_i = \tau_i \cdot dA$, а элементарный момент $dM = \rho_i \cdot \tau_i \cdot dA$.

Под действием момента M (Н·мм) листы стремятся сдвинуться друг относительно друга, вращаясь вокруг центра тяжести сварного шва. Тогда условие равновесия привариваемого элемента

$$M = \int_A \rho_i \cdot dF_i.$$

Осуществив подстановку значений составляющих этого выражения и вынося постоянную величину τ_i/ρ_i за знак интеграла, получим

$$M = \int_A \rho_i \cdot dF_i = \int_A \rho_i \cdot \tau_i \cdot dA = (\tau_i / \rho_i) \int_A \rho_i^2 \cdot dA = (\tau_i / \rho_i) J_p,$$

где J_p – полярный момент инерции, мм⁴, который может быть определен общими методами через J_x и J_y – главные моменты инерции относительно координатных осей x, y : $J_p = J_x + J_y$.

Из полученного выше выражения можно определить величину касательного напряжения $\tau_i = M \cdot \rho_i / J_p$. Следовательно, на прочность следует проверить шов в точке, наиболее удаленной от точки его ц.м.:

$$\tau_{\max} = \frac{M \cdot \rho_{\max}}{J_p} \leq [\tau],$$

где ρ_{\max} – наибольший радиус действия dF_i . В рассматриваемом случае

$$\rho_{\max} = \sqrt{b^2/4 + (l_\phi - c)^2}.$$

$$\text{В выражениях } \tau_{\max} \text{ и } \rho_{\max} \quad c = l_\phi^2 / (\epsilon + 2l_\phi), \quad J_p = 0,7k \left\{ \left(\frac{\epsilon^3}{12} + \epsilon c^2 \right) + 2 \left(\frac{(l_\phi - c)^3}{3} + c^3 + \frac{\epsilon^2 l_\phi}{4} \right) \right\}.$$

Кроме того, нахлесточные соединения тонколистовых конструкций могут выполняться с помощью контактной (ГОСТ 15878-79), точечной (рис. 2.11, а) или шовной (рис. 2.11, б) сварки. В первом случае листы нагревают и сдавливают электродами, а во втором – роликами (роликовые электроды).

Диаметр сварной точки назначают в зависимости от толщины δ тончайшей из свариваемых деталей:

$$d = 1,2\delta + 4 \text{ мм при } \delta \leq 3 \text{ мм};$$

$$d = 1,5\delta + 5 \text{ мм при } \delta > 3 \text{ мм}.$$

Рекомендуемые расстояния (рис. 2.12) между точками: $a = 3d$ – при сварке двух элементов; $a = 4d$ – при сварке трех элементов. Также $a_1 = 2d$ и $a_2 = 1,5d$.

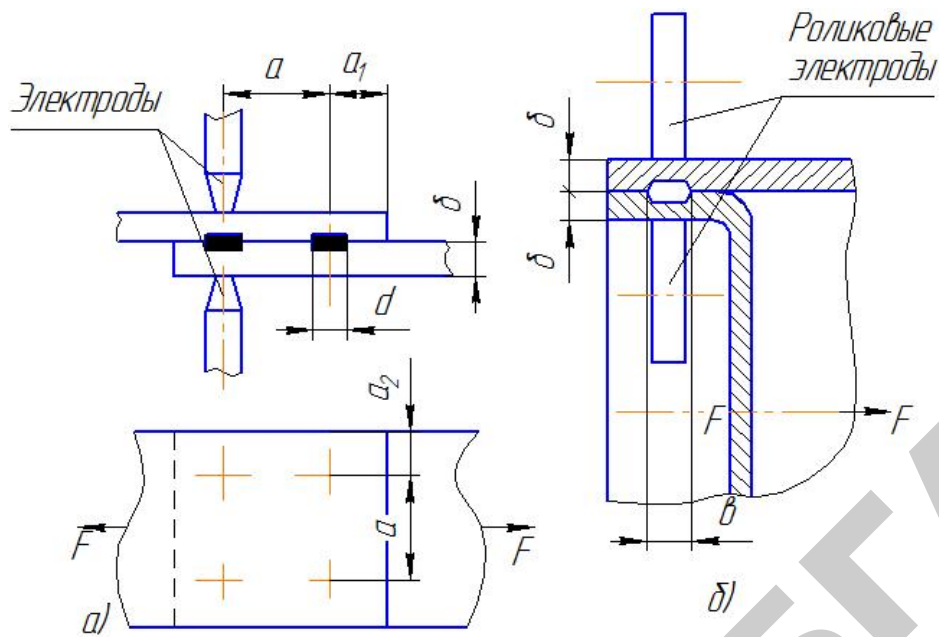


Рис. 2.11. Получение сварных соединений с точечными швами (а) и шовными (б)

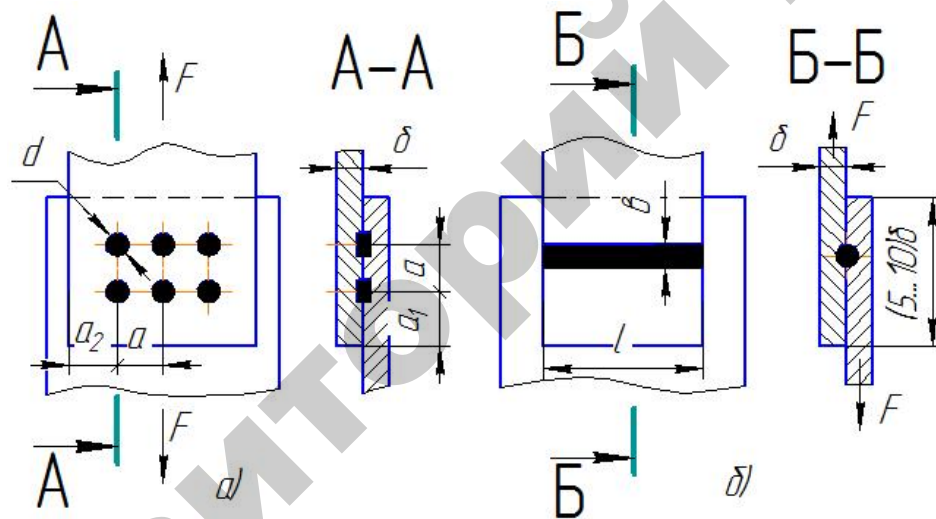


Рис. 2.12. Соединение контактной сваркой:
а – точечной (ГОСТ14776-70); б – шовной (роликовой)

Неразъемные соединения контактной сваркой работают преимущественно на срез. При проектировании предполагают, что нагрузка распределяется равномерно по всем точкам и длине шва. Исходя из этого прочность соединений точечной и шовной (линейной) сваркой (рис. 2.12, а и б) равна:

$$\tau = \frac{4F}{z \cdot i \cdot \pi d^2} \leq [\tau]_{\text{ср}} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\tau]',$$

где z и i – число сварных точек и плоскостей среза;
 d – диаметр точек швов; δ – ширина ленты шовных швов.

При нагружении точечных сварных соединений моментом в плоскости стыка условия прочности шва

$$\tau = \frac{M \cdot \rho_{\text{max}}}{J_p} \leq [\tau]',$$

где ρ_{\max} – расстояние от i -ой сварной точки с максимальным нагружением до центра тяжести соединения; J_p – полярный момент инерции сварной точки до центра тяжести соединения.

$$J_p = \frac{\pi d^2}{4} \sum_{i=1}^{\varepsilon} \rho_{\max}^2.$$

Из-за высокой концентрации напряжений точечные сварные соединения чаще применяют не как рабочие, воспринимающие основную нагрузку, а как связующие при изготовлении тонкостенных корпусных конструкций (кузова автомобилей, обшивки листовым материалом оборудования, цельно-металлические железнодорожные вагоны и т.п.).

2.4. Выбор допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке принимаются в долях от допускаемого напряжения на растяжение $[\sigma]_p$ основного металла соединяемых элементов детали в зависимости от способа сварки и марки электродов (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Допускаемые напряжения в швах сварных соединений при статической нагрузке

Технология сварки	Допускаемые напряжения в швах при		
	растяжении $[\sigma]'_p$	сжатии $[\sigma]_{сж}'$	срезе $[\tau]_{ср}'$
Автоматическая, полуавтоматическая, под флюсом, в CO_2 , ручная дуговая электродами Э42А и Э50А, контактная дуговая	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая	$0,9[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$
Контактная точечная и шовная (роликовая)	-	-	$0,6[\sigma]_p$

В табл. 2.1 $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение при растяжении основного металла соединяемых сваркой элементов.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T \cdot \varepsilon}{[S] \cdot k_{сг}}.$$

В этой зависимости значения предела текучести σ_T для свариваемых сталей выбираются из табл. 1.2 и 2.2.

Таблица 2.2

Пределы текучести σ_T для некоторых сталей.

Марка стали	Предел текучести σ_T , МПа	Марка стали	Предел текучести σ_T , МПа
Сталь Ст3	220	Сталь 25Л	250
Сталь 20	240	Сталь 35Л	280
Сталь 25	260	Сталь 15ХА	500
Сталь 30	290	Сталь 15Г	250
Сталь 35	310	Сталь 20Г	280

Для сварных конструкций при статических нагружениях масштабный фактор $\varepsilon \approx 0,9$ [9], эффективный коэффициент концентрации напряжений $k_{сг} = 1,0 \dots 1,2$ (большее значение для лобовых и фланговых швов [9]), коэффициент безопасности $[S] = 1,2 \dots 1,3$ для углеродистых сталей и $1,3 \dots 1,5$ – для низколегированных.

Для сосудов, работающих при давлении меньшем или равным 1,5 МПа и температуре меньшей или равной 200 °С, допускаемое напряжение растяжения свариваемого материала определяется через временное сопротивление при растяжении $[\sigma]_p = \sigma_B/4$ (значение σ_B , МПа, см. табл. 1.2). Для сосудов,

работающих при больших давлениях и высоких температурах, допускаемое напряжение выбирают меньшее из 2-х значений: $[\sigma]_p = \sigma_b / 4,35$; $[\sigma]_p = \sigma_t / 2$.

При переменных нагрузках рекомендуется рассчитывать прочность не только сварного шва, но и элементов детали в зоне этого шва. Близкие к этому режиму нагружения строительные конструкции (мосты, фермы, трубопроводы, металлические силосы и емкости), в которых не наблюдаются отказы вследствие усталостного разрушения. В машиностроительных конструкциях (составные валы, рамы сельскохозяйственной техники и оборудования перерабатывающих отраслей, локомотивные тележки), наоборот, большая часть отказов связана с усталостными повреждениями. Это вызвано следующими основными факторами, которые при действии переменных нагрузок снижают прочность сварных соединений:

концентрацией напряжений, обусловленной изменением геометрической формы, дефектами сварки (непровары, пористость, шлаковые включения), изменением химического состава и структуры основного металла в околошовной зоне, совместными деформациями швов и соединяемых деталей;

технологией сварочного процесса (тип и значение сварочного тока, пространственное положение сварочного шва, контроль качества и наличие поверхностного упрочнения);

наличием и качеством предварительной обработки поверхности сварного соединения;

остаточными (собственными) напряжениями в свариваемом изделии (вследствие неодновременности нагрева изделия при сварке и неодновременности проявления объемных эффектов структурных превращений);

характеристиками переменного режима нагружения (асимметрия цикла, число циклов нагружения).

При проектировании и расчете сварных швов для переменных нагрузок допускаемые напряжения $[\sigma]'$ и $[\tau]'$ определяют путем умножения соответствующих допускаемых напряжений при статической нагрузке (см. табл. 2.1) на коэффициент $\gamma = \frac{1}{(ak_{\sigma(\tau)} \pm \epsilon) - (ak_{\sigma(\tau)} \pm \epsilon)R}$, т.е.

$$[\sigma]' = [\sigma] \cdot \gamma; \quad [\tau]' = [\tau] \cdot \gamma.$$

В формуле γ верхние знаки знаменателя принимают при большем по абсолютной величине растягивающем напряжении, нижние – при сжимающем. Если $\gamma > 1$ принимают $\gamma = 1$, что свидетельствует о большой асимметрии цикла $R > 0$ с возрастающей ролью статистической прочности, а не напряжений усталости.

Здесь $[\sigma]'$ и $[\tau]'$ – допускаемые напряжения, соответствующие значениям $[\sigma]_p'$, $[\sigma]_{сж}'$, $[\tau]_{ср}'$ по табл. 2.1; a и ϵ – коэффициенты, значения которых для углеродистых сталей – $a = 0,58$, $\epsilon = 0,26$, для низколегированных – $a = 0,65$, $\epsilon = 0,30$, а для металлоконструкций и механизмов грузоподъемных машин и их механизмов принимают $a = 0,6$, $\epsilon = 0,2$; R – коэффициент асимметрии цикла напряжений определяется как отношение наименьшего и наибольшего по абсолютному значению напряжений или усилий, взятых со своими знаками:

$$R = R_\sigma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}};$$

$$R = R_\tau = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}.$$

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений k_σ и k_τ приведены в табл. 2.3 и 2.4.

При известных технологических возможностях получения сварного шва, работающего в режиме переменных нагрузок, допускаемые напряжения для сварных соединений следует определять по общим формулам

$$[\sigma]' = \frac{\sigma_{\lim} \cdot \epsilon}{[S] \cdot k_\sigma} \cdot \beta \cdot k_L \quad \text{или} \quad [\tau]' = \frac{\tau_{\lim} \cdot \epsilon}{[S] \cdot k_\tau} \cdot \beta \cdot k_L,$$

где σ_{\lim} , τ_{\lim} – пределы выносливости соответственно для циклов нагружения: симметричного σ_{-1} , τ_{-1} ; пульсирующего σ_0 , τ_0 ; асимметричного σ_r , τ_r . Значения принимаются по материалам свариваемых элементов детали (см. рекомендации в гл. 1). В швах с пониженным качеством сварки (ручная сварка,

потолочное расположение швов) допускаемые напряжения следует уменьшить на 10...15 % или ввести в расчет поправочный коэффициент $\varphi = 0,8 \dots 0,9$. Масштабный фактор ε для сварных швов можно принять равным 0,9. Коэффициент, учитывающий качество поверхности сварного соединения: $\beta = 0,8$ – для стальных литых деталей после пескоструйной обработки; $\beta = 0,8 \dots 0,85$ – после грубой механической обработки; $k_L = m \sqrt{\frac{N_0}{N}} \geq 1$; $m = 12 / k_\sigma$ – показатель степени в уравнении кривой усталости;

$N_0 = 3,4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов напряжений, при котором еще не происходит усталостное разрушение; $N = 60 \cdot l_h \cdot n_0$ – эквивалентное (рабочее) число циклов перемены напряжений: l_h – долговечность, ч; n_0 – частота изменения напряжений в минуту (это частота вращения или число ходов детали). Коэффициент безопасности $[S]$ (см. гл. 1). Эффективные коэффициенты концентрации напряжений k_σ и k_t определяются по табл. 2.3 и 2.4.

Таблица 2.3

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений k_σ и k_t для расчета сварных швов и деталей в зоне сварки при циклически изменяющемся напряженном состоянии

Элементы	Малоуглеродистая сталь	Низколегированная сталь
Основной металл		
В зоне перехода к стыковому шву, подвергнутому механической обработке	1,2	1,4
То же, без механической обработки	1,5	1,9
В зоне перехода к лобовому (валиковому) шву, с механической обработкой и с отношением катетов 1:1,5	2	2,5
То же, без механической обработки	2,7	3,3
В зоне перехода к фланговому шву	3,5	4,5
В зоне перехода приваренных косынок стыковых и тавровых соединений	2,7	3,3
То же, при плавных формах косынок и с последующей механической обработкой швов	1,5	1,9
У косынок нахлесточных соединений	2,7	3,3
Сварные швы		
Стыковые швы с полным проваром:		
а) автоматическая и ручная сварка с контролем;	1,0	1,0
б) ручная сварка без просвечивания	1,2	1,4
Угловые лобовые швы:		
а) автоматическая	1,7	2,4
б) ручная сварка	2,3	3,2
Фланговые швы, работающие на срез	3,5	4,5

Таблица 2.4

Эффективный коэффициент концентрации напряжений k_t при контактной сварке

Марка материала соединения	Состояние образца	Толщина, мм	При точках	
			связующих	рабочих
Точечная и роликовая (цифры в скобках) сварки				
Сталь 10	Нормализованный отпуск	3+3	1,4(1,25)	7,5(5)
Сталь 30ХГСА	Отпуск	1,5+1,5	1,35	12
Титановый сплав ВТ1	В состоянии поставки	1,5+1,5	2(1,3)	10(5)
Алюминиевый сплав Д16Т	В состоянии поставки	1,5+1,5	2(1,3)	5(2,25)

Определив допускаемые напряжения для сварного соединения и приняв за основу равнопрочность металла элементов детали и сварного шва, можно оценить оптимальные размеры сварных швов соеди-

нения, например, полученного при ручной сварке электродом Э42 и нагруженного растягивающей силой F .

Для соединения фланговыми швами (см. рис. 2.5, а) условие равнопрочности без учета прорезного шва равно: $[F_M] = [F_{ш}]$ или $[\sigma]_p \cdot \delta_{\min} \cdot \epsilon = [\tau]' \cdot a \cdot L$.

В этих зависимостях $[F_M]$ и $[F_{ш}]$ – допускаемые нагружающие силы материала свариваемых элементов детали и шва, а так как $[\tau]' = 0,6[\sigma]_p$ (табл. 2.1); $a = 0,7k$; $k = \delta_{\min}$; $L = 2l$, то следует: $[\sigma]_p \cdot \delta_{\min} \cdot \epsilon = 0,6 \cdot [\sigma]_p \cdot 0,7 \cdot \delta_{\min} \cdot 2l$ и после преобразований $l \cong 1,2\epsilon$ при одновременном соблюдении условия $l \leq 30k$.

Аналогично для соединения косыми швами (см. рис. 2.5, б) $[F_M] = [F_{ш}]$ или $[\sigma]_p \cdot \delta_{\min} \cdot \epsilon = [\tau]' \cdot a \cdot L$.

После подстановки:

$$[\sigma]_p \cdot \delta_{\min} \cdot \epsilon = 0,6 \cdot [\sigma]_p \cdot 0,7 \cdot \delta_{\min} \cdot \frac{2\epsilon}{\cos \alpha};$$

$$1 = 0,6 \cdot 0,7 \cdot \frac{2}{\cos \alpha}; \cos \alpha = 0,84; \alpha = 32,9^\circ.$$

Также для соединений с комбинированными швами (см. рис. 2.5, в) при этих же условиях размеры $l \cong 1,2\epsilon$. Анализ этих трех случаев использования нахлесточных сварных соединений показывает, что условие равнопрочности для соединений с лобовыми швами не выполняется, следовательно, применять их при центральном нагружении нецелесообразно.

2.5. Примеры расчета

2.5.1. Определить для металлоконструкции крана допустимое усилие в сварном стыковом соединении из листов шириной 160 мм и толщиной 6 мм. Напряжение в швах изменяется от $\sigma_{\min} = 0,6 \sigma_{\max}$ до σ_{\max} . Материал листов – сталь Ст5. Электрод – Э42. Сварка ручная. $K_L = 1$.

Решение.

1. Допускаемое напряжение для сварного шва по максимальному напряжению цикла

$$[\sigma]_p' = \frac{\sigma_r \cdot \epsilon}{[S] \cdot K_\sigma} \cdot \beta \cdot K_L \cdot \varphi,$$

здесь σ_r – предел выносливости для асимметричного цикла нагружения.

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{-1}}{1 - 0,5(1 - \psi_\sigma)(1 + R)} = \frac{220}{1 - 0,5(1 - 0) \left(1 + \frac{-0,6\sigma_{\max}}{\sigma_{\max}} \right)} = \frac{220}{0,8} = 275,0 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{-1} = 220$ МПа и $\psi_\sigma = 0$ (см. табл. 1.2), $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{-0,6\sigma_{\max}}{\sigma_{\max}}$, $\epsilon = 0,9$, $\beta = 0,85$, $[S] = 1,25$, $\varphi = 0,85$ (см.

стр. 37, 39), $K_\sigma = 1,2$ (табл. 2.3).

Тогда

$$[\sigma]_p' = \frac{275 \cdot 0,9}{1,25 \cdot 1,2} \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 0,85 = 115,0 \text{ МПа.}$$

2. Принимаем длину шва по ширине листа 160 мм и (с учетом непровара в начале и конце) шва $l = 155$ мм, толщину шва $\delta = 6$ мм.

3. Допустимое усилие в стыковом сварном соединении

$$[F] = \delta \cdot l [\sigma]_p' = 6 \cdot 155 \cdot 115 \cong 107 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

2.5.2. Рассчитать валиковые сварные швы соединения кронштейна 1 с листом 2 (см. рис. 2.13) при $F = 5 \cdot 10^3$ Н, $T = 8 \cdot 10^3$ Н·м, нагрузка – статическая, ширина кронштейна $b = 165$ мм, толщина $\delta = 10$ мм, материал – сталь Ст3, сварка – электродом Э42. Принять $l_\phi \leq 0,5l_n$.

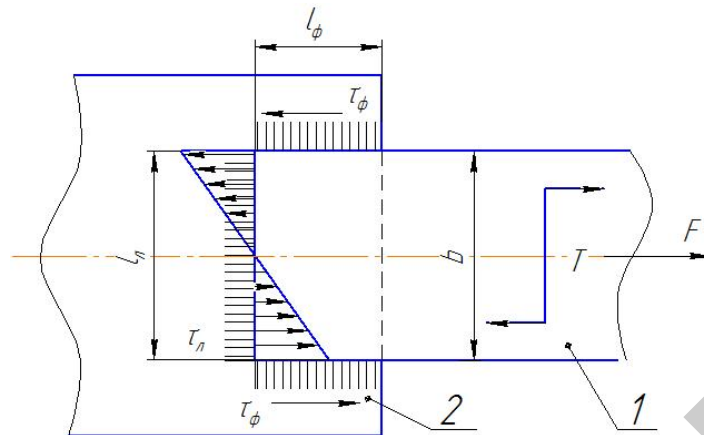


Рис. 2.13. Комбинированное сварное соединение лобовым и фланговыми швами:
1 – кронштейн; 2 – лист

Решение.

1. Допускаемое напряжение для нахлесточного соединения, выполненного угловым швом при статическом нагружении, принимается по табл. 2.1:

$$[\tau]' = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 132 = 79,2 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_p = \frac{\sigma_t \cdot \varepsilon}{[S] \cdot K_{ss}} = \frac{220 \cdot 0,9}{1,25 \cdot 1,2} = 132 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение при статическом нагружении

для стали Ст3, из которой изготавливается сварное соединение кронштейна с листом. Значения $\sigma_t = 220$ МПа – по табл. 2.2, $\varepsilon = 0,9$, $[S] = 1,25$, $K_{ss} = 1,2$ (см. п. 2.4).

2. Принимаем длину лобового шва $l_n = b = 165$ мм, катет шва $k = \delta = 10$ мм.

3. Принимая T в качестве основного нагружающего момента и основываясь на том, что напряжение комбинированного шва равно сумме напряжений составляющих его швов и с учетом равнопрочности их при $l_\phi \leq 0,5l_n$, из выражения

$$\tau_t = T / (0,7kl_\phi l_n + 0,7kl_n^2 / 6) \leq [\tau]_{cp};$$

$$\tau_t = 8 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм} / (0,7 \cdot 10 \cdot l_\phi \cdot 165 + 0,7 \cdot 10 \cdot 165^2 / 6) = 79,2 \text{ МПа},$$

получаем:

$$8 \cdot 10^6 = 79,2(1155 \cdot l_\phi + 31762,5).$$

Из последнего равенства $l_\phi = 60$ мм. Окончательно устанавливаем исполнительный размер (с учетом неполноценности шва на концах) $l_\phi = 65$ мм, что $< 0,5l_n = 0,5 \cdot 165 = 82,5$ мм.

4. Проверка прочности швов по суммарной нагрузке:

$$\tau = \tau_t + \tau_F \leq [\tau]_{cp};$$

$$\tau = \frac{T}{(0,7k \cdot l_\phi \cdot l_n + 0,7k \cdot l_n^2 / 6)} + \frac{F}{0,7 \cdot k(2 \cdot l_\phi + l_n)} \leq [\tau]_{cp};$$

$$\tau = \frac{8 \cdot 10^6}{(0,7 \cdot 10 \cdot 65 \cdot 165 + 0,7 \cdot 10 \cdot 165^2 / 6)} + \frac{5 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10(2 \cdot 65 + 165)} \leq 79,5 \text{ МПа};$$

$$74,9 + 2,4 = 77,3 < 79,2 \text{ МПа.}$$

Следовательно, по условию равнопрочности деталей и сварного соединения при действии изгибающей нагрузки как основной, требуемая длина фланговых швов l_{ϕ} невелика и составляет в данном примере около $0,4l_{\text{л}}$.

2.5.3. Определить длину швов, крепящих уголок профиля 10 (ГОСТ8509-93) $b \times b \times \delta$, $100 \times 100 \times 10$ мм к косынке (рис. 2.8). Соединение должно быть равнопрочным основному элементу – уголку. Косынка и уголок – из стали Ст3. Сварка ручная электродом Э42. Нагрузка – статическая.

Решение.

1. По табл. 2.2 $\sigma_{\text{т}} = 220$ МПа, для стали Ст3, подвергаемой сварке, $\varepsilon = 0,9$; $[S] = 1,25$; $K_{\text{с}\sigma} = 1,2$ (см. п. 2.4).

2. Допускаемое напряжение на растяжение материала уголка, подверженного сварке при статическом нагружении,

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{\text{т}} \cdot \varepsilon}{[S] \cdot K_{\text{с}\sigma}} = \frac{220 \cdot 0,9}{1,25 \cdot 1,2} = 132 \text{ МПа.}$$

3. Допускаемое напряжение среза в шве (табл. 2.1)

$$[\tau]_{\text{ср}}' = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 132 = 79,2 \text{ МПа.}$$

4. Усилие, которым уголок может нагружаться до разрушения при площади поперечного сечения уголка профиля 10 $A = 1920$ мм² (см. ГОСТ 8509-93):

$$\text{из } \sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_p \text{ усилие } F = A \cdot [\sigma]_p = 1920 \cdot 132 = 25,34 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

5. Необходимая суммарная длина швов, приняв $k = \delta = 10$ мм,

$$L = (l_{\text{фл}} + l_{\text{л}}) = \frac{F}{0,7k \cdot [\tau]_{\text{ср}}'} = \frac{25,34 \cdot 10^4}{0,7 \cdot 10 \cdot 79,2} = 457,1 \text{ мм.}$$

6. Длина фланговых швов при $l_{\text{л}} = b = 100$ мм

$$l_{\text{фл}} = L - l_{\text{л}} = 457,1 - 100 = 357,1 \text{ мм.}$$

7. Нагрузка, приходящаяся на фланговые швы,

$$F_{\phi} = \frac{F \cdot l_{\text{фл}}}{L} = \frac{25,34 \cdot 10^4 \cdot 357,1}{457,1} = 19,8 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

8. В соответствии с ГОСТ 8509-93 расстояние от центра тяжести сечения уголка до наружных граний полка $z_0 = 28,3$ мм. Вследствие того, что нагрузка на фланговые швы распределяется пропорционально расстояниям до центра тяжести, нагрузка, приходящаяся на нижний фланговый шов, равна:

$$F_2 = F_{\phi} \frac{z_0}{b} = 19,8 \cdot 10^4 \frac{28,3}{100} = 5,6 \cdot 10^4 \text{ Н,}$$

на верхний шов – $F_1 = F_{\phi} - F_2 = 19,8 \cdot 10^4 - 5,6 \cdot 10^4 = 14,2 \cdot 10^4 \text{ Н.}$

9. Длина каждого флангового шва:

$$l_{1\text{фл}} = \frac{F_1}{0,7 \cdot k \cdot [\tau]_{\text{ср}}'} = \frac{14,2 \cdot 10^4}{0,7 \cdot 10 \cdot 79,2} = 256,1 \text{ мм;}$$

$$l_{2\text{фл}} = l_{\text{фл}} - l_{1\text{фл}} = 357,1 - 256,1 = 101,0 \text{ мм,}$$

или

$$l_{\text{фл}} = \frac{F_2}{0,7 \cdot k \cdot [\tau]_{\text{ср}}} = \frac{5,6 \cdot 10^4}{0,7 \cdot 10 \cdot 79,2} = 101,0 \text{ мм.}$$

Учитывая дефекты шва (непровар в начале и кратер в конце), увеличиваем длину фланговых швов и принимаем $l_{1\text{фл}} = 260 \text{ мм}$, $l_{2\text{фл}} = 105 \text{ мм}$.

2.5.4. Рассчитать сварной шов (рис. 2.14) таврового соединения трубы диаметром $d = 140 \text{ мм}$, толщина стенки $\delta = 5 \text{ мм}$. Соединение производится без подготовки кромки. Оно нагружено изгибающим $M = 7 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и крутящим $T = 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ моментами. Материал трубы – сталь Ст3, сварка ручная электродом Э42. Допускаемые напряжения для материала трубы при условиях, аналогичных приведенным в 2.5.3, $[\sigma]_p = 132 \text{ МПа}$, а также $[\tau]'_{\text{ср}} = 79,2 \text{ МПа}$.

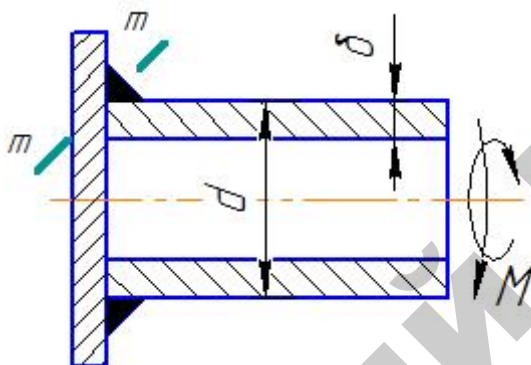


Рис. 2.14. Тавровое соединение трубы угловым швом

Решение.

1. Напряжение в шве от крутящего момента T

$$\tau_{\tau} = \frac{T}{W_p} \approx \frac{2T}{0,7k\pi d^2} = \frac{2 \cdot 10^4 \cdot 10^3}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot 140^2} = 4,65 \cdot 10^2 / k.$$

2. Напряжение в шве от момента изгиба M

$$\tau_{\text{м}} = \frac{M}{W} \approx \frac{4M}{0,7k\pi d^2} = \frac{4 \cdot 7 \cdot 10^4 \cdot 10^3}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot 140^2} = 6,5 \cdot 10^2 / k.$$

3. Так как напряжения $\tau_{\text{м}}$ и τ_{τ} в сечении $m - m$ (см. рис. 2.14) взаимно перпендикулярны, то суммарное напряжение

$$\tau = \sqrt{(\tau_{\tau})^2 + (\tau_{\text{м}})^2} \leq [\tau]'_{\text{ср}} \quad \text{или} \quad \sqrt{\left(4,65 \frac{10^2}{k}\right)^2 + \left(6,5 \frac{10^2}{k}\right)^2} \leq 79,2 \text{ МПа};$$

$$\left(\frac{10^2}{k}\right) \sqrt{4,65^2 + 6,5^2} \leq 79,2, \quad \text{отсюда} \quad k = 10,1 \text{ мм, что} \geq \delta = 5 \text{ мм,}$$

поэтому рациональнее в данном случае сварное соединение выполнить стыковым швом с разделкой кромки трубы (получение шва с глубоким проплавлением, который прочнее основного металла).

2.5.5. Рассчитать соединение, выполненное точечной сваркой и нагруженное силой $F = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Н}$ (рис. 2.15). Толщина листов $\delta = 1,5 \text{ мм}$, материал – сталь 10, циклически изменяющееся напряженное состояние $R = -1, K_L = 1$.

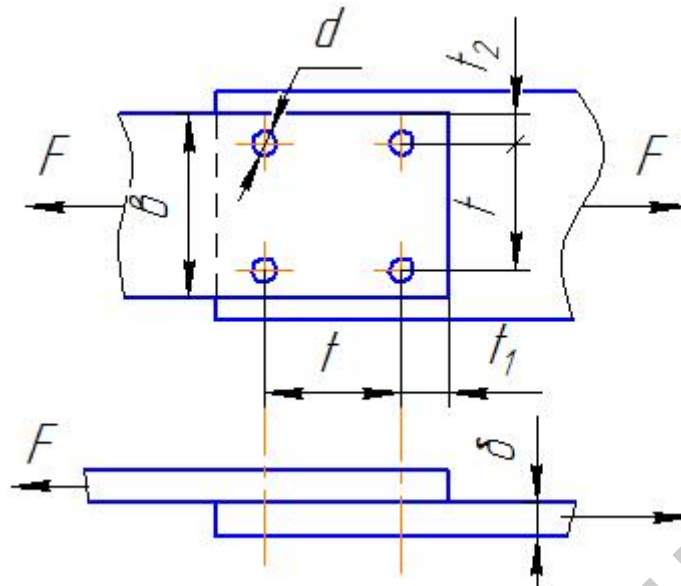


Рис. 2.15. Соединение точечной сваркой

Решение.

1. Так как $R = 1$, то цикл нагружения симметричный и предел выносливости соответственно σ_{-1} , а расчетное допустимое напряжение материала листа с учетом ослабления в зоне сварки

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{[S] \cdot K_{\sigma}} \cdot \beta \cdot K_L$$

где $\sigma_{-1} = 170$ МПа (табл. 1.2), $\varepsilon = 0,9$; $[S] = 1,2$; $\beta = 0,8$ (см. п. 2.4); $K_{\sigma} = 1,4$ (табл. 2.4), тогда

$$[\sigma] = \frac{170 \cdot 0,9}{1,2 \cdot 1,4} \cdot 0,8 \cdot 1 \cong 73 \text{ МПа}$$

2. Коэффициент, учитывающий циклическое изменение нагрузки, при $a = 0,58$; $b = 0,26$; $K_{\tau} = 7,5$ (см. п. 2.4, табл. 2.4):

$$\gamma = \frac{1}{(a \cdot K_{\tau} \pm b) - (a \cdot K_{\tau} \pm b)R} = \frac{1}{(0,58 \cdot 7,5 + 0,26) - (0,58 \cdot 7,5 + 0,26)(-1)} = 0,11$$

3. Допускаемое напряжение в сварных точках шва, исходя из рекомендации табл. 2.1,

$$[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma] \gamma = 0,6 \cdot 73 \cdot 0,11 = 12,8 \text{ МПа}$$

4. Ширина листа b с учетом ослабления в зоне сварки из условия

$$[\sigma]_p = \frac{F}{\delta \cdot b} \leq [\sigma], \quad b = \frac{F}{\delta \cdot [\sigma]} = \frac{3500}{1,5 \cdot 73} = 32 \text{ мм}$$

5. По рекомендациям (см. п. 2.4) на рис. 2.15:

$$d = 1,2 \cdot \delta + 4 = 1,2 \cdot 1,5 + 4 \cong 6 \text{ мм}; \quad t = 1,2 \cdot d = 3 \cdot 6 = 18 \text{ мм}; \quad t_2 = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 6 = 9 \text{ мм}; \\ t_1 = 2 \cdot d = 2 \cdot 6 = 12 \text{ мм}$$

6. Уточненная ширина листа

$$b = t + 2t_2 = 18 + 2 \cdot 9 = 36 \text{ мм.}$$

7. Число точек сварки в одном ряду

$$z' = [(b - 2 \cdot t_2) / t] + 1 = [(36 - 2 \cdot 9) / 18] + 1 = 2,$$

принимая число точек в двух рядах $z = 4$.

8. Прочность сварных точек

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{\pi d^2 \cdot z} = \frac{4 \cdot 3500}{\pi \cdot 6^2 \cdot 4} \cong 31 \text{ МПа,}$$

что превышает $[\tau'] = 12,8$ МПа. Следовательно, нужно увеличивать ширину листов и выполнять трехрядное соединение и число точек в ряду $z' = 3$.

Таким образом, динамическая прочность рабочего точечного соединения сваркой при переменных напряжениях низкая.

2.5.6. Рассчитать стыковое соединение днища и цилиндрической обечайки резервуара системы обеспечения воздухом технологического процесса консервирования овощей. Наружный диаметр соединения $D = 2450$ мм, толщина стенки $\delta = 6,5$ мм, давление воздуха $p = 10$ МПа (рис. 2.16), способ сварки – ручная электродом Э42. Материал днища и обечайки – сталь Ст5.

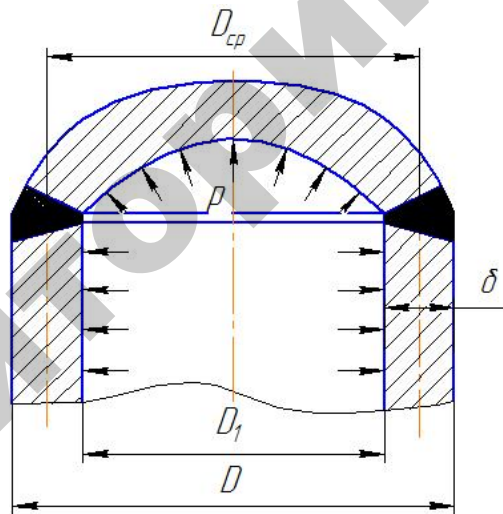


Рис. 2.16. Сварное соединение днища резервуара с обечайкой (корпусом)

Решение.

1. Общее усилие, действующее на днище в осевом направлении при $D_1 = D - 2\delta = 2450 - 2 \cdot 6,5 = 2437$ мм (см. рис. 2.16):

$$F = p \cdot \frac{\pi D_1^2}{4} = 10 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 2,437^2}{4} = 46,62 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

2. Допускаемое напряжение материала днища и обечайки, ослабленной сваркой, т.к. $p \gg 1,5$ МПа:

$$[\sigma]_p = \sigma_b / 4,35 = 570 / 4,35 = 131 \text{ МПа,}$$

$$[\sigma]_p = \sigma_t / 2 = 275 / 2 = 137,5 \text{ МПа.}$$

Здесь значения σ_b и σ_t принимаются по табл. 1.2. Для дальнейшего решения примера выбираем меньшее значение, т.е. $[\sigma]_p = 131$ МПа.

3. Коэффициент снижения допускаемых напряжений γ , исходя из асимметричного (пульсирующего) цикла нагружения ($R = 0$) и приравнивая работу резервуара к особым условиям, принимаем $a = 0,9$; $b = 0,3$ и $K_\sigma = 1,2$ (табл. 2.3), равен:

$$\gamma = \frac{1}{(a \cdot K_\sigma + b) - (a \cdot K_\sigma + b)R} = \frac{1}{(0,9 \cdot 1,2 + 0,3) - (0,9 \cdot 1,2 - 0,3) \cdot 0} = 0,725.$$

3. Допускаемые напряжения с учетом γ и рекомендаций табл. 2.1

$$[\sigma]_p' = 0,9 \cdot [\sigma]_p \cdot \gamma = 0,9 \cdot 131 \cdot 0,725 = 85,5 \text{ МПа.}$$

4. Для проверки сварного соединения используем длину шва:

$$l = \pi \cdot D_{\text{ср}} = \pi(D - \delta) = \pi(2450 - 6,5) \cong 7672,6 \text{ мм,}$$

тогда напряжение в сварном шве

$$\sigma_p' = \frac{F}{A} = \frac{F}{l \cdot \delta} = \frac{46,62 \cdot 10^6}{7672,6 \cdot 6,5} = 93,5 \text{ МПа.}$$

Так как $\sigma_p' > [\sigma]_p'$ ($93,5 > 85,5$), то полученный сварной шов не удовлетворяет условиям прочности.

Перенапряжение составляет $\frac{93,5 - 85,5}{85,5} \cdot 100 \% = 10 \%$, что больше допустимого – 4...5 %. Решения

могут приниматься следующие: либо заменить материал свариваемых деталей более прочной сталью, либо выполнить сварку электродами повышенного качества, либо увеличить толщину стенки (из условия, что конструкция не имеет ограничений по массе).

2.5.7. Рассчитать сварные стыковые швы винтовой стяжки (рис. 2.17) устройства натяжения ремней в приводной станции (рис. 2.18).

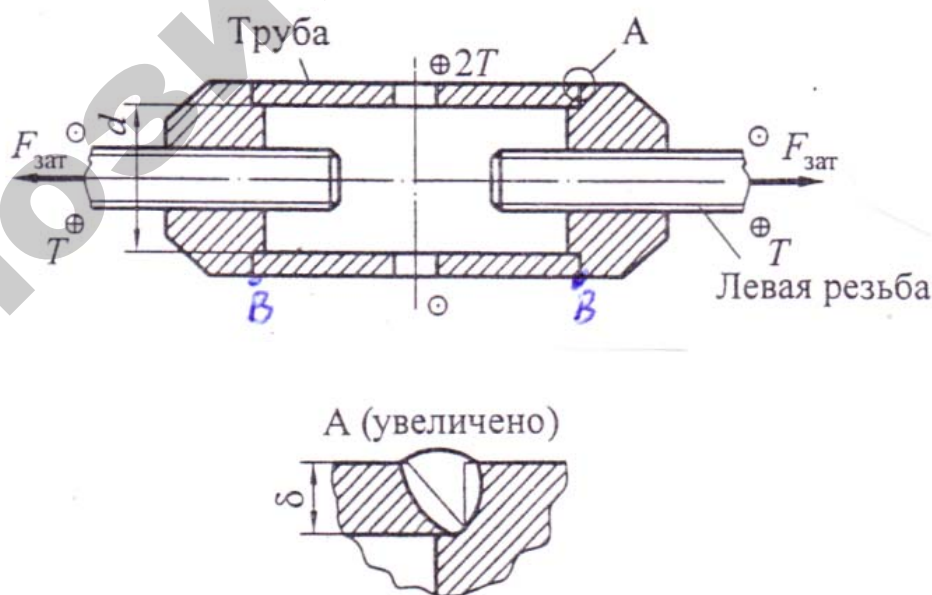


Рис. 2.17. Винтовая стяжка

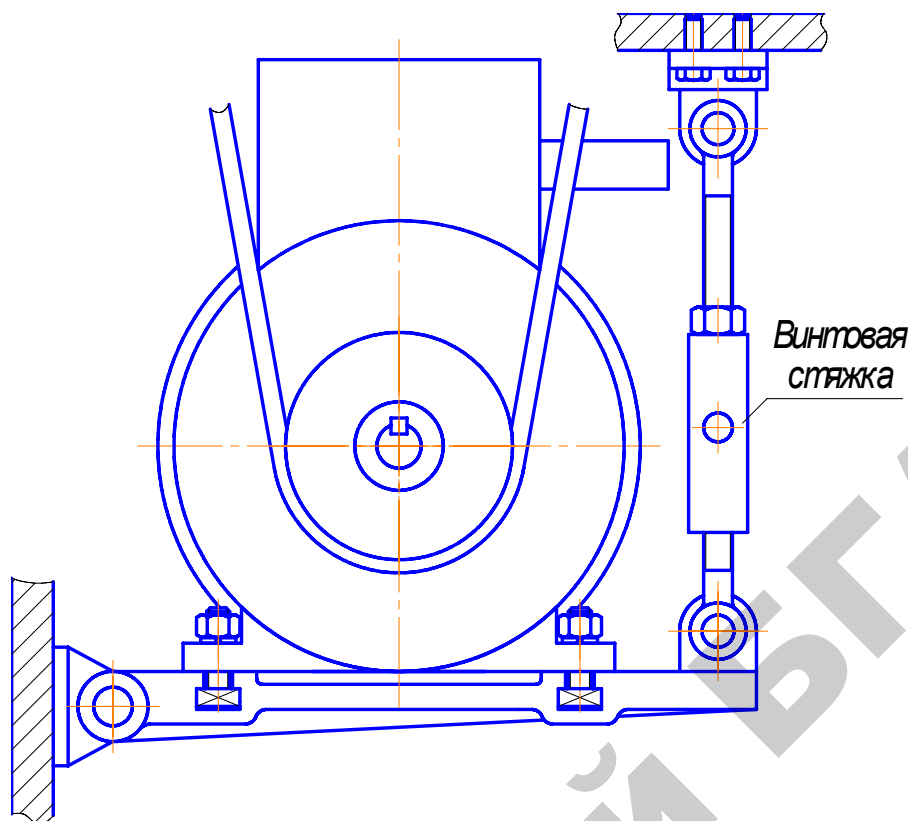


Рис. 2.18. Использование винтовой стяжки в натяжении ременной передачи

Детали стяжки из стали Ст3 $[\sigma]_p = 132$ МПа (см. п. 2.5.3), сварка – электродуговая, ручная, электродом Э42. Размер $d = 50$ мм – внутренний диаметр трубы. Момент завинчивания стяжки для создания силы натяжения ремня $T = 150$ Н·м, продольная сила от натяжения $F_{\text{зат}} = 35$ кН.

1. Допускаемые напряжения сварного шва (табл. 2.1)

$$[\sigma]'_p = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \cdot 132 \cong 119 \text{ МПа.}$$

2. В наиболее нагруженной зоне швов (точка В) суммарное эквивалентное напряжение

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]'_p,$$

где $\sigma_p = \frac{F_{\text{зат}}}{\pi \cdot d \cdot \delta}$ – напряжение в шве от продольной силы;

$\tau = \frac{2T}{\pi \cdot d \cdot 2\delta}$ – напряжение в шве от момента завинчивания винтовой стяжки.

3. Определение толщины δ трубы стяжки:

$$\sqrt{\left(\frac{F_{\text{зат}}}{\pi \cdot d \cdot \delta}\right)^2 + \left(\frac{2T}{\pi \cdot d \cdot 2\delta}\right)^2} = \frac{1}{\pi \cdot d \cdot \delta} \sqrt{(F_{\text{зат}})^2 + 3\left(\frac{2T}{d}\right)^2} \leq [\sigma]'_p,$$

откуда

$$\delta = \frac{1}{\pi \cdot d \cdot [\sigma]'_p} \sqrt{(F_{\text{зат}})^2 + 3\left(\frac{2T}{d}\right)^2} = \frac{1}{3,14 \cdot 50 \cdot 119} \sqrt{(35 \cdot 10^3)^2 + 3\left(\frac{2 \cdot 150 \cdot 10^3}{50}\right)^2} = 1,95 \text{ мм.}$$

2.6. Задачи для самостоятельной работы

2.6.1. Спроектировать стыковой сварной шов, равнопрочный сечению соединяемых двух листов толщиной $\delta = 8$ мм, шириной $b = 400$ мм. Сварка полуавтоматическая, нагрузка постоянная, материал листов – сталь Ст3, для которой $[\sigma]_p = 160$ МПа.

2.6.2. Рассчитать толщину стенки трубы внутренним диаметром $D_1 = 0,8$ м (рис. 2.19) при ручной сварке стыковым швом вдоль образующей цилиндра. Рабочее давление внутри трубы постоянное – $p = 2,8$ МПа. Материал – сталь Ст5, для которой $[\sigma]_p = 190$ МПа. Расчет выполнить для произвольной длины шва l_0 (не влияющей на толщину стенки). Усилие, действующее на сварной шов, определить как $F = p \cdot D_1 \cdot l_0 / 2$.

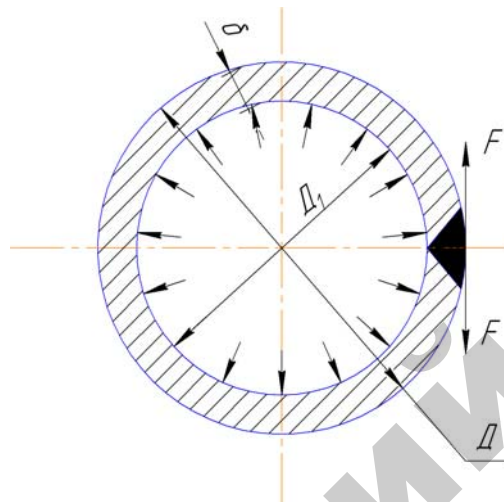


Рис. 2.19. Расчетная схема сварной трубы

2.6.3. Полоса 1 сечением 300×12 (рис. 2.20) прикреплена нахлесточным соединением угловыми швами к листу 2 косыми швами с катетом 12 мм и лобовыми с катетом 8 мм. Определить допускаемое усилие F , если материал соединяемых деталей сталь Ст3, для которой $[\sigma]_p = 160$ МПа, нагружение – динамическое с $R = -1$, сварка полуавтоматическая.

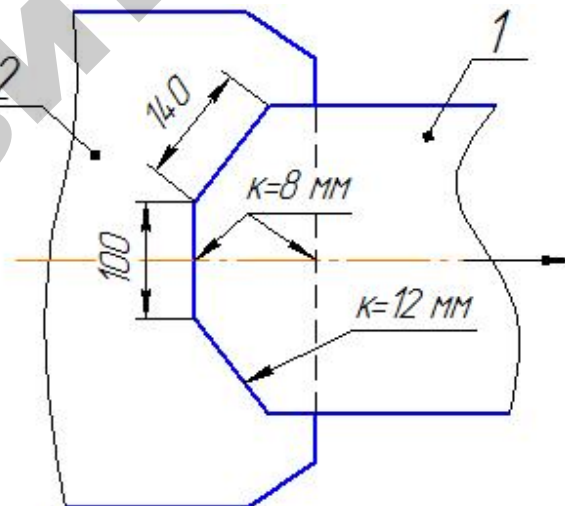


Рис. 2.20. Схема крепления полосы 1 к листу 2

2.6.4. Определить число сварных точек крепления листа (толщина листа $\delta = 2$ мм) к швеллеру № 6,5 (ГОСТ 8240-89). Площадь присоединения $A = 18,28$ см², нагрузка $F = 1000$ Н с допускаемым напряжением сварного соединения $[\tau]_p = 90$ МПа. Произвести расстановку сварных точек с учетом t_1 и t_2 (рис. 2.21).

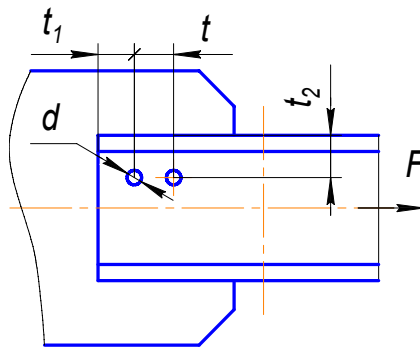


Рис. 2.21. Расчетная схема крепления швеллера к листу

2.6.5. Проверить условие прочности на срез сварного соединения кронштейна к швеллеру (рис. 2.22). Соединение выполнено двумя угловыми швами без разделки кромок с нагружением силой $F = 5 \cdot 10^3$ Н. Материал деталей – сталь Ст3 ($\sigma_T = 220$ МПа). Сварка ручная электродом Э42. Нагружение – статическое.

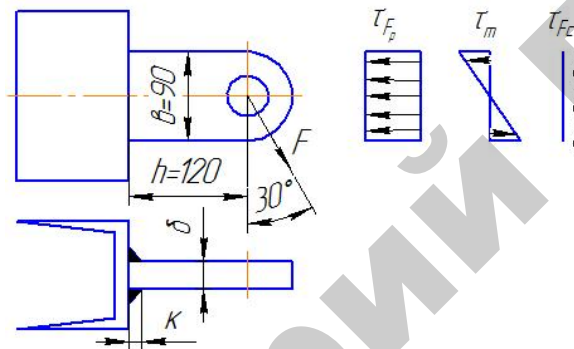


Рис. 2.22. Крепление кронштейна к швеллеру и эпюры напряжений в швах от сил и изгибающего момента (размеры в мм)

2.6.6. Рассчитать сварные швы, соединяющие венец зубчатого колеса с центром (рис. 2.23): $D = 300$ мм, $\delta = 20$ мм. Крутящий момент, воспринимаемый сварным соединением, $T = 50$ кН·м. Материал деталей – сталь 20, для которой $[\sigma]_p = 190$ МПа. Сварка ручная электродом Э50. Длина одного углового шва $l_{ш} \leq 60k$.

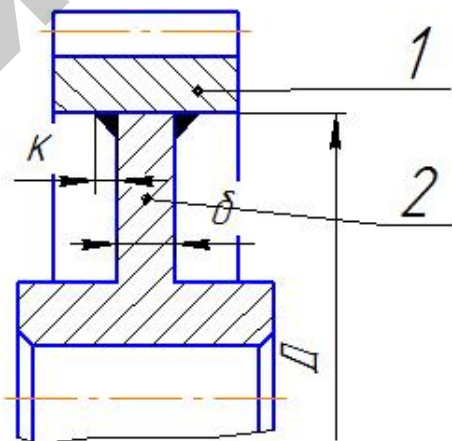


Рис. 2.23. Сварное соединение венца 1 с диском 2 зубчатого колеса

2.6.7. Определить длину сварного шва для узла подвеса стальным канатом подвесного потолка. Подвеска изготовлена (рис. 2.24) из стального круглого $d = 15$ мм прутка в виде петли с размером $a = 40$ мм, пластины толщиной $\delta = 10$ мм. Нагрузка на петлю $F = 40$ кН. Материал деталей – сталь Ст3, нагрузка – статическая, сварка ручная электродом Э42, с катетом $k = 5$ мм.

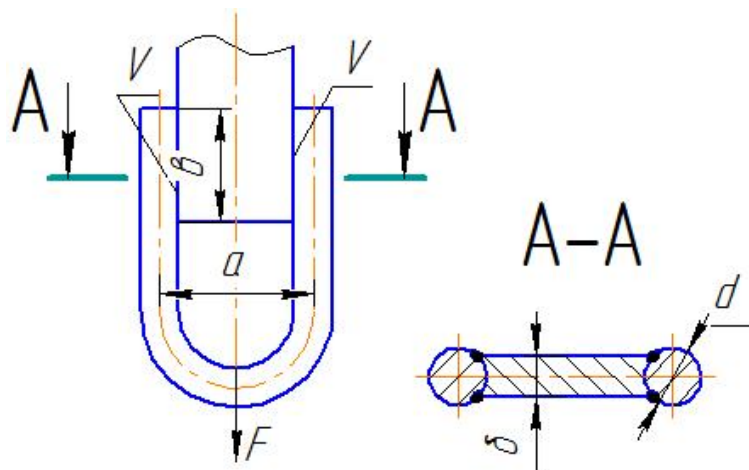


Рис. 2.24. Сварное соединение узла подвеса стальным канатом потолка

2.6.8. Рассчитать максимальную нагрузку в сварном соединении с лобовыми швами (рис. 2.25), состоящем из полос сечением (мм) 150×10 , если действует растягивающая и сжимающая сила с характеристикой цикла напряжений $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -0,5$, материал – сталь Ст3, сварка ручная. Число циклов перемены напряжений за срок службы $N = 2,5 \cdot 10^6$.

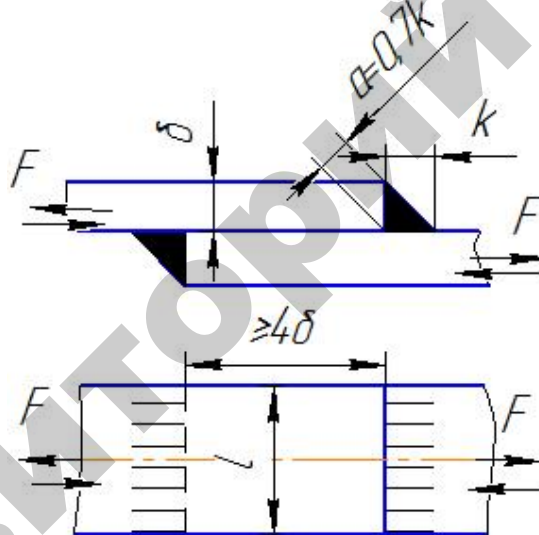


Рис. 2.25. Сварное нахлесточные соединение с лобовыми швами

2.6.9. Определить длину швов, крепящих уголок $70 \times 70 \times 7$ к косынке. Соединение должно быть равнопрочным основным элементам. Косынка и уголок – из стали Ст3. Сварка ручная. Нагрузка статическая. Расстояние от центра тяжести до наружных граней полки $Z_0 = 19,9$ мм.

2.6.10. Рассчитать кронштейн из полосы толщиной $\delta = 20$ мм и его крепление к швеллеру при помощи стыковой сварки, если на него действуют статическая растягивающая нагрузка $F = 20$ кН и изгибающий момент $M = 1,5$ кН·м. Материал – сталь Ст3, сварка – автоматическая под слоем флюса.

2.6.11. Определить тип и размеры стыкового шва, равнопрочного основной пластине шириной 300 мм, толщиной 20 мм, если нагрузка – статическая растягивающая, материал – сталь Ст3, сварка ручная.

2.6.12. Определить длину фланговых швов (рис. 2.5, а) соединения полосы шириной $b = 150$ мм с косынкой из стали Ст5. Соединение нагружено статической силой $F = 78$ кН. Сварка ручная электродом Э42.

3.1. Введение в систему допусков и посадок

Две детали, элементы которых входят друг в друга, образуют соединения. Такие детали называются сопрягаемыми деталями, а поверхности сопрягаемых элементов – сопрягаемыми поверхностями. Размером сопрягаемых элементов в цилиндрических соединениях является диаметр, а в плоских – расстояние между параллельными плоскостями по нормали к ним.

На чертеже детали учитывают номинальные размеры, полученные в результате расчета по одному из критериев работоспособности (τ_k , $\sigma_{сж}$, σ_p , $\sigma_{из}$ и др.) или принятому конструктивно. На рис. 3.1 показан номинальный диаметр вала $\varnothing 45$.

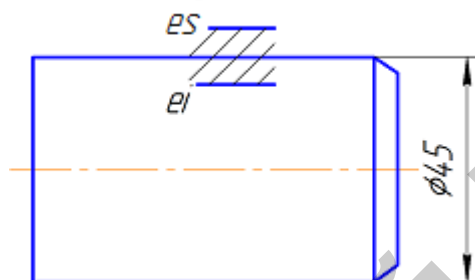


Рис. 3.1. Схема вала с номинальным диаметром 45 мм

При изготовлении деталей или сборке изделий из них неизбежны отклонения от номинального размера, возникающие из-за погрешностей станка, инструмента (их износа), упругих деформаций в системе «станок – приспособление – инструмент – деталь» и других причин. В проектировании заранее назначаются границы этого отклонения: нижняя ei и верхняя eS , определяя тем самым допуск размера $t = eS - ei$.

Отклонения могут быть как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения номинального размера. Например, можно регламентировать отклонения диаметра вала следующим образом:

$$\varnothing 45_{-0,010}^{+0,015}, \text{ или } \varnothing 45_{+0,034}^{+0,045}, \text{ или } \varnothing 45_{-0,050}^{-0,025}.$$

Тогда для первого из приведенных примеров наибольший максимальный предельный диаметр вала $d_{\max} = d_n + eS = 45 + 0,015 = 45,015$ мм и наименьший (минимальный) $d_{\min} = d_n + ei = 45 + (-0,01) = 44,99$ мм, а допуск вала $t = d_{\max} - d_{\min} = 45,015 - 44,99 = 0,025$ мм (25 мкм).

Детали разного назначения изготавливают с различной точностью. Для нормирования уровня точности установлены качества – совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

Для размеров до 500 мм в системе ЕСДП установлены 19 качеств, обозначаемых порядковыми номерами, возрастающими с увеличением допуска: 0,1; 0; 1; 2; 3...16; 17. Качества перечислены в порядке понижения точности. Чем выше точность, тем меньше допуск t размера. На практике чаще всего используют допуски соответствующие 6, 7, 8 и 9 качествам.

Допуски размеров деталей обычно изображают схематично в виде полей допусков, не приводя эскизов самих деталей. Для этого поле допуска условно показывают в виде прямоугольника, верхняя и нижняя стороны которого соответствуют верхнему и нижнему предельным отклонениям. Поле допуска определяет значение допуска и его расположение относительно нулевой линии, соответствующей номинальному размеру.

При проектировании назначают предельные отклонения. Этим регламентируется характер сопряжения деталей. Если размер отверстия больше размера вала, то в сопряжении проявляется зазор; если размер вала больше размера отверстия, то детали соединяются с натягом. В соответствии с этим разделяют посадки: с натягом, переходные, с зазором. К переходным относятся посадки, при осуществлении которых в сопряженной паре деталей могут быть получены как натяги, так и зазоры.

Мировая практика проектирования использует две системы допусков и посадок: систему отверстия, предпочтительную для применения, и систему вала. В первой системе поле допуска отверстия

одинаково для всех посадок, а различные посадки получают изменением предельных отклонений валов. На чертежах соединений деталей и схемах деталей поле допуска основного отверстия обозначают заглавной латинской буквой, например, H с цифрой соответствующего квалитета ($H7$, $H5$).

Поле допуска вала обозначают одной из строчных латинских букв и цифрой соответствующего квалитета: $s6$, $e8$. На рис. 3.2 показано относительное расположение в системе отверстия полей допусков отверстия и вала из чисел, предпочтительных для номинальных диаметров $d = 50 \dots 65$ мм.

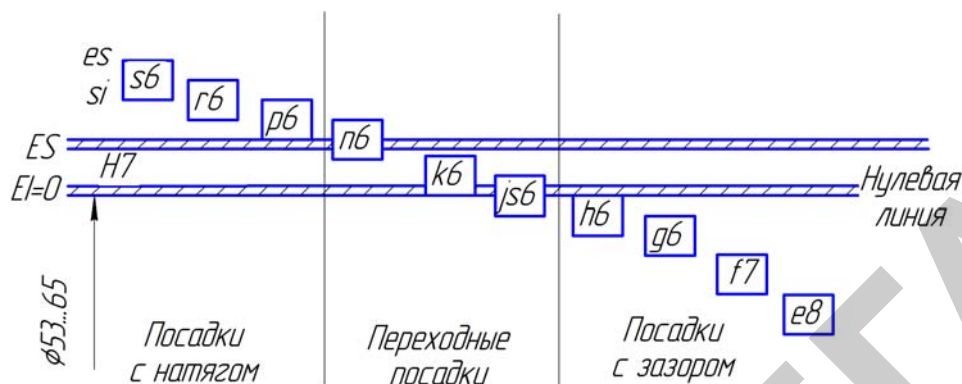


Рис. 3.2. Расположение полей допусков вала относительно номинальных размеров отверстия $\phi(50 \dots 65) H7$

Соединение с натягом получают в том случае, когда нижнее отклонение ei вала больше верхнего отклонения ES отверстия.

На рис. 3.3 изображены обозначение посадки с натягом на сборочном чертеже соединения $\phi 48 \frac{H7}{r6}$, а также обозначения размеров отдельно вала и отверстия детали и расположения полей допусков. Верхние (буквенно-цифровые) обозначения соответствуют контролю размеров калибром (пробкой – для отверстия, скобой – для вала), нижние (цифровые) – универсальным мерительным инструментом (микрометром, нутромером).

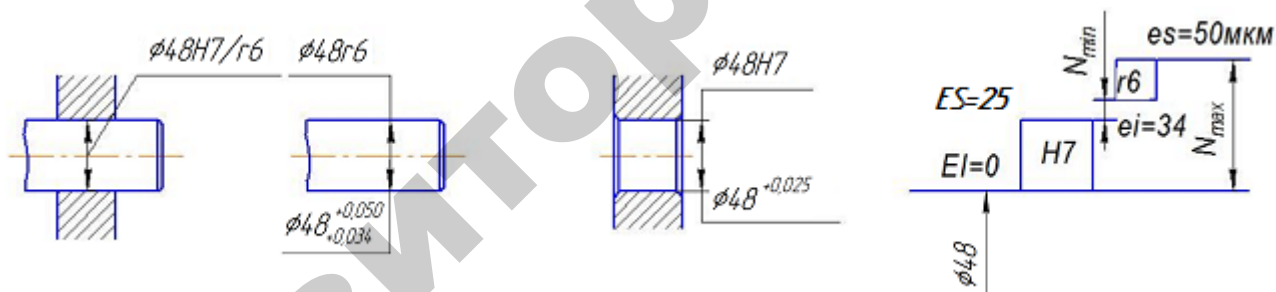


Рис. 3.3. Обозначение посадок на сборочном чертеже и отдельно вала и отверстия детали, а также схема расположения полей допусков

В соответствии с цифровыми значениями предельных отклонений (мкм), принятыми по таблицам стандарта, имеем: наибольшие предельные диаметры вала и отверстия $d_{\max} = 48,050$ мм, $D_{\max} = 48,025$ мм и наименьшие предельные диаметры вала и отверстия $d_{\min} = 48,034$ мм, $D_{\min} = 48,00$ мм.

Вычислим для рассматриваемой посадки максимальный N_{\max} и минимальный N_{\min} возможные натяги:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 48,050 - 48,000 = 0,050;$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 48,034 - 48,025 = 0,009.$$

Поскольку цифровые значения предельных отклонений выбраны по таблицам стандарта, то и вычисленные натяги называют табличными.

Предельное рассеяние натяга $t_N = N_{\max} - N_{\min} = 0,050 - 0,009 = 0,41$ мм.

В табл. 3.1 приведены значения предельных натягов наиболее распространенных посадок с натягом в системе отверстия для диапазона размеров от 6 до 400 мм. Для других интервалов размеров и посадок значения натягов приведены в таблицах ГОСТ 25347-82 и справочниках [1, 13].

Таблица 3.1

Значения предельных натягов $N_{c \max}$ (числитель) и $N_{c \min}$ (знаменатель) в распространенных посадках с натягом в системе отверстия

Посадка в системе отверстия	Номинальные размеры, мм (свыше и до)																	
	6...10	10...18	18...30	30...50	50...65	65...80	80...100	100...120	120...140	140...160	160...180	180...200	200...225	225...250	250...280	280...315	315...355	355...400
	Предельные натяги, мкм																	
H7/p6	24/0	29/0	35/1	42/1	51/2	51/2	59/2	59/2	68/3	68/3	68/3	79/4	79/4	79/4	88/4	88/4	98/5	98/5
H6/r5	25/10	31/12	37/15	45/18	54/22	56/24	66/29	69/32	81/38	83/40	86/43	97/48	100/51	104/55	117/62	121/66	133/72	139/78
H7/r6	28/4	34/5	41/7	50/9	60/11	62/13	73/16	76/19	88/23	90/25	93/28	106/31	109/34	113/38	126/42	130/46	144/51	150/57
H7/s6	32/8	39/10	48/14	59/18	72/23	78/29	93/36	101/44	117/52	125/60	133/68	151/76	159/84	169/94	190/106	202/118	226/137	244/151
Посадка в системе отверстия	Номинальные размеры, мм (свыше и до)																	
	6...10	10...14	14...18	18...24	24...30	30...40	40...50	50...65	65...80	80...100	100...120	120...140	140...160	160...180	180...200	200...225	225...250	250...
	Предельные натяги, мкм																	
H7/t6	-	-	-	-	54/20	64/23	70/29	85/36	94/45	113/56	126/69	147/82	159/94	171/106	195/120	209/134	225/150	250/166
H7/u7	43/13	51/15	51/15	62/20	69/27	85/35	95/45	117/57	132/72	159/89	179/109	210/130	230/150	250/170	282/190	304/212	330/238	367/263
H8/s7	38/1	46/1	46/1	56/2	56/2	68/4	68/4	83/7	89/13	106/17	114/25	132/29	140/37	148/45	168/50	176/58	186/68	210/77

3.2. Общие сведения о соединениях с натягом

Использование посадки с натягом позволяет получить неразъемные соединения (разбираемые лишь в отдельных случаях при ремонте), как правило, без дополнительных креплений винтами, штифтами, шпонками и т.п.

Их применяют для соединения с валом (осью) зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, внутренних колец подшипников качения, роторов электродвигателей, колес вагонов, а также для соединения с диском венцов зубчатых и червячных колес и в сборке деталей звеньев приводных и тяговых цепей. Преимущественное распространение имеют соединения по цилиндрическим поверхностям. Сущность соединения заключается в том, что вал соединяется с втулкой, диаметр отверстия в которой несколько меньше диаметра вала. Относительная неподвижность деталей при этом достигается за счет напряжений, возникающих в материале сопрягаемых деталей вследствие действующих деформаций их контактирующих поверхностей. На поверхности контакта возникают нормально направленные давления p , которые вызывают появление в сопряжении сил трения, способных воспринимать внешние осевые и окружные силы.

В отличие от других способов обеспечения неподвижности деталей в соединении при передаче нагрузок, посадки с натягом позволяют упростить конструкцию и сборку деталей и обеспечивают высокую степень их центрирования.

Цилиндрические соединения с натягом по способу получения разделяют на собираемые запрессовкой и температурным деформированием. Соединения запрессовкой собирают на гидравлических, винтовых или рычажных прессах за счет осевого усилия при нормальной температуре. Для предупреждения задиров и уменьшения сил запрессовки сопрягаемые поверхности смазывают смазочным материалом. Скорость запрессовки – не более 5 мм/с. Сборку температурным деформированием производят с предварительным разогревом охватываемой (втулки) или с охлаждением охватываемой (валы) детали до определенной температуры. Этот способ применяется как при относительно больших, так и при небольших натягах и дает более высокое качество соединения за счет меньших повреждений сопрягаемых деталей и уменьшения влияния шероховатости поверхности.

3.3. Условия работоспособности соединения с натягом

Расчет посадок с натягом (посадок с упругой связью) должен обеспечить получение на посадочной поверхности соединяемых деталей давления такого значения, при котором величина силы трения оказалась бы больше величины внешних осевых сил и соблюдалось отсутствие:

- относительного сдвига деталей при действии осевой (продольной) силы F_a (рис. 3.4, а);
- относительного поворота деталей при действии вращающего момента T (рис. 3.4, б);
- относительного сдвига и поворота деталей при одновременном действии F_a и T (рис. 3.4, в).

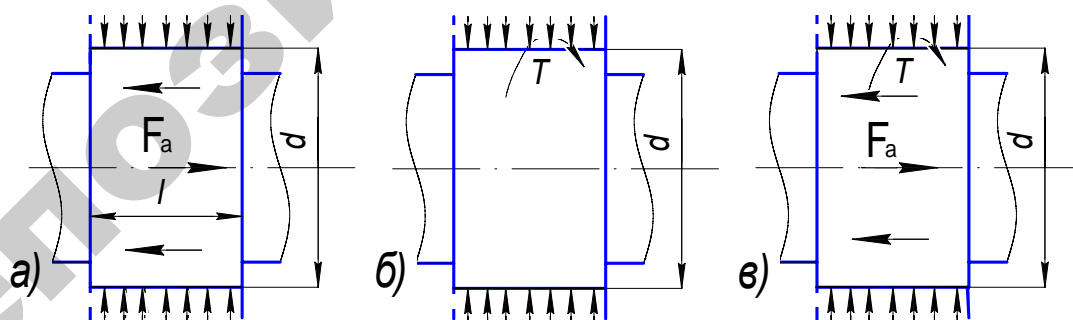


Рис. 3.4. Расчетная схема соединений с натягом

Относительному перемещению деталей препятствует сила трения $F_{тр}$. В первом случае (продольная сила F_a стремится сдвинуть одну деталь относительно другой) необходимо, чтобы $F_{тр} \geq F_a$ или, вводя коэффициент запаса сцепления $K = 1,5 \dots 4$, $F_{тр} = KF_a$. Большие значения $K = 3 \dots 4$ принимают с целью недопущения контактной коррозии для соединений, подверженных действию переменных напряжений изгиба, например, соединений валов и зубчатых колес редуктора, коробок передач. В остальных случаях $K = 1,5 \dots 3$.

Силу трения $F_{тр}$ определяют как произведение нормально направленной к поверхности силы (πdlp) на коэффициент сцепления (трения) f . Здесь p – посадочное давление, МПа; d и l – соответственно номинальный диаметр и длина соединения, мм. Из условия прочности получаемого соединения (сцепления) деталей $\pi dlpf = KF_a$ определяется осевая нагружающая сила F_a (Н), $F_a = \pi dlpf / K$.

При нагружении соединения с натягом крутящим моментом T (Н·м), стремящимся повернуть одну деталь относительно другой, необходимо, чтобы сила трения $F_{тр}$ препятствовала относительному повороту деталей под действием окружной силы $F_t = 2 \cdot 10^3 T/d$. Тогда $F_{тр} = KF_t = \pi dlpf = K \cdot 2 \cdot 10^3 T/d$.

Из этой зависимости определяется вращающий момент T (Н·мм), который может передавать соединение с натягом:

$$T = \pi d^2 l p f / (2K).$$

Соединения с натягом работают также при одновременном нагружении осевой силой и вращающим моментом (рис. 3.4, в). В таких случаях расчет ведут по равнодействующей окружной и осевой сил.

$F = \sqrt{(2T/d)^2 + F_a^2} = \pi dlpf / K$, тогда необходимое для передачи нагрузки давление в контакте (МПа) $p \geq KF / (\pi dlf)$.

Коэффициент сцепления (трения) f колеблется в широких пределах из-за многообразия факторов, влияющих на прочность соединения (шероховатость поверхности, скорость запрессовки, наличие смазочного материала, вид покрытия и т.д.). Обобщенные значения f приведены в табл. 3.2 и 3.3.

Таблица 3.2

Значения коэффициента трения f при установившемся процессе распрессовки или проворачивании

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения
Сталь – сталь	0,06...0,13
Сталь – чугун	0,07...0,12
Сталь – латунь	0,05...0,1
Сталь – пластмассы	0,15...0,25

Примечание. При образовании соединений с использованием температурных деформаций значения f в 1,5...1,6 раза выше приведенных. В соединениях стальных и чугунных деталей применяют $f = 0,14$.

Таблица 3.3

Значения коэффициента трения для поверхностей деталей с гальваническими покрытиями

Вид покрытия	Удельное давление $p \cdot 10^{-7}$, Н/м ²	Коэффициент трения при нагружении	
		F_a , Н	T , Н·м
Хромирование	3,5	0,55...1,11	0,67
Никелирование	3,7...5,6	0,37...0,85	0,6...0,68
Меднение	3	0,55...0,61	0,48
Цинкование	3	0,51...0,6	0,45
Олово	3	0,48...0,63	0,42

Исходя из общей задачи Ляме определения напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах, давление p (МПа) связано с расчетным натягом N_p (мкм) посадки:

$$p = N_p \cdot 10^3 / [(C_1 / E_1 + C_2 / E_2) d],$$

где d – номинальный посадочный диаметр соединения, мм;

E_1, E_2 – модули упругости материалов соответственно охватываемой (к примеру вал) и охватывающей (втулка) деталей, МПа: для стали $E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5$; для чугуна $E = (1,2 \dots 1,4) \cdot 10^5$; для бронзы $E = (1,0 \dots 1,1) \cdot 10^5$;

C_1, C_2 – коэффициенты жесткости (коэффициенты Ляме) соответственно охватываемой и охватывающей деталей:

$$C_1 = \left[\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} \right] - \mu_1; \quad C_2 = \left[\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \right] + \mu_2,$$

где μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов соответственно охватываемой и охватывающей деталей. Так, для стали $\mu = 0,3$, чугуна $\mu = 0,25$, бронзы $\mu = 0,35$, пластмассы $\mu = 0,38$;

d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали, мм (рис. 3.5), для сплошного вала $d_1 = 0$, тогда $C_1 = 1 - \mu_1$;

d_2 – наружный диаметр охватывающей детали, мм (рис. 3.5), при массивном корпусе $d_2 \rightarrow \infty$, $C_2 = 1 + \mu_2$.

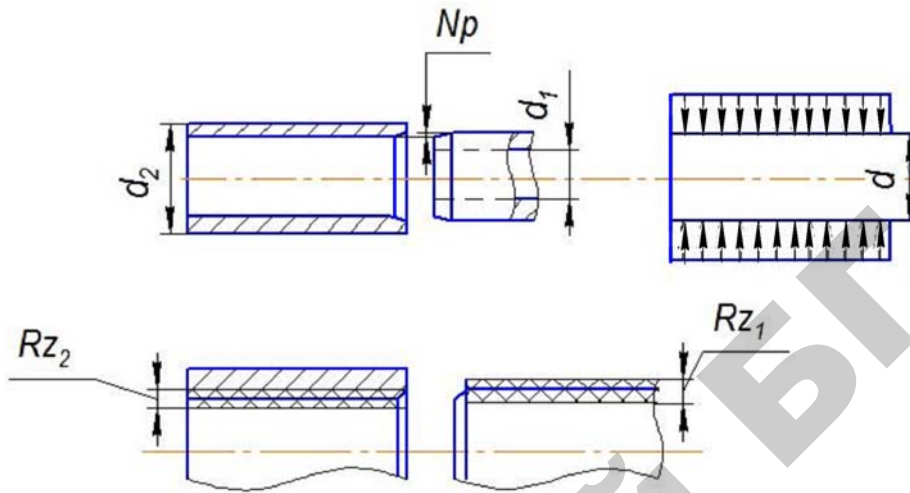


Рис. 3.5. Схема к расчету натяга в соединениях

Обычно по найденному давлению p (МПа) и диаметру d (мм) соединения определяют необходимый средний расчетный натяг (мкм):

$$N_p = 10^3 p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right).$$

При заданных нагрузках и известных размерах соединения расчетным путем определяются минимальный и максимальный натяги, по которым и выбирается посадка с натягом. Минимальное значение натяга находится из расчета несущей способности цилиндрического соединения (по расчетной нагрузке, крутящему моменту или их совместному действию) по формуле Ляме. Например, при действии только осевой силы F_a минимальной вероятный натяг

$$N_{p_{\min}} = p_{\min} d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = \frac{F_a}{\pi l f} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right).$$

Наибольший расчетный натяг в соединении (по условию возникновения пластических деформаций)

$$N_{p_{\max}} = p_{\max} d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right),$$

где p_{\max} определяется из условия прочности сопрягаемых деталей. В качестве p_{\max} применяется меньшее из значений, полученное расчетным путем, при котором начинаются пластические деформации материала втулки.

$$p_2 = 0,5\sigma_{T_2} (d_2^2 - d^2) / d_2^2 \text{ и вала } p_1 = 0,5\sigma_{T_1} (d^2 - d_1^2) / d^2.$$

Здесь σ_{T_1} и σ_{T_2} – пределы текучести материалов вала и втулки, МПа. По некоторым из них значения приведены ниже.

Материал	Сталь				Чугун		Бронза		Латунь
	Марка	20	30	35	40	СЧ20	СЧ28	БрА9Ж4	
σ_T , МПа	274	294	314	333	206	274	200	200	90

Практически действительные (измеряемые) минимальный и максимальный натяги должны быть несколько большими с учетом поправки на смятие неровностей на контактных поверхностях, так как измерения производят по вершинам неровностей (рис. 3.5, б): $\gamma_M = 1,2(R_{z1} + R_{z2})$, где R_{z1} и R_{z2} – высота неровностей профилей сопрягаемых поверхностей (рис. 3.5), значения которых приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Шероховатость поверхности (ГОСТ 2789-73)

Класс шероховатости	Высота неровностей, мкм	Класс шероховатости	Высота неровностей, мкм
1	320	8	3,2
2	160	9	1,6
3	80	10	0,8
4	40	11	0,4
5	20	12	0,2
6	10	13	0,1
7	6,3	14	0,05

В случаях, когда соединение работает при температуре, существенно отличающейся от температуры сборочного цеха, материалы соединяемых деталей имеют разные коэффициенты линейного расширения и деталь вращается с большой частотой ($n > 1000$ мин⁻¹), дополнительно вводят поправку на температурные деформации и на деформации от действия на соединения центробежных сил. Так, поправка, учитывающая различие рабочей температуры детали (t_D и t_d) и температуры сборки ($t_{сб}$), различие коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей (α_D и α_d),

$$\gamma_t = d(\alpha_d \cdot \Delta t_d - \alpha_D \cdot \Delta t_D),$$

где $\Delta t_D = t_D - 20^\circ$ и $\Delta t_d = t_d - 20^\circ$ – разности между рабочей температурой детали с отверстием (втулкой), валом и нормальной температурой;

α_D и α_d – коэффициенты линейного расширения материалов детали с отверстием и вала (табл. 3.5); индексы: D – деталь с отверстием (втулка), d – вал.

Таблица 3.5

Коэффициенты линейного расширения для некоторых металлов и сплавов

Металл или сплав	Температурный перепад при нагревании детали, °C						
	20-50	20-100	20-200	20-300	20-400	20-500	20-600
	Значение $\alpha \cdot 10^{-6}$, град ⁻¹ /мм на 1 мм и 1 °C						
1	2	3	4	5	6	7	8
Алюминий	–	23,9	24,3	25,3	26,5	–	–
Бронзы:							
алюминиевая	–	17,6	17,9	19,2	–	–	–
оловянистая	–	17,6	17,9	18,2	–	–	–
Латуни:							
деформируемая	–	17 – 21	–	–	–	–	–
литейная	–	17 – 21,6	–	–	–	–	–

1	2	3	4	5	6	7	8
Медь: техническая электролитическая	16,9	16,6–17,1	17,1–17,2	17,6	18–18,1	18,6	–
	16,9	17,0	17,3	17,6	17,9	18,3	–
Никель	–	13,3	13,9	14,4	15,1	15,2	15,5
Свинец	28,8	29,1	30,0	31,3	–	–	–
Стали: углеродистая никелевая хромистая	–	10,6–12,2	11,3–13	12,1–13,5	12,9–13,9	13,5–14,3	14,2–14,7
	–	20,0	–	–	–	–	–
	–	11,2	11,8	12,4	13,0	13,6	–
Чугун	–	8,7–11,1	8,5–11,6	10,1–12,2	11,5–12,7	12,9–13,2	–
Цинк	–	39,5	39,7	39,7	–	–	–
Цинковые сплавы	–	27..27,7	–	–	–	–	–

Поправка, учитывающая ослабление натяга под действием центробежных сил $\gamma_{ц}$ (мкм), для сплошного вала и одинаковых материалов соединяемых деталей

$$\gamma_{ц} = \frac{v^2 d \rho}{64} \left(\frac{3 + \mu}{E} \right),$$

где v – окружная скорость на наружной поверхности втулки, м/с;
 d – размер диаметра соединения, мм; ρ – плотность материала, т/м³;
 μ и E (МПа) – коэффициент Пуассона и модуль упругости.

Тогда с учетом поправок $N_{\min} = N_{p \min} + \gamma_m + \gamma_t + \gamma_{ц}$; $N_{\max} = N_{p \max} + \gamma_m$.

Наиболее часто применяют следующие посадки:

$\frac{H7}{p6}$; $\frac{H7}{r5}$; $\frac{H7}{r6}$; $\frac{H7}{s6}$; $\frac{H7}{t5}$; $\frac{H7}{u7}$; $\frac{H7}{x6}$ и др.

Эти посадки с натягом условно разделяются на группы: тяжелые и особо тяжелые посадки (H/u и H/x) имеют увеличенный натяг с большим разбросом значений; средние (H/r , H/s , H/t) наиболее часто используются в соединениях с натягом; легкие (H/p) имеют минимально гарантированный натяг и применяются в соединениях тонкостенных деталей и при передаче небольших нагрузок.

В соединении деталей с натягом сила запрессовки увеличивается пропорционально взаимному их перемещению в связи с ростом площади контакта (рис. 3.6).

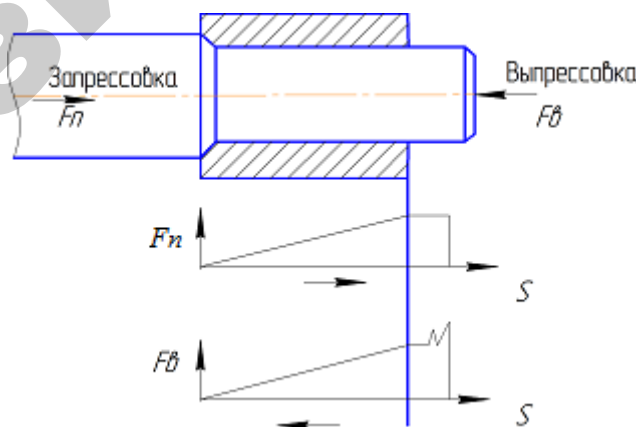


Рис. 3.6. Диаграмма изменения сил запрессовки F_n и выпрессовки F_b в зависимости от перемещений S

Сила выпрессовки в момент трогания существенно больше, чем при движении, в связи с тем, что коэффициент трения покоя больше коэффициента трения движения. По мере схода охватывающей детали с части вала сила выпрессовки уменьшается.

Силу F_n запрессовки вычисляют по формуле

$$F_n = f_n p_{\max} \pi d l,$$

где f_n – коэффициент сцепления (трения) при запрессовке, который на 15–20 % выше, чем при выпрессовке: $f_n = (1,15-1,2)f$. Значения f принимаются по табл. 3.2.

Для сборки с помощью нагрева охватывающей или охлаждения охватываемой детали необходимую разность температур деталей определяют по формуле

$$t = t_0 + \frac{(N_{p\max} + S_{\min}) \cdot 10^{-3}}{\alpha \cdot d},$$

где t_0 – температура сборки, обычно $t_0 = 20$ °С;

$N_{p\max}$ – наибольший измеряемый натяг в соединении, мкм;

S_{\min} – минимально необходимый зазор для удобства сборки, принимаемый обычно равным зазору

посадки $\frac{H7}{g6}$ ($S_{\min} = 10-15$ мкм);

α – температурный коэффициент линейного расширения нагреваемой или охлаждаемой детали, $\alpha = 1/\text{град} = 1/^\circ\text{C}$; d – номинальный посадочный диаметр, мм.

При нагреве температурный коэффициент линейного расширения равен:

- для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$;
- для чугуна $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6}$;
- для оловянистых бронз $\alpha = 17 \cdot 10^{-6}$;
- для латуни $\alpha = 18 \cdot 10^{-6}$.

Температура нагрева должна быть такой, чтобы не происходило структурных изменений в материале; $t \leq [t]$. Допускаемая температура нагрева $[t] \approx 230$ °С для втулки из стали, $[t] = 150 \dots 200$ °С для втулки из бронзы.

Также для закрепления деталей на концах валов применяют соединения посадкой на конус (рис. 3.7).

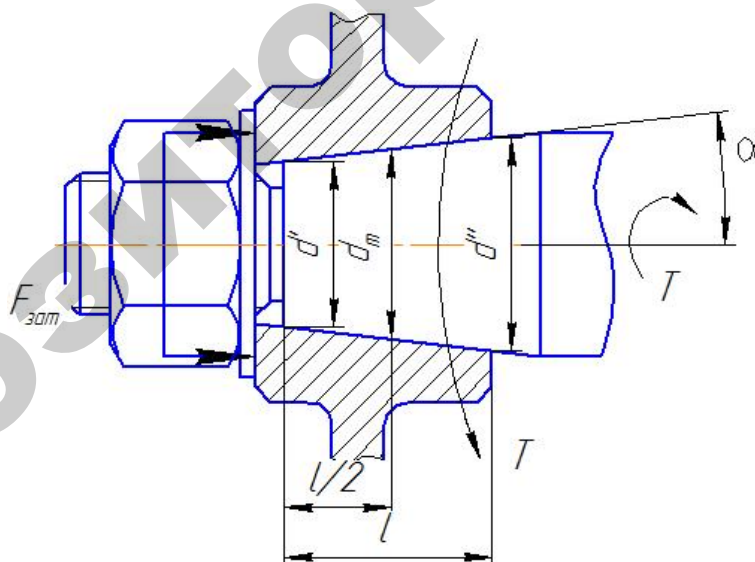


Рис. 3.7. Коническое соединение с натягом

Расчетный натяг в таких соединениях $N_p = d_m p (C_1/E_1 + C_2/E_2) + 1,2(R_{z1} + R_{z2})$, где d_m – средний диаметр сопрягаемых поверхностей ($d_m = 0,5(d' + d'')$); p – давление на рабочей поверхности. При осевой силе $F_{\text{зат}}$ (Н) затяжки

$$p = F_{\text{зат}} / [\pi d_m l (\text{tg} \alpha + f)],$$

где l – длина соединения, мм;

α – угол наклона образующей конуса к оси вала; $\operatorname{tg}\alpha = 0,5(d' - d'')/l$, при обычно применяемой конусности 1:10, $\alpha = 2^\circ 51' 45''$, $\operatorname{tg}\alpha = 0,05$;

f – коэффициент сцепления (трения), $f \approx 0,12$.

Если соединение нагружено вращающим моментом T , то требуемая сила затяжки (при значении коэффициента запаса сцепления $K = 1,3 \dots 1,5$) $F_{\text{зат}} = 2 \cdot 10^3 KT / (d_m - f_{\text{пр}})$, где $f_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент сцепления (трения), $f_{\text{пр}} = \frac{f}{(\operatorname{tg}\alpha + 1)}$.

3.4. Последовательность подбора посадки

1. Вычисляют необходимое минимальное посадочное давление p_{\min} из условия обеспечения неподвижности сопряжения при действии на него максимальной осевой силы F_a , крутящего момента T или их совместного нагружения.

2. По формуле Ляме и известным размерам соединения, механическим характеристикам материалов деталей вычисляют минимально необходимое значение расчетного натяга $N_{p \min}$.

3. Из условия прочности сопрягаемых деталей определяется необходимое максимальное посадочное давление p_{\max} и наибольший расчетный натяг $N_{p \max}$.

4. От расчетных натягов переходят к вычислению необходимых натягов N_{\min} и $N_{p \min}$, учитывая поправки на срез (смятие) микронеровностей, температурные деформации при запрессовке и деформации от действия на соединение центробежных сил.

5. По таблицам стандарта подбирают посадку таким образом, чтобы минимальный вероятный натяг $N_{c \min} \geq N_{\min}$, а максимальный $N_{c \max} \leq N_{\max}$.

6. Определяют усилие F_n запрессовки для выбранной посадки, или необходимую температуру t нагрева втулки.

3.5. Примеры расчета

3.5.1. Подобрать посадку зубчатого колеса (рис. 3.8) на сплошной вал ($d_1 = 0$) для передачи крутящего момента $T = 1715$ Н·м при следующих данных: $d = 70$ мм, $l = 100$ мм – диаметр и длина посадочной поверхности; $d_2 = 140$ мм – диаметр ступицы зубчатого колеса. Материал деталей – сталь 45, высота неровностей $R_{z1} = R_{z2} = 8$ мкм, коэффициент трения $f = 0,1$.

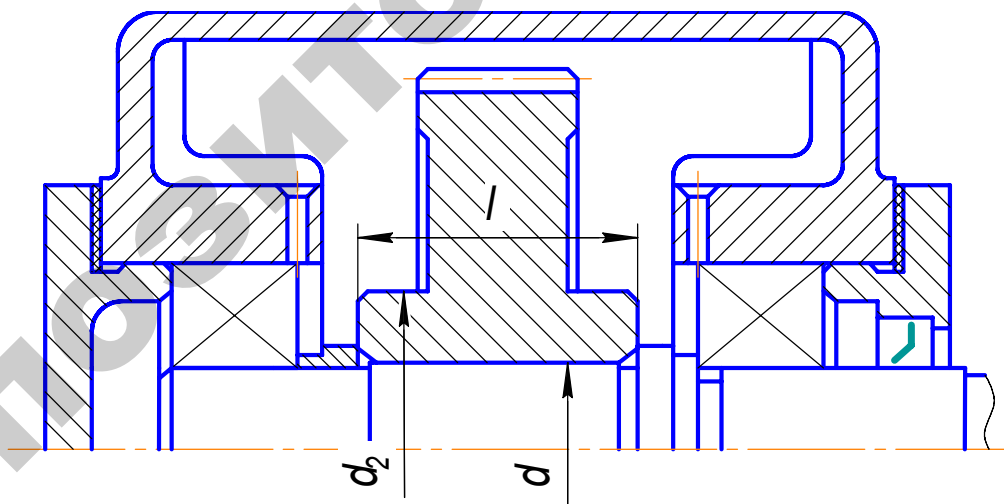


Рис. 3.8. Цилиндрическое соединение с натягом зубчатого колеса с валом

Решение.

1. Давление на сопряженных поверхностях, приняв коэффициент запаса от сдвига (коэффициент сцепления) $K = 1,5$,

$$p_{\min} = \frac{KT}{0,5\pi d^2 l f} = \frac{1,5 \cdot 1715 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 70^2 \cdot 100 \cdot 0,1} = 33,44 \text{ МПа.}$$

2. Коэффициенты охватываемой и охватывающей деталей:

$$C_1 = \left[(d^2 + d_1^2) / (d^2 - d_1^2) \right] - \mu_1,$$

а т. к. $d_1 = 0$ (вал сплошной), то

$$C_1 = 1 - \mu_1 = 1 - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = \left[(d_2^2 + d^2) / (d_2^2 - d^2) \right] + \mu_2 = \left[(0,14^2 + 0,07^2) / (0,14^2 - 0,07^2) \right] + 0,3 = 1,97.$$

3. Расчетный (минимальный) натяг для деталей из стали, соответственно $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа:

$$N_{p \min} = p_{\min} d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 33,44 \cdot 70 \cdot 10^3 \left[\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,97}{2,1 \cdot 10^5} \right] = 33,44 \cdot 70 \cdot 10^3 \cdot \frac{2,67}{2,1 \cdot 10^5} = 29,8 \text{ мкм.}$$

4. Необходимый (требуемый) минимальный натяг

$$N_{\min} = N_{p \min} + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 29,8 + 1,2(8 + 8) = 49,0 \text{ мкм.}$$

5. Наибольший расчетный натяг в соединении (по условию возникновения пластических деформаций) для деталей из стали 45 с $\sigma_T = 360$ МПа

$$N_{p \max} = 0,5 \sigma_T d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 0,5 \cdot 360 \cdot 10^3 \cdot 70 \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,97}{2,1 \cdot 10^5} \right) \cdot \left[1 - \left(\frac{0,07}{0,14} \right)^2 \right] = 0,5 \cdot 360 \cdot 70 \cdot 10^3 \cdot \frac{2,67}{2,1 \cdot 10^5} \cdot 0,75 = 120 \text{ мкм.}$$

6. Максимальный требуемый натяг с учетом сглаживания микронеровностей

$$N_{\max} = N_{p \max} + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 120 + 1,2(8 + 8) = 139,2 \text{ мкм.}$$

7. По табл. 3.1 согласно условию $N_{c \min} \geq N_{\min}$ и $N_{c \max} \leq N_{\max}$. выбираем посадку с натягом $H7/u7$, у которой $N_{c \min} = 72$ мкм и $N_{c \max} = 132$ мкм. Следовательно, условие выбора соблюдается, так как $72 > 49$ и $132 < 139,2$.

8. Усилие запрессовки ($K = 1$)

$$F_{\max} = N_{p \max} \cdot f \cdot \pi \cdot l \cdot d / \left[d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \right] = N_{p \max} \cdot f \cdot \pi \cdot l \cdot E / [C_1 + C_2] =$$

$$= 0,12 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 / (0,7 + 1,97) = 2,96 \cdot 10^5 \text{ Н} = 296 \text{ кН.}$$

9. Наименьший крутящий момент, передаваемый соединением при минимальном натяге,

$$N_{p \min} = N_{c \min} - 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 72 - 1,2(8 + 8) = 52,8 \text{ мкм} \approx 0,053 \text{ мм};$$

$$T_{\min} = N_{p \min} f \pi d^2 l / \left[2d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \right] = N_{p \min} f \pi d l E / [2(C_1 + C_2)] =$$

$$= 0,053 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 3,14 \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 / [2(0,7 + 1,96)] =$$

$$= \frac{0,053 \cdot 3,14 \cdot 7 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 10^6}{10^6 \cdot 10^2 \cdot 5,32} = 0,46 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м} = 4,6 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

3.5.2. Рассчитать соединение с натягом (рис. 3.9) венца червячного колеса из бронзы БрОФ10-1 ($\sigma_{\text{ТВ}} = 200$ МПа) с центром, отлитым из чугуна СЧ20 с $\sigma_{\text{ТЦ}} = 206$ МПа. Червячное колесо передает момент $T = 362,5$ Н·м. Осевая сила на колесе $F_a = 1900$ Н. Размеры соединения указаны на рисунке. Принять для чугуна $E_1 = 1,3 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = 0,25$, шероховатость $R_{z1} = 10$ мкм; для бронзы – $E_2 = 1,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_2 = 0,32$, шероховатость $R_{z2} = 6$ мкм. Коэффициент трения $f = 0,1$ и запаса сцепления $K = 2,0$.

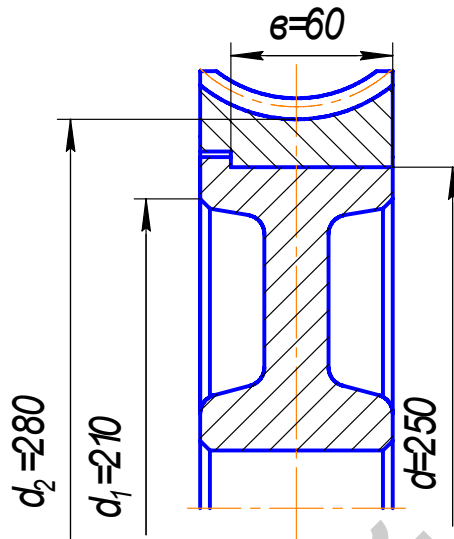


Рис. 3.9. Соединение венца червячного колеса с центром ($l = \epsilon$)

Решение.

1. При совместном действии F_a и T давление на сопрягаемых поверхностях

$$p_{\min} = \frac{\sqrt{(2T/d)^2 + F_a^2}}{f\pi dl} = \frac{\sqrt{(2 \cdot 362,5/0,25)^2 + 1900^2}}{0,1 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,06} = 1970338,4 \text{ Па} \approx 1,97 \text{ МПа.}$$

2. Коэффициенты:

$$C_1 = \left[\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} \right] - \mu_1 = \left[\frac{250^2 + 210^2}{250^2 - 210^2} \right] - 0,25 = 5,54;$$

$$C_2 = \left[\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \right] + \mu_2 = \left[\frac{280^2 + 250^2}{280^2 - 250^2} \right] + 0,32 = 9,18.$$

3. Минимальный расчетный натяг

$$N_{p\min} = p_{\min} d (C_1/E_1 + C_2/E_2) = 1,97 \cdot 10^3 \cdot 250 \left(5,54/1,3 \cdot 10^5 + 9,18/1,1 \cdot 10^5 \right) =$$

$$= 1,97 \cdot 10^3 \cdot 250 \frac{(5,54 \cdot 1,1 + 9,18 \cdot 1,3)}{1,3 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6} = 62,1 \text{ мкм.}$$

4. Требуемый минимальный натяг

$$N_{\min} = N_{p\min} + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 62,1 + 1,2(10 + 6) = 81,3 \text{ мкм.}$$

5. Максимальное расчетное давление, которое принимаем по меньшему из допустимых значений: для венца из бронзы

$$p_B \leq 0,5\sigma_{\text{ТВ}} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 0,5 \cdot 200 \left[1 - \left(\frac{0,25}{0,280} \right)^2 \right] = 20,3 \text{ МПа;}$$

для центра из чугуна

$$p_{ц} \leq 0,5\sigma_{ц} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] = 0,5 \cdot 206 \left[1 - \left(\frac{0,21}{0,25} \right)^2 \right] = 30,3 \text{ МПа,}$$

принимаем $p_{\max} = p_{\text{в}} = 20,3 \text{ МПа}$.

6. Максимальный расчетный натяг

$$\begin{aligned} N_{p_{\max}} &= p_{\max} d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 20,3 \cdot 10^3 \cdot 250 \left(\frac{5,54}{1,3 \cdot 10^5} + \frac{9,18}{1,1 \cdot 10^5} \right) = \\ &= \frac{20,3 \cdot 10^3 \cdot 250 \cdot 18,03}{1,43 \cdot 10^5} = 640 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

7. Максимальный требуемый натяг с учетом срезания микронеровностей

$$N_{\max} = N_{p_{\max}} + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 640 + 1,2(10 + 6) = 659,2 \text{ мкм.}$$

По табл. 3.1 назначаем посадку с натягом, у которой минимальный табличный натяг для $d = 250$ мм $N_{c \min} \geq N_{\min}$, а максимальный – $N_{c \max} \leq N_{\max}$. Этому условию соответствует посадка $250 \frac{H7}{s6}$, у которой $N_{c \min} = 84$ мкм, что $> N_{\min} = 81,3$ мкм и $N_{c \max} = 159$ мкм, что $< N_{\max} = 659,2$ мкм.

3.6. Задачи для самостоятельной работы

3.6.1. Подобрать посадку с натягом для соединения пальца 1 рычага привода 2 очистки зерноуборочного комбайна в корпусе 3 (рис. 3.10) при следующих данных: $d = 35$ мм; $d_2 = 52$ мм; $l = 45$ мм. Соединение нагружено осевой силой $F_a = 4 \cdot 10^3$ Н. Палец изготовлен из стали 40, корпус – из чугуна СЧ15. Значение коэффициента сцепления при запрессовке $f = 0,07$, модуль упругости и коэффициент Пуассона для стали $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = 0,3$ и чугуна $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_2 = 0,25$.

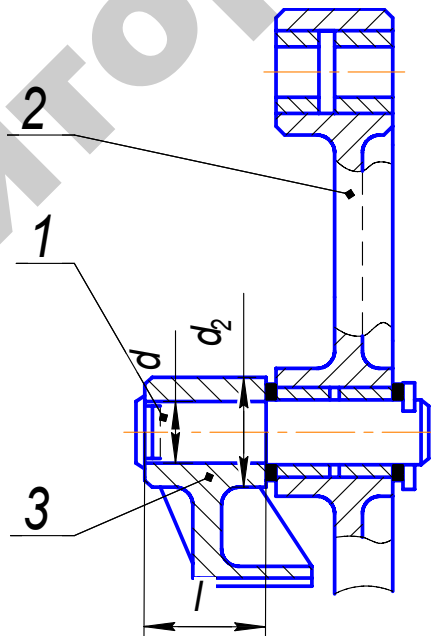


Рис. 3.10. Установка пальца рычага привода очистки в корпусе

3.6.2. Подобрать посадку для запрессовки пальца 1 в кривошип 2 моечной машины корнеклубнеплодов (рис. 3.11). Вращающий момент, передаваемый соединением, $T = 0,35$ кН·м; посадочный диаметр $d = 30$ мм; наружный диаметр кривошипа в месте запрессовки пальца $d_2 = 60$ мм; длина посадочного места $l = 40$ мм; материал пальца и кривошипа – сталь 45. Детали обработаны с шероховатостью поверхности, соответствующей $Rz = 10$ мкм.

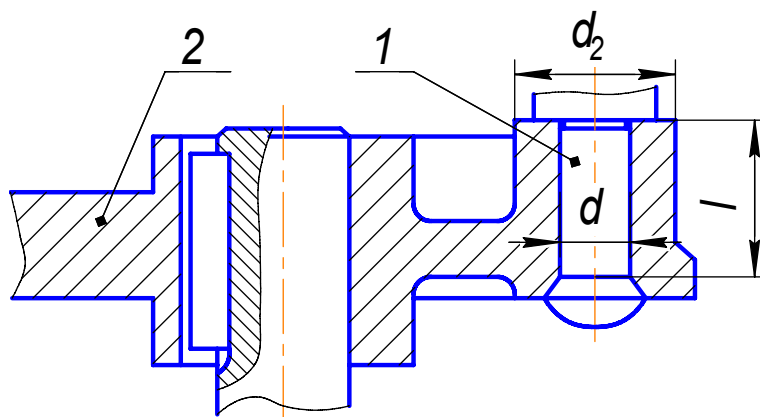


Рис. 3.11. Кривошип моечной машины корнеклубнеплодов

3.6.3. Определить усилие запрессовки внутреннего кольца шарикоподшипника на вал редуктора при посадке $\varnothing 45 \frac{L0}{k6}$. Внутреннее кольцо подшипника рассматривать как цилиндрическую втулку с наружным диаметром $d_2 = 58$ мм и длиной посадочной поверхности $l = 20$ мм. Принять $f = 0,1$; $k = 1,0$; $R_{z1} = R_{z2} = 8$ мкм. Материалы: вала – сталь 45, кольца – сталь ШХ15.

3.6.4. Подобрать посадку для втулки и пустотелого вала из стали. Соединения нагружено крутящим моментом $T = 0,5$ кН·м, осевой силой $F_a = 4,0$ кН. Размеры соединения: номинальный диаметр посадки $d = 45$ мм, диаметр отверстия в валу $d_1 = 25$ мм, наружный диаметр втулки $d_2 = 85$ мм, длина посадочной поверхности $l = 50$ мм. Значения параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей, марки стали и коэффициент трения принять самостоятельно.

3.6.5. Червячное колесо напрессовано на вал из стали 45 ($\sigma_T = 340$ МПа), передает крутящий момент $T = 0,8$ кН·м и нагружено осевой силой $F_a = 2,0$ кН. Подобрать посадку в соединении диаметром $d = 50$ мм и длиной $l = 80$ мм. Центр колеса – стальное литье марки 45Л ($\sigma_T = 275$ МПа) со ступицей диаметром $d_2 = 100$ мм. $R_{z1} = 8$ мкм, $R_{z2} = 10$ мкм.

3.6.6. Определить максимально допустимый крутящий момент, который может передать посадка $\varnothing 30 \frac{H7}{s6}$ шкива плоскоременной передачи на вал тестозготовительной машины. Наружный диаметр ступицы шкива $d_2 = 50$ мм, ее длина $l = 40$ мм, материалы: шкива – чугун СЧ12, вала машины – сталь 35.

4.1. Общие сведения

Соединение деталей с помощью резьбы – наиболее распространенный вид разъемного соединения. Резьбовое соединение легко и просто обеспечивает сборку и разборку изделий. В качестве резьбовых элементов используют болты (винт с гайкой), винты, шпильки и гайки (рис. 4.1).

Болт состоит из цилиндрического стержня с резьбой на одном конце и головкой (шестигранной, квадратной, круглой и др.) на другом. Болты используются для соединения деталей небольшой толщины, пластин, фланцев между собой, образуя этим болтовое соединение. Оно состоит из болта 1 и гайки 2 (рис. 4.1, а), иногда под гайку ставят шайбу 3. Шайбу используют для уменьшения смятия деталей гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала (пластмассы, алюминия, дерева и т.п.), а также предохранения прилегающих к гайке поверхностей от царапин при ее заворачивании, перекрытия большого зазора отверстия.

Винт (рис. 4.1, б) – это болт, соединяющий детали без гайки, заворачиванием его в резьбовое отверстие одной из соединяемых деталей. Применяют в том случае, когда корпусная деталь большой толщины не позволяет выполнить сквозное отверстие для установки болта или нерационально осуществлять глубокое сверление и устанавливать длинный болт. Кроме винтов с шестигранной и четырехгранной головками используются винты (см. рис. 4.1, г–ж) с полукруглой, цилиндрической, потайными и другими головками, а также установочные винты, предотвращающие взаимный сдвиг деталей.

Шпильки (рис. 4.1, в) используют вместо винтов, если прочность материала детали с резьбой недостаточна и не позволяет производить многократное заворачивание (например, чугун, дюралюминий и т.п.). В этом случае шпилька 4 заворачивается в деталь один раз, а при сборке и разборке работает более прочная резьба на участке контакта с гайкой.

Кроме перечисленных крепежных деталей общего назначения, применяются резьбовые элементы специального применения. На рис. 4.2, а показан фундаментный болт для крепления машин к фундаменту, а на рис. 4.2, б – рым-болт, используемый для зацепки за него грузозахватных устройств грузоподъемных машин при осуществлении подъема, опускания изделий.

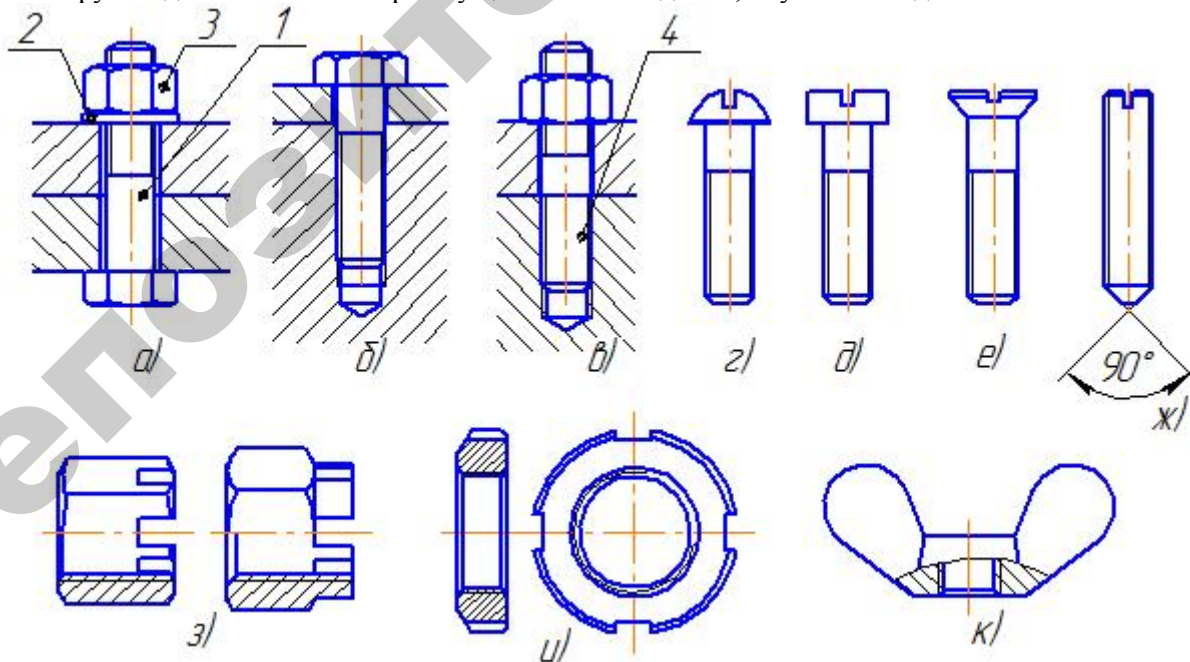


Рис. 4.1. Основные крепежные детали резьбовых соединений:

1 – болт; 2 – шайба; 3 – гайка шестигранная; 4 – шпилька.

Винты: г – полукруглая головка; д – круглая; е – потайная; ж – установочный винт.

Гайки: з – прорезная и корончатая; и – круглая; к – гайка-барашек

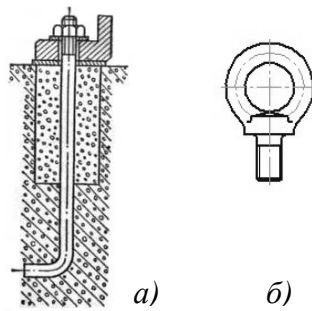


Рис. 4.2. Крепежные детали специального назначения:
а – фундаментный болт; б – рым-болт

Резьба – это выступы, образованные на цилиндрической (цилиндрическая резьба) и конической (коническая резьба) поверхностях и расположенные по винтовой линии.

В зависимости от контура (например, треугольника *abc* на рис. 4.3) какой-либо фигуры, перемещаемой по винтовой линии, получают профиль резьбы. По форме профиля различают треугольные (рис. 4.3, *a*), прямоугольные (*з*), трапециевидные (*б*, *в*), круглые (*д*) и другие резьбы. По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Чаще всего используют правую резьбу, левую – только в специальных случаях. Резьбовые выступы могут располагаться по двум или нескольким параллельным винтовым линиям и таким образом образовывать многозаходную резьбу. По числу заходов различают однозаходные, двухзаходные и т.д. резьбы. В резьбовых соединениях применяются однозаходные, а в винтовых механизмах – многозаходные резьбы.

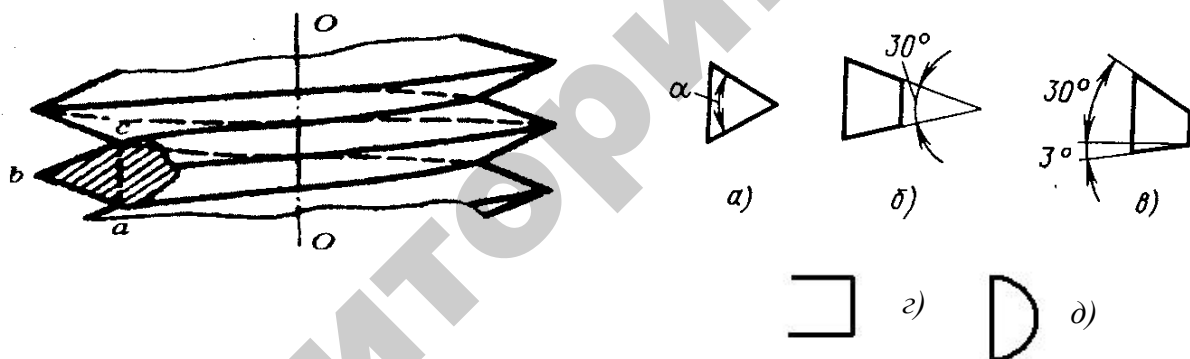


Рис. 4.3. Контур и выступы резьб

Резьбовые соединения позволяют производить сборку деталей с различным взаимным их расположением. При небольшом усилии на ключе имеется возможность создавать большие осевые силы сжатия деталей (выигрыш в силе сжатия для крепежных резьб можно получить в 70–100 раз превышающий силу на ключе). Например, сила затяжки винта М12 может составлять 20000 Н.

Примеры соединений с помощью резьбовых деталей:

- соединение в одно целое отдельных секций мостов, подъемных кранов, транспортеров, зерносушилок;
- соединение нескольких сборочных единиц (например, редуктора с фланцевым электродвигателем; картера (поддона), блока цилиндров и головки блока в двигателе внутреннего сгорания и воздушном компрессоре, вакуум-насосе; колес автомобиля, трактора, сельскохозяйственных машин со ступицами);
- соединение деталей: крышки и основания корпуса редуктора, крышек подшипников в сельскохозяйственных машинах и оборудовании перерабатывающих отраслей;
- крепление узлов и деталей на основании: редуктора – на плите или раме, резца – в суппорте токарного станка; ножей силосоуборочных машин и куттеров мясоперерабатывающего оборудования.

Наряду с соединениями резьбовые детали применяют:

- в передачах винт – гайка, служащих для преобразования вращательного движения в поступательное (перемещение суппорта токарного станка, нажимной детали пресса);

- для регулирования осевых зазоров в подшипниках, коническом зубчатом и червячном зацеплениях, рабочих моментов в предохранительных муфтах.

Резьбы на деталях получают различными способами, в том числе:

1) нарезкой вручную метчиками или плашками. Этот метод применяют в индивидуальном производстве и при ремонтных работах;

2) нарезкой на токарно-винторезных или специальных станках;

3) фрезерованием на специальных резьбофрезерных станках. Применяют для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (ходовые и грузовые винты, резьбы на валах и т.д.);

4) накаткой на специальных резьбонакаточных станках-автоматах. Этим высокопроизводительным и дешевым способом изготавливают большинство резьб стандартных крепежных деталей (болты, винты и т.д.). Накатка существенно упрочняет резьбовые детали;

5) литьем на деталях из стекла, пластмассы, металлокерамики и др.;

6) выдавливанием на тонкостенных давленых и штампованных изделиях из жести, пластмассы и т.д.

4.2. Типы резьб и их геометрические параметры

Кроме отмеченных резьб, различающихся по профилю (треугольные, трапецидальные, прямоугольные, круглые и др.), форме основной поверхности (цилиндрические и конические резьбы), направлению и количеству винтовых линий (правая и левая, однозаходная и многозаходная резьбы), существует их классификация по назначению.

Резьбы по назначению разделяются на крепежные, крепежно-уплотняющиеся (метрическая, дюймовая, трубная, круглая) и винтовых механизмов (трапецидальная, упорная, прямоугольная).

Большинство резьб, применяемых в машиностроении, стандартизированы (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Основные типы стандартных резьб

Тип резьбы	Стандарт	Диаметр d , мм	Шаг P , мм (или число шагов на 1 ")
Метрическая	ГОСТ 8724-2002 (ИСО 261-98) ГОСТ 9150-2002 (ИСО 68-1-98) ГОСТ 24705-2004 (ИСО 724:1993)	0,25...600	0,075...8
Метрическая для пластмасс	ГОСТ 11709-81		
Метрическая коническая	ГОСТ 25229-82	6...60	1; 1,5; 2,0
Коническая дюймовая	ГОСТ 6111-52	7,895...60,092	0,941...2,209
Трубная коническая	ГОСТ 6211-81	7,723...163,830 (1/16...6")	0,907...2,309 (28...11)
Трубная цилиндрическая	ГОСТ 6357-81	7,723...163,830 (1/16...6")	0,907...2,309 (28...11)
Трапецидальная однозаходная	ГОСТ 9484-81 ГОСТ 24737-81 ГОСТ 24738-81	6...640	1,5...48
Трапецидальная многозаходная	ГОСТ 24739-81	8...640	2...48
Упорная	ГОСТ 10177-82	10...640	2...48
Круглая	ГОСТ 13536-68	4,76...101,6	2,54...6,35

Резьбы характеризуются рядом геометрических параметров. Основным из них является шаг P резьбы – расстояние по линии, параллельной оси резьбы, между соседними одноименными боковыми сторонами профиля, лежащими в одной осевой плоскости. Осевое перемещение, соответствующее полному обороту винта или гайки, – ход резьбы P_h (рис. 4.4, а). В однозаходной резьбе ход резьбы (винтовой линии) P_h равен шагу P резьбы: $P_h = P$. Для многозаходных резьб ход винтовых линий (рис. 4.4, б) $P_h = n \cdot P$, где n – число заходов. Ход P_h равен осевому перемещению винта при

повороте на один оборот в неподвижной гайке. На развертке цилиндрической (конической) поверхности винтовая линия располагается под углом ψ к основанию. Этот угол называется углом подъема резьбы. Для цилиндрической резьбы угол ψ определяется из соотношения $\operatorname{tg}\psi = P_h/(\pi d_2)$.

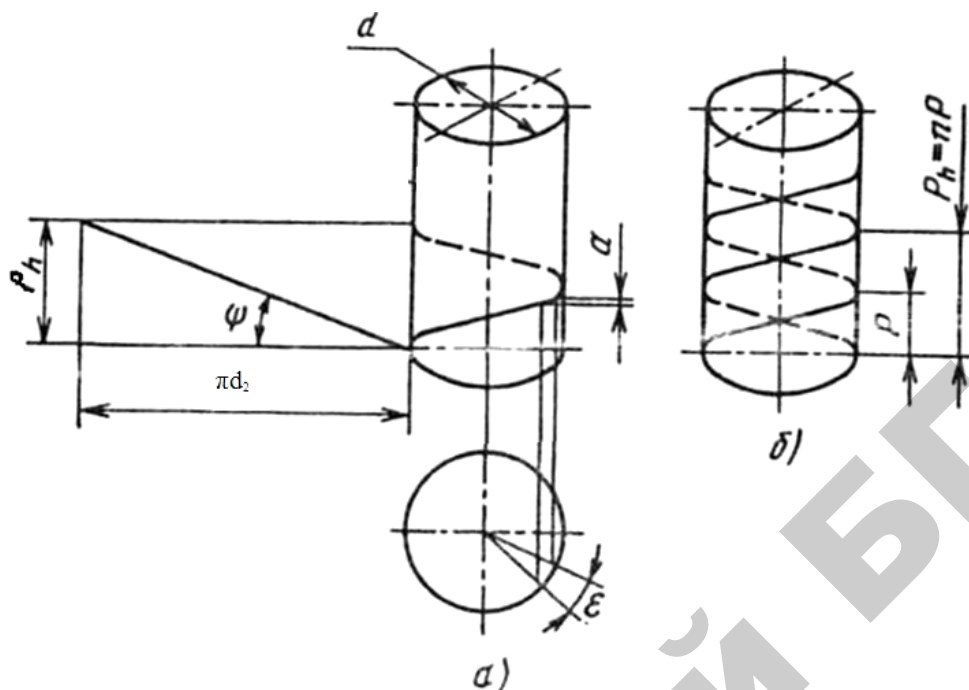


Рис. 4.4. Винтовая линия резьбы и ее развертка

Поскольку угол подъема винтовой линии зависит от диаметра цилиндра (причем угол подъема больше на меньшем диаметре), то принято (угол ψ подъема резьбы) определять на среднем диаметре d_2 .

Рассмотрим некоторые дополнительные характеристики отдельных типов резьб. Так, резьба метрическая одного номинального диаметра может иметь разные шаги. Например, для резьбы М10 (рис. 4.5) крупный шаг – $P = 1,5$ мм, мелкие шаги – $P_1 = 1,25$; $P_2 = 1,0$; $P_3 = 0,75$ и $P_4 = 0,5$ мм. Меньшему шагу соответствует больший внутренний диаметр наружной резьбы d_3 – внутренний диаметр болта по дну впадины. Увеличение диаметра d_3 повышает прочность стержня винта, а так как при малом шаге угол подъема винтовой линии мал, то увеличивается самоторможение в резьбе. Из-за этого мелкие резьбы находят применение в резьбовых соединениях, подверженных действию переменных нагрузок (крепление колеса автомобиля, свечи зажигания и шпильки головок блока ДВС), а так же в тонкостенных и мелких деталях, регулировочных устройствах (точная механика, приборы).

В общем машиностроении основное применение имеют резьбы с крупным шагом как менее подверженные износу и ошибкам изготовления.

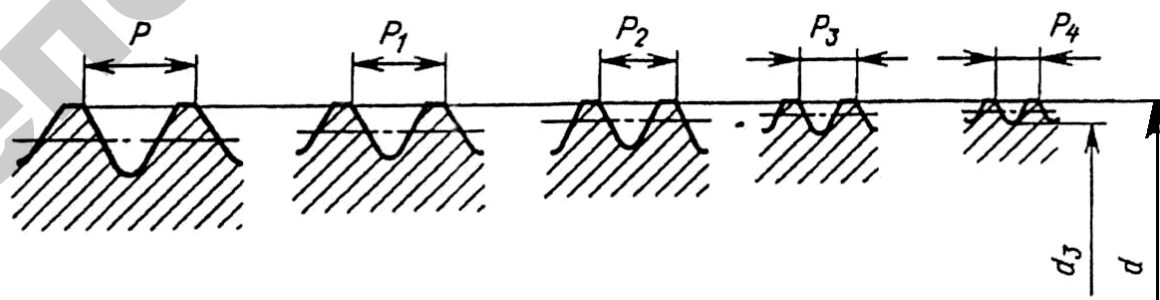


Рис. 4.5. Схематическое соотношение шага P и диаметра d_3 при одном и том же наружном диаметре наружной резьбы d

Метрическая резьба имеет профиль в виде равностороннего треугольника с углом при вершине $\alpha = 60^\circ$. Эту резьбу выполняют по стандартам: профиль резьбы и его размеры – по ГОСТ 9150-2002 (ИСО 68-1-98); диаметры и шаги – по ГОСТ 8724-2002 (ИСО 261-98); основные размеры – по ГОСТ 24705-2004 (ИСО 724:1993); допуски и посадки на основные размеры с зазором – по ГОСТ 16093-2004 (ИСО 965-1:1998); на посадки с натягом – по ГОСТ 4608-81; отверстия под нарезание метрической резьбы – по ГОСТ 19257-73; сбеги, недорезы, фаски резьб – по ГОСТ 10549-80.

На рис. 4.6 показаны элементы метрической резьбы по ГОСТ 9150-2002, а в табл. 4.2 – размеры элементов метрической резьбы (ГОСТ 24705-2004).

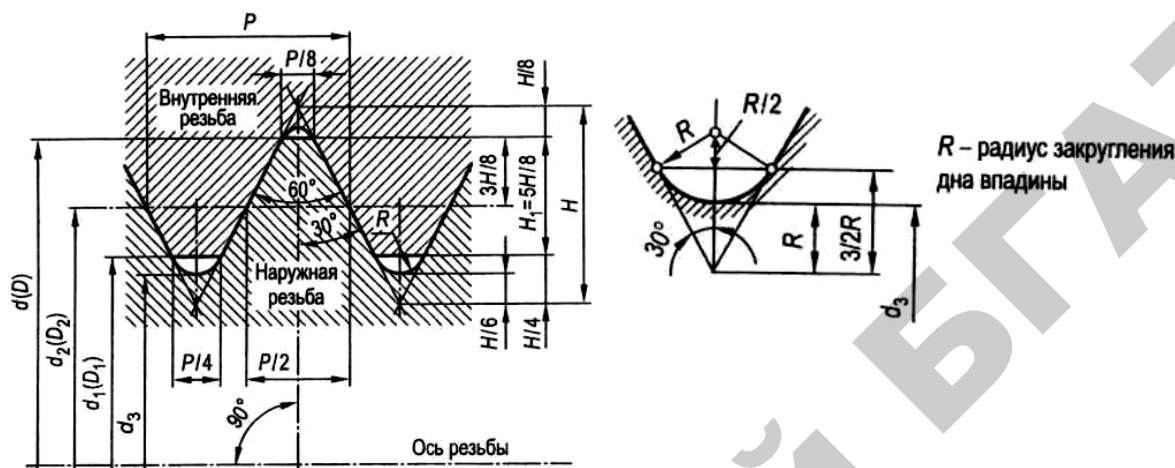


Рис. 4.6. Элементы профиля метрической резьбы:
 $H = 0,866P$; $H_1 = 0,541P$; $R_{\max} = 0,144P$

Таблица 4.2

Размеры элементов метрической резьбы

$d(D)$, мм	Размеры для крупного шага						Мелкие шаги P , мм
	шаг P , мм	$d_2(D_2)$, мм	$d_1(D_1)$, мм	d_3 , мм	$A_{p,2}$, мм ²	ψ	
1	2	3	4	5	6	7	8
5	0,8	4,48	4,134	4,18	12,9	$3^\circ 15'$	0,5
6	1,0	5,35	4,918	4,773	17,9	$3^\circ 24'$	0,75; 0,5
8	1,25	7,188	6,647	6,466	32,08	$3^\circ 10'$	1,0; 0,75; 0,5
10	1,5	9,026	8,376	8,16	52,3	$3^\circ 2'$	1,25; 1,0; 0,75; 0,5
12	1,75	10,863	10,106	9,853	76,8	$2^\circ 56'$	1,5; 1,25; 1,0; 0,75; 0,5
(14)	2,0	12,701	11,835	11,546	105,0	$2^\circ 52'$	1,5; 1,25; 1,0; 0,75; 0,5
16	2,0	14,701	13,835	13,546	144,0	$2^\circ 29'$	1,5; 1,0; 0,75; 0,5
18	2,5	16,376	15,294	14,933	175,0	$2^\circ 47'$	2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5
20	2,5	18,376	17,294	16,933	225,0	$2^\circ 29'$	2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5
(22)	2,5	20,376	19,294	18,933	281,0	$2^\circ 18'$	2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5
24	3,0	22,051	20,752	20,319	324,0	$2^\circ 29'$	2,0; 1,5; 1,0; 0,75;
(27)	3,0	25,051	23,752	23,319	427,0	$2^\circ 11'$	2,0; 1,5; 1,0; 0,75;
30	3,5	27,727	26,211	25,706	519,0	$2^\circ 18'$	(3,0); 2,0; 1,5; 1,0; 0,75;
33	3,5	30,727	29,211	28,707	647,0	$2^\circ 4'$	3,0; 2,0; 1,5; 1,0; 0,75;
36	4,0	33,402	31,672	31,096	759,0	$2^\circ 11'$	3,0; 2,0; 1,5; 1,0
(39)	4,0	36,402	34,672	34,096	913,0	2°	3,0; 2,0; 1,5; 1,0
42	4,5	39,072	37,131	36,483	1045,0	$2^\circ 6'$	4,0; 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
45	4,5	42,072	40,131	39,483	1224,0	$1^\circ 57'$	(4,0); 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
48	5,0	44,753	42,590	41,870	1376,0	$2^\circ 2'$	(4,0); 3,0; 2,0; 1,5; 1,0

Примечания.

1. Без скобок приведены диаметры 1-го ряда, которые предпочтительны.
2. Значения диаметров вычислены по формулам: $d_1 = d - 1,082P$; $d_2 = d - 0,6495P$; $d_3 = d - 0,144P$. По этим зависимостям возможно получать значения d_1 , d_2 и d_3 для резьб с мелким шагом.
3. Площадь расчетного сечения болта вычислена по формуле $A_p = \pi d_3^2/4$, а угол подъема резьбы $\psi = \arctg P/\pi \cdot d_2$.

Условное обозначение метрической резьбы состоит из буквы M , наружного диаметра d (D), шага (для резьб с мелким шагом) и поля допуска среднего и наружного диаметров выступов. Например, метрическая резьба диаметров 10 мм с крупным шагом и полем допуска 6g имеет следующие обозначения: $M10 - 6g$; то же с мелким шагом – $M10 \times 1 - 6g$.

Резьбы трубные цилиндрические (ГОСТ 6357-81) и конические (ГОСТ 6211-81) применяются для герметичного соединения труб и арматуры (масленки, штуцеры и т.п.). За основной (номинальный) размер, характеризующий резьбы и указываемый в обозначении, принят условный внутренний диаметр трубы (проход в свету) по сортаменту ГОСТ 3262-75 в диапазоне условных размеров от 1/1,6" до 6". Плотность и герметичность соединения достигаются за счет беззазорного выполнения выступов и впадин резьбы (см. рис. 4.7).

В машинах, выпущенных в странах, где действовала дюймовая система мер, встречаются дюймовые резьбы, в которых вместо шага задается число ниток на дюйм, а угол профиля равен 55° . Эту резьбу применяют, в основном, при ремонте импортного оборудования.

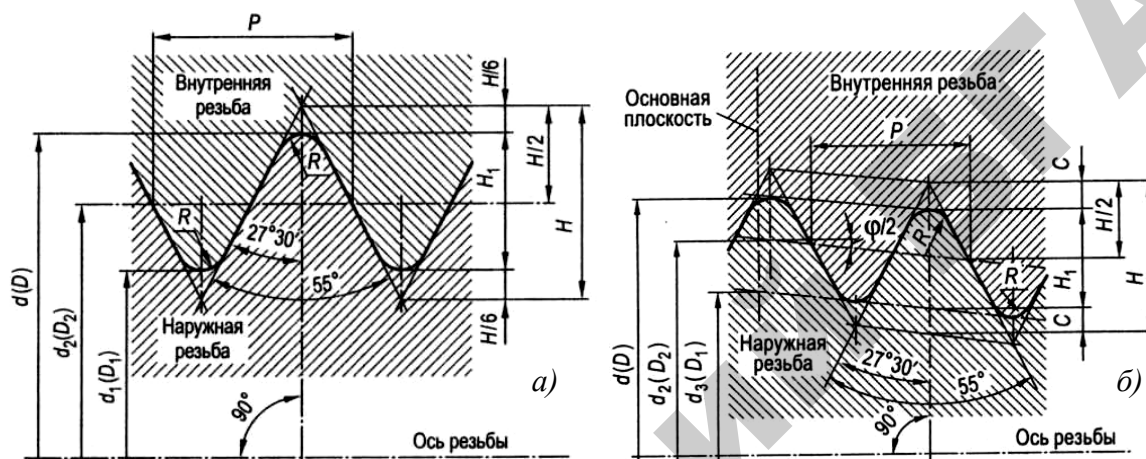


Рис. 4.7. Элементы резьб трубной цилиндрической (а): $H = 0,9605P$; $H_1 = 0,6403P$; $R = 0,1373P$, и конической (б): $H = 0,960P$; $H_1 = 0,640P$; $\Psi = 1:16$

В соответствии с ГОСТ 6357–81 обозначения размеров трубной резьбы, шаги P и номинальные значения наружных размеров трубы (d), муфты (D), соответственно средних d_2 , D_2 и внутренних d_1 , D_1 диаметров резьбы приведены в табл. 4.3. При выборе размеров первый ряд следует предпочесть второму.

Резьба трапецеидальная (рис. 4.8) по ГОСТ 24737-81 изготавливается с шагом $P = 1,5 \dots 48$ мм, с симметричным профилем (ГОСТ 24738-81) и равнобокой трапецией (ГОСТ 9484-81) с углом при вершине 30° . Такая конструкция позволяет использовать резьбу для передачи двухстороннего (реверсивного) движения под нагрузкой. Она имеет небольшое трение, несложна в изготовлении, поэтому является основой для передач винт – гайка. Применяется для изготовления грузовых и ходовых винтов (механизмы подачи станков, хлебoreзки, домкраты, прессы).

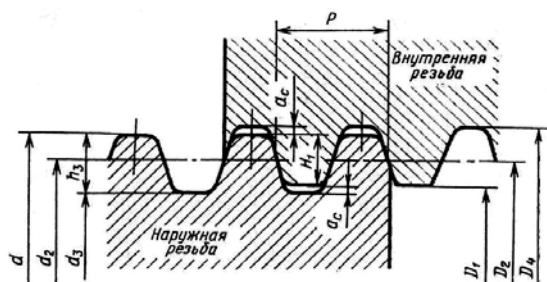


Рис. 4.8. Элементы профиля трапецеидальной резьбы:

d и D_4 – наружные диаметры наружной (винта) и внутренней (гайки) резьбы; d_2 и D_2 – средние диаметры резьбы; d_3 и D_1 – внутренние диаметры резьбы; P – шаг; a_c – зазор по вершине резьбы; h_3 – высота профиля винта; H_1 – рабочая высота профиля резьбы ($H_1 = 0,5P$)

Таблица 4.3

Размеры резьбы трубной цилиндрической

Обозначение размера резьбы		Шаг P , мм	Диаметры резьбы, мм		
Ряд 1	Ряд 2		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$
1/16		0,907	7,723	7,142	6,561
1/8			9,728	9,147	8,566
1/4		1,337	13,157	12,301	11,445
3/8			16,662	15,806	14,950
1/2		1,814	20,955	19,793	18,631
3/4	5/8		22,911	21,749	20,587
	7/8		26,441	25,279	24,117
			30,201	29,039	27,877
1		2,309	33,249	31,770	30,291
1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₈		37,897	36,418	34,939
			41,910	40,431	38,952
1 ¹ / ₂	1 ³ / ₈		44,323	42,844	41,365
	1 ³ / ₄		47,803	46,324	44,845
2			53,746	52,267	50,788
	2 ¹ / ₄		59,614	58,135	56,656
2 ¹ / ₂			65,710	64,231	62,752
			75,184	73,705	72,226
3	2 ³ / ₄		81,534	80,055	78,576
	3 ¹ / ₄		87,884	86,405	84,926
3 ¹ / ₂			93,980	92,501	91,022
	3 ³ / ₄	100,330	98,851	97,372	
4		106,680	105,201	103,722	
		113,030	111,551	110,072	
5	4 ¹ / ₂	125,730	124,251	122,772	
		138,430	136,951	135,472	
6	5 ¹ / ₂	151,130	149,651	148,172	
		163,830	162,351	160,872	

Номинальные значения диаметров резьбы трапецеидальной приведены в табл. 4.4. Рекомендуемые значения радиального зазора a_c , мм: $P \leq 1,5$ $a_c = 0,15$; $P = 2 \dots 5$ $a_c = 0,15$; $P = 6 \dots 12$ $a_c = 0,50$; $P > 12$ $a_c = 1,0$.

Таблица 4.4

Размеры резьбы трапецеидальной, мм номинального диаметра $d = 8 \dots 30$ мм
(по ГОСТ 24737–81 d от 8 до 640 мм)

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы				
		наружный		средний	внутренний	
		d	D_4	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
1	2	3	4	5	6	7
8	1,5	8,0	8,3	7,25	6,2	6,5
	2	8,0	8,5	7,0	5,5	6,0
9	1,5	9,0	9,3	8,25	7,2	7,5
	2	9,0	9,5	8,0	6,5	7,0
10	1,5	10,0	10,3	9,25	8,2	8,5
	2	10,0	10,5	9,0	7,5	8,0
11	2	11,0	11,5	10,0	8,5	9,0
	3	11,0	11,5	9,5	7,5	8,0
12	2	12,0	12,5	11,0	9,5	10,0
	3	12,0	12,5	10,5	8,5	9,0

1	2	3	4	5	6	7
14	2	14,0	14,5	13,0	11,5	12,0
	3	14,0	14,5	12,5	10,5	11,0
16	2	16,0	16,5	15,0	13,5	14,0
	4	16,0	16,5	14,0	11,5	12,0
18	2	18,0	18,5	17,0	15,5	16,0
	4	18,0	18,5	16,0	13,5	14,0
20	2	20,0	20,5	19,0	17,5	18,0
	4	20,0	20,5	18,0	15,5	16,0
22	2	22,0	22,5	21,0	19,5	20,0
	3	22,0	22,5	20,5	18,5	19,0
	5	22,0	22,5	19,5	16,5	17,0
	8	22,0	23,0	18,0	13,0	14,0
24	2	24,0	24,5	23,0	21,5	22,0
	3	24,0	24,5	22,5	20,5	21,0
	5	24,0	24,5	21,5	18,5	19,0
	8	24,0	25,0	20,0	15,0	16,0
26	2	26,0	26,5	25,0	23,5	24,0
	3	26,0	26,5	24,5	22,5	23,0
	5	26,0	26,5	23,5	20,5	21,0
	8	26,0	27,0	22,0	17,0	18,0
28	2	28,0	28,5	27,0	25,5	26,0
	3	28,0	28,5	26,5	24,5	25,0
	5	28,0	28,5	25,5	22,5	23,0
	8	28,0	29,0	24,0	19,0	20,0
30	3	30,0	30,5	28,5	26,5	27,0
	6	30,0	31,0	27,0	23,0	24,0
	10	30,0	31,0	25,0	19,0	20,0

Упорную резьбу (ГОСТ 10177-82) используют для винтов с большой односторонней осевой нагрузкой в прессах, нажимных устройствах прокатных станов, в грузовых крюках грузоподъемных машин.

Профиль витков – несимметричный трапецеидальный (рис. 4.9). Угол наклона рабочей стороны профиля выбран достаточно малым – 3° , а нерабочей стороны – 30° (усиленные упорные резьбы имеют этот угол в 45°). Для снижения концентраций напряжений предусмотрен значительный радиус закругления впадин наружной резьбы.

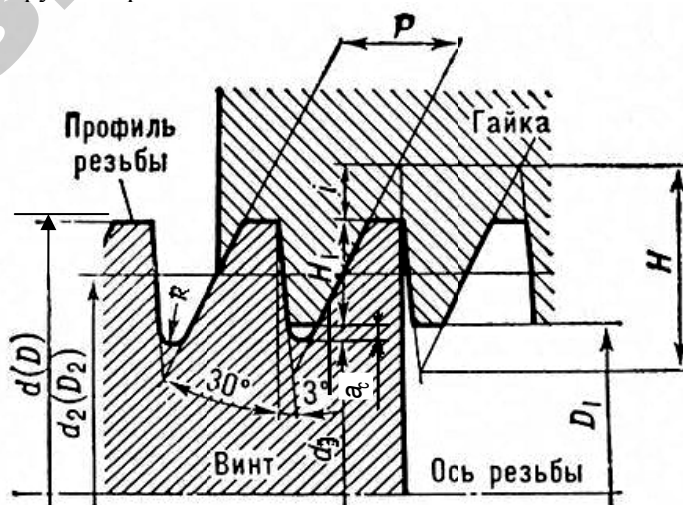


Рис. 4.9. Элементы упорной резьбы:

$$H = 1,587911P; H_1 = 0,75P; i \approx 0,419P; R = 0,12427P; a_c = 0,117767P$$

Малый угол наклона (3°) упорной стороны профиля резьбы позволяет изготавливать винты на резьбофрезерных станках, уменьшить потери на трение и этим повысить КПД. Стандартом установлены номинальные диаметры резьб d в диапазоне 10...640 мм с шагом $P = 2 \dots 48$ мм. В таблице 4.5 приведены номинальные значения наружного, среднего и внутреннего диаметров резьб, вычисленных по следующим формулам: $d_2 = D_2 = d - 0,75P$; $d_3 = d - 1,735534P$; $D_1 = d - 1,5P$.

Таблица 4.5

Размеры упорной резьбы для d от 10 до 50 мм

Номинальный диаметр резьбы d , мм	Шаг P , мм	Диаметры резьбы, мм			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
1	2	3	4	5	6
10	2	10,0	8,5	6,529	7,0
12	2	12,0	10,5	8,529	9,0
	3	12,0	9,75	6,793	7,5
14	2	14,0	12,5	10,529	11,0
	3	14,0	11,75	8,793	9,5
16	2	16,0	14,5	12,529	13,0
	4	16,0	13,0	9,058	10,0
18	2	18,0	16,5	14,529	15,0
	4	18,0	15,0	11,058	12,0
20	2	20,0	18,5	16,529	17,0
	4	20,0	17,0	13,058	14,0
22	2	22,0	20,5	18,529	19,0
	3	22,0	19,75	16,793	17,5
	5	22,0	18,25	13,322	14,5
	8	22,0	16,0	8,116	10,0
24	2	24,0	22,5	20,529	21,0
	3	24,0	21,75	18,793	19,5
	5	24,0	20,25	15,322	16,5
	8	24,0	18,0	10,116	12,0
26	2	26,0	24,5	22,529	23,0
	3	26,0	23,75	20,793	21,5
	5	26,0	22,25	17,322	18,5
	8	26,0	20,0	12,116	14,0
28	2	28,0	26,5	24,529	25,0
	3	28,0	25,75	22,793	23,5
	5	28,0	24,25	19,322	20,5
	8	28,0	22,0	14,116	16,0
30	3	30,0	27,75	24,793	25,5
	6	30,0	25,5	19,587	21,0
	10	30,0	22,5	12,645	15,0
32	3	32,0	29,75	26,793	27,5
	6	32,0	27,5	21,587	23,0
	10	32,0	24,5	14,645	17,0
34	3	34,0	31,75	28,793	29,5
	6	34,0	29,5	23,587	25,0
	10	34,0	26,5	16,645	19,0
36	3	36,0	33,75	30,793	31,5
	6	36,0	31,5	25,587	27,0
	10	36,0	28,5	18,645	21,0
38	3	38,0	35,75	32,793	33,5
	6	38,0	33,50	27,587	29,0
	7	38,0	32,75	25,851	27,5
	10	38,0	30,5	20,645	23,0

1	2	3	4	5	6
40	3	40,0	37,75	34,793	35,5
	6	40,0	35,5	29,587	31,0
	7	40,0	34,75	27,851	29,5
	10	40,0	32,5	22,645	25,0
42	3	42,0	39,75	36,793	37,5
	6	42,0	37,5	31,587	33,0
	7	42,0	36,75	29,851	31,5
	10	42,0	34,5	24,645	27,0
44	3	44,0	41,75	38,793	39,5
	7	44,0	38,75	31,851	33,5
	8	44,0	38,0	30,116	32,0
	12	44,0	35,0	23,174	26,0
46	3	46,0	43,75	40,793	41,5
	8	46,0	40,0	32,116	34,0
	12	46,0	37,0	25,174	28,0
48	3	48,0	45,75	42,793	43,5
	8	48,0	42,0	34,116	36,0
	12	48,0	39,0	27,174	30,0
50	3	50,0	47,75	44,793	45,5
	8	50,0	44,0	36,116	38,0
	12	50,0	41,0	29,174	32,0

Резьба прямоугольная (рис. 4.10) не стандартизирована, применяется редко, вытесняется трапецидальной. Препятствует распространению то, что выполнить ее производительным способом на резьбофрезерных станках невозможно, так как для получения размеров с необходимыми допусками резьбы должен быть качественно исполнен резьбонарезной инструмент. Резьба подвергается износу, от чего образуются большие осевые и радиальные зазоры, которые не подвергаются регулировкам. Она обладает меньшей прочностью, чем трапецидальная.

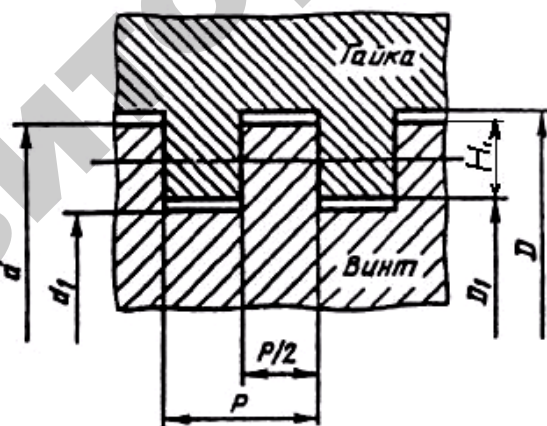


Рис. 4.10. Резьба прямоугольная

Резьба круглая (ГОСТ 13536-68) находит применение в санитарно-технологической арматуре. Она удобна для изготовления способом литья на чугунных, стеклянных, пластмассовых деталях, а также накаткой и выдавливанием на тонкостенных металлических и пластмассовых изделиях (соединение электролампочек с патронами, пробок с горлышками бутылок и т.д.). Круглые резьбы также применяют для деталей, подверженных большим динамическим напряжениям, часто завинчиваемых и отвинчиваемых в процессе эксплуатации (вагонные стяжки, пожарная и водопроводная арматура).

Профиль круглой силовой резьбы состоит из дуг, связанных короткими участками прямой с углом профиля 30° . Большие радиусы закруглений исключают значительную концентрацию напряжений.

4.3. Соотношение между силами и моментами завинчивания, КПД, условия самоторможения, способы и средства предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания

Для получения резьбового соединения двух деталей сначала завинчиванием винтов либо гаек создают давление на их стыке, что обеспечивает необходимую жесткость соединения и плотность стыка. Затяжку резьбовых соединений осуществляют гаечными ключами или гайковертами. Для этого к гайке (или головке винта) необходимо приложить момент завинчивания $T_{зав}$ (рис. 4.11) для преодоления момента сопротивления в резьбе T_p и момента сил трения T_T на торце гайки (головки винта) о неподвижную поверхность детали

$$T_{зав} = T_p + T_T.$$

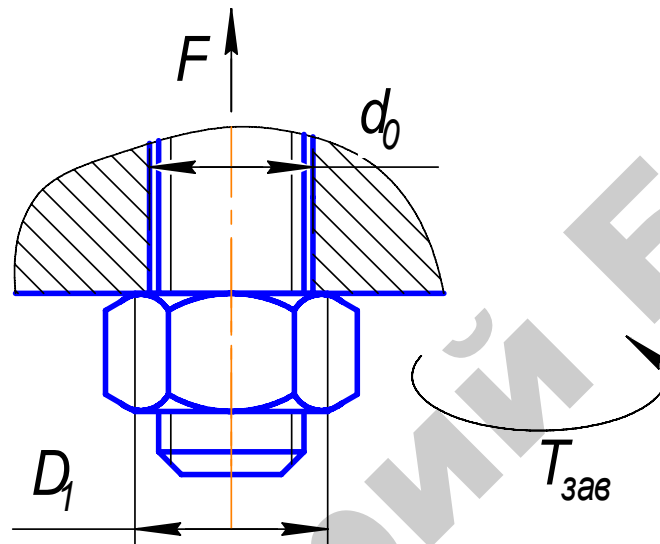


Рис. 4.11. Момент завинчивания в резьбовом соединении

В процессе затяжки под действием момента $T_{зав}$ винт нагружается осевой силой F – силой затяжки, которая воздействует на витки резьбы и стержень болта (винта).

Для рассмотрения сил в винтовой паре целесообразно резьбу развернуть под углом ψ по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку заменить ползуном (рис. 4.12, а). Сила взаимодействия наклонной плоскости с ползуном при относительном движении представляет собой равнодействующую нормальной силы F_n системы внешних сил (осевой F и окружной F_t) и силы трения. Следовательно, эта сила отклонена от нормали $n-n$ на угол трения φ . В результате разложения силы F_n получаем

$$F_t = F \operatorname{tg}(\psi + \varphi),$$

где F_t – движущая окружная сила;

F – осевая сила на винте;

ψ – угол подъема винтовой линии резьбы;

φ – угол трения в резьбе.

Окружная сила трения в треугольной резьбе больше, чем в прямоугольной. Рассмотрим это соотношение на моделях с кольцевыми витками, приняв условно угол подъема резьбы равным нулю (рис. 4.12, б).

Окружная сила трения для витка прямоугольного профиля $F_t = F \cdot f$, а для треугольного профиля $F_t = N \cdot f = \frac{F \cdot f}{\cos \alpha/2} = F \cdot f_{пр}$, где $N = \frac{F}{\cos \alpha/2}$; α – угол профиля резьбы; $f_{пр}$ – приведенный коэффициент трения, равный $f / \cos \alpha/2$, аналогично и для угла трения в резьбе $\varphi_1 \approx \frac{\varphi}{\cos \alpha/2}$.

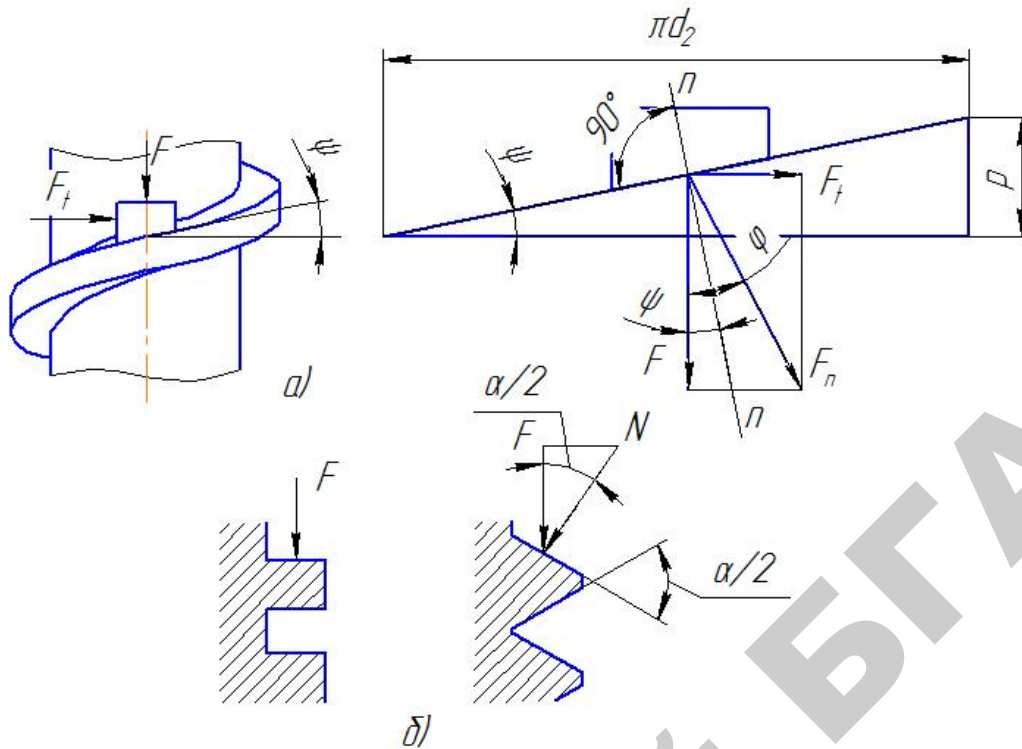


Рис. 4.12. Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Далее, исходя из того, что момент сопротивления в резьбе $T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2}$, подставляя значение F_t , получаем $T_p = 0,5F \cdot d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)$, где $\varphi_1 = \operatorname{arctg} f_{\text{пр}}$ – угол трения в резьбе; $f_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент трения в резьбе, учитывающий влияние угла профиля α . В соответствии с рис. 4.12, б $f_{\text{пр}} = \frac{f}{\cos \alpha/2}$. Диаметр d_2 и угол подъема метрической резьбы ψ принимаются по табл. 4.2. Момент сопротивления в резьбе T_p зависит от материала резьбовой пары и от угла ($\alpha/2$ – метрическая и γ – другие резьбы) наклона рабочей стороны профиля. Так, для пары сталь – сталь T_p больше, чем для пары сталь – бронза. Чем меньше $\alpha/2$ (γ), тем меньше момент сопротивления в резьбе. Поэтому в передачах винт – гайка скольжения (домкраты, винтовые прессы) применяют резьбы с малыми углами γ (трапецидальную, $\gamma = 15^\circ$, $f_{\text{пр}} = 1,03$; упорную, $\gamma = 3^\circ$, $f_{\text{пр}} = f$). В метрической резьбе угол наклона профиля наибольший ($\alpha/2 = 30^\circ$, $f_{\text{пр}} = 1,15f$), поэтому и момент сопротивления в резьбе – наибольший. Для крепежных резьб это не является недостатком, поскольку момент сопротивления в резьбе препятствует самоотвинчиванию.

Момент сопротивления в резьбе T_p скручивает стержень винта (создает касательные напряжения).

Момент трения на торце гайки T_T рассматривается как произведение силы трения на средний радиус опорного торца гайки. Контакт гайки с плоской опорной поверхностью корпуса ограничен кольцом с внутренним диаметром, равным диаметру d_0 отверстия в корпусе под стержень винта, и наружным диаметром D_1 , соответствующим границе фаски на опорной поверхности гайки (рис. 4.11).

$$T_T = F f_T \left(\frac{d_{\text{cp}}}{2} \right),$$

где $d_{\text{cp}} = (D_1 + d_0)/2$.

Здесь f_T – коэффициент трения на поверхности контакта. Подставляя значения T_p и T_T , получаем искомую зависимость $T_{\text{зав}}$.

$$T_{\text{зав}} = 0,5F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) + F f_T \frac{d_{\text{cp}}}{2} = 0,5F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) + 0,5F \frac{d_{\text{cp}} \cdot d_2}{d_2} \cdot f_T =$$

$$0,5F d_2 \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) + f_T \frac{d_{\text{cp}}}{d_2} \right].$$

В табл. 4.6 приведены значения коэффициента трения стали по стали в резьбе и на торце винта (гайки).

Таблица 4.6

Коэффициент трения в резьбе f (числитель) и на торце винта (гайки) f_T (знаменатель)

Покрытие	Без смазочного материала	Смазочный материал	
		Жидкий	Пластичный
Отсутствует	$\frac{0,32...0,52}{0,14...0,24}$	$\frac{0,18...0,23}{0,10...0,14}$	$\frac{0,16...0,21}{0,11...0,14}$
	$\frac{0,24...0,32}{0,12...0,24}$	$\frac{0,10...0,25}{0,05...0,15}$	$\frac{0,12...0,22}{0,05...0,13}$
Кадмиевое	$\frac{0,24...0,40}{0,07...0,10}$	$\frac{0,12...0,20}{0,09...0,11}$	$\frac{0,14...0,19}{0,08...0,11}$
	$\frac{0,24...0,40}{0,07...0,10}$	$\frac{0,12...0,20}{0,09...0,11}$	$\frac{0,14...0,19}{0,08...0,11}$

Для средних значений нормальной метрической резьбы $\psi = 2^\circ 30'$, $d_2 \approx 0,9d$, $d_{cp} \approx 1,4d$ и при $f = 0,15$ и $f_T = 0,13$ $T_{зав} \approx 0,2Fd$.

Если принять усредненную расчетную длину ручного гаечного ключа равной $14d$ и приравняв момент на ключе от силы $F_p \cdot 14d$ к моменту на резьбе, получаем соотношение между осевой силой на винте F и силой на рукоятке ключа F_p

$$F \approx 70 F_p.$$

Аналогично при коэффициенте трения $f = 0,1$ (см. табл. 4.6, что соответствует кадмированным со смазкой винтам) $F \approx 100 F_p$.

Таким образом, в крепежных резьбах можно получить выигрыш в силе в 70...100 раз.

Значение момента, необходимого для отвинчивания гайки или винта с головкой, получают аналогично значению момента завинчивания, только знак угла подъема меняют на обратный.

$$T_{отв} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\varphi_1 - \psi) + f_T \frac{d_{cp}}{d_2} \right].$$

При отсутствии трения на торце гайки (головки винта) второй член в этой зависимости обычно не учитывается.

КПД винтовой пары η определяется отношением работы, затраченной на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения. Работа завинчивания равна произведению момента завинчивания на угол поворота гайки. Так как углы поворота равны и в том, и в другом слу-

чаях, то отношение работ равно отношению моментов $\frac{T'_{зав}}{T_{зав}}$, в котором $T_{зав}$ определяется по

$T_{зав} = 0,5Fd_2[\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) + f_T \frac{d_{cp}}{d_2}]$, а $T'_{зав}$ – по той же формуле, но при $f_T = 0$ и $\varphi_1 = 0$:

$$\eta = \frac{T'_{зав}}{T_{зав}} = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\left[\left(\frac{d_{cp}}{d_2} \right) f_T + \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) \right]}.$$

Учитывая потери только в резьбе ($T_T = 0$), найдем КПД только для винтовой пары:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)}.$$

Полученная формула позволяет сделать вывод, что η возрастает с увеличением ψ и уменьшением φ_1 . Для увеличения угла подъема резьбы ψ в винтовых механизмах применяют многозаходные винты. На практике $\psi = 20...25^\circ$, так как дальнейший прирост КПД незначителен и изготовление резьбы затруднено. Увеличение КПД возможно при использовании средств для понижения φ (ан-

тифрикционные материалы, тщательная обработка профиля резьбы, установка подшипников под гайку или упорный торец винта, применение шариковых винтовых пар).

В большинстве резьбовых соединений должна быть обеспечена стабильная работа без самоотвинчивания.

Условие самоторможения резьбы без учета трения на торце гайки по аналогии с наклонной плоскостью можно записать в виде $\psi < \varphi_1$, где ψ – угол подъема резьбы ($1,5 \dots 3^\circ$, см. табл. 4.2); φ_1 – приведенный угол трения (при $f = 0,1 \dots 0,3$ $\varphi_1 = 6^\circ \dots 16^\circ$).

Таким образом, все крепежные резьбы – самотормозящие и КПД их меньше 0,5. Резьбы для ходовых винтов выполняют как самотормозящие, так и несамотормозящие.

Приведенные выше значения коэффициента трения, свидетельствующие о существенных запасах самоторможения, справедливы только при статических нагрузках. В конструкциях машин редко используют резьбовые соединения без специальных средств стопорения. При динамических и вибрационных нагрузках вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения коэффициент трения существенно снижается и условие самоторможения нарушается. Происходит самоотворачивание резьбового соединения.

При конструировании резьбовых соединений конструктор должен уделять большое внимание предохранению резьбовых соединений от самоотворачивания (см. ГОСТ 30133-95).

Используют следующие виды стопорения: дополнительное трение; специальные запирающие элементы; пластическое деформирование или приварку после затяжки элементов резьбового соединения.

В первом случае предохранение резьбовых соединений от самоотворачивания основано на создании дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта, болта, шпильки внешней осевой нагрузки и допускающих стопорение в любом положении. Для этого вида стопорения применяют контргайки, самоконтрящиеся гайки, пружинные шайбы.

Контргайка (рис. 4.13, а) – это вторая гайка, накручиваемая наверх основной и удерживающая от проворота ее после затяжки. Суммарная сила трения между гайкой и резьбой становится больше, чем при одной гайке, что обеспечивает стопорный эффект. В настоящее время контргайки применяют редко из-за двойного расхода гаек, необходимости удлинения резьбовой части болта, шпильки.

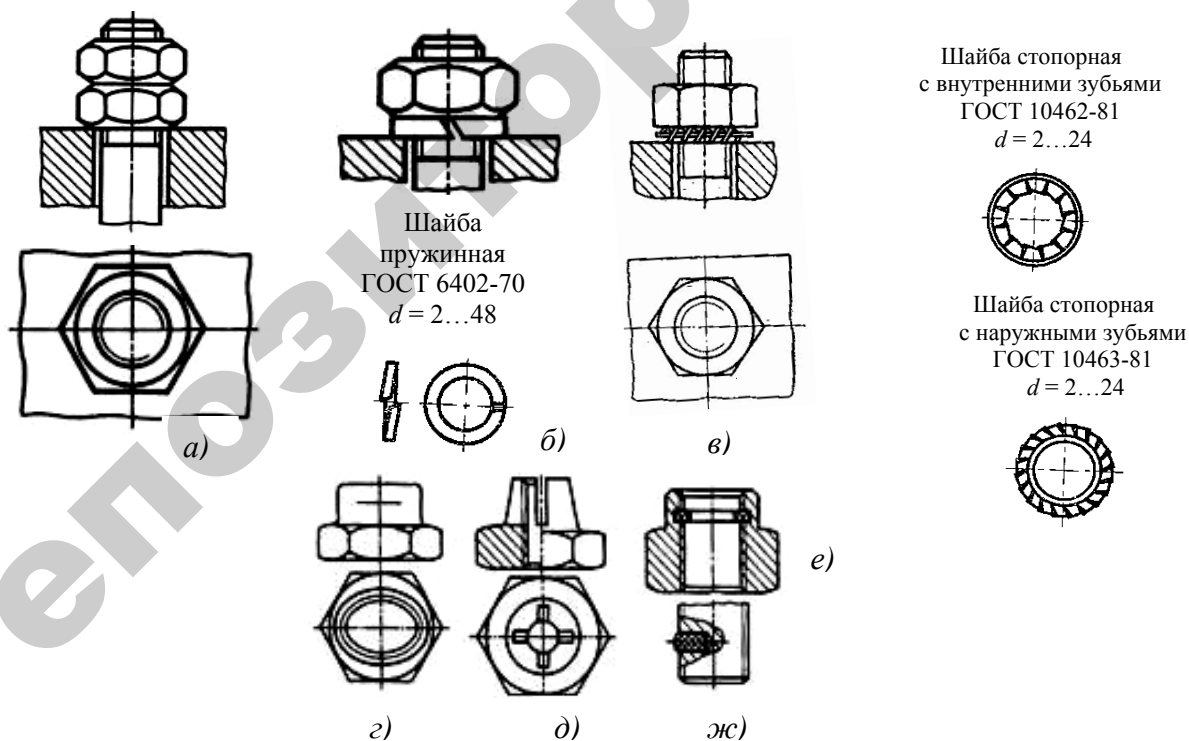


Рис. 4.13. Предохранение резьбовых соединений от самоотворачивания созданием дополнительного трения

Наибольшее применение для первого вида стопорения находят пружинные шайбы (шайбы Гровера), которые представляют собой один виток цилиндрической винтовой пружины квадратного сечения с заостренными концами (рис. 4.13, б). Эффект от их применения двойной – благодаря уп-

ругости сохраняется сила трения в резьбе при колебаниях осевой нагрузки, а также повышается сцепление между гайкой, шайбой и деталью из-за врезания острых срезов шайбы в торец гайки и плоскость детали. Пружинные шайбы изготавливают как для правой, так и левой резьбы. Недостатком этих шайб является некоторое смещение нагрузки и их исключение для повторного использования из-за облома острых краев и нарушения формы, получаемых при разборке резьбового соединения. Этому недостатку лишены симметричные пружинные шайбы с внутренними и наружными зубьями (рис. 4.13, *в*).

Получили распространение самоконтрящиеся гайки с радиальным натягом резьбы за счет пластического обжатия после создания затяжки верхней части гайки на эллипс (рис. 4.13, *з*) утонченной цилиндрической части или выполненной с прорезями (рис. 4.13, *д*). Самоконтрящиеся гайки выполняют с завальцованными полиамидными стопорными кольцами (рис. 4.13, *е*), а винты – с вставленными пробками из этого же материала (рис. 4.13, *ж*).

В кольцах и вставках резьбу не нарезают. Она образуется при сборке резьбового соединения, при этом обеспечиваются большие нормальные силы и силы трения между полимерным материалом и металлическими витками резьбы. Такое конструктивное решение не требует гаек повышенной высоты, сохраняет способность стопорения после неоднократных разборок резьбового соединения, но приводит к понижению прочности стержня.

Второй вид предохранения резьбовых соединений от самоотворачивания основан на жестком соединении гайки со стержнем или соединяемым изделием, а также головок винтов между собой с использованием деформируемых деталей (шплинты, шайбы с лапками, кольца пружинные, проволока (рис. 4.14)).

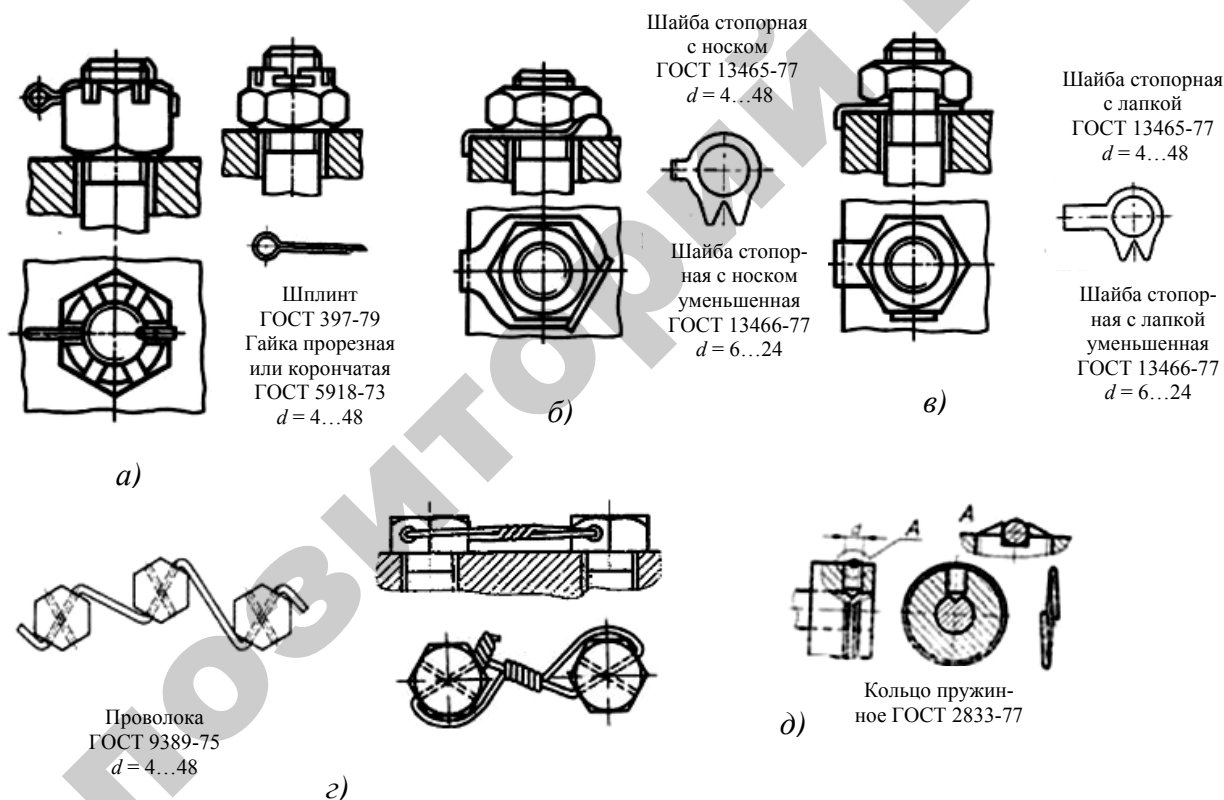


Рис. 4.14. Способы и средства предохранения резьбовых соединений от самоотворачивания деформируемыми деталями: *а* – шплинтом в сочетании с прорезной и корончатой гайкой; *б* и *в* – шайбой с носком и лапкой; *г* – обвязкой проволокой; *д* – установкой пружинного кольца

На рис. 4.15, *а* показано резьбовое соединение, в котором стопорной шайбой с носком 1 стопорит от самоотворачивания винт 2 относительно концевой шайбы 4 (ГОСТ 14734-69), которую, в свою очередь, центрируют с валом 5 штифтом 3 и во втором случае – соединительным цилиндрическим пояском 6. Надежное стопорение двух винтов изображено на рис. 4.15, *б*. Деталь на коническом конусе вала фиксируется концевой шайбой, а винты стопорят проволокой 1 или планкой 2.

Гайку 1 (рис. 4.15, в) от самоотворачивания стопорят деформируемой шайбой 2, одну лапку которой загибают в шпоночный паз насаживаемой на вал детали, а вторую – на грань гайки.

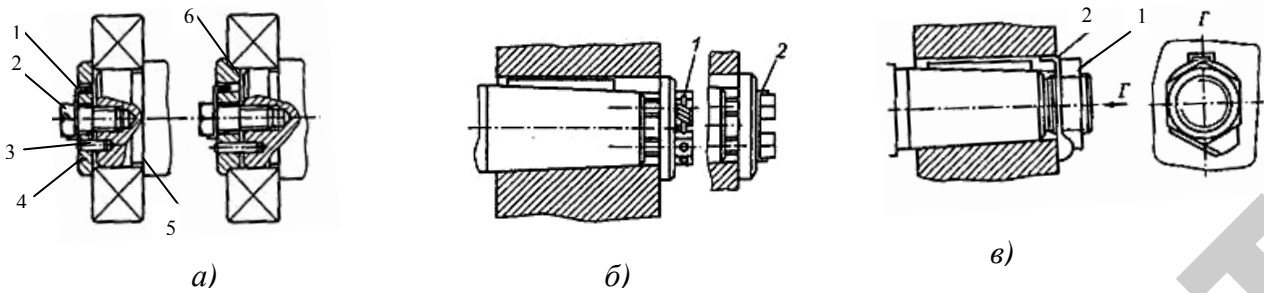


Рис. 4.15. Стопорение от самоотворачивания винтов и гаек стопорными шайбами, планками и обвязной проволокой резьбовых соединений, фиксирующих подшипники, ступицы колес, шкивов, звездочек на валах

Также широко используется крепление подшипников (рис. 4.16, а) и ступиц передаточных деталей (рис. 4.16, б и в) на концах валов круглой шлицевой гайкой 1, которую от самопроизвольного отворачивания стопорят многолапчатой шайбой 2. Стопорная шайба имеет один внутренний носок, огибаемый и входящий в специально выполненный паз (аналогичный шпоночному) на резьбовом конце вала, и несколько наружных лапок, одну из которых отгибают в шлиц гайки.

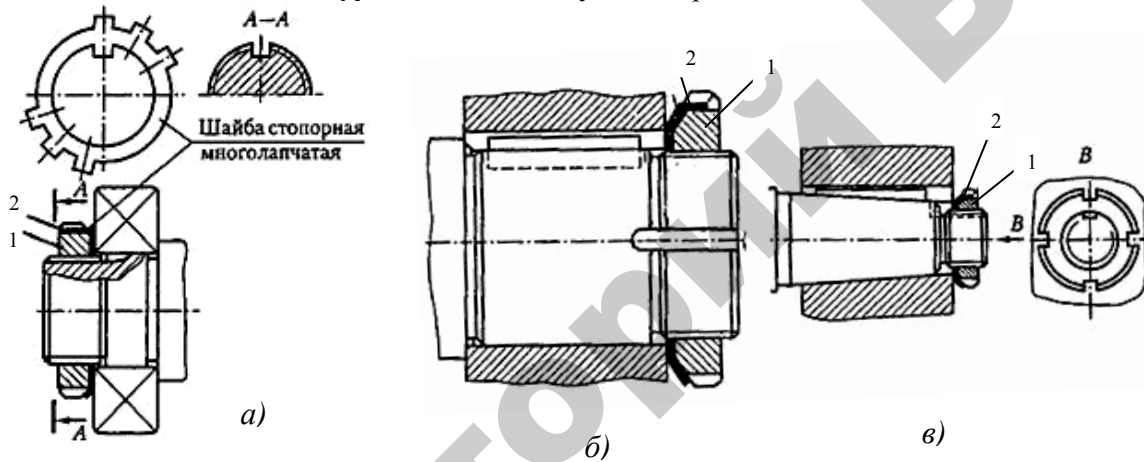


Рис. 4.16. Стопорение от самоотворачивания круглой шлицевой гайкой (ГОСТ 11871-88), многолапчатой шайбой (ГОСТ 11872-89)

Резьбовые соединения небольших диаметров от самоотворачивания стопорят синтетическими смолами, лаками и красками. При редкой разборке возможно применение стопорения пайкой. Для соединений, не требующих разборки в процессе эксплуатации машины, применяют стопорение пластическим деформированием или приваркой, которая превращает резьбовое соединение в неразъемное (см. рис. 4.17).

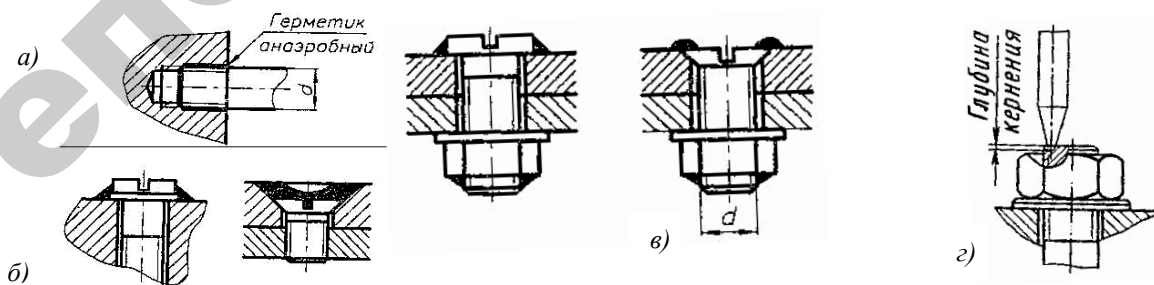


Рис. 4.17. Способы стопорения с использованием клеев (а), материалов лакокрасочных (б), сварки, пайки (в) и кернения (г)

4.4. Расчет витков резьбы на прочность

Осевую силу F , действующую на болт (рис. 4.18), витки резьбы передают на гайку. При достаточно большом значении силы F произойдет либо разрушение стержня по опасному сечению (по участку резьбы), либо разрушение (срез) резьбы.

При этом по мере удаления от опорной поверхности сила, действующая на стержень, уменьшается, так как часть ее передалась виткам резьбы, расположенным ниже. Как показывают расчеты и выполненные экспериментальные исследования, распределение осевой силы по виткам происходит неравномерно и по мере удаления от опорной поверхности прогрессивно снижается (рис. 4.18).

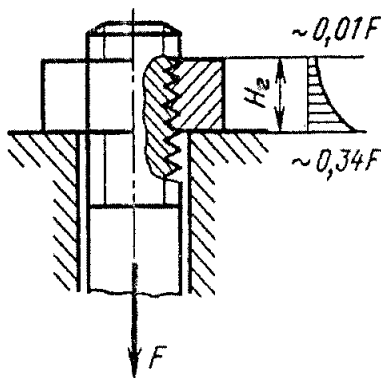


Рис. 4.18. Распределение нагрузки между витками резьбы

На первый наиболее нагруженный виток гайки высотой H_1 приходится около $1/3$ общей силы на винт, на десятый – менее $1/100F$. Такое распределение сил между витками резьбы получено Н. Е. Жуковским для гайки с десятью витками.

Отсюда следует, что в крепежном резьбовом соединении не следует проектировать слишком высокие гайки. Стандартом предусмотрена высота $H_1 = 0,8d$ для нормальных и $0,5d$ для низких гаек, используемых в малонагруженных резьбовых соединениях.

В практических расчетах за основной критерий работоспособности крепежных резьб принимается прочность, связанная с напряжением среза τ витков, а для ходовых резьб – износ, возникающий из-за трения (рис. 4.19).

Расчет витков резьбы на срез и смятие выполняют в случаях изготовления одной из деталей резьбового соединения из материала менее прочного, чем другой, или при использовании резьбовых деталей с нестандартными параметрами. Срез резьбы винта происходит по диаметру d_1 , резьбы гайки – по диаметру d . При условии одинаковой прочности винта и гайки расчет выполняют по диаметру d_1 .

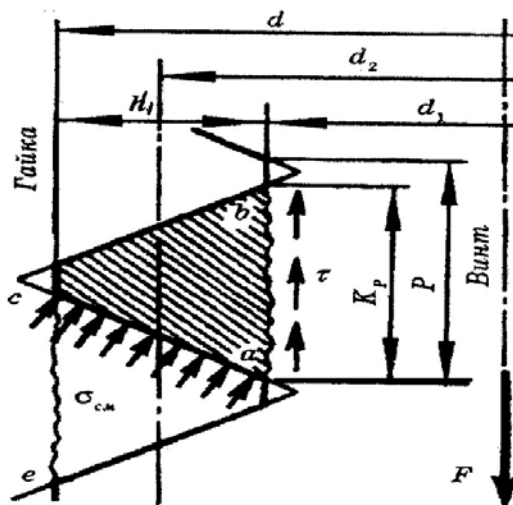


Рис. 4.19. Схема нагружения элементов резьбы

Условие прочности резьбы по напряжениям среза в случае использования гайки меньшей прочности, чем винт:

$$\text{для винта } \tau_1 = \frac{F}{\pi d_1 H_1 K K_m} \leq [\tau_{\text{сп}}];$$

$$\text{для гайки } \tau_2 = \frac{F}{\pi d H_1 K K_m} \leq [\tau_{\text{сп}}],$$

где $H_1 = zP$ – высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь при Z – числе витков на высоте гайки или винте, ввинченному в деталь, и шаге резьбы P ; $K = ab/P = K_p/P = ce/P$ – коэффициент полноты резьбы в зависимости от типа резьбы: $K = 0,87$ – для треугольной; $K = 0,65$ – для трапецеидальной и $K = 0,5$ – для прямоугольной; K_m – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы: $K_m = 0,56 \dots 0,75$ (большие значения – для крупной метрической резьбы, меньшие – $0,56 \dots 0,7$ для резьб с мелким шагом).

Допускаемое напряжение на срез $[\tau_{\text{сп}}] = \tau_e/S$, где $\tau_e \approx 0,65\sigma_B$ – предел прочности на срез материала болта и гайки, МПа;

σ_B – временное сопротивление материала, МПа (см. табл. 1.1);

$S \geq 1,5 \dots 2$ – коэффициент безопасности.

Витки резьбы ходовых винтов и гаек проверяются на смятие по среднему диаметру резьбы d_2 .

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $z = \frac{H_1}{P}$ – число рабочих витков (например, число витков гайки);

H_1 – высота контакта (см. рис. 4.6...4.10): $H_1 = 0,541P$ – для метрической резьбы; $H_1 = 0,5P$ – для трапецеидальной и прямоугольной резьб;

$[\sigma_{\text{см}}] \approx (0,3 \dots 0,4)\sigma_T$ (σ_T – предел текучести материала гайки, см. табл. 1.1).

Так как передачи винт – гайка (резьбовый механизм) работают при больших давлениях $p_{\text{изн}}$ в витках резьбы, то основной причиной выхода из строя является ее износ. Условие износостойкости имеет вид

$$p_{\text{изн}} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq [p]_{\text{изн}}.$$

Как и в предыдущем случае, $H_1 = (d - d_1)/2$ – рабочая высота профиля резьбы (см. рис. 4.19). Также примем: $H_1 = 0,541P$ (метрическая резьба), $H_1 = 0,5P$ (прямоугольная и трапецеидальная резьбы), $H_1 = 0,75P$ (упорная резьба), $z = H_1/P$ – число витков резьбы в гайке высотой H_1 и шагом резьбы P . Подставив значения H_1 и z в формулу износостойкости резьбы и вычислив высоту гайки через произведение коэффициента высоты гайки ψ_h и среднего диаметра резьбы d_2 ($H_1 = \psi_h \cdot d_2$), получим выражение для определения среднего диаметра резьбы

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{(\pi \cdot \psi_n \cdot \psi_h \cdot [p]_{\text{изн}})}},$$

где ψ_n – коэффициент высоты гайки ($\psi_n = 1,2 \dots 2,5$ – для неразъемных гаек, $\psi_n = 2,5 \dots 3,5$ – для разъемных гаек);

ψ_h – коэффициент высоты резьбы ($\psi_h = 0,541$ – для метрической резьбы, $\psi_h = 0,5$ – для прямоугольной и трапецеидальной резьб, $\psi_h = 0,75$ – для упорной резьбы).

Значения допускаемого давления $[p]_{\text{изн}}$, МПа, между витками винта и гайки для различных пар материалов, один из которых – материал винта, другой – материал гайки:

материал пары	$[p]_{\text{изн}}$
закаленная сталь – бронза	11 – 13
незакаленная сталь – бронза	8 – 10
незакаленная сталь – чугун	4 – 6
сталь – антифрикционный чугун	10 – 13

4.5. Основные примеры расчета резьбовых соединений

4.5.1. К незатянутому болту приложена внешняя растягивающая нагрузка

Такой случай нагружения наблюдается в резьбовом соединении грузовой скобы и грузового крюка (рис. 4.20). Гайка наворачивается на болт и резьбовой конец крюка, но не затягивается. Стопорение резьбового соединения производится шплинтом или специальной планкой.

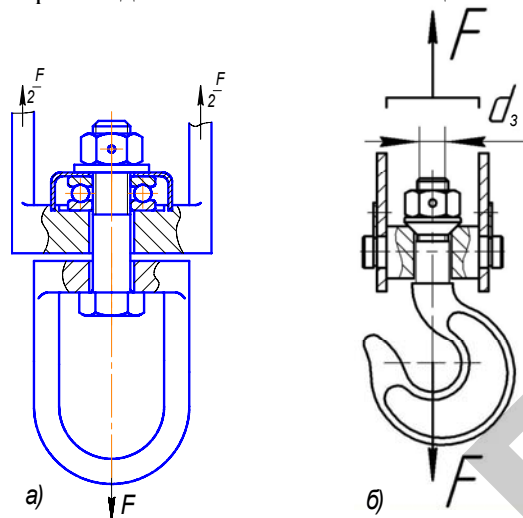


Рис. 4.20. Резьбовое соединение грузовой скобы (а) и грузового крюка (б)

В данном случае винты (болты) нагружены только осевой силой F и рассчитываются из условия прочности на растяжение

$$\sigma_N = F/A = [\sigma_p],$$

где $A = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$ – расчетная площадь поперечного сечения винта (болта), которую находят по внутреннему диаметру резьбы (см. рис. 4.6 и данные табл. 4.2), мм².

При проектировании таких соединений определяют из условия прочности на напряжение растяжения минимально допустимое значение расчетного внутреннего диаметра резьбы $d_{3p} = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}$, с последующим нахождением из справочных материалов (см. табл. 4.2) стандартного наружного диаметра d резьбы и соответствующего ему d_3 при условии $d_3 \geq d_{3p}$.

Допускаемые напряжения $[\sigma_p]$ здесь и далее – см. 4.6.

4.5.2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует

Данный случай имеет место во всех затянутых резьбовых соединениях крепления герметичных ненагруженных крышек и люков корпусов машин и аппаратов. При этом стержень болта, винта, шпильки растягивается осевой силой F из-за предварительного сжатия соединяемых элементов и закручивается моментом сил трения в резьбе T_p .

Прочность резьбового участка стержня определяют по эквивалентному напряжению

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_p].$$

Нормальное напряжение растяжения, МПа,

$$\sigma_p = F/A = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4F}{\pi \cdot d_3^2}.$$

Касательное напряжение, вызываемое моментом сил трения в резьбе $T_p = 0,5Fd_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)$,

$$\tau = \frac{T_p}{W_\kappa} = \frac{0,5Fd_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)}{\frac{\pi d_3^3}{16}},$$

где W_κ – момент сопротивления расчетного сечения при кручении, мм³; d_2 и d_3 , мм.

В приведенную формулу эквивалентного напряжения σ подставляем значения σ_p и τ и выносим множитель $\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_3^2}$ из под корня.

$$\text{Тогда } \sigma = \frac{4F}{\pi d_3^2} \sqrt{1 + 3 \left[\frac{2d_2}{d_3} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) \right]^2}.$$

Для метрической резьбы отношение $d_2/d_3 \approx 1,05$. Угол ψ для резьб разных диаметров равен 1,5...3°. Значение приведенного угла трения зависит от качества состояния поверхностей трения и наличия на них смазочного материала ($\varphi_1 = 16^\circ$ – грубый класс точности обработки и без смазочного материала поверхности). С учетом влияния числа повторных сборочных операций и возможного заедания в процессе затяжки числовые значения квадратного корня находятся в диапазоне 1,15...1,70. Рассчитывая на хорошо обработанные стальные или чугунные детали при наличии смазочного материала, за расчетное принимают значение 1,3, т.е. эквивалентное напряжение больше напряжения растяжения \approx на 30 %.

Тогда условие прочности:

$$\sigma = 1,3F / \left(\frac{\pi d_3^2}{4} \right) \leq [\sigma_p],$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа.

Физический смысл коэффициента 1,3 заключается в том, что с его помощью учитывают действие в стержне винта касательных напряжений от момента сил трения в резьбе и расчет стержня резьбового соединения, работающего одновременно на растяжение и кручение, можно производить как и в предыдущем случае, увеличив нагрузку в 1,3 раза:

$$d_{3p} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_p]}}.$$

По полученному значению d_{3p} подбираем стандартный размер резьбы с условием, что $d_3 \geq d_{3p}$.

4.5.3. Соединение нагружено внешней сдвигающей силой

Рассматриваются два типа резьбового соединения, когда болт поставлен в отверстие соединяемых деталей без зазора и с зазором.

В первом случае (рис. 4.21) диаметр $d_{ст}$ стержня таких болтов на 1...2 мм больше наружного диаметра d резьбы. В таких соединениях стержень болта и отверстия в соединяемых деталях обрабатывают до получения посадки с натягом. Болты, устанавливаемые без зазора, называют болтами «чистыми под развертку».

Условие работоспособности соединения – несдвигаемость соединяемых деталей под действием внешней силы F – обеспечивает стержень болта, работающий на срез по сечению $I-I$ и смятие. Силы трения на стыке в этом случае не учитывают, расчет этим упрощается. Также цилиндрическую поверхность контакта заменяют плоской и считают, что на всей поверхности действуют одинаковые напряжения смятия. Допускаемая при этом погрешность засчитывается в запас прочности.

Касательные напряжения в опасном сечении стержня и нормальные смятия в деталях резьбового соединения:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{\left(\frac{\pi d_{ст}^2}{4} \right)} \cdot i \leq [\tau_p] \quad (\text{здесь } i - \text{число плоскостей среза});$$

$$\sigma_{cm1} = F / (d_{ct} \cdot l_p) \leq [\sigma]_{cm1};$$

$$\sigma_{cm2} = F / (d_{ct} \cdot \delta_2) \leq [\sigma]_{cm2}.$$

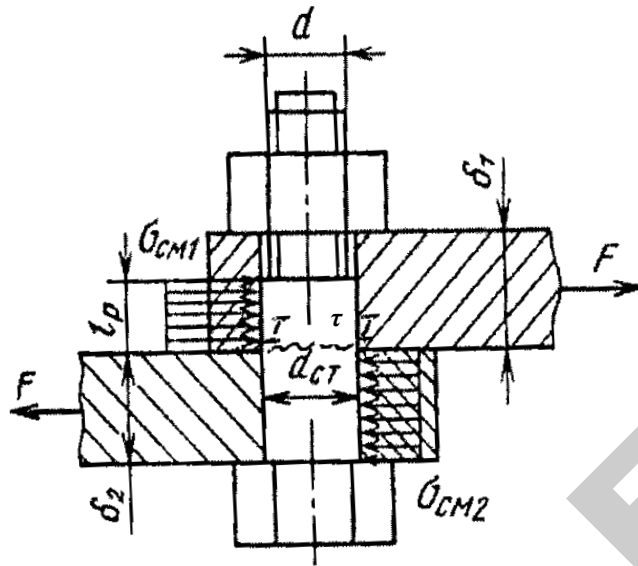


Рис. 4.21. Схема установки болтов в отверстие без зазора

При проектировании соединения минимально допустимое значение диаметра $d_{ct} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\tau]_{cp}}}$

с последующим нахождением по таблицам стандартного диаметра d резьбы при условии $d < d_{ct}$.

Из двух значений σ_{cm} расчет прочности выполняют по наибольшему, а допускаемое напряжение принимают для более слабого по материалу болта или детали.

Во втором случае (болты поставлены с зазором) между стержнем и стенками отверстия в деталях имеется радиальный зазор 0,5...2 мм в зависимости от диаметра болта и точности сборки (см. рис. 4.22).

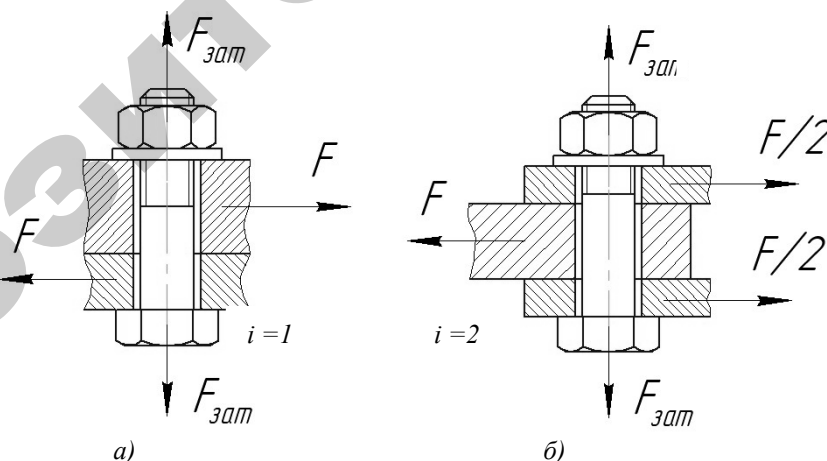


Рис. 4.22. Схема установки болтов в отверстия с зазором:
а – в двух и б – в трех деталях

Условием работоспособности соединения является отсутствие относительного сдвига соединяемых деталей (несдвигаемость) под действием внешней силы F . При этом внешнюю нагрузку F уравнивают силами трения в стыке, которые образуются от затяжки болта силой F_{zat} . Расчет ведется на растяжение болта по выражению

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_{zat}}{\pi d_3^2} \leq [\sigma]_p,$$

где $F_{\text{зат}} = k \frac{F}{f \cdot i}$ – сила затяжки, Н;

k – коэффициент запаса по несдвигаемости числа i поверхностей трения (см. рис. 4.22: $i = 1$ в случае *a*, $i = 2$ в случае *б*). Значения принимают в зависимости от степени ответственности соединения и условий его работы: $k = 1,3 \dots 1,5$ при статической и $k = 1,8 \dots 2,0$ при переменной нагрузках;

f – коэффициент трения: 0,3 – для необработанных стыков со следами окалины; 0,5 – при пескоструйной обработке; 0,1...0,15 – при обработке резанием.

Проектирование и расчет таких резьбовых соединений заключается в нахождении расчетного диаметра резьбы d_3 по эквивалентному напряжению

$$d_{3p} \geq \sqrt{\frac{1,3F_{\text{зат}}}{\frac{\pi[\sigma]_p}{4}}}$$

с последующим подбором стандартной резьбы, у которой $d_3 \geq d_{3p}$.

Анализируя условия установки болтов с зазором и без зазора, следует отметить, что во втором случае резьбовое соединение дешевле первого, так как не требует точности размеров стержня и отверстий. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, сложнее, чем без зазора. Так, если $k = 1,5$ и $f = 0,1$, то сила затяжки $F_{\text{зат}}$ для соединения (рис. 4.22, *a*) с одним стыком ($i = 1$) должна быть в 15 раз больше внешней сдвигающей силы F .

На практике для повышения надежности соединений с винтами, поставленными с зазором, часто используют дополнительные разгрузочные устройства в виде шпонок, втулок (рис. 4.23, *a*), штифтов (рис. 4.23, *б*).

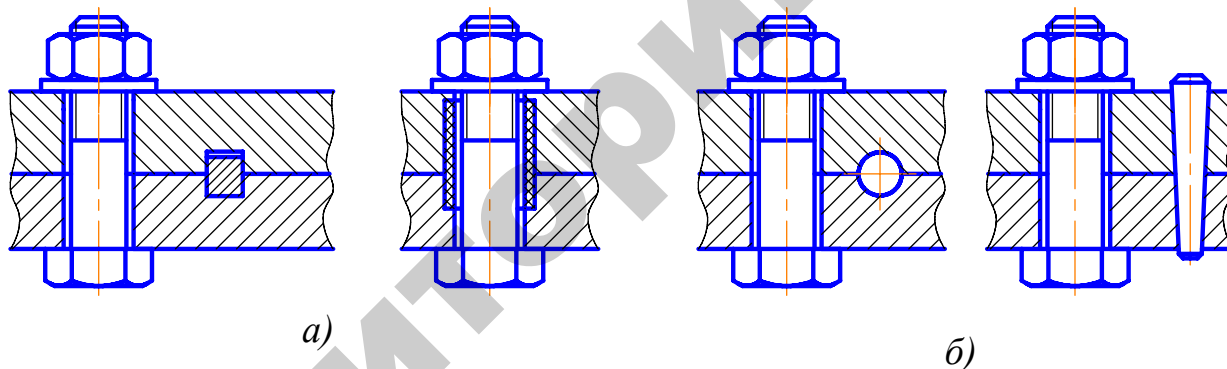


Рис. 4.23. Болтовое соединение, разгруженное от сдвига

4.5.4. Соединение болтом с эксцентричной головкой (рис. 4.24)

Во всех таких случаях, кроме напряжений растяжения в стержне болта, появляются напряжения изгиба из-за эксцентриситета e .

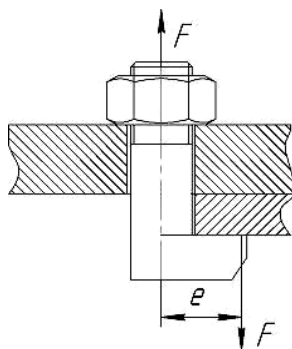


Рис. 4.24. Болт с эксцентричной головкой

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_u = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F}{\pi d_3^2} + \frac{32 \cdot F \cdot e}{\pi d_3^3} \leq [\sigma]_p;$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{\pi d_3^2} \cdot \left(1,3 + \frac{8 \cdot e}{d_3}\right) \leq [\sigma]_p.$$

При проектировании таких болтовых соединений эксцентриситет принимают равным $e = (0,7 \dots 1) \cdot d_3$, тогда при $e = 0,8 d_3$

$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{\pi d_3^2} \cdot \left(1,3 + \frac{8 \cdot 0,8 \cdot d_3}{d_3}\right) = \frac{4 \cdot F}{\pi d_3^2} \cdot 7,7 \leq [\sigma]_p$$

и, как и в предыдущих случаях, по

$$d_{3p} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,7 \cdot F}{\pi [\sigma]_p}}$$

подбирается резьба, у которой $d_3 \geq d_{3p}$.

4.5.5. Соединение нагружено внешней отрывающей силой

На практике часто встречаются случаи, когда в резьбовом соединении болты, винты и шпильки нагружаются предварительно (до приложения внешней рабочей нагрузки). Предварительная затяжка резьбового соединения наряду с обеспечением несдвигаемости соединяемых деталей (см. рис. 4.25) обеспечивает также герметичность или нераскрытие стыка под нагрузкой. Болты (или шпильки) в таких соединениях являются напряженными.

Напряженными бывают (см. рис. 4.25) болты крышек резервуаров и гидропневмоцилиндров (а), нагруженных давлением p жидкости или газа, болты соединения фланцев трубопроводов (б), крепления кронштейнов (в), крышек подшипников шатунов двигателя внутреннего сгорания и воздушных компрессоров (г) и т.д.

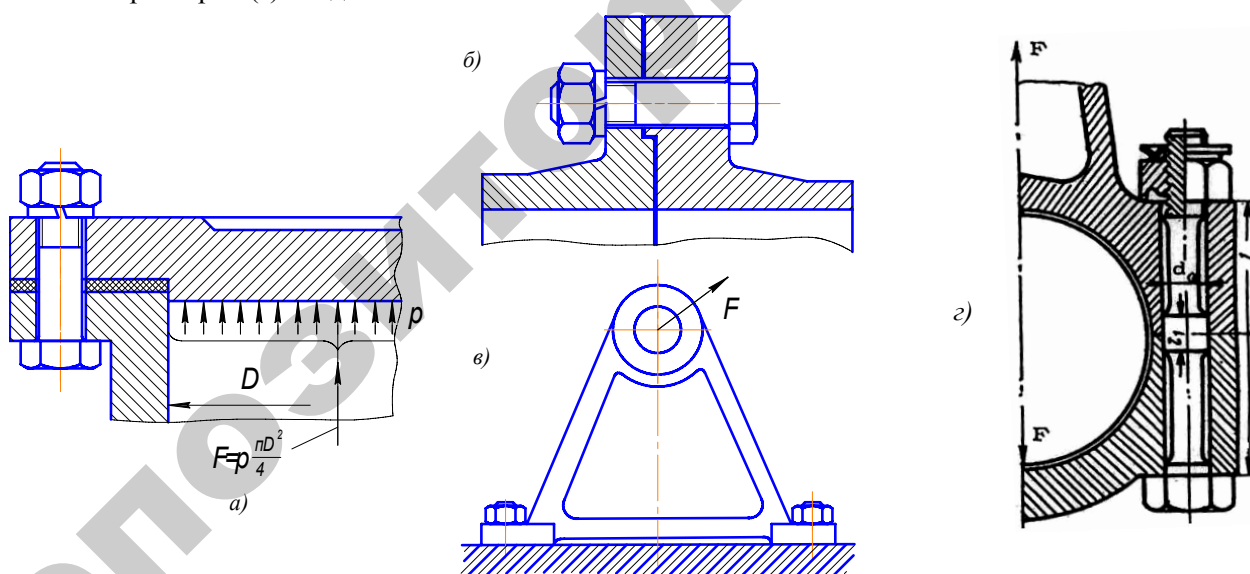


Рис. 4.25. Резьбовые соединения с напряженными болтами

Расчетные значения усилия резьбового соединения, силы и усилия затяжки определяются с учетом упругих свойств материала резьбовой детали и соединяемых элементов. При этом затяжка болтов (шпилек) должна обеспечивать герметичность соединения или нераскрытие стыка при действии внешней нагрузки.

При сборке соединений, показанных на рис. 4.25, и наворачивании гаек на стержни болтов, соединяемые детали сжимаются (упругие перемещения сжатия деталей стыка), а стержни болтов растягиваются (упругие перемещения растяжения стержня болта). С приложением внешней отрывающей силы к затянутому соединению соединяемые детали под действием сил упругости частично восстанавливают свое первоначальное положение, а стержень болта дополнительно удлиняется.

То есть часть внешней силы (обозначим ее через F) дополнительно нагружает болт $F_b = F_{зат} + \chi F$, а другая часть уменьшает затяжку стыка – разгружает стык деталей $F_d = F_{зат} - (1 - \chi)F$. При $F_{зат} - (1 - \chi)F < F_{зат}$ нераскрытие стыка деталей не будет происходить. А это значит, что необходимая сила предварительной затяжки $F_{зат} > (1 - \chi)F$. На практике рекомендуют принимать $F_{зат} = c \cdot F$. Здесь c – коэффициент затяжки. По условию нераскрытия стыка и при статическом нагружении $c = 1,2 \dots 1,5$ и $c = 2,5 \dots 4$ при переменной нагрузке. Для соблюдения герметичности соединяемых деталей $c = 1,3 \dots 2,5$ при мягкой, $c = 2 \dots 3,5$ – металлической фасонной и $c = 3 \dots 5$ – металлической плоской прокладках.

В вышеприведенных зависимостях χ – коэффициент внешней нагрузки. Значение коэффициента χ определяют по условию равенства дополнительных деформаций болта и деталей (условие совместных деформаций с приложением внешней силы F к предварительно затянутому резьбовому соединению). Известно, что перемещение Δl , мм, сжимаемой или растягиваемой детали под действием силы F , Н, находится в прямой зависимости от значения податливости λ , мм/Н: $\Delta l = F \cdot \lambda$. Значение податливости определяется по зависимости $\lambda = l/E \cdot A$, где l – длина (толщина) детали, мм; E – модуль упругости материала, МПа; A – площадь поперечного сечения детали, мм².

Из условия совместных деформаций Δ от дополнительной нагрузки на болт χF , изменяющей затяжку стыка на величину $(1 - \chi)F$,

$$\Delta = \chi F \lambda_b = (1 - \chi) F \lambda_d,$$

где λ_b – податливость болта, равная деформации его под действием силы в 1 Н;

λ_d – податливость соединяемых деталей и стыка между ними.

Согласно этому равенству коэффициент внешней нагрузки $\chi = \frac{\lambda_d}{(\lambda_b + \lambda_d)}$.

Для болтов постоянного сечения и соединяемых однородных деталей (рис. 4.26) податливость болта и деталей равна:

$$\lambda_b = \frac{l_b}{E_b + A_b}; \quad \lambda_d = \frac{l_d}{E_d + A_d},$$

где l_b и l_d – длины болта, участвующего в деформации, и суммарная толщина деталей (принимается $l_b \approx l_d = \delta_1 + \delta_2$);

E_b и E_d , A_b и A_d – соответственно модуль упругости материалов и площади сечения болта и деталей.

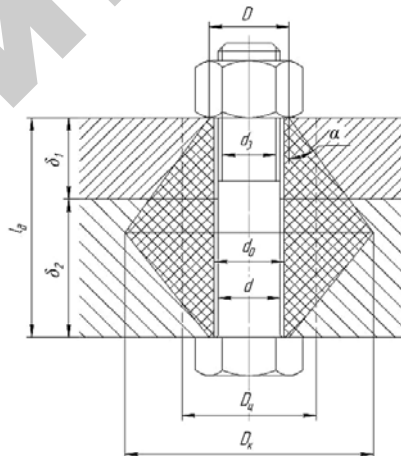


Рис. 4.26. Конус давления в болтовом соединении

При этом $A_b = \frac{\pi d^2}{4}$ на гладком и $A_b = \frac{\pi d_3^2}{4}$ на резьбовом участках. Площадь сечения соединяемых деталей, приходящаяся на один болт, определяется в предположении, что при действии осевой силы в стыке деформация от гайки и головки болта (диаметр их опорной поверхности $D \approx 1,6d$

(см. рис. 4.26)) распространяется вглубь деталей под конусом с углом $\alpha = 30^\circ$ и диаметром основания конуса $D_k = D + l_d \operatorname{tg} \alpha$.

В учебниках [7, 10] приводится соотношение для определения податливости стягиваемых деталей с одинаковым модулем упругости и диаметром отверстия d_0 под стержень болта:

$$\lambda_d = \frac{4,6}{E_d \cdot \pi \cdot d_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot \lg \frac{(D + d_0)(D_k - d_0)}{(D - d_0)(D_k + d_0)}.$$

Для соединяемых деталей с предварительной затяжкой и при $l_6 < d$ (d – диаметр стержня болта), конусную модель заменяют полым цилиндром с $D_{\text{ц}} = D + \frac{l_6}{4}$ (показан штриховыми линиями на рис. 4.26).

В этом случае податливость стягиваемых деталей

$$\lambda_d = \frac{4l_6}{E_d \cdot \pi \cdot (D_{\text{ц}}^2 - d_0^2)}.$$

Величина коэффициента χ зависит от жесткости стыка. Для обычных стальных винтов и стальных или чугунных деталей (при жестком стыке, без прокладок) $\chi = 0,2 \dots 0,3$. С упругими прокладками, например, из паронита, резины и картона, $\chi = 0,3 \dots 0,4$. С точки зрения нагруженности болта желательно, чтобы этот коэффициент имел меньшие значения, а это значит, что податливость $\lambda_6 = \frac{l_6}{E_6 \cdot A_6}$ должна

быть высокой: длинный болт, уменьшенная площадь поперечного сечения (см. рис. 4.27), применение низко модульного материала (например, болты из титана имеют $E_6 = 1,1 \cdot 10^4$ МПа).

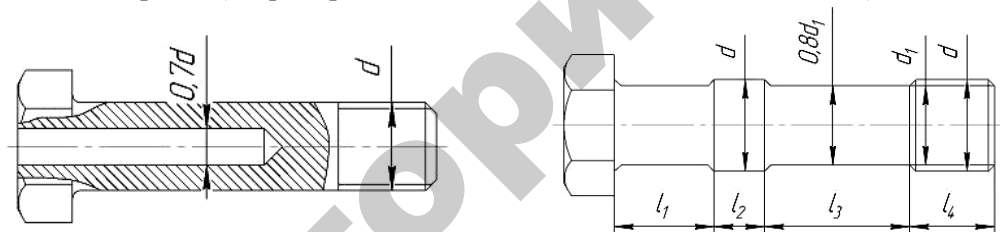


Рис. 4.27. Упругие болты

В более сложном резьбовом соединении, имеющем болты с непостоянным сечением и соединяемые детали из разных материалов, податливость определяют по сумме податливостей отдельных участков болта (рис. 4.27)

$$\lambda_6 = \sum_1^n \lambda_{6i} = \frac{1}{E_6} \left(\frac{l_1}{A_{61}} + \frac{l_2}{A_{62}} + \dots + \frac{l_n}{A_{6n}} \right)$$

и отдельных деталей (рис. 4.26)

$$\lambda_d = \sum_1^n \lambda_{di} = \left(\frac{\delta_1}{E_{d1} \cdot A_{d1}} + \frac{\delta_2}{E_{d2} \cdot A_{d2}} + \dots + \frac{\delta_n}{E_{dn} \cdot A_{dn}} \right).$$

Определив силу затяжки $F_{\text{зат}}$ и внешнюю нагрузку F , приходящуюся на один болт, расчетная сила на болт (с учетом момента сопротивления в резьбе, скручивающего стержень при затяжке) определится по формуле

$$F_6 = 1,3F_{\text{зат}} + \chi F = F [1,3c(1 - \chi) + \chi].$$

Болты (шпильки) в напряженных соединениях ставят в отверстия с зазором и минимально допустимое значение внутреннего диаметра d_{3p} резьбы определяют из условия статической прочности при растяжении

$$d_{3p} = \sqrt{\frac{4F_6}{\pi \cdot [\sigma_p]}}$$

с последующим нахождением по справочной литературе на резьбы стандартного наружного диаметра d резьбы по условию $d_3 \geq d_{3p}$.

4.5.6. Особенности расчета групповых резьбовых соединений

Под групповыми резьбовыми соединениями понимают такие соединения, в которых число винтов (болтов или шпилек) $Z \geq 2$. Расчет таких соединений сводится к определению наиболее нагруженного болта (винта, шпильки) с последующим проектным расчетом его размеров в зависимости от характера нагружения и способа установки в отверстия. Остальные резьбовые крепежные изделия не рассчитывают – их принимают того же диаметра, что и наиболее нагруженный.

Различают следующие варианты расчета резьбовых соединений, включающих группу болтов.

1. Нагрузка перпендикулярна плоскости стыка, проходит через его центр тяжести (раскрывает стык деталей). Это – типичный случай крепления круглых и прямоугольных крышек сосудов, на которые действует сила F_Σ , вызванная внутренним давлением p жидкостей или газов (рис. 4.25, а).

В предыдущем п. 4.5.5 рассмотрен этот случай распределения внешней нагрузки между крепежными деталями (винтами, болтами, шпильками) – по расчетному усилию в болте (винте, шпильке) находят диаметр d_{3p} резьбы, по которому подбирают стандартную резьбу.

2. Нагрузка действует в плоскости стыка и сдвигает соединяемые детали.

Расчет такого соединения рассмотрим на примере кронштейна, закрепленного с помощью Z болтов и нагруженного силой F (рис. 4.28).

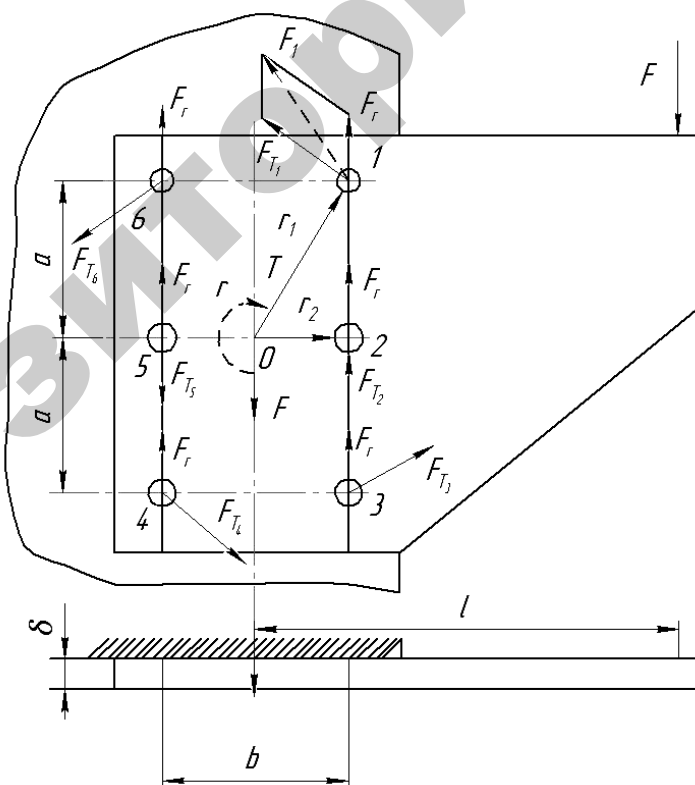


Рис. 4.28. Групповое болтовое соединение нагруженное в плоскости стыка

Нагружающую консольную силу F заменяют силой, приложенной в точке O , и моментом $T = F \cdot l$ (показан пунктиром). Они стремятся сдвинуть и повернуть кронштейн.

Нагрузка от силы F распределяется между болтами равномерно:

$$F_r = \frac{F}{Z}.$$

Нагрузка от момента (реакции $F_{T1}, F_{T2}, \dots, F_{Tz}$) распределяется по болтам пропорционально их деформациям при повороте кронштейна. В свою очередь деформации пропорциональны расстояниям болтов от центра тяжести сечения всех болтов (точка O), который считается центром поворота, т.е.

$$\frac{F_{T1}}{r_1} = \frac{F_{T2}}{r_2} = \dots = \frac{F_{Tz}}{r_z}, \text{ или } \frac{F_{T1}}{F_{T2}} = \frac{r_1}{r_2}; \dots; \frac{F_{T1}}{F_{Tz}} = \frac{r_1}{r_z}.$$

Направление реакций болтов перпендикулярно радиусам r_1, r_2, \dots, r_z .

Пользуясь принципом независимости действия сил, условия равновесия для соединения могут быть записаны в виде

$$T = F_{T1} \cdot r_1 + F_{T2} \cdot r_2 + \dots + F_{Tz} \cdot r_z$$

и для рис. 4.28

$$T = 4F_{T1} \cdot r_1 + 2F_{T2} \cdot r_2.$$

$$F = F_r \cdot Z.$$

Суммарная нагрузка каждого болта равна геометрической сумме соответствующих сил F_T и F_r (на рис. 4.28 показана нагрузка для первого болта F_1). За расчетную принимают наибольшую из суммарных нагрузок. В рассматриваемом случае наиболее нагруженными болтами могут быть 1-й и 3-й, так как реакции F_r и F_T близки как по направлению, так и из-за равенства радиусов. Может рассматриваться и болт 2-й, так как направления F_r и F_T совпадают, но $F_{T2} < F_{T1}$ и F_{T3} .

В данной конструкции соединения возможны два варианта болтов: без зазора (рис. 4.21) и с зазором (рис. 4.22). Тогда в первом случае внешние нагрузки воспринимаются непосредственно сопряжениями болтов с отверстиями кронштейна, а во втором – силами трения в стыке.

3. Расчет резьбовых соединений, нагруженных силами и моментами, действующими в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка. Этот случай часто встречается при креплении всевозможных кронштейнов, стоек, электродвигателей, редукторов к раме.

Метод расчета рассмотрим на примере рис. 4.29.

Раскладываем силу F на составляющие F_1 и F_2 . Переносим эти составляющие в центр стыка, в результате получаем действие сил F_1 и F_2 и момента $M = F_2 \cdot l_2 - F_1 \cdot l_1$.

F_1 и M раскрывают стык, а F_2 сдвигает детали. Нераскрытие стыка и отсутствие сдвига обеспечивают усилием затяжки болтов $F_{\text{зат}}$. Задача состоит в нахождении этой силы и расчете по ней болта. Силу $F_{\text{зат}}$ определяют по наиболее нагруженному болту. Диаметр остальных болтов резьбового соединения принимают равным диаметру этого болта.

По условию нераскрытия стыка $F_{\text{зат}}$ рассчитывают, исходя из анализа напряжений, возникающих в плоскости стыка соединяемых деталей. До приложения нагрузки F при затяжке в стыке возникают напряжения смятия (напряжения затяжки)

$$\sigma_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{зат}} \cdot z}{A_{\text{ст}}},$$

которые принимаем равномерно распределенными по стыку. В этой формуле $F_{\text{зат}}$ – усилие затяжки на один болт, z – число болтов, $A_{\text{ст}}$ – площадь стыка. Сила F_1 вызывает в стыке напряжения растяжения (растягивает болты), т.е. уменьшает напряжения $\sigma_{\text{зат}}$, если сила F_1 направлена от стыка, и увеличивает эти напряжения, если она направлена к стыку.

В рассматриваемом случае (см. рис. 4.29) F_1 уменьшает $\sigma_{\text{зат}}$ на

$$\sigma_{F1} = \frac{F_1}{A_{\text{ст}}} \cdot (1 - \chi) \approx \frac{F_1}{A_{\text{ст}}}.$$

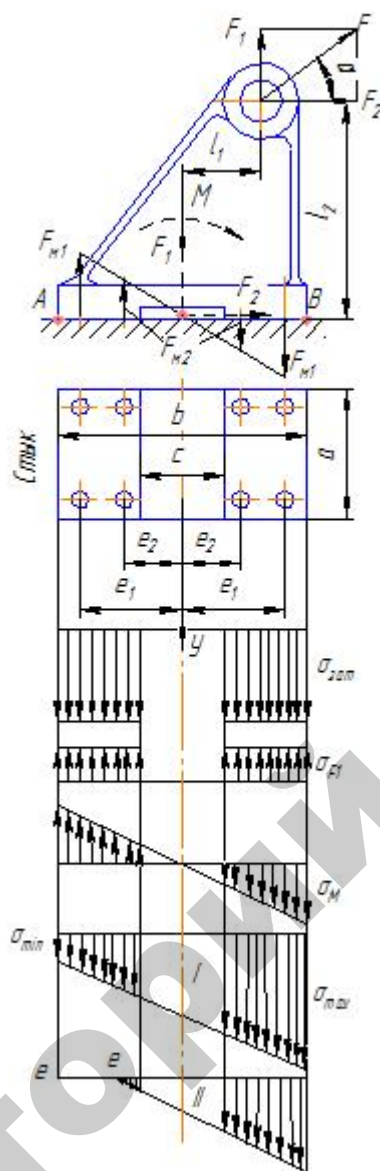


Рис. 4.29. Соединение под действием отрывающей силы и момента

В подобных случаях χ не превышает 0,2...0,3 и для упрощения расчета принимают $\chi = 0$, что содействует увеличению прочности соединения по условию нераскрытия стыка.

Решение задачи об изменении напряжения в стыке от действия момента сводится к выяснению, вокруг какой оси поворачивается кронштейн. При достаточно большой затяжке болтов этот момент вызывает поворот плоскости стыка вокруг оси Y (см. рис. 4.29), проходящей через центр тяжести площади стыка. Напряжения в стыке от момента $M = F_2 \cdot l_2 - F_1 \cdot l_1$ пропорциональны расстоянию площади до оси поворота и достигают максимального значения у кромок сечения (точки A и B). Характер изменения напряжений аналогичен эпюре напряжений, возникающих при изгибе. Максимальные напряжения в стыке (сжатия и растяжения) от момента $\sigma_M = (M/W_{ст}) \cdot (1 - \chi)$. Пренебрегая значением χ также, как при определении σ_{F1} , приближенно запишем $\sigma_M = M/W_{ст}$, где $W_{ст}$ – момент сопротивления изгиба, который определяется для площади стыка при повороте вокруг оси y , мм^3 . На рис. 4.29 приведены эпюры напряжений в стыке от действия каждого силового фактора и суммарная эпюра для приведенной схемы нагружения соединения для двух вариантов. В действительности от направления действия силы F_1 и значения $F_{зат}$ максимальные и минимальные (по абсолютному значению) напряжения равны:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{зат} \pm \sigma_{F1} + \sigma_M; \quad \sigma_{\min} = \sigma_{зат} \pm \sigma_{F1} - \sigma_M.$$

Вариант I показывает нераскрытие стыка и принимается как расчетный. Вариант II свидетельствует о раскрытии стыка на участке ee , т.к. напряжения здесь равны нулю, что недопустимо.

Тогда по условию нераскрытия стыка

$$\sigma_{\min} > 0 \text{ или } \sigma_{\text{зат}} > \pm \sigma_{F_1} + \sigma_M.$$

Для окончательного определения $\sigma_{\text{зат}}$, введя коэффициент запаса $k = 1,3 \dots 2$ по нераскрытию стыка, получим

$$\sigma_{\text{зат}} = k(\pm \sigma_{F_1} + \sigma_M).$$

Поскольку значения $F_1 = F \cdot \sin \alpha$ и $F_2 = F \cdot \cos \alpha$, соответственно $M = F_2 \cdot l_2 - F_1 \cdot l_1$, по форме опорной поверхности сплошной 1 и несплошной 2 (рис. 4.30) находят значения площадей и моментов сопротивления изгибу:

$$A_{\text{ст}1} = ab; W_{\text{ст}1} = \frac{ab^2}{6}; A_{\text{ст}2} = \frac{ab}{2}; W_{\text{ст}2} = \frac{7}{8} \left(\frac{ab^2}{6} \right).$$

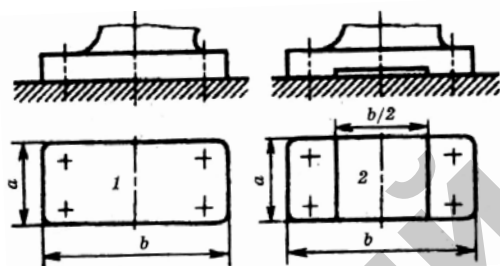


Рис. 4.30. Формы стыков

Определив $F_1, F_2, M, A_{\text{ст}}$ и $W_{\text{ст}}$, вычисляем необходимую силу затяжки:

$$F_{\text{зат}} = \sigma_{\text{зат}} \cdot \frac{A_{\text{ст}}}{z} = \kappa \left(\pm \frac{F_1}{A_{\text{ст}}} + \frac{M}{W_{\text{ст}}} \right) \frac{A_{\text{ст}}}{z}.$$

В тех случаях, когда материал основания по прочности ниже (бетон, пластмасса, древесина), чем материал болта, то необходимо проверить выполнение условия прочности основания по максимальным напряжениям смятия $\sigma_{\max} \leq [\sigma]_{\text{см}}$, где $[\sigma]_{\text{см}}$ – допускаемое напряжение на смятие материала одной из деталей в стыке (для стали равна $0,8\sigma_T$, чугуна – $0,4\sigma_B$, бетона – $1 \dots 2$ МПа, древесины – $2 \dots 4$ МПа). Если условие прочности по напряжению смятия не удовлетворяется, то следует изменить (увеличить) размер стыка.

Силу затяжки $F_{\text{зат}}$ по условию отсутствия сдвига деталей в стыке рассчитывают для резьбового соединения без устройства, исключающего сдвиг деталей. Этот расчет выполняют как проверочный. Сдвиг деталей отсутствует, если F_2 уравновешивается силами трения в стыке. При этом $(F_{\text{зат}} \cdot z \pm F_1) f \geq k' \cdot F_2$, где $k' = 1,3 \dots 2,0$ – коэффициент запаса от сдвига (большие значения при циклических и ударных нагрузках); f – коэффициент трения в стыке, можно принимать: $f = 0,3 \dots 0,35$ – сталь (чугун) по бетону; $f = 0,25$ – сталь (чугун) по дереву; $f = 0,15 \dots 0,2$ – сталь по чугуну (по стали). Знак минус в формуле, если сила F_1 направлена от стыка (см. рис. 4.29), знак плюс, если сила F_1 направлена к стыку (прижимает кронштейн). Раскрыв скобки, определяют силу затяжки

$$F_{\text{зат}} = (k' F_2 \pm F_1 \cdot f) / (z \cdot f).$$

Следует отметить, что если условие $(F_{\text{зат}} \cdot z \pm F_1) f \geq k' \cdot F_2$ не выполняется, то это значит, что предыдущее условие нераскрытия стыка $F_{\text{зат}} = \kappa \left(\pm \frac{F_1}{A_{\text{ст}}} + \frac{M}{W_{\text{ст}}} \right) \frac{A_{\text{ст}}}{z}$ не является главным для дан-

ного соединения и силу затяжки следует определять по условию несдвигаемости деталей. Это является определяющим для дальнейшего расчета болтов (винтов) на прочность. Расчетная нагрузка F_p складывается из максимального значения $F_{зат}$ и сил, приходящихся на болт (винт) от действия нормальной составляющей $F_n = F_1/z$ и момента $M = i(F_{M1} \cdot 2l_1 + F_{M2} \cdot 2l_2 + \dots + F_{Mn} \cdot 2l_n)$, где i – число болтов в поперечном ряду (на рис. 4.29 $i = 2$); n – число поперечных рядов с одной стороны от оси поворота (на рис. 4.29 $n = 2$); F_{M1} и F_{M2} – силы, действующие на болты, расположенные на расстояниях l_1 и l_2 от оси поворота. С учетом допущений силы F_{M1} , F_{M2} пропорциональны их расстояниям от оси поворота: $F_{M1}/F_{M2} = l_1/l_2$ и т.д.

Учитывая это, после несложных преобразований находим наиболее нагруженный болт от момента $M = F_2 \cdot l_2 - F_1 \cdot l_1$

$$F_{M1} = \frac{M_{II}}{[i(2l_1^2 + 2l_2^2 + \dots + 2l_n^2)]}$$

Тогда расчетная сила, действующая на болт (винт),

$$F_p = 1,3F_{зат} + \chi(\pm F_{F1} + F_{M1}),$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий, что при завинчивании гайки или головки винта стержень крепежной детали испытывает сложное напряженное состояние, а $\chi = 0,2 \dots 0,3$, так как детали стыка жесткие.

Далее определяют внутренний расчетный диаметр резьбы $d_{зр} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma]_p}}$ и по таблице 4.2 под-

бирают стандартную резьбу, у которой $d_3 \geq d_{зр}$.

Рассмотренные случаи расчета группы болтов позволяют производить расчет прочности соединения для любых нагрузочных ситуаций. Действия сложных нагрузок разделяют или расчленяют и приводят к действию суммы составляющих нагружающих болт, винт, шпильку и материалы стыка.

4.6. Допускаемые напряжения в резьбовых крепежных деталях

4.6.1. При постоянных нагрузках

Для изготовления крепежных (резьбовых) деталей применяют низко- и среднеуглеродистые стали, а для болтов, винтов, шпилек и гаек, работающих при переменных и ударных нагрузках, – легированные стали. Также используются латуни, алюминий и пластмассы. Прочностные характеристики материалов крепежных деталей приведены в табл. 1.2 и 4.8.

Допускаемые напряжения при расчете крепежных деталей с постоянной нагрузкой определяют по зависимости $[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{S}$, где $\sigma_{пред} = \sigma_T$ для пластичных и $\sigma_{пред} = \sigma_{\delta}$ для хрупких материалов; S – коэффициент безопасности, значения которого приведены в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Рекомендуемые значения S для болтов с метрической резьбой (М6...М60)

Материал болта	S при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке если		
	М6...М16	М16...М30	М30...М60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

Примечание. При контролируемой затяжке коэффициент запаса прочности $S = 1,2 \dots 1,5$.

Большие значения коэффициента безопасности для легированных сталей назначаются из-за повышенной хрупкости последних. Повышенное значение S для болтов меньшего диаметра связано с возможностью перенапряжения (довести до разрушения) при монтаже, особенно при неконтролируемой затяжке. Поэтому в ответственных соединениях силу затяжки контролируют измерением

момента завинчивания с помощью динамометрических ключей, измерением осадки специальных деформирующихся подкладных шайб, замером удлинения винта или угла поворота гайки тензометрированием.

Для болтов «под развертку», работающих на срез, допускаемые напряжения $[\tau]_{cp} = 0,4\sigma_T$ при статической и $[\tau]_{cp} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$ – переменной нагрузках.

Допускаемые напряжения смятия принимают для деталей:

стальных – $[\sigma]_{cm} = 0,8\sigma_T$;

чугунных – $[\sigma]_{cm} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_6$;

бронзовых – $[\sigma]_{cm} = (0,2 \dots 0,25) \sigma_6$.

Допускаемые напряжения в материале винта резьбовых механизмов (передача винт – гайка)

$$[\sigma_p] = [\sigma_{cm}] = \frac{\sigma_T}{S},$$

где $S = 3,0 \dots 3,5$ – коэффициент безопасности по пределу текучести.

Для материалов гаек (в МПа): из бронзы – $[\sigma_p] = 35 \dots 45$, $[\tau_{cp}] = 20 \dots 25$; чугуна – $[\sigma_p] = 20 \dots 25$, $[\tau_{cp}] = 20 \dots 30$ и для этих же материалов $[\sigma_{cm}] = 35 \dots 45$.

4.6.2. При переменных нагрузках в зависимости от цикла нагружения допускаемые напряжения для болтов (винтов), шпилек

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim} \cdot \varepsilon}{[S] \cdot k_\sigma} \cdot \beta \cdot k_L,$$

где σ_{lim} – предел выносливости соответственно для циклов нагружения: симметричного σ_{-1} , пульсирующего σ_0 , асимметричного σ_r ;

ε – коэффициент влияния абсолютных размеров болта (для резьбы М6 $\varepsilon = 1$; М8 – $\varepsilon = 0,75$; М10 – $\varepsilon = 0,7$; М12...М24 $\varepsilon = 0,65$);

β – коэффициент влияния качества поверхностного слоя ($\beta = 0,9 \dots 1$ для накатанной резьбы; $\beta = 0,85 \dots 0,95$ для нарезанной резьбы);

$[S]$ – коэффициент безопасности (при растягивающей внешней нагрузке: $[S] = 2,5 \dots 4$ – неконтролируемая затяжка; $[S] = 1,5 \dots 2,5$ – контролируемая затяжка); при поперечной внешней нагрузке и болтах, поставленных в отверстия с зазором: $[S] = 1,2 \dots 1,5$ – контролируемая затяжка; $[S] = 5 \dots 7,5$ – для легированных сталей при неконтролируемой затяжке и $[S] = 6,5 \dots 10$ для этой же затяжки для углеродистых сталей;

k_σ – суммарный эффективный коэффициент концентрации напряжений (для углеродистых сталей $k_\sigma = 2,8 \dots 3,6$ и легированных $k_\sigma = 3,5 \dots 4,5$; для титановых сплавов $k_\sigma = 4 \dots 6$).

Для стальных винтов с метрической резьбой, нарезанной до упрочнения:

σ_6 , МПа, 400 600 800 1000

k_σ 3,0 3,9 4,8 5,2

Резьбовые соединения типа винт – стяжка (или гайка, работающая на растяжение) рассчитываются по k_σ , уменьшенному на 30...40 %.

k_L – коэффициент долговечности, рассчитываемый по базе испытаний

$N_0 = 8 \cdot 10^6$, т. е. $k_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_L}}$, где N_L – эквивалентное число циклов нагружений. При постоянном

режиме нагрузки $N_L = 60 \cdot n \cdot L_{hi}$, а при переменном (см., например, циклограмму на рис. 1.6)

$N_L = 60 \sum \left(\frac{\sigma_{ni}}{\sigma_{max}} \right)^m \cdot n_i \cdot L_{hi}$ или $N_L = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m \cdot n_i \cdot L_{hi}$. Здесь σ_{ni} и T_i – напряжения и крутящие

моменты соответствующие циклу с частотой вращения (число ходов) n_i и временем работы L_{hi} ; σ_{max} и T_{max} – максимальные из напряжений и моментов, учитываемых при расчете на усталость.

В большинстве случаев на практике $N_L > N_0$ и принимается $k_L = 1$.

Также выполняется проверочный расчет для резьбовых соединений, работающих при переменной внешней растягивающей силе, вызывающей усталостное разрушение болтов.

Запас прочности резьбового соединения по переменным напряжениям

$$S_a = \frac{\sigma_{an}}{\sigma_a} \geq 2,5 \dots 4,$$

где $\sigma_a = \chi F / 2A$ – амплитуда напряжений основной нагрузки F с коэффициентом $\chi = 0,2 \dots 0,4$.

Здесь A – площадь поперечного сечения болта (винта) на резьбовом участке $A = \pi d_3^2 / 4$;

σ_{an} – предельная амплитуда (предел выносливости резьбового соединения), значения принимают по экспериментальным данным (табл. 4.8, составленная при значении среднего напряжения цикла $\sigma_m > 0,5\sigma_T$), или вычисляют $\sigma_{an} = \sigma_p \cdot \varepsilon \cdot \beta / K_\sigma$, где σ_p – предел выносливости гладкого стандартного образца (для болта) при растяжении. При симметричном цикле напряжений – σ_{-1} .

Таблица 4.8

Пределы выносливости σ_{an} резьбовых соединений при $\sigma_m \geq 0,5 \sigma_T$, МПа

Материал болта, гайки	σ_B	σ_T	σ_{an}	
			Резьба нарезана	Резьба накатана
35	500–600	200	45/55	55/65
45	900–950	250	50/60	65/75
38ХА	1000–1200	300	55/80	75/85
40ХН2МА	1600–1700	450	80/100	95/110
ВТ3-1	1100–1200	35	45/60	40/60
ВТ16	1150–1250	35	45/60	50/70

Примечание. В числителе приведены значения пределов выносливости соединений с болтами, термически обработанными после изготовления резьбы; в знаменателе – то же, с болтами, термически обработанными до изготовления резьбы.

4.7. Примеры расчета

4.7.1. Определить силу F_t , которую необходимо приложить к стандартному ключу ($l = 15d$) при завинчивании гайки до появления в стержне болта напряжений, равных пределу текучести $\sigma_T = 240$ МПа. Расчет выполнить для болтов М6, М12, М24 и сравнить полученные результаты. Коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$.

Решение.

1. По табл. 4.2 (ГОСТ 24705-2004 (ИСО 724:1993)) находим необходимые для расчетов размеры (табл. 4.9).

Таблица 4.9

Размеры болта, мм	Основные параметры резьбы		
	М6	М12	М24
Наружный диаметр резьбы d	6	12	24
Внутренний диаметр резьбы d_3	4,773	9,853	20,319
Средний диаметр резьбы d_2	5,350	10,863	22,051
Угол подъема резьбы, град (ψ)	3°24'	2°53'	2°30'

2. Сила F для болта М6, при которой в его стержне возникает напряжение, равное заданному пределу текучести,

$$F = \frac{\pi d_3^2 \sigma_T}{1,3 \cdot 4} = \frac{3,14 \cdot 4,773^2 \cdot 240}{1,3 \cdot 4} = 3301,6 \text{ Н.}$$

3. Момент завинчивания, приложенный к гайке,

$$T_{\text{зав}} = F \frac{d_2}{2} \left[\text{tg}(\psi + \varphi') + f_t \frac{d_{\text{сп}}}{d_2} \right];$$

приведенный коэффициент трения в резьбе

$$f' \approx \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{f}{\cos 30^\circ} = \frac{0,15}{0,866} = 0,173;$$

угол трения в резьбе

$$\varphi' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} 0,173 = 9^\circ 50';$$

диаметр средний контакта гайки с опорной поверхностью

$$d_{cp} = 1,4d = 1,4 \cdot 6 = 8,4 \text{ мм};$$

$$T_{зав} = 3301,6 \cdot \frac{5,35}{2} \cdot \left[\operatorname{tg}(3^\circ 24' + 9^\circ 50') + 0,15 \cdot \frac{8,4}{5,35} \right] = 4231,1 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$4. \text{ Сила } F = \frac{T_{зав}}{l} = \frac{T_{зав}}{15,0d} = \frac{4231,1}{15,0 \cdot 6} = 47 \text{ Н}.$$

Аналогично находим момент завинчивания и силу F_i на рукоятке ключа для болтов М12 и М24 и результаты расчета сводим в табл. 4.10.

Таблица 4.10

Результаты расчета

Расчетные величины	М6	М12	М24
Осевая сила, Н	3301,6	14069,4	59833,2
Момент завинчивания, Н·мм	4231,1	35693,3	94988
Сила на ключе, Н	47	198,3	819,4

В первых двух случаях (для резьб М6 и М12) полученные значения сил к рукоятке ключа может приложить даже нетренированный человек и тем самым без контроля разрушить (сорвать) болт.

4.7.2. Винтовая стяжка (рис. 4.31) в муфте имеет левую и правую резьбы по ГОСТ 24705-2004 (ИСО 724:1993). Рассчитать винты и гайки муфты стяжки при условии, что сила F , действующая на стяжку, равна 30000 Н. Построить эпюры продольных сил и крутящих моментов для винтов и муфты. Определить КПД винтовой пары. Коэффициент трения резьбы $f = 0,18$, нагрузка – статическая, затяжка – неконтролируемая.

Решение.

1. Материал винтов и муфты – сталь 35 ($\sigma_T = 300$ МПа, $\sigma_s = 500$ МПа, табл. 1.1). По табл. 4.7 при ориентировочно принятом диаметре винта $d \approx 24$ мм коэффициент запаса прочности $[S] = 2,5$.

Допускаемое напряжение растяжения материалов соединения

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{300}{2,5} = 120 \text{ МПа}.$$

2. Внутренний диаметр резьбы на конце винтов стяжки

$$d_{3p} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F}{\pi [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 30000}{3,14 \cdot 120}} = 20,4 \text{ мм}.$$

По табл. 4.2 из условия $d_3 \geq d_{3p}$ принимаем диаметр резьбы М24, с наружным диаметром резьбы $d = 24$ мм, внутренним $d_3 = 20,319$ мм, средним диаметром $d_2 = 22,051$ мм. Шаг резьбы $P = 3$ мм, угол подъема резьбы $\psi = 2^\circ 29'$, высота профиля $H_1 = 1,623$ мм.

3. Высота гайки определяется по условию прочности витков на срез, приняв допускаемое напряжение среза

$$[\tau_{cp}] = \frac{0,65\sigma_B}{S} = 0,65 \cdot \frac{500}{2,5} = 130 \text{ МПа.}$$

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot k \cdot [\tau_{cp}] \cdot k_m} = \frac{30000}{3,14 \cdot 24 \cdot 0,87 \cdot 130 \cdot 0,75} = 4,7 \text{ мм,}$$

где $k = 0,87$ – коэффициент, учитывающий тип метрической резьбы;

k_m – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы, $k_m = 0,75$.

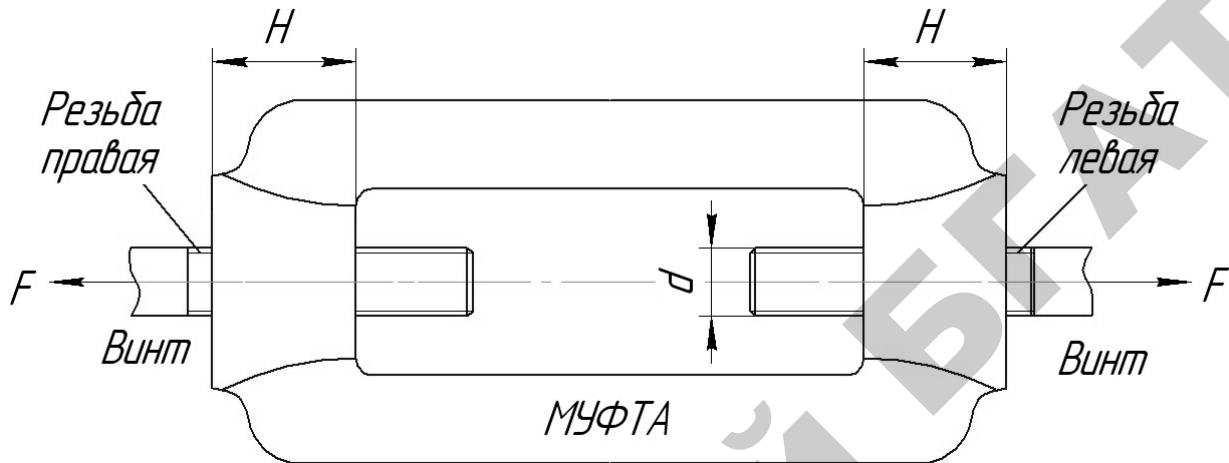


Рис. 4.31. Винтовая стяжка

4. Высота гайки по условию прочности витков на смятие и приняв допускаемое напряжение $[\sigma_{см}] = 180$, равна:

$$H = \frac{4F \cdot P}{\pi \cdot (d^2 - d_3^2) \cdot [\sigma_{см}] \cdot k_m} = \frac{4 \cdot 30000 \cdot 3}{3,14 \cdot (24^2 - 20,319^2) \cdot 180 \cdot 0,75} = 5,2 \text{ мм.}$$

Согласно ГОСТ 5915-70 принимаем в муфте справа и слева высоту гайки $H = 20$ мм для $d = 24$ мм.

5. Момент трения в резьбе

$$T_p = F_t \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi'),$$

где угол трения в резьбе $\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,18}{\cos 30^\circ} = 11,74^\circ = 11^\circ 44' 30''$.

Здесь α – угол профиля резьбы, для метрической – 60° . Подставив найденные величины, получим:

$$T_p = 30000 \cdot \frac{22,051}{2} \operatorname{tg}(2^\circ 29' + 11^\circ 44') = 84250 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

6. Строим эпюры продольных сил F и крутящих моментов для правого и левого винтов и гаек (рис. 4.32), условно приняв равномерное распределение нагрузки по виткам на расстоянии H (см. рис. 4.31).

7. КПД винтовой пары

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 2^\circ 29'}{\operatorname{tg}(2^\circ 29' + 11^\circ 44')} = 0,17.$$

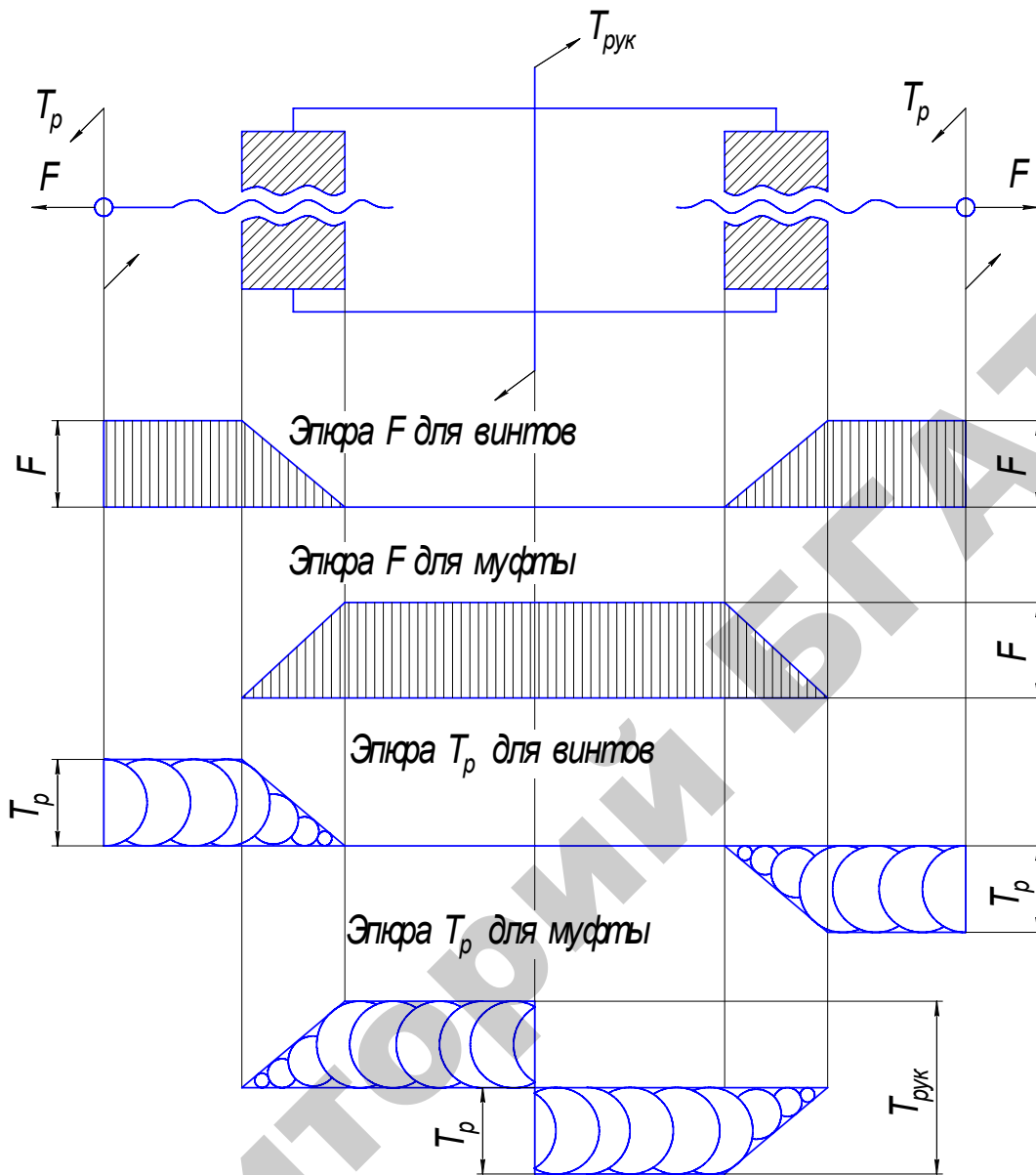


Рис. 4.32. Эпюры продольных сил и крутящих моментов для винта и муфты (гаек)

4.7.3. Рассчитать болты из стали Ст3 фланцевой муфты (рис. 4.33), передающей мощность $P = 20$ кВт при частоте вращения $n = 250$ мин⁻¹; диаметр окружности центров болтов $D_0 = 220$ мм.

Расчет выполнить для двух вариантов: болты установлены в отверстия с зазором (б); болты установлены без зазора (а). Коэффициент трения между торцами полумуфт $f = 0,2$. Нагрузка – статическая.

Решение.

1. Вращающий момент, передаваемый муфтой,

$$T = 9550 \cdot \frac{P}{n} = 9550 \cdot \frac{20}{250} = 764 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Назначим число болтов в соединении $z = 4$. Тогда усилие, нагружающее болт,

$$F_t = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{D_0 \cdot z} = \frac{2 \cdot 764 \cdot 10^3}{220 \cdot 4} = 1736,4 \text{ Н}.$$

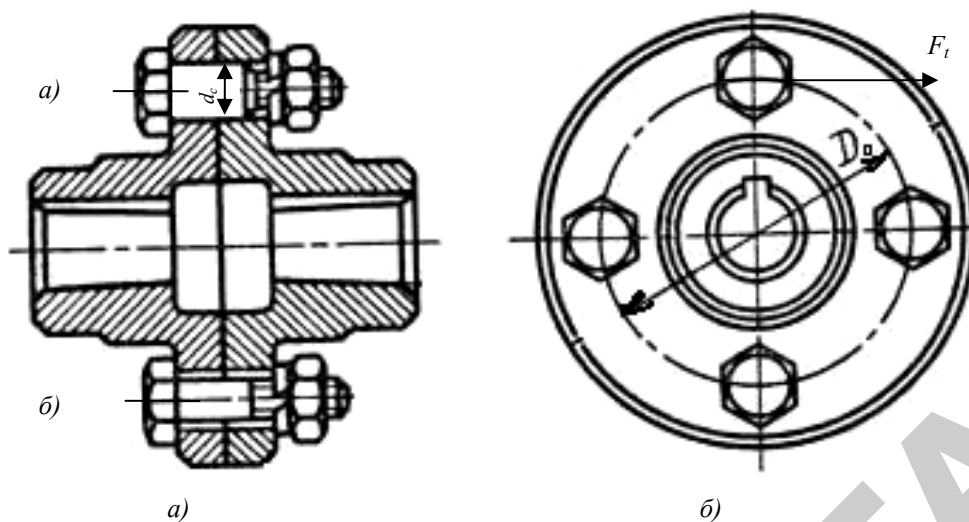


Рис. 4.33. Установка болтов дисковой фланцевой муфты

3. Допускаемые напряжения растяжения для стали Ст3 при $\sigma_T = 200$ МПа (см. табл. 1.1) и неконтролируемой затяжке: $[\sigma_p] = \sigma_T/S = 200/3,5 = 57$ МПа ($S = 3,5$ из табл. 4.7 для углеродистой стали, предполагая, что резьба на болте будет от М16 до М30), а среза – $[\tau]_{ср} = 0,4 \sigma_T = 0,4 \cdot 200 = 80$ МПа.

4. Диаметр стержня болта, установленного без зазора (вариант *a* на рис. 4.33) и срезаемого по одной плоскости ($i = 1$),

$$d_c = \sqrt{\frac{4F_t}{\pi \cdot i \cdot [\tau]_{ср}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1736,4}{3,14 \cdot 1 \cdot 80}} = 5,26 \text{ мм.}$$

Принимаем болт с резьбой М5 и назначаем диаметр стержня $d_c = 5,4$ мм.

5. Внутренний диаметр резьбы болта, установленного с зазором (вариант *b* на рис. 4.33),

$$d_{3p} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_t}{\pi \cdot f \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 1736,4}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 57}} = 15,88 \text{ мм.}$$

По табл. 4.2 находим, что условию задачи соответствует болт с резьбой М20, для которой $d_3 = 16,93$ мм.

Из двух вариантов соединения полумуфт болтами в варианте с болтами без зазора их диаметр в 3,7 раза меньше. Однако из-за сложности технологии изготовления такого резьбового соединения предпочтение отдается варианту установки болтов с зазором.

4.7.4. Рассчитать (подобрать) болты для крепления крышки нижнего подшипника шатуна коленчатого вала компрессора. Из расчета компрессора известно, что сила, приходящаяся на один болт, $F = 3,5$ кН. Затяжка соединения контролируется по удлинению болта.

Решение.

1. Выбор материала и технологии изготовления.

В качестве материала 2-х болтов крепления крышки нижнего подшипника шатуна принимаем сталь 38ХА с $\sigma_{-1} = 400$ МПа, $\sigma_e = 900$ МПа, $\sigma_T = 650$ МПа, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Материалы и механические характеристики шатуна и шатунной крышки такие же. Болт изготавливается точением с накатыванием резьбы и термической обработкой после изготовления резьбы.

2. По условию нераскрытия стыка и переменной нагрузке принимаем коэффициенты затяжки $c = 3$ и внешней нагрузки $\chi = 0,25$.

3. Расчетная сила на болт с учетом момента сил трения в резьбе, скручивающего стержень при затяжке,

$$F_6 = [1,3c(1-\chi)+\chi]F = [1,3 \cdot 3 \cdot (1-0,25) + 0,25] \cdot 3500 = 11113 \text{ Н.}$$

4. С учетом изменения нагрузки по пульсирующему циклу допускаемое напряжение растяжения

$$[\sigma_o]_p = \frac{\sigma_{\text{lim}} \cdot \varepsilon}{[S] \cdot K_\sigma} \beta,$$

где $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_{op} = 0,5\sigma_s = 0,5 \cdot 900 = 450$ МПа – предел выносливости для цикла нагружения пульсирующего; $\varepsilon = 0,75$ (предполагая предварительно, что резьба М12...М24); $\beta = 0,95$ для накатанной резьбы; $[S] = 2$ (контролируемая затяжка); $K_\sigma = 3,0$ (сталь легированная и отсутствие изгиба от боковых давлений на витке).

$$[\sigma_o]_p = \frac{450 \cdot 0,75}{2 \cdot 3,0} \cdot 0,95 = 53,4 \text{ МПа.}$$

5. Диаметр резьбы

$$d_{3p} = \sqrt{\frac{4F_6}{\pi \cdot [\sigma_o]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11113}{\pi \cdot 53,4}} = 16,28 \text{ мм.}$$

По табл. 4.2 принимаем болт с резьбой М18 с мелким шагом $P = 1,0$ мм, для которого $d = 18$ мм, $d_1 = d - 1,082P = 18 - 1,082 \cdot 1,0 = 16,918$ мм, $d_3 = d_1 - 0,144P = 16,918 - 0,144 \cdot 1,0 = 16,774$ мм.

6. Разработка конструкции болта.

Так как разрушение болта влечет за собой выход из строя компрессора, то выполняем его податливым с размерами (рис. 4.34):

$d = d_2 = 18$; $d_1 = 16$; $d_4 = 0,8d_1 = 0,8 \cdot 16,918 = 13,53$; $l_1 = l_2 = 15$; $l_3 = 55$; $l_4 = 25$.

Радиус скругления во впадинах резьбы $R = 0,144P$.

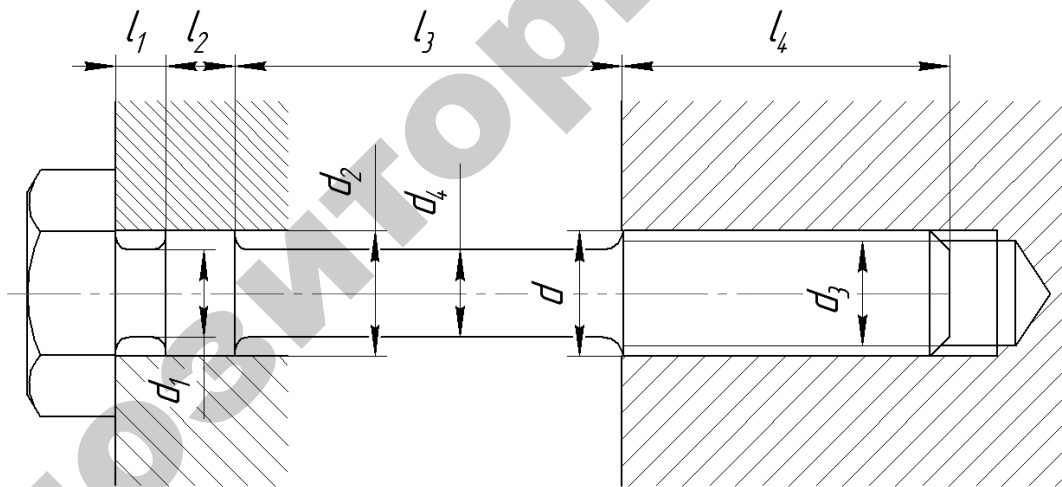


Рис. 4.34. Шатунный болт (размеры в мм)

7. Коэффициенты податливости болта и стягиваемых деталей. Длина болта при этом учитывается та, которая участвует в деформации (см. рис. 4.25, з, 4.27 и 4.34).

$$\lambda_\sigma = \frac{1}{E_\sigma} \sum_{i=1}^n \frac{l_{6i}}{A_{6i}} = \frac{1}{2 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{4 \cdot 15}{3,14 \cdot 16^2} + \frac{4 \cdot 15}{3,14 \cdot 18^2} + \frac{4 \cdot 55}{3,14 \cdot 13,53^2} + \frac{4 \cdot 25}{3,14 \cdot 16,774^2} \right) = 0,31 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н.}$$

$$\lambda_d = \frac{l}{E_d \frac{\pi}{4} (D_u^2 - d_0^2)} = \frac{85 \cdot 4}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot (50,05^2 - 19,5^2)} = 0,045 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н,}$$

где $l = l_d = l_1 + l_2 + l_3 = 15 + 15 + 55 = 85$ мм;
 $D_{ц} = D + l/4 = 1,6d + l/4 = 1,6 \cdot 18 + 85/4 = 50,05$ мм;
 $d_0 = d + (1 \dots 1,5) = 18 + (1 \dots 1,5) = 18 \dots 19,5$ мм,
устанавливаем $d_0 = 19,5$ мм.

8. Коэффициент основной нагрузки (внешней нагрузки)

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_6 + \lambda_d} = \frac{0,045 \cdot 10^{-5}}{(0,31 + 0,045) \cdot 10^{-5}} = 0,127.$$

9. Уточненная сила затяжки и осевая (максимальная) сила, действующие на затянутый болт:

$$F_{зат} = c(1 - \chi) \cdot F = 3 \cdot (1 - 0,127) \cdot 3500 = 9166,5 \text{ Н};$$

$$F_6 = F_{зат} + \chi F = 9166,5 + 0,127 \cdot 3500 = 9611 \text{ Н}.$$

10. Напряжения затяжки:

в сечении стержня болта с минимальным диаметром (таковым является $d_4 = 13,53$ мм)

$$\sigma_{зб} = \frac{4F_{зат}}{\pi \cdot d_4^2} = \frac{4 \cdot 9166,5}{\pi \cdot 13,53^2} = 63,8 \text{ МПа};$$

в резьбе

$$\sigma_{зр} = \frac{4F_{зат}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 9166,5}{\pi \cdot 16,774^2} = 41,5 \text{ МПа}.$$

Таким образом, напряжения затяжки значительно меньше значения $\sigma_{зат} = (0,4 \dots 0,7) \sigma_T = (0,4 \dots 0,7) \cdot 650 = 260 \dots 455$ МПа, которое должно создаваться силой $F_{зат}$.

11. Напряжения растяжения от F_6 :

в сечении минимального диаметра стержня болта

$$\sigma_6 = \frac{4F_6}{\pi \cdot d_4^2} = \frac{4 \cdot 9611}{\pi \cdot 13,53^2} = 66,9 \text{ МПа};$$

в резьбе

$$\sigma_p = \frac{4F_6}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 9611}{\pi \cdot 16,774^2} = 43,5 \text{ МПа}.$$

Эти результаты позволяют отметить, что в затянутых соединениях приращение нагрузки на болт от действия внешних сил невелико.

12. Крутящий момент в резьбе М18, у которой $\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1}{\pi \cdot 17,35^2} = 0,01835$, тогда $\psi = 1,05^\circ = 1^\circ 3'$, $d_2 = 18 - 0,649 \cdot 1,0 = 17,35$ мм, также при коэффициенте трения в резьбе $f = 0,15$ и угле трения в резьбе $\varphi' = 9,83^\circ = 9^\circ 49' 48''$

$$T_p = 0,5 F_{зат} \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 0,5 \cdot 9166,5 \cdot 17,35 \cdot \operatorname{tg}(9^\circ 49' 48'' + 1^\circ 3') = 15284,2 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

13. Касательные напряжения от T_p :

в стержне болта

$$\tau_c = \frac{T_p}{0,2 \cdot d_4^3} = \frac{15284,2}{0,2 \cdot 13,53^3} = 30,85 \text{ МПа};$$

в резьбе болта

$$\tau_p = \frac{T_p}{0,2 \cdot d_3^3} = \frac{15284,2}{0,2 \cdot 16,774^3} = 16,2 \text{ МПа.}$$

14. Приведенные напряжения в стержне болта при затяжке

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{36}^2 + 3 \cdot \tau_c^2} = \sqrt{63,82^2 + 3 \cdot 30,85^2} = 83,2 \text{ МПа,}$$

что $\ll 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 650 = 520$ МПа. Следовательно, скручивание стержня не произойдет и применять конструктивные меры по его удерживанию при затяжке не следует.

15. Приведенные напряжения при действии полной нагрузки:
в стержне болта

$$\sigma_{3C} = \sqrt{\sigma_6^2 + 3 \cdot \tau_c^2} = \sqrt{66,9^2 + 3 \cdot 30,85^2} = 85,6 \text{ МПа;}$$

в резьбовой части

$$\sigma_{3p} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau_p^2} = \sqrt{43,5^2 + 3 \cdot 16,2^2} = 51,8 \text{ МПа.}$$

16. Проверка прочности болта по статической прочности и по пластическим деформациям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_6}{\sigma_{3C(3P)}} \geq 1,3 \dots 2,5;$$

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{3C(3P)}} \geq 1,3 \dots 2,5;$$

в стержне

$$S_{\sigma c} = \frac{900}{85,6} = 10,5; \quad S_{Tc} = \frac{650}{85,6} = 7,6;$$

в резьбе

$$S_{\sigma p} = \frac{900}{51,8} = 17,4; \quad S_{Tp} = \frac{650}{51,8} = 12,5.$$

Полученные значения запасов статической прочности и по пластическим деформациям значительно превышают допускаемые.

17. Расчет сопротивления усталости с учетом переменных напряжений.

Амплитуда переменных напряжений:

$$\sigma_a = \chi^F / 2A;$$

в стержне

$$\sigma_{ac} = \frac{4 \cdot \chi \cdot F}{2 \cdot \pi \cdot d_4^2} = \frac{4 \cdot 0,127 \cdot 3500}{2 \cdot 3,14 \cdot 13,53^2} = 1,55 \text{ МПа;}$$

в резьбе

$$\sigma_{ap} = \frac{4 \cdot \chi \cdot F}{2 \cdot \pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 0,127 \cdot 3500}{2 \cdot 3,14 \cdot 16,774^2} = 1,0 \text{ МПа};$$

запас прочности по переменным напряжениям:
в стержне

$$S_{ac} = \frac{\sigma_{an}}{\sigma_{ac}} = \frac{75}{1,55} = 48,4;$$

в резьбе

$$S_{ap} = \frac{\sigma_{an}}{\sigma_{ap}} = \frac{75}{1,0} = 75.$$

Здесь σ_{an} – предел выносливости для стали 38ХА (см. табл. 4.8).

Запасы прочности несколько высокие. Так как первичный расчет резьбового соединения выполнен по условным допускаемым напряжениям, что вызвало завышение размеров болта, возможно использование болтов меньшего диаметра с последующей проверкой на прочность.

4.7.5. Крышка подшипника (рис. 4.36) крепится винтами ($z = 5$), которые испытывают силу затяжки $F_{зат}$ и воспринимают осевую силу $F_a = 25000$ Н. Винты – из стали Ст3 с $\sigma_T = 200$ МПа. Определить диаметр винта.

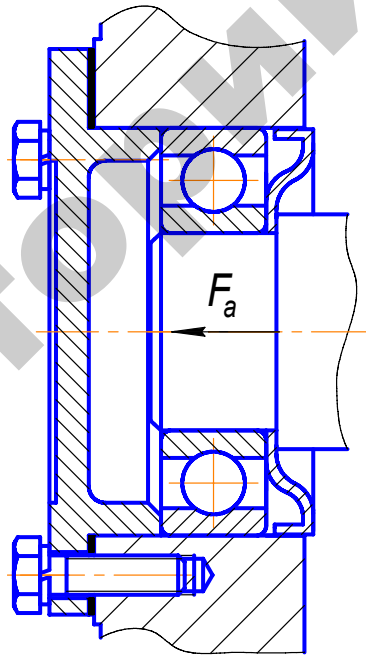


Рис. 4.36. Крепление крышки подшипника винтами

Решение.

1. Допускаемое напряжение на растяжение и нагрузки на один винт происходят от осевой силы F_a . Так как затяжка неконтролируемая, то $[S] = 4$ для углеродистой стали с предварительной оценкой резьбы винта М16...М30 (табл. 4.7).

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{200}{4} = 50 \text{ МПа};$$

$$F_6 = \frac{F_a}{z} = \frac{25000}{5} = 5000 \text{ Н}.$$

2. Сила затяжки статического воздействия и обеспечивающая нераскрытие стыка при значениях коэффициентов затяжки $c = 1,2 \dots 1,5$ и внешней нагрузки с упругой прокладкой $\chi = 0,3 \dots 0,4$

$$F_{\text{зат}} = c(1 - \chi) \cdot F_6 = 1,3(1 - 0,35)5000 = 4225 \text{ Н.}$$

3. Расчетная сила на болт с учетом момента сопротивления в резьбе, скручивающего стержень при затяжке,

$$F_{\text{бр}} = 1,3F_{\text{зат}} + \chi F_6 = 1,3 \cdot 4225 + 0,35 \cdot 5000 = 7242,5 \text{ Н.}$$

4. Расчетный диаметр резьбы винта

$$d_{3p} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{бр}}}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7242,5}{\pi \cdot 50}} = 13,52 \text{ мм.}$$

По табл. 4.2 (ГОСТ 9150-2002) по условию $d_3 \geq d_{3p}$ принимаем винт М16, шаг резьбы $p = 2,0$ мм, $d_3 = 13,546$ мм.

4.7.6. Рассчитать детали резьбового соединения съемника для демонтажа подшипников качения с ограничениями по диаметрам наружного кольца $D_{\text{подш. max}} = 250$ мм, внутреннего $d_{n \text{ max}} = 100$ мм (рис. 4.37). Для съема с вала подшипника двое рабочих создают на рукоятке $F_{\text{раб}} \approx 400$ Н и усилие демонтажа $F = 60$ кН.

Коэффициент трения в резьбе (сталь по бронзе $f_p = 0,1$) и на торце винта с валом (сталь по стали $f_m = 0,15$).

Следует определить размеры винта и гайки, длину рукоятки и диаметр траверсы.

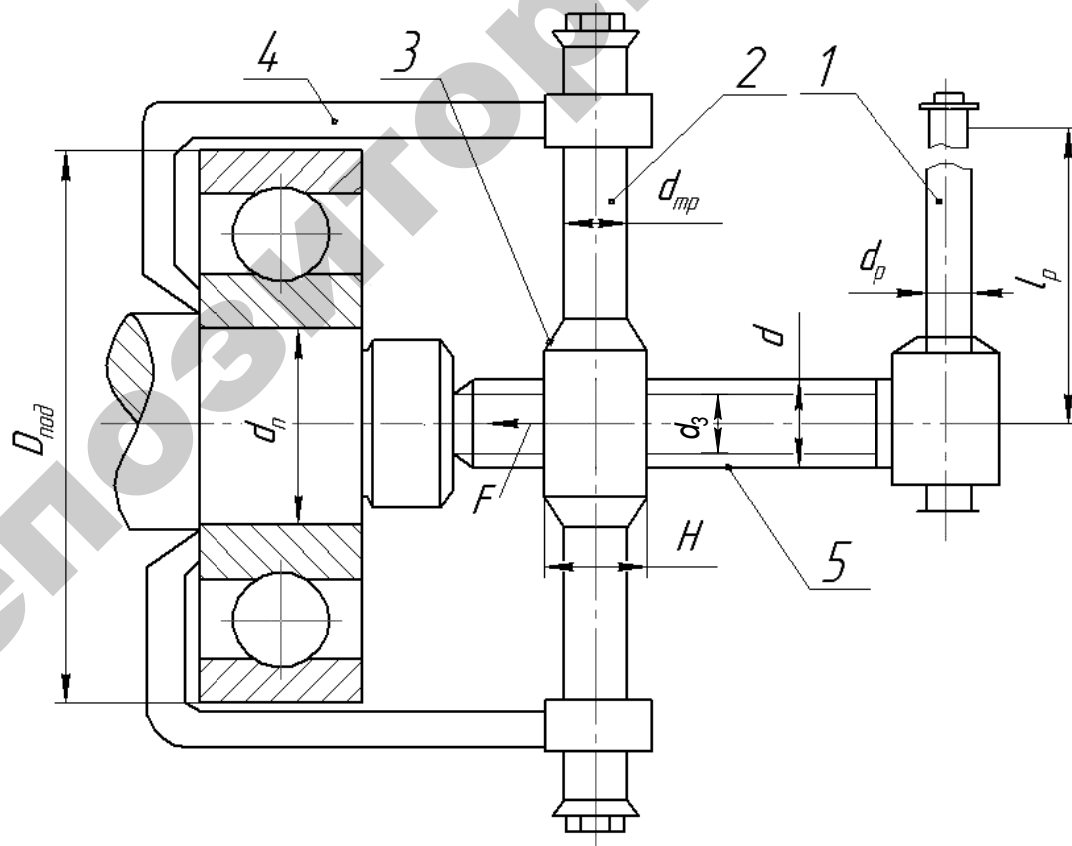


Рис. 4.37. Съемник для демонтажа подшипников качения:
1 – рукоятка; 2 – траверса; 3 – гайка; 4 – захват; 5 – винт

Решение.

1. Используем резьбу трапецеидальную (винт – сталь 45, гайка – бронза Бр.АЖ9-4-4), для которой коэффициент высоты гайки $\psi_n = 1,8$, резьбы $\psi_h = 0,5$, а также допускаемое давление $[p]_{изн} = 12$ МПа (см. 4.4).

2. Средний диаметр резьбы

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \psi_n \cdot \psi_h \cdot [p]_{ша}}} = \sqrt{\frac{60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1,8 \cdot 0,5 \cdot 12}} = 42,06 \text{ мм.}$$

По таблице ГОСТ 24737–81 средний диаметр $d_2 = 42$ мм, шаг резьбы $P = 8$ мм, наружные диаметры винта $d = 46$ мм, гайки $D_4 = 47$ мм, внутренние диаметры винта $d_3 = 37$ мм, гайки $D_1 = 38$ мм (см. обозначения на рис. 4.8).

3. Угол подъема резьбы

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{8}{\pi \cdot 42} = \arctg 0,0607 = 3,47^\circ.$$

4. Угол трения при коэффициенте трения $f_p = 0,1$

$$\varphi_1 = \arctg f_p = \arctg 0,1 = 5,71^\circ.$$

5. Момент трения в резьбе

$$T = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot [\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)] = 0,5 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 42 \cdot [\operatorname{tg}(3,47^\circ + 5,71^\circ)] = 204 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

6. Момент торцевого трения винта о вал, приняв контакт шаровой поверхности винта (в торец винта вставлен шарик) с конической поверхностью центрального отверстия вала по диаметру $d = 15$ мм,

$$T_f = f_T \cdot F \cdot \frac{d}{2} = 0,15 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot \frac{15}{2} = 67 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

7. Проверка стержня винта по эквивалентному напряжению, т.к. из-за небольшой длины его между торцом вала и гайкой вначале съема подшипника с вала:

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_3^2}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_e}{0,2 \cdot d_3^3}\right)^2} \leq [\sigma],$$

где $T_e = T + T_f = 204 \cdot 10^3 + 67 \cdot 10^3 = 271 \cdot 10^3$ Н·мм – суммарный крутящий момент винта;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение на смятие, принимаем $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{250}{3} = 83$ МПа ($\sigma_T = 250$ МПа, табл. 4.8; $S = 3,0$, см. 4.6).

Тогда

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 37^2}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{271 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 37^3}\right)^2} = 77,3 \text{ МПа,}$$

что $< [\sigma] = 83$ МПа, следовательно, статическая прочность винта достаточная.

8. Определение размеров гайки (рис. 4.38):

высота гайки

$$H = \psi_n \cdot d_2 = 1,8 \cdot 42 = 75,6 \text{ мм;}$$

число витков гайки

$$Z_g = H/P = 75,6/8 = 9,5 < Z_{\max} = 10;$$

наружный диаметр гайки

$$D = \psi_n \cdot d = 1,8 \cdot 46 = 82,8 \text{ мм},$$

устанавливаем $D = 84$ мм;
диаметр бурта гайки

$$D_6 = 1,25 \cdot D = 1,25 \cdot 84 = 105 \text{ мм};$$

высота бурта гайки

$$a = 0,25 \cdot H = 0,25 \cdot 75,6 = 18,9 \text{ мм},$$

устанавливаем $a = 20$ мм.

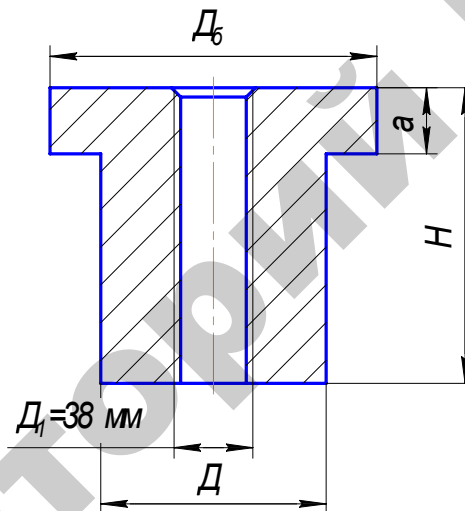


Рис. 4.38. Гайка винта съемника

9. Проверочные расчеты гайки:

из условия работы на растяжение с допущением, что вся сила F воспринимается частью гайки, расположенной вне ее бурта,

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_{\text{рас}}}{\pi \cdot (D^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot F}{\pi \cdot (D^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot (84^2 - 38^2)} = 17,7 \text{ МПа},$$

что $< [\sigma_p] = 35 \dots 45$ МПа для бронзы (см. 4.6);

из условия работы бурта гайки на смятие и срез

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot F_{\text{рас}}}{\pi \cdot (D_6^2 - D^2)} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot (105^2 - 84^2)} = 9,0 \text{ МПа},$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{рас}}}{\pi \cdot D \cdot a} = \frac{1,3 \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 84 \cdot 20} = 14,8 \text{ МПа},$$

что также меньше $[\sigma_{\text{см}}] = 35 \dots 45$ МПа и $[\tau_{\text{ср}}] = 20 \dots 25$ МПа (см. 4.6).

10. Длина рукоятки при приложении к ней силы двух рабочих $F_{\text{раб}} = 400$ Н

$$l_p = \frac{T + T_f}{F_{\text{раб}}} = \frac{204 \cdot 10^3 + 67 \cdot 10^3}{400} = 677,5 \text{ мм (680 мм)}.$$

11. Диаметр рукоятки из стали Ст3 круглого сечения из условия прочности на изгиб ($[\sigma_F] = 120 \text{ МПа}$):

$$\sigma_F = \frac{F_{\text{раб}} \cdot l_p}{0,1 \cdot d_p^3} \leq [\sigma_F];$$

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{F_{\text{раб}} \cdot l_p}{0,1 \cdot [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{400 \cdot 680}{0,1 \cdot 120}} = 28,3 \text{ мм},$$

устанавливаем $d_p = 30 \text{ мм}$.

12. Диаметр траверсы определяется также из условия прочности на изгиб, считая ее двухопорной балкой, нагруженной силой $F = 60 \cdot 10^3 \text{ Н}$ и длиной, равной наружному диаметру наибольшего демонтируемого подшипника $l = D_{\text{подш. max}} = 250 \text{ мм}$ (рис. 4.39):

опорные реакции

$$R_B = R_C = \frac{F}{2} = 30 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

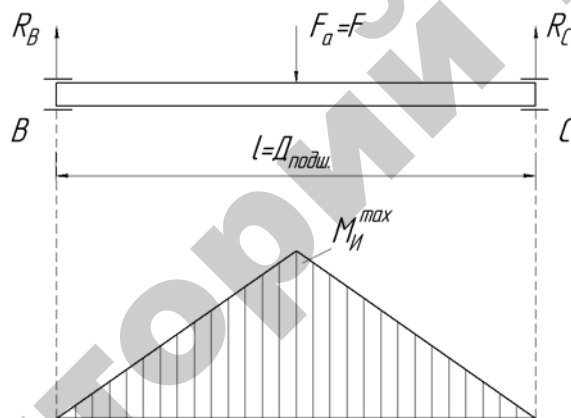


Рис. 4.39. Эпюра изгибающего момента траверсы

изгибающие моменты в середине длины траверсы

$$M_{II} = R_B \cdot \frac{l}{2} = 30 \cdot 10^3 \cdot \frac{250}{2} = 37,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Так как траверса работает по отнулевому циклу, приняв для нее материал сталь 35 и с учетом того, что для среднеуглеродистых сталей $[\sigma_F] = 100 \dots 160 \text{ МПа}$, ее диаметр

$$d_{\text{тр}} = \sqrt[3]{\frac{M_{II}}{0,1 \cdot [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{37,5 \cdot 10^5}{0,1 \cdot 140}} = 64,5 \text{ мм}.$$

4.7.7. Рассчитать болты крепления корпуса подшипника, установленного на раме скребкового конвейера и служащего одной из опор приводного вала. Опора нагружена суммарной реакцией сил $R = 4,5 \text{ кН}$, направленной под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонтали (рис. 4.40).

Размеры сборочной единицы (мм): $h = 110$; $e = 100$; $c = 80$; $l_1 = 80$; $a = 200$.

Корпус подшипника крепится четырьмя болтами ($z = 4$), материал которых сталь 35 (по табл. 4.8 $\sigma_T = 200 \text{ МПа}$).

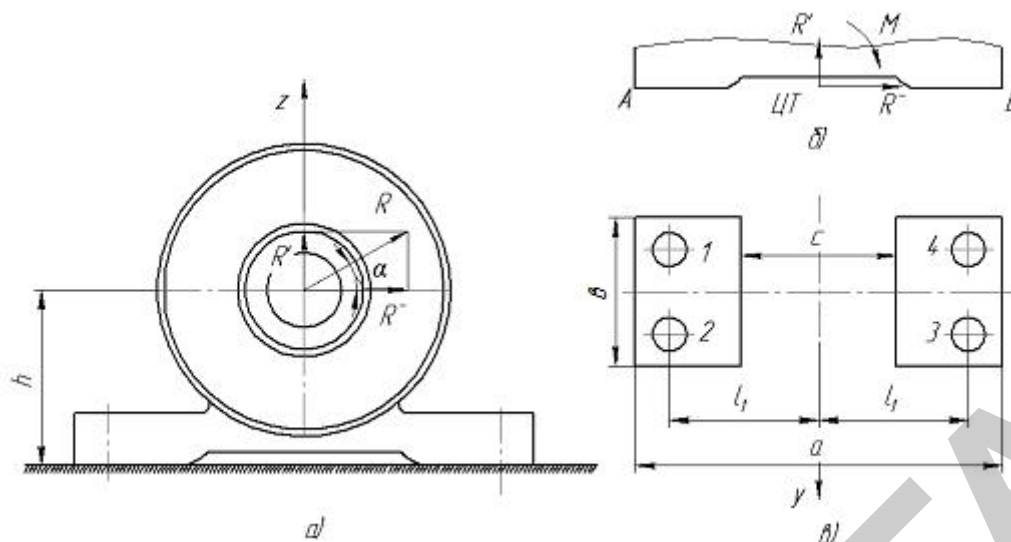


Рис. 4.40. Схема к расчету болтов крепления корпуса подшипника: а – корпус подшипника; б – схема приведения сил к центру тяжести (ЦТ) площади стыка; в – плоскость стыка

Решение.

1. Разложим силу R на вертикальную R' и горизонтальную R^- составляющие (рис. 4.40) и приведем их и момент изгиба к центру тяжести (ЦТ) площади стыка:

$$R' = R \cdot \sin \alpha = 4,5 \cdot \sin 30^\circ = 2,25 \text{ кН};$$

$$R^- = R \cdot \cos \alpha = 4,5 \cdot \cos 30^\circ = 3,90 \text{ кН};$$

$$M = R^- \cdot h = 3,9 \cdot 10^3 \cdot 110 = 429 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Площадь стыка $A_{\text{ст}}$ и момент сопротивления площади стыка $W_{\text{ст}}$ при повороте вокруг оси y :

$$A_{\text{ст}} = (a - c) \cdot b = (200 - 80) \cdot 100 = 1,2 \cdot 10^4 \text{ мм}^2;$$

$$W_{\text{ст}} = \frac{b \cdot (a^3 - c^3)}{(6 \cdot a)} = \frac{100 \cdot (200^3 - 80^3)}{(6 \cdot 200)} = 6,24 \cdot 10^5 \text{ мм}^3.$$

3. Составляющие R' и M раскрывают стык, а R^- сдвигает детали в стыке. Чтобы этого не происходило, болты крепления затягивают силой $F_{\text{зат}}$. В рассматриваемом примере сила R' вызывает в стыке напряжения растяжения, а момент M вызывает поворот плоскости стыка вокруг оси y и вызывает напряжения сжатия и растяжения (максимальные значения у кромок сечения – по линиям от точек A и B). В расчете для его упрощения значение коэффициента внешней нагрузки принимают $\chi = 0$, что идет в запас прочности. Тогда

$$\sigma_{R'} = \frac{R'}{A_{\text{ст}}} = \frac{2,25 \cdot 10^3}{1,2 \cdot 10^4} = 0,188 \text{ МПа},$$

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{\text{ст}}} = \frac{429 \cdot 10^3}{6,24 \cdot 10^5} = 0,688 \text{ МПа}.$$

Вводим коэффициент запаса по нераскрытию стыка $k = 1,3 \dots 2$. Тогда по условию нераскрытия стыка $\sigma_3 = k \cdot (\sigma_{R'} + \sigma_M) = 1,8 \cdot (0,188 + 0,688) = 1,58 \text{ МПа}$.

4. Сила затяжки по условию нераскрытия стыка $\sigma_3 = \frac{F_{\text{зат}}}{A_{\text{ст}}}$,

откуда $F_{\text{зат}} = \sigma_3 \cdot A_{\text{ст}} = 1,58 \cdot 1,2 \cdot 10^4 = 19 \cdot 10^3 \text{ Н}$, а для одного болта $F'_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{зат}}}{z} = \frac{19 \cdot 10^3}{4} = 4,75 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

5. Сила затяжки по условию отсутствия сдвига и с учетом того, что R' направлена от стыка,

$$F'_{\text{зат}} = \frac{(k' \cdot R' - R' \cdot f)}{f \cdot z} = \frac{(1,8 \cdot 3,9 \cdot 10^3 - 2,25 \cdot 10^3 \cdot 0,15)}{0,15 \cdot 4} = 11,1 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

здесь $k' = 1,3 \dots 2,0$ – коэффициент запаса по сдвигу;

$f = 0,15$ – коэффициент трения пары сталь – сталь.

Так как в этом случае значение $F'_{\text{зат}} = 11,1 \cdot 10^3 \text{ Н}$ больше $F'_{\text{зат}} = 4,75 \cdot 10^3 \text{ Н}$ (см. 4), то дальнейший расчет ведем по наибольшему значению $F'_{\text{зат}} = 11,1 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

6. Расчетная нагрузка на один болт

$$F_p = 1,3 \cdot F'_{\text{зат}} + \chi(F_M \pm F_{R'}),$$

где F_M – сила, приходящаяся на один болт от действия момента M .

$$F_M = M \cdot l_1 / (4 \cdot l_1^2) = M / 4 \cdot l_1 = 429 \cdot 10^3 / 4 \cdot 80 = 1341 \text{ Н};$$

$F_{R'} = R' / z = \frac{2,25 \cdot 10^3}{4} = 562,5 \text{ Н}$ – сила, приходящаяся на один болт от действия нормальной составляющей;

$\chi = 0,2 \dots 0,3$ (детали стыка жесткие), тогда $F_p = 1,3 \cdot 11100 + 0,25 \cdot (1341 + 562,5) = 14906 \text{ Н}$.

7. Допускаемое напряжение для материала болта при $s = 3$ (табл. 4.7) – затяжка неконтролируемая и предполагая, что резьба равна М16...М30,

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{200}{3} = 66,7 \text{ МПа}.$$

8. Расчетный диаметр болта

$$d_{3p} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14906}{\pi \cdot 66,7}} = 16,873 \text{ мм}.$$

Для крепления корпуса подшипника по табл. 4.2 назначаем для болтов резьбу М20 ($d_3 = 16,933 \text{ мм}$, $p = 2,5 \text{ мм}$).

4.8. Примеры для самостоятельного решения

1. Определить силу затяжки $F_{\text{зат}}$ и напряжение, которое возникает в болте М16 при затягивании гайки нормальным ключом ($l = 15d$); к ключу приложено усилие $F_{\text{раб}} = 120 \text{ Н}$. Коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$.

2. Определить КПД пары болт – гайка для резьбы: а) М8×1; б) М30×1. Коэффициент трения $f = 0,12$.

3. Болт М16 затянут с таким усилием, при котором в стержне появилось напряжение растяжения, равное пределу текучести материала болта ($\sigma_T = 350 \text{ МПа}$). Определить значение напряжения смятия $\sigma_{\text{см}}$ и среза $\tau_{\text{ср}}$ в резьбе болта. Высота гайки $H = 12 \text{ мм}$.

4. Винт имеет однозаходную резьбу прямоугольного профиля с наружным и внутренним диаметрами $d = 40 \text{ мм}$ и $d_1 = 32 \text{ мм}$. Коэффициент трения $f = 0,12$. Какое усилие $F_{\text{раб}}$ нужно приложить на плече $l = 550 \text{ мм}$, чтобы создать осевое усилие в стержне винта $F = 32000 \text{ Н}$? Будет ли винтовая пара самотормозящей? Определить КПД такой резьбы.

5. Стальные полосы растягиваются усилием $F_{max} = 5$ кН. Они соединены двумя болтами из стали 35 (рис. 4.41). Определить диаметры болтов в случаях, если они поставлены с зазором и без зазора. Коэффициент трения в стыке полос $f = 0,1$. Коэффициент безопасности принять: для болтов с зазором $[s] = 2,5$, а без зазора $[s] = 4$. Из условия прочности на смятие $[\sigma_{см}] = (0,35 \dots 0,45) \sigma_T$ определить толщины полос из стали Ст5.

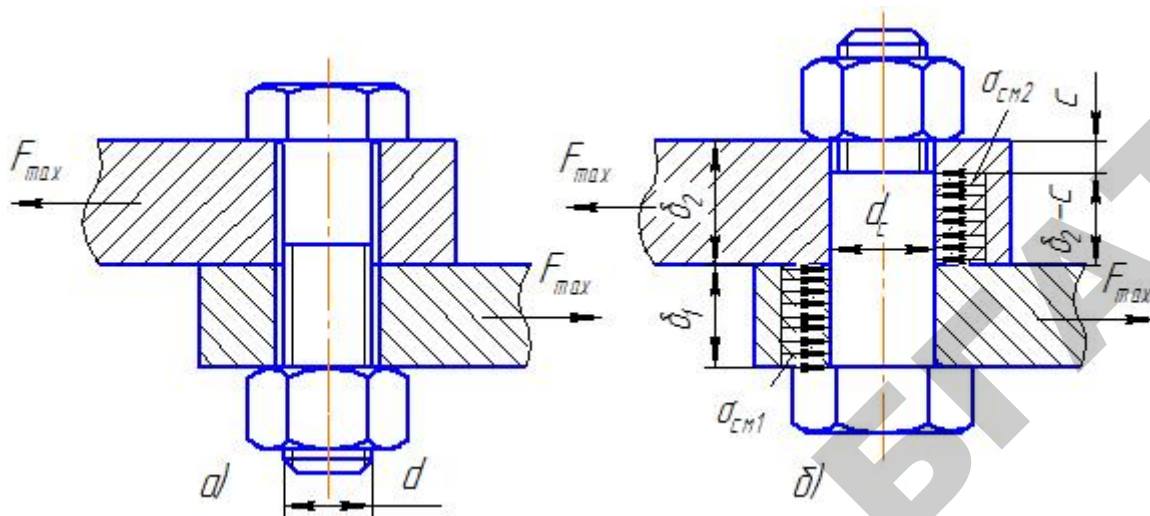


Рис. 4.41. Соединение двух полос болтами, установленными с зазором (а) и без зазора (б)

6. Определить необходимую высоту гайки для винтового натяжного устройства в ведомом барабане ленточного конвейера. За условие принять равнопрочность стержня винта М22, выполненного из стали 35 ($\sigma_T = 320$ МПа), работающего на растяжение (с учетом кручения от трения в витках резьбы), и резьбы на срез и смятие витков. Коэффициент безопасности $[s] = 3$, $[\tau]_{ср} = 0,25 \sigma_T$, $[\sigma_{см}] = 0,4 \sigma_T$, коэффициенты полноты резьбы (типа резьбы) $k = 0,87$ и неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы $k_m = 0,6$.

7. Два вала соединены при помощи фланцев (рис. 4.42). Диаметр установки болтов $D_0 = 200$ мм. Валы передают крутящий момент $T = 2500$ Н·м. Определить расчетное напряжение в восьми болтах М10, установленных без зазора (а), и М16 – с зазором (б), и сравнить с допускаемым. Материал болтов – сталь 35.

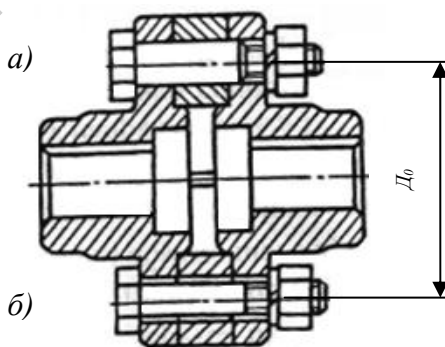


Рис. 4.42. Фланцевое соединение для двух валов

8. Кронштейн прикреплен к металлоконструкции (материалы – сталь Ст3) с помощью шести болтов (рис. 4.43). Нагрузка $F = 10$ кН постоянна во времени и приложена под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту. Размеры кронштейна: $a = 160$ мм, $b = 110$ мм, $l = 800$ мм, $\delta_1 = 15$ мм, $\delta_2 = 35$ мм. В расчетах принять коэффициент трения в стыке $f = 0,15$, коэффициент запаса по сдвигу $k' = 2,0$. Рассмотреть резьбовое соединение для случаев: а) болты установлены без зазора; б) болты установлены с зазором в отверстия соединяемых деталей.

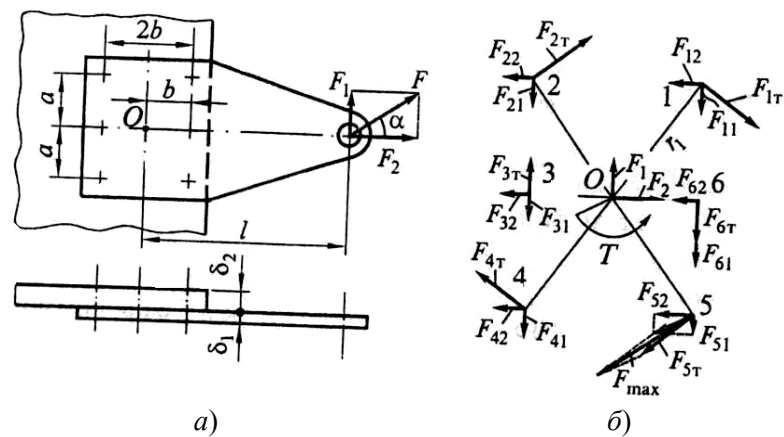


Рис. 4.43. Соединение, нагруженное силой и моментом в плоскости стыка (а), и его расчетная схема (б)

9. Проверить правильность выбора болтов крепления крышки автоклава (рис. 4.44). Внутренний диаметр прокладки $D_1 = 520$ мм, диаметр центров болтов $D = 620$ мм, рабочее давление в автоклаве $p = 4,0$ МПа. Число болтов $Z = 36$, болты М30 из стали Ст3. Коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0,5$ (прокладка податливая). Затяжка болтов неконтролируемая.

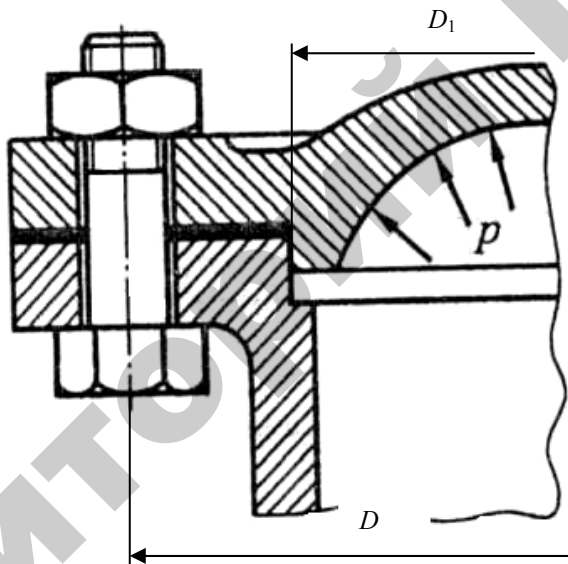


Рис. 4.44. Соединение, нагруженное отрывающими силами

5.1. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения (рис. 5.1) предназначены для передачи момента вращения с детали на вал и наоборот. С помощью шпонок на валах и осях закрепляются (фиксируются) зубчатые колеса, шкивы, звездочки, полумуфты и другие детали.

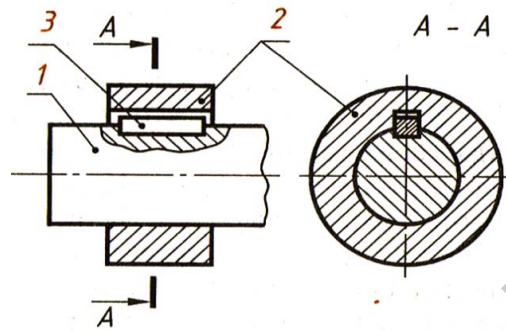


Рис. 5.1. Детали шпоночного соединения:
1 – вал; 2 – ступица насаживаемой детали; 3 – шпонка

Достоинства шпоночных соединений – простота конструкции и сравнительно невысокая стоимость изготовления, легкость монтажа и демонтажа, вследствие чего их применяют во всех отраслях машиностроения. Из недостатков отмечают невысокую нагрузочную способность, отсутствие взаимозаменяемости и, как следствие, необходимость ручной подгонки, а также ослабление вала и ступицы вследствие значительной концентрации напряжений у шпоночного паза.

В конструктивном исполнении основная деталь шпоночного соединения шпонка (рис. 5.2) изготавливается призматической, сегментной, клиновой, тангенциальной. Шпонки всех основных типов стандартизованы.

Призматические шпонки выполняют прямоугольного сечения. Концы шпонок – скругленные (рис. 5.2, б) или плоские (рис. 5.2, а).

Закругленные торцы шпонки облегчают установку ступицы детали на вал при незначительном несовпадении боковых поверхностей шпонки и паза в отверстии насаживаемой на вал детали. За счет скругленного торца шпонки насаживаемая деталь на валу поворачивается, и боковые поверхности паза в ней занимают параллельное положение сторонам шпонки.

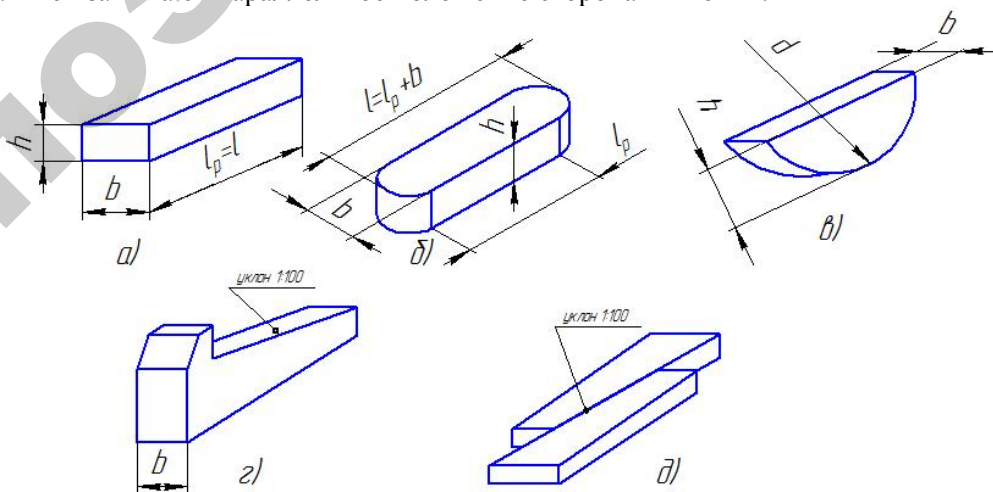
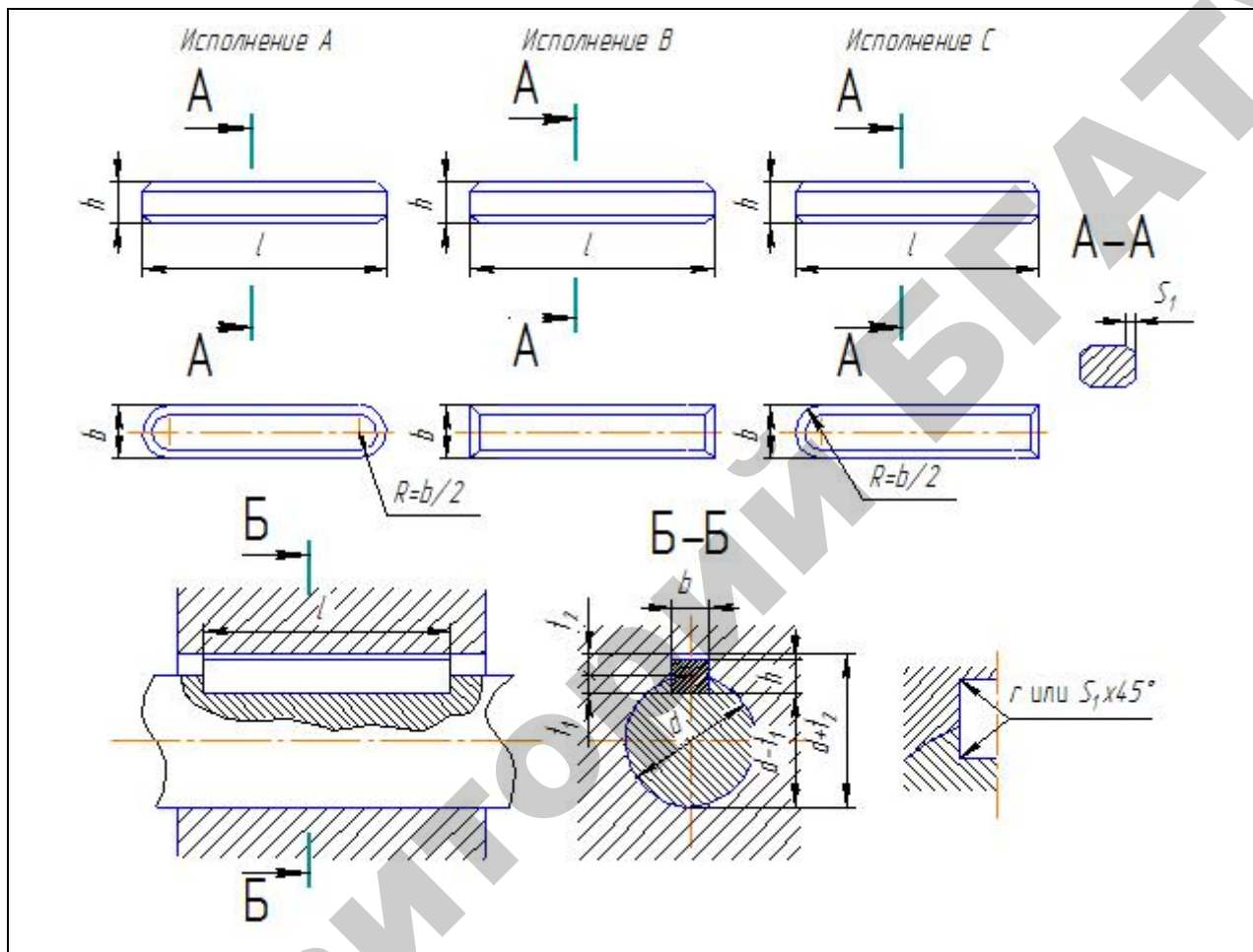


Рис. 5.2. Шпонки:
а – призматическая прямоугольного сечения; б – призматическая со скругленными концами; в – сегментная; г – клиновая; д – тангенциальная

Стандарты (ГОСТ 23360-78, ГОСТ 10748-79, ГОСТ 8790-79, ГОСТ 12208-66) предусматривают для каждого размера вала определенные размеры поперечного сечения нормальной, высокой, направляющей и скользящей (направляющей) шпонок. Поэтому при проектных расчетах шпоночного соединения с призматической нормальной шпонкой ширину b и высоту h принимают по таблицам (см. табл. 5.1).

Таблица 5.1

Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78), размеры в мм



Диаметр вала, d		Сечение шпонки		Фаска $S_1 \times 45^\circ$ или радиус r	Глубина паза		Длина, l
Свыше	До	b	h		Вала, t_1	Ступицы, t_2	
12	17	5	5	0,16...0,25	3,0	2,3	10...56
17	22	6	6		3,5	2,8	14...70
22	30	8	7		4,0	3,3	18...90
30	38	10	8	0,25...0,4	5,0	3,3	22...110
38	44	12	8		5,0	3,3	28...140
44	50	14	9		5,5	3,8	36...160
50	58	16	10		6,0	4,3	45...180
58	65	18	11	0,4...0,6	7,0	4,4	50...200
65	75	20	12		7,5	4,9	56...220
75	85	22	14		9,0	5,4	63...250
85	95	25	14		9,0	5,4	70...280

Примечания. 1. Длины шпонок l выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250.

2. Таблица дана с сокращениями: в ГОСТ 23360-78 диапазон диаметров вала $d = 6 \dots 500$ мм, длина шпонок до 500 мм.

3. Пример обозначения шпонки с размерами $b = 16$, $h = 10$, $l = 63$ исполнения А: Шпонка 16×10×63 ГОСТ 23360-78. То же с исполнением В: Шпонка В 16×10×63 ГОСТ 23360-78.

В этих шпонках отношение высоты к ширине от 1 (для валов диаметром до 22 мм) до 0,5 (валы больших диаметров). Их устанавливают с натягом в пазы валов. Стандартами регламентируются для каждой шпонки глубины пазов в вале t_1 и ступице t_2 . Длину шпонки для фиксации на валу насаживаемой детали принимают на 6...10 мм короче известного размера длины ее ступицы, с последующим согласованием по предлагаемому ряду длин шпонок, приведенных в примечании к табл. 5.1. Длина направляющих шпонок определяется размерами перемещения (скольжения) по ней детали (шестерни, блока шестерен, муфты, полумуфты) с одного крайнего положения в другое. Эти шпонки в пазах валов обычно крепятся одним или двумя винтами (ГОСТ 1491-80).

Соединение призматическими шпонками ненапряженное. Вал и отверстие насаживаемой детали обычно изготавливаются с большей точностью, так как используются в соединениях во многих случаях посадки с натягом $H7/r6$, $H7/s6$ и напряженные переходные $H7/k6$.

Рабочими у шпонок являются боковые узкие грани. В радиальном направлении предусмотрен зазор. Также в ответственных соединениях сопряжение дна паза с боковыми сторонами выполняют по радиусу для снижения концентрации напряжения.

Так как рабочими являются боковые, узкие грани шпонок высотой h , то при передаче вращающего момента T с вала на деталь (рис. 5.3) боковые (рабочие) поверхности шпонки испытывают действие напряжений смятия $\sigma_{см}$ (упругопластическое сжатие в зоне контакта), продольное сечение – действие напряжений сдвига $\tau_{ср}$.

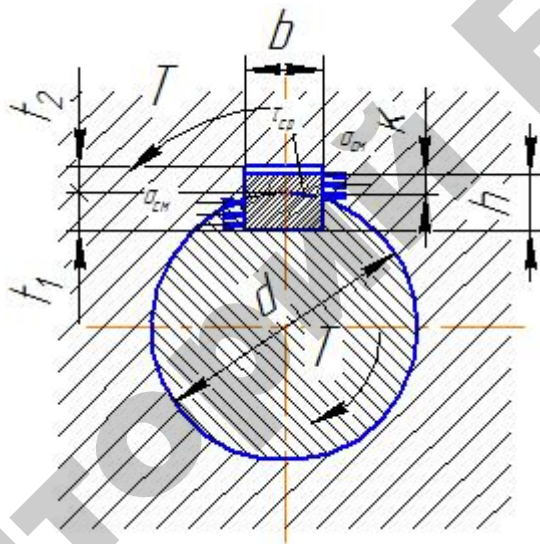


Рис. 5.3. Поперечное сечение шпоночного соединения призматической шпонкой

Глубина врезания шпонки в вал – $0,6h$ и является такой, что на прочность достаточно рассчитать выступающую из вала часть высоты шпонки $K = h - t_1$. Размеры шпонок b и h и пазов t_1 и t_2 подобраны так, что прочность призматических шпонок на срез обеспечена размерами длины шпонок, если выполняется условие прочности на смятие.

Поэтому, определив длину шпонки по размерам ступицы соединяемой детали с валом, ее проверяют по условию прочности на смятие, приняв плечо равнодействующей этих напряжений равным $0,5d$.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d(h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}],$$

где T – наибольший крутящий момент с учетом динамических нагрузок, Н·м;

d – диаметр вала, мм (для конического участка $d = d_{ср}$);

$(h - t_1)$ – размер грани шпонки в ступице, работающей на смятие, мм (h и t_1 – значения высоты шпонки и глубины врезания ее в паз вала принимаются по табл. 5.1);

l_p – расчетная рабочая длина шпонки, мм (см. рис. 5.2, а и б);

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие, МПа.

Шпонки изготавливаются из среднеуглеродистых сталей с пределом прочности $\sigma_b \geq 590$ МПа (например, сталь Ст6, стали 45 и 50) и обычно используется сортамент – сталь чистотянутая

(ГОСТ 8787-68). Для этого материала в неподвижном или подвижном без нагрузки состояниях стальной ступицы, вала $[\sigma_{см}] = 110...150$ МПа, при неподвижном соединении сопрягаемых вала и ступицы из стали или чугуна и стального литья $[\sigma_{см}] = 80...100$ МПа, $[\sigma_{см}] = 20$ МПа – в неподвижном шпоночном соединении валов со ступицами из текстолита и древесностроительных полимерных материалов. Меньшие значения $[\sigma_{см}]$ используются в соединениях, работающих с ударами и толчками. Для подвижного без нагрузки шпоночного соединения (стальная ступица) $[\sigma_{см}] = 20...40$ МПа. Большие значения следует принимать при спокойной работе (постоянная нагрузка), а также при повышенной прочности материала ступицы и шпонки (легированные марки стали).

В конструкциях шпоночных соединений при принятии длины шпонки по размерам насаживаемой ступицы рабочее напряжение получают значительно меньшим в сравнении с допусковым. Этим значительно повышается концентрация напряжений вала из-за длины шпоночного паза, увеличивается расход шпоночного материала и удлиняется время технологического процесса получения паза в валу. Поэтому при проектировании шпоночных соединений призматическими шпонками расчетную длину шпонки рациональнее определять расчетным путем:

$$l_p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d(h-t_1) \cdot [\sigma_{см}]}$$

Затем получают длину шпонки со скругленными $l = l_p + b$ и с плоскими торцами $l = l_p$. Полученную таким образом длину шпонки l уточняют в большую сторону со стандартными значениями длин, приведенными в приложении 1 к табл. 5.1. Ступицы в этом случае проектируют длиннее шпонок на 6...10 мм с условием $l_{ст} \geq b_k$ для зубчатых колес. Здесь b_k – ширина венца зубчатого колеса. С целью уменьшения неравномерности распределения напряжений по высоте и длине шпонки в зависимости от диаметра вала d размер l ограничивают $l \leq 1,5d$.

Паз в ступице выполняют протяжкой или долбяком, а на валу в единичном и мелкосерийном производствах – концевой фрезой (рис. 5.4, а), в крупносерийном и массовом производствах – дисковой фрезой (рис. 5.4, б).

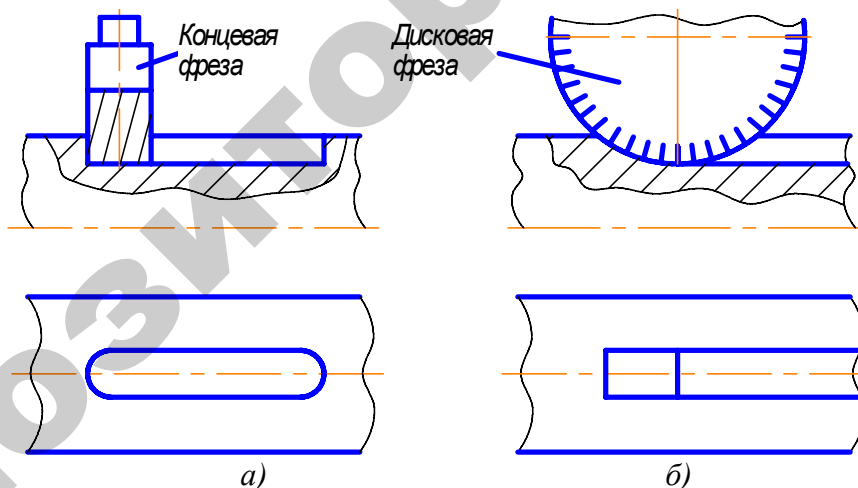


Рис. 5.4. Получение шпоночного паза на валу:
а – концевой пальцевой фрезой; б – дисковой фрезой

Паз, полученный дисковой фрезой, имеет наклонные участки. Устанавливаемая на вал деталь может стянуть шпонку на наклонный участок, что вызывает заклинивание и проявление трещин и разрывов ступицы. Поэтому шпонку необходимо крепить в пазу, например, винтами. Такое крепление принимают и для направляющих шпонок (рис. 5.5).

Призматическая шпонка не удерживает деталь от осевого смещения вдоль вала. Поэтому в конструкциях сборочных единиц со шпоночными соединениями предусматриваются фиксирующие устройства деталей на валу: распорные втулки, гайки, стопорные винты, кольца пружинные стопорные.

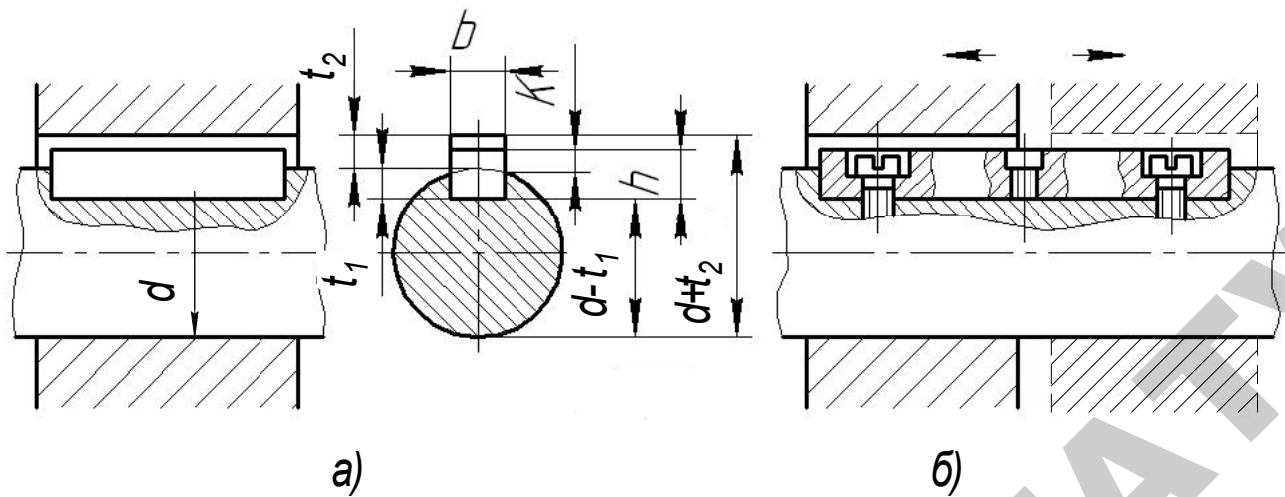


Рис. 5.5. Крепление шпонки в пазу без винтов (а) и с винтами (б)

На участках вала, имеющих шпоночные пазы (рис. 5.6), обычно предусматривают возможность направить отверстие ступицы на шпонку до начала посадки с натягом, т.е. ступица должна иметь возможность поворачиваться и перемещаться по валу свободно до соприкосновения с параллельными гранями шпонки. Для этого вал удлиняют посадкой с зазором (рис. 5.6, б). При этом граница фаски или посадки с зазором заходит за начало параллельных границ шпонки на $C_1 = 2 \dots 3$ мм (рис. 5.6, а).

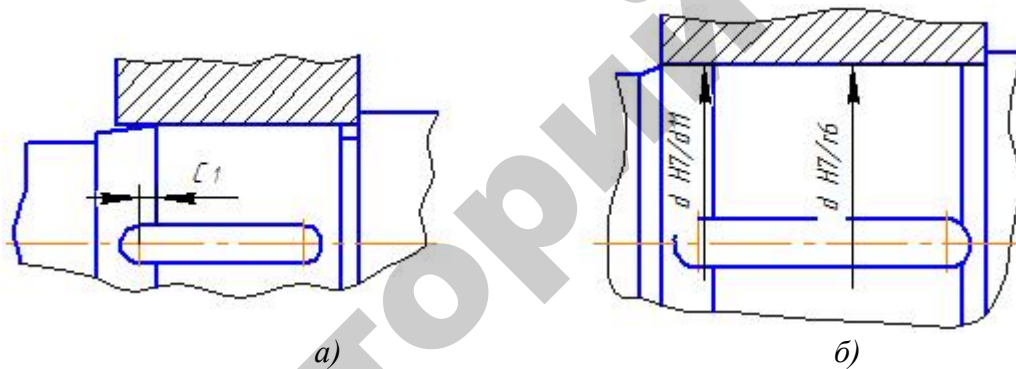


Рис. 5.6. Конструктивное исполнение шпоночного соединения для монтажа деталей на вал

Из технологических соображений рекомендуется для ступенчатого вала шпоночные пазы располагать на одной образующей и желательно назначать одинаковые шпонки по сечению и длине, исходя из ступени меньшего диаметра (рис. 5.7).

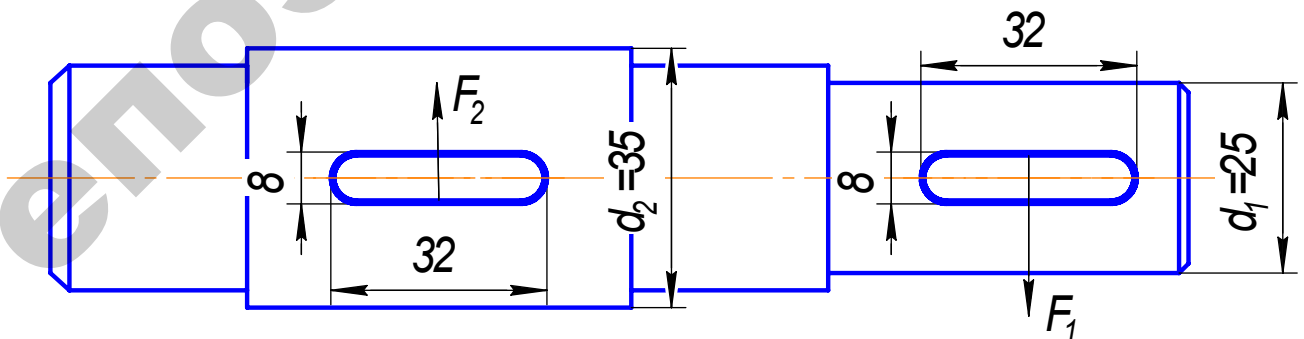


Рис. 5.7. Ступенчатый вал с одинаковыми шпоночными пазами

Прочность шпоночных соединений в данном случае получается достаточной, так как условные усилия F_1 и F_2 , действующие на шпонки (принимается плечо сил равным $0,5d$), это $F_1 = 2T/d_1$, $F_2 = 2T/d_2$, но $d_2 > d_1$ и, следовательно, $F_1 > F_2$.

Выемка призматических шпонок из валов при разборке в условиях стесненных габаритов затруднительна и нежелательна. Повторная установка шпонки не обеспечивает исходной прессовой

посадки, поэтому ступенчатые валы желательно проектировать так, чтобы все детали могли быть демонтированы без удаления шпонок. С целью обеспечения установки подшипника с внутренним диаметром d_n и его замены без съема призматической шпонки, необходимо обеспечить разность $d_n - d = 2t > h - t_1$ (рис. 5.8). Эта разность обеспечивается конструктивным подбором диаметров d и d_n вала посредством назначения размера буртика t .

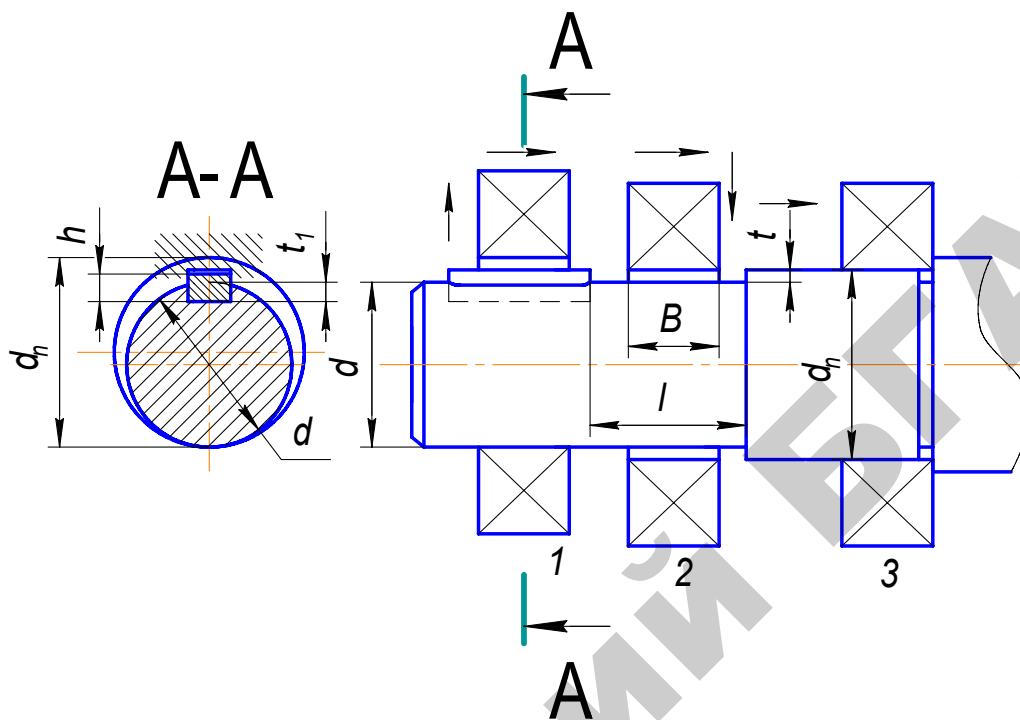


Рис. 5.8. Монтаж подшипников на вал при наличии шпонки

Последовательность монтажа подшипника в этом случае следующая.

Первично подшипник, нагретый до $t \approx 100^\circ\text{C}$, свободно продвигают вправо (позиция 1), сместив центр отверстия в направлении шпонки. На участке вала длиной l (позиция 2) подшипник устанавливают концентрично оси вала и окончательно напрессовывают его (позиция 3) до упора в буртик.

Наряду с призматическими шпонками в массовом и крупносерийном производствах широко применяют сегментные шпонки. Их получают, отрезая от круглого прутка (сталь чистотянутая для шпонок сегментных, сортament по ГОСТ 8786-68) диаметром D диск толщиной b , который затем разрезают на два равных сегмента. При этом высота шпонки $h \approx 0,4D$, длина $l \approx D$ (рис. 5.9). Конструкция соединения с помощью сегментной шпонки показана на рис. 5.10.

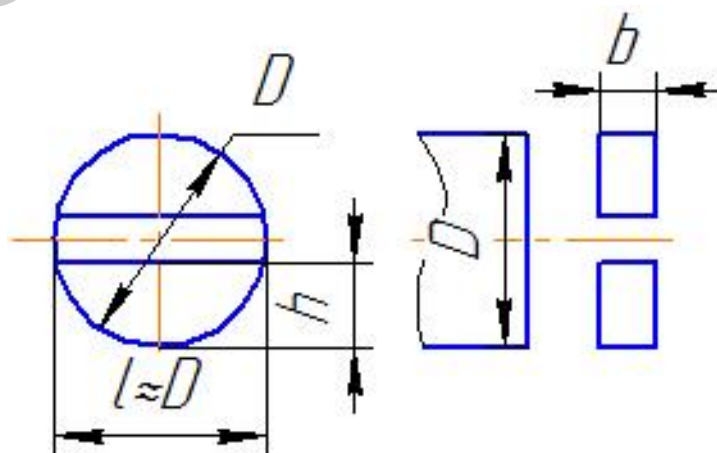


Рис. 5.9. Получение из круглого прутка 2-х сегментных шпонок

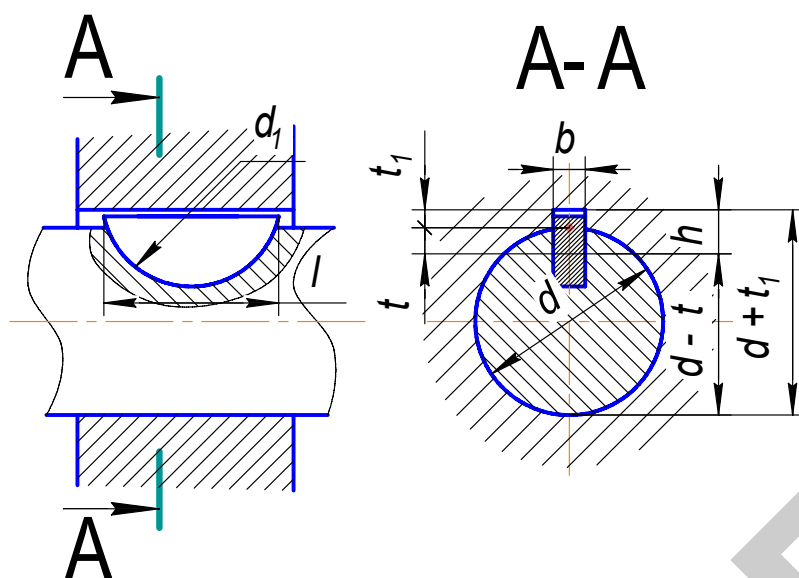


Рис. 5.10. Соединение сегментной шпонкой

Сегментные шпонки имеют более глубокую посадку в паз и не перекашиваются под нагрузкой. При короткой ступице устанавливают по одной, при длинных – по две на длине ступицы. Паз на валу выполняют специальной дисковой фрезой, соответствующей размеру шпонки по D и b . В ступице сквозные пазы получают протяжкой, глухие выполняют долблением. Ручная подгонка обычно не требуется.

Недостатком соединения является ослабление сечения вала глубоким пазом, снижающим сопротивление усталости конструкции. Поэтому сегментные шпонки применяют при установке деталей на малонагруженных участках вала, на их концах. Размер шпонки: ширина b , высота h , диаметр d_1 , глубина пазов t и t_1 стандартизованы (ГОСТ 24071-97) и выбираются в зависимости от значений диаметра вала. В стандарте предусмотрен диапазон диаметров вала d от 8 до 38 мм. Размеры соединений сегментной шпонкой приведены в табл. 5.2.

Сегментные шпонки проверяют на прочность по напряжениям смятия $\sigma_{см}$ и среза $\tau_{ср}$, принимая $l_p \approx l$, $k = h - t$ с размерностью в мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot k \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}];$$

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau_{ср}],$$

где T – вращающий момент, Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

b – ширина шпонки, мм;

$[\sigma_{см}]$ и $[\tau_{ср}]$ – допускаемые напряжения смятия и среза, МПа.

Значения $[\sigma_{см}]$ принимаются так же, как и для призматических шпонок, а $[\tau_{ср}] = 70 \dots 100$ МПа.

Клиновые шпонки (ГОСТ 24068-80) представляют собой односкосные самотормозящие клинья с уклоном 1:100, образующие напряженные соединения (рис. 5.11) и способные передавать не только вращающий момент, но и осевую нагрузку. При забивании шпонки в соединении возникают распорные радиальные силы, которые вызывают децентровку ступицы вследствие односторонней выборки посадочного зазора. Это приводит к увеличению биения, поэтому клиновые шпонки применяют в передачах с малыми скоростями, как правило, в соединениях, не требующих точного центрирования. В точном машиностроении и в ответственных соединениях их использовать не рекомендуется. Клиновые шпонки с головками удобны при необходимости частой разборки соединения, однако они требуют специальных ограждений (см. l на рис. 5.11). В шпонках широкие грани – рабочие, а на боковых узких предусмотрен зазор.

Размеры сечений стандартных клиновых шпонок те же, что и призматических. Шпоночное соединение проверяют на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12T}{[b \cdot l_p \cdot (b + 6 \cdot f \cdot d)]} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – передаваемый крутящий момент, Н·мм;

b – ширина шпонки, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм;

d – диаметр вала, мм;

$f = 0,15 \dots 0,2$ – коэффициент трения между шпонкой и насаживаемой деталью;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое давление в неподвижном шпоночном соединении, МПа.

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{S},$$

где $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести наиболее слабого материала шпоночного соединения вала, шпонки или ступицы;

$S = 1,5 \dots 2$ – коэффициент безопасности.

Соединения тангенциальными клиновыми шпонками (ГОСТ 24069-97) состоят из двух односкосных клиньев с параллельными рабочими гранями (рис. 5.12). Отличаются от соединений клиновыми шпонками тем, что натяг между валом и ступицей создается осевым смещением клинов в пазах, образованных угловыми уступами на валу и ступице. Шпонки в таких соединениях работают на сжатие, т.е. в лучших условиях, чем в других шпоночных соединениях.

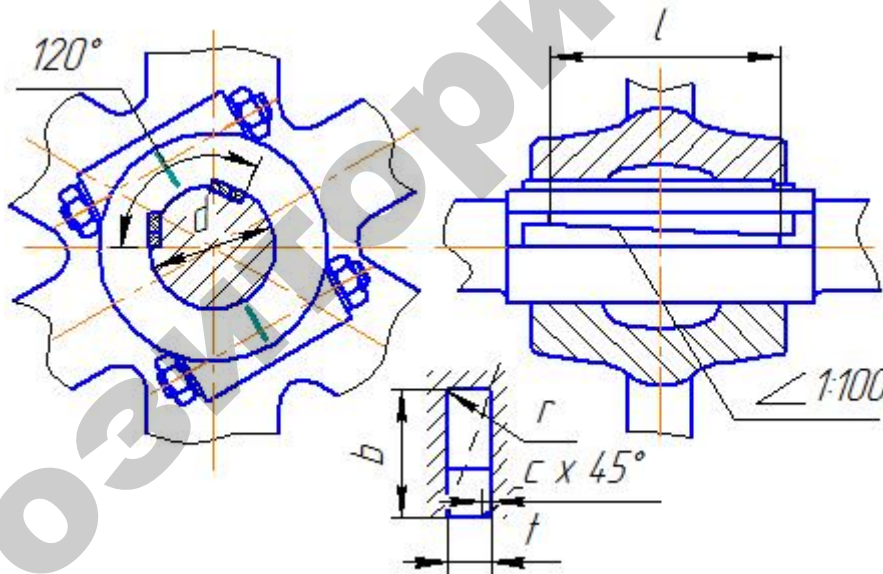


Рис. 5.12. Соединение тангенциальными шпонками

Эти соединения используются для передачи больших динамических нагрузок в оборудовании тяжелого машиностроения и перерабатывающих отраслей. Государственный стандарт регламентирует соединения для валов диаметром от 60 до 1000 мм.

Между основными размерами (b и t) существуют определенные соотношения. Ширина паза равна половине длины хорды сегмента, стрела которого – t , причем t изменяется от $0,115d$ для малых диаметров до $0,066d$ для больших, соответственно b – от $0,32d$ до $0,248d$.

Расчетный момент, который может передать шпоночное соединение, Н·м,

$$T \leq \frac{(0,45 + \frac{2}{\pi} \cdot f) \cdot d \cdot l \cdot (t - c) \cdot [\sigma_{\text{см}}]}{10^3},$$

где f – коэффициент трения между ступицей и валом и зависит от их материалов;

d – диаметр вала, мм;

l – длина контакта шпонок между собой, мм;

t – глубина заглабления шпонок в вал и ступицу; c – размер фаски на рабочей грани шпонки;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое давление (МПа), которое определяется через предел текучести наиболее слабого материала (как и в клиновых шпонках) и коэффициент безопасности, равный 1,5...2 при нереверсивной спокойной нагрузке, а при реверсивной – в 1,5 раза больше (2,25...3,0).

5.2. Шлицевые (зубчатые) соединения

Шлицевые (зубчатые) соединения образуются выступами-зубьями на валу и соответствующими впадинами – пазами в ступице (рис. 5.13).

В технологическом исполнении зубья на валах получают фрезерованием, строганием или накатыванием в холодном состоянии профильными роликами по методу продольной накатки. Впадины в отверстиях ступиц образуют протягиванием или долблением. Зубья шлицевого соединения имеют (см. рис. 5.13) прямобочную, эвольвентную, треугольную формы.

Преимущества шлицевого соединения по сравнению со шпоночными: выше нагрузочная способность за счет большей суммарной поверхности контакта, лучшее центрирование соединяемых деталей и меньшее их количество (шлицевое соединение образуют две детали, шпоночное – три, четыре), обеспечивается высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках вследствие равномерного распределения ее по зубьям, взаимозаменяемость (нет необходимости в ручной подгонке и доработке выступов и пазов). Однако для изготовления зубьев (шлицев) требуется специальный инструмент и более сложная технология изготовления, вследствие чего стоимость соединения выше.

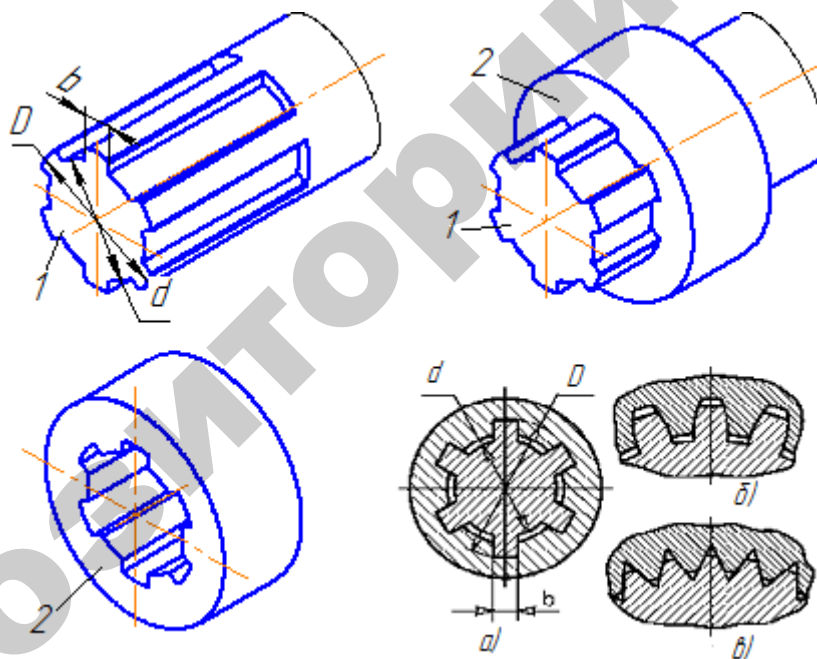


Рис. 5.13. Шлицевые соединения:

1 – вал; 2 – втулка (ступица). Форма зуба: а – прямобочная; б – эвольвентная; в – треугольная

Шлицевые соединения применяют в качестве неподвижных для закрепления детали на валу и подвижных, допускающих перемещения вдоль вала (например, блоки шестерен в коробках передач, шпиндели сверлильных станков, карданные сочленения) насаживаемой детали.

Наиболее распространены (в общем машиностроении – более 80 %) соединения прямобочными шлицами. Профиль очерчивается окружностью выступов, окружностью впадин и прямыми, образующими на валу выступы-зубья постоянной толщины. В этих соединениях соосное положение соединяемых деталей обеспечивается центрированием (обеспечение совпадения геометрических осей) по одному из диаметров соединения (рис. 5.14): наружному D (а), внутреннему d (б) и по боковым граням зубьев b (в).

В конструкциях, требующих точного центрирования по кинематическим или динамическим условиям, применяют центрирование по наружному или внутреннему диаметру (при установке на вал зубчатых или червячных колес в станках, коробках передач автомобилей, редукторах, а также крепление шкивов, звездочек на выходных концах валов). В первом случае точность обработки сопрягаемых поверхностей обеспечивают при невысокой твердости ступицы ($HV \leq 350$) в отверстии – протягиванием, на валу – шлифованием.

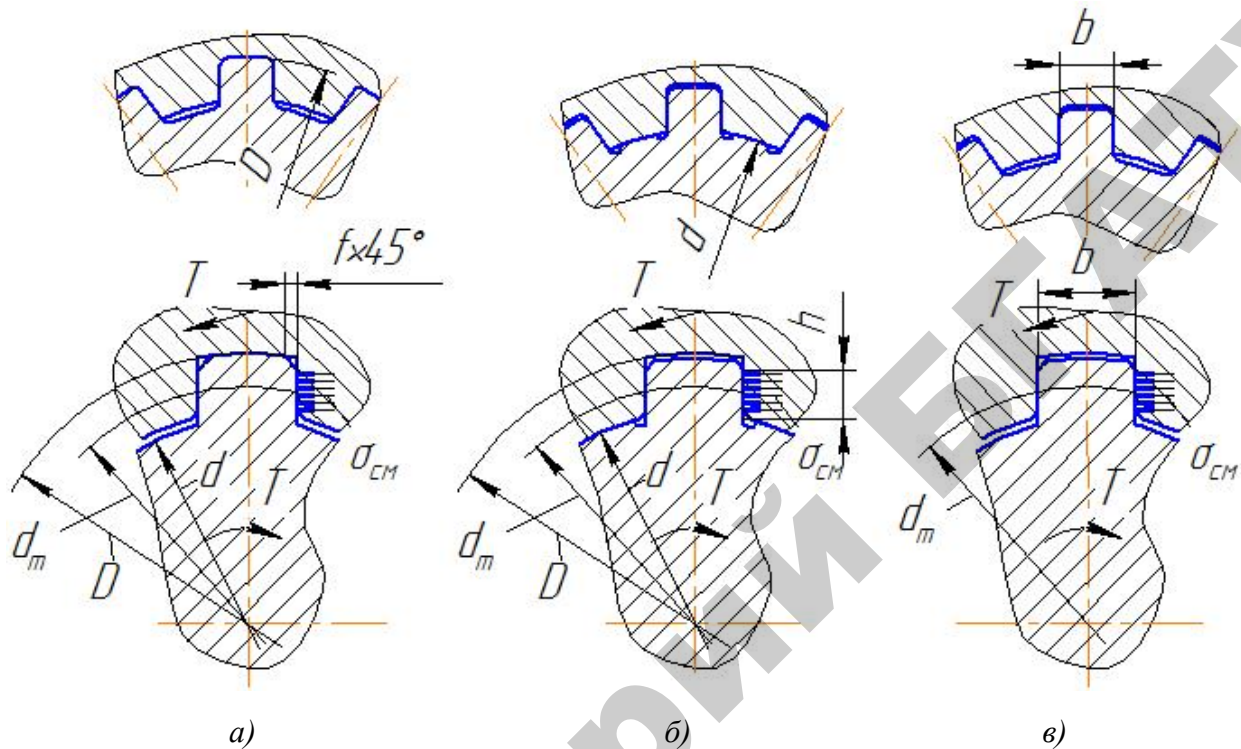


Рис. 5.14. Центрирование прямобочных шлицевых соединений:
а – по наружному диаметру; б – по внутреннему диаметру; в – по боковым поверхностям

По диаметру D обеспечивается сопряжение по одной из переходных посадок, по внутреннему диаметру d между деталями существует зазор. При передаче вращающего момента T на рабочих боковых сторонах возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$ (см. рис. 5.14, а). Размер высоты площадки контакта с учетом размера фаски f $h = 0,5(D - d) - 2f$.

При этом окружная сила передается по среднему диаметру соединения

$$d_m = 0,5(D + d).$$

Если ступица по отверстию имеет высокую твердость (≥ 45 HRC), например, после ее закалки, и невозможно калибровать шлицы протяжкой или дорном, то обычно применяют центрирование по внутреннему диаметру d . Точность обработки сопрягаемых поверхностей обеспечивают шлифованием на внутришлифовальном станке – в отверстии, а на валу – профильными кругами вдоль его. Для этого на валах предусматриваются канавки для выхода шлифовального круга (см. рис. 5.14, б).

Центрирование по диаметру d обеспечивают за счет переходных посадок, а по наружному диаметру D существует зазор. Размер h площадки контакта определяется так же, как и при центрировании по наружному диаметру. В сопряженных шлицевых деталях по боковым поверхностям (рис. 5.14, в) между диаметрами d и D имеются зазоры. Поэтому эта разновидность шлицевого соединения не дает точной соосности ступицы и вала, но обеспечивает наиболее равномерное распределение нагрузки между зубьями. Его применяют для передачи значительных и переменных по значению или направлению вращающих моментов. Характерными примерами центрирования по боковым поверхностям b могут служить подвижные шлицевые соединения карданных валов автомобилей, сельскохозяйственных машин, оборудования перерабатывающих отраслей.

В зависимости от режима работы стандартом (ГОСТ 1130-80) предусмотрены три серии соединений с прямобочными зубьями: легкая, средняя, тяжелая и соответствующие посадки для них.

Легкую серию применяют для легко нагруженных неподвижных соединений, среднюю – средненагруженных подвижных соединений (втулка, ступица перемещается по шлицам без нагрузки), а тяжелую – для передачи больших моментов и при передвижении подвижной части соединения под нагрузкой.

Размеры соединений прямоугольными шлицами представлены в табл. 5.3 (Z – число шлиц).

Таблица 5.3

Прямоугольное шлицевое соединение (рис. 5.14)

Z	d	D	b	S_F	d_m
1	2	3	4	5	6
Легкая серия					
6	23	26	6	66	24,5
	26	30	6	118	28
	28	32	7	126	30
8	32	36	7	163	34
	36	40	7	182	38
	42	46	8	211	44
8	46	50	9	230	48
	52	58	10	440	55
	56	62	10	742	59
	62	68	12	520	65
10	72	78	12	750	75
	82	88	12	850	85
	92	98	14	950	95
	102	108	16	1050	105
	112	120	18	1740	116
Средняя серия					
6	23	28	6	145	25,5
	26	32	6	191	29
	28	34	7	205	31
8	32	38	7	308	35
	36	42	7	343	39
	42	48	8	396	45
	46	54	9	600	50
	52	60	10	672	56
	56	65	10	854	61
	62	72	12	1072	67
10	72	82	12	1540	77
	82	92	12	1740	87
	92	102	14	1940	97
	102	112	16	2140	107
	112	125	18	3260	119
Тяжелая серия					
10	16	20	2,5	126	18
	18	23	3	195	20,5
	21	26	3	223	23,5
	23	29	4	312	26
	26	32	4	319	31,5
	28	35	4	426	32
	32	40	5	576	36
	36	45	5	749	40
	42	52	6	978	41
	46	56	7	1020	51

1	2	3	4	5	6
16	52	60	5	1340	56
	56	65	5	1690	60,5
	62	72	6	2140	67
	72	82	7	2460	77
20	82	92	6	3480	87
	92	102	7	3880	97
	102	115	8	3970	109
	112	125	9	6520	119

Примечание. Пример обозначения при $z = 8$ (число шлицев), $d = 36$, $D = 40$, $b = 7$ и центрировании по внутреннему диаметру для соединения: $d-8 \times 36 \text{ H7/f7} \times 40 \text{ H12/a11} \times 7 \text{ D9/h9}$; для втулки соединения: $d-8 \times 36 \text{ H7} \times 40 \text{ H12} \times 7 \text{ D9}$; для вала соединения: $d-8 \times 36 \text{ f7} \times 40 \text{ a11} \times 7 \text{ h9}$. S_F — удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей, $\text{мм}^3/\text{мм}$.

Соединения с эвольвентными зубьями (рис. 5.15) имеют исходный контур и форму по ГОСТ 6033-88.

Профиль очерчивается окружностями вершин, впадин и эвольвентами так же, как профиль зубьев зубчатых колес. Эвольвентный профиль отличается от прямобочного повышенной прочностью благодаря большому числу зубьев и наличию утолщения и закругления у основания. Его применяют для передачи больших вращающих моментов. Для обработки шлицевых валов эвольвентного профиля используется хорошо отлаженная технология изготовления зубчатых колес. От зубьев зубчатых колес их отличает больший угол профиля ($\alpha = 30^\circ$) и меньшая высота выступа ($h \approx m$), что связано с отсутствием перекатывания. Применяют центрирование по боковым поверхностям S зубьев (рис. 5.15, а), наружному диаметру D (рис. 5.15, б).

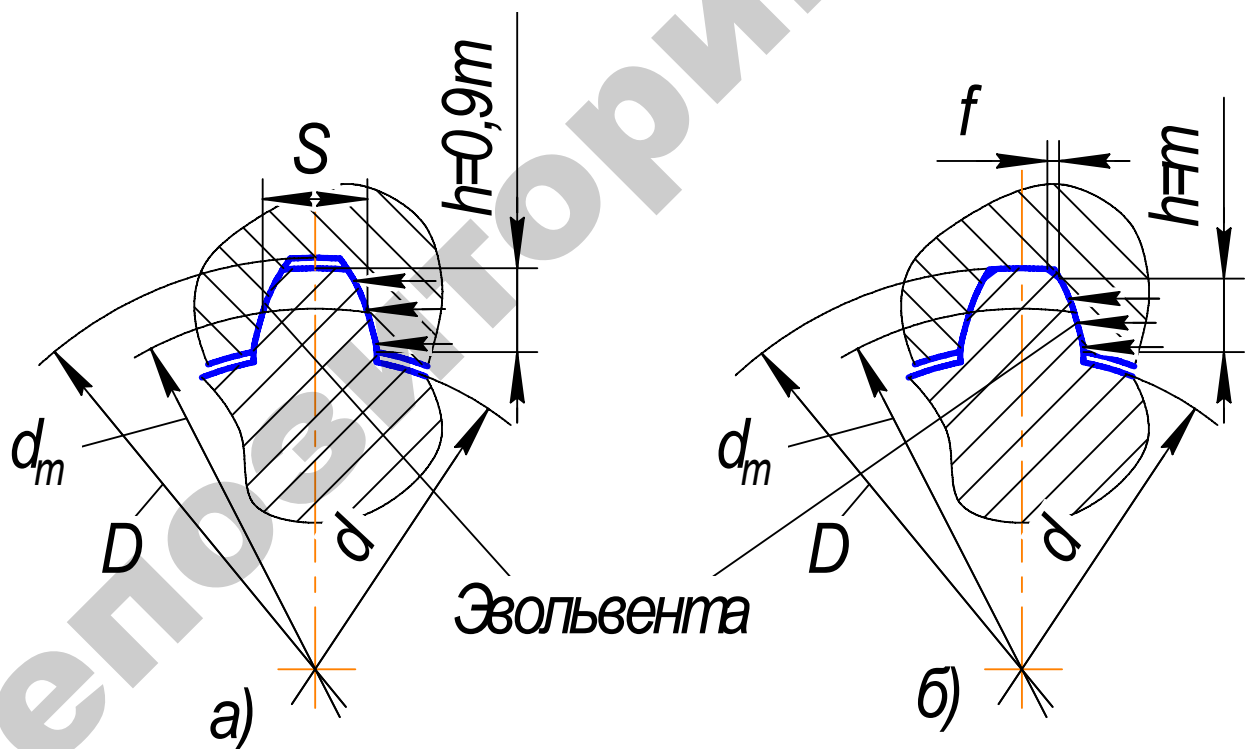


Рис. 5.15. Шлицевое соединение с эвольвентными зубьями с центрированием: а — по боковым граням; б — по наружному диаметру

Так же как в зубчатых колесах, параметры соединения определяют через модуль m ; средний диаметр $d_m = D - 1,1m$; высоту площадки контакта при центрировании по ширине боковых сторон — $h = 0,9m$, а при центрировании по внешнему диаметру — $h = m$.

Выборка данных из ГОСТ 6033-88 приведена в табл. 5.4.

Эвольвентные шлицевые соединения (по ГОСТу 6033-88)

D, мм	Модуль m (мм)				
	0,8	1,25	2	3	5
Число зубьев z					
10	11	-	-	-	-
12	13	-	-	-	-
15	17	-	-	-	-
17	20	12	-	-	-
20	23	14	-	-	-
25	30	18	-	-	-
30	36	22	-	-	-
35	-	26	16	-	-
40	-	30	18	-	-
45	-	34	21	-	-
50	-	38	24	-	-
55	-	-	26	17	-
60	-	-	28	18	-
65	-	-	31	20	-
70	-	-	34	22	-
75	-	-	36	24	-
80	-	-	38	25	-
85	-	-	-	27	15
90	-	-	-	28	16
95	-	-	-	30	18
100	-	-	-	32	18
110	-	-	-	35	20
120	-	-	-	38	22

Примечания. 1. В таблице приведены сведения по ГОСТ 6033-88 с сокращениями: номинальные диаметры D из предпочтительного 1-го ряда в интервале 10-120 мм (в стандарте 4-500 мм); соответственно модули m – из первого ряда в интервале 0,8-5 мм (в стандарте 0,5-10 мм).
2. Числа зубьев z приведены только те, которые отмечены в стандарте как предпочтительные.

Соединения треугольного профиля (рис. 5.16) применяют для деталей со стесненными габаритами по диаметру и, как правило, для неподвижных соединений. Имеют большое число мелких выступов – зубьев ($z = 20 \dots 70$), модуль $m = 0,2 \dots 1,5$ мм. Угол β профиля зуба ступицы составляет 30, 36 и 45°, центрирование – только по боковым поверхностям зубьев.

Треугольные соединения выполняют как цилиндрическими, так и коническими и торцевыми. Конусность конических соединений обычно выбирают 1:6 по впадинам вала.

Параметры соединения записывают через модуль m : $d_m = mz$; $h \cong 1,3m$.

Рассмотренные виды шлицевых соединений выходят из строя по причине износа и смятия поверхностей зубьев, их заедания из-за поломок шлицевых валов и зубьев. Однако основным критерием работоспособности шлицевых соединений является сопротивление их рабочих поверхностей смятию.

При проектировочном расчете шлицевых соединений, как и для шпоночных, после выбора по стандарту размеров сечения определяют длину выступов l_p и согласовывают ее с длиной ступицы. Длину соединения принимают не более $1,5D$. При большой длине существенно возрастают неравномерность распределения нагрузки вдоль зубьев и трудоемкость изготовления. Если получают $l_p > 1,5D$ (D – диаметр шлицевого вала), то изменяют размеры деталей, термообработку или принимают другой вид соединения. Длину ступицы принимают $l_{ст} = l_p + 4 \dots 6$ мм и более в зависимости от конструкции соединения, но не менее ширины венца зубчатой шестерни или колеса.

Для неподвижных соединений длина зубьев (выступов) $l_p = \frac{T \cdot 10^3}{S_F [\sigma_{см}]}$ и подвижных $l_p = \frac{T \cdot 10^3}{S_F [\sigma_{изн}]}$,

где T – расчетный крутящий момент (наибольший из длительно действующих моментов при переменном режиме нагружения), Н·м; S_F – удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала, мм³/мм, $S_F = 0,5 \cdot d_m \cdot h \cdot z$ (для прямобоочных шлиц см. табл. 5.3).

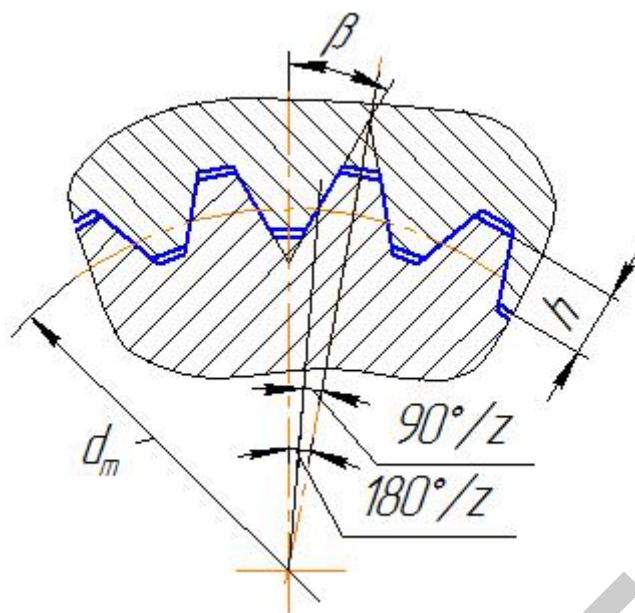


Рис. 5.16. Соединение с треугольным профилем

Значения h (рабочая высота выступа) и d_m (средний диаметр соединения) определяются в зависимости от способа центрирования, типа шлиц и рассмотрены ранее в описании соединений с прямоугольными, эвольвентными и треугольными шлицами; $[\sigma_{см}]$ и $[\sigma_{изн}]$ – допускаемые напряжения смятия и износа, МПа.

При неизвестных размерах соединения предварительно принимают $[\sigma_{см}] = 60 \dots 100$ МПа для неподвижного типа соединения с твердостью поверхностей шлиц ≤ 350 НВ, а с $H \geq 40$ HRC $[\sigma_{см}] = 100 \dots 140$ МПа. Значения $[\sigma_{изн}]$ при постоянном режиме нагружения, средних условиях работы и числе циклов нагружения $N = 10^8$ приведены в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Допустимое условное (наибольшее) давление

Термическая обработка и средняя твердость поверхности шлица	Без обработки HRC 20 (HB 218) (HB 282)	Улучшение HRC 28 (HB 270)	Закалка			Цементация или азотирование HRC 60
			HRC 40	HRC 45	HRC 52	
$[\sigma_{изн}]$, МПа	73	85	105	130	142	158
$[\sigma_{усл}]$, МПа	95	110	135	170	185	205

При неограниченном числе циклов нагружения и работе соединения без износа $[\sigma_{изн}] = 0,032$ НВ (улучшение), $[\sigma_{изн}] = 0,3$ HRC (закалка) и $[\sigma_{изн}] = 0,4$ HRC (цементация).

С учетом условий работы допускаемые напряжения смятия и износа определяются

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{S \cdot K_{см} \cdot K_D}; \quad [\sigma_{изн}] = \frac{[\sigma_{усл}]}{K_{из} \cdot K_p \cdot K_L},$$

где σ_T – предел текучести материала шлицев для одной из деталей соединения меньшей твердости;

$[\sigma_{усл}]$ – допустимое условное давление при базовом числе циклов и постоянном режиме работы (табл. 5.5).

S – коэффициент безопасности: $S = 1,25 \dots 1,4$, нижнее значение – для незакаленных рабочих поверхностей ответственных соединений; верхнее – для закаленных рабочих поверхностей и ответственных соединений;

$K_{см}$ – коэффициент концентрации нагрузки при расчете на смятие.

$$K_{см} = K_3 \cdot K_{пр} \cdot K_{п},$$

где K_3 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между шлицами, выбирается по табл. 5.6.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между шлицами K_3 , в зависимости от значений ψ

ψ	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
K_3	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0
K'_3	11,1	11,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,7	4,5

Значение коэффициента ψ (табл. 5.6) определяют по зависимости $\psi = \frac{d_m \sqrt{F_t^2 \pm F_r^2}}{2T \cdot 10^3}$.

Здесь получаем плюс при действии в одном направлении момента сил зацепления F_r и F_a относительно точки оси вала, лежащей на середине длины ступицы, минус – в разных (рис. 5.17).

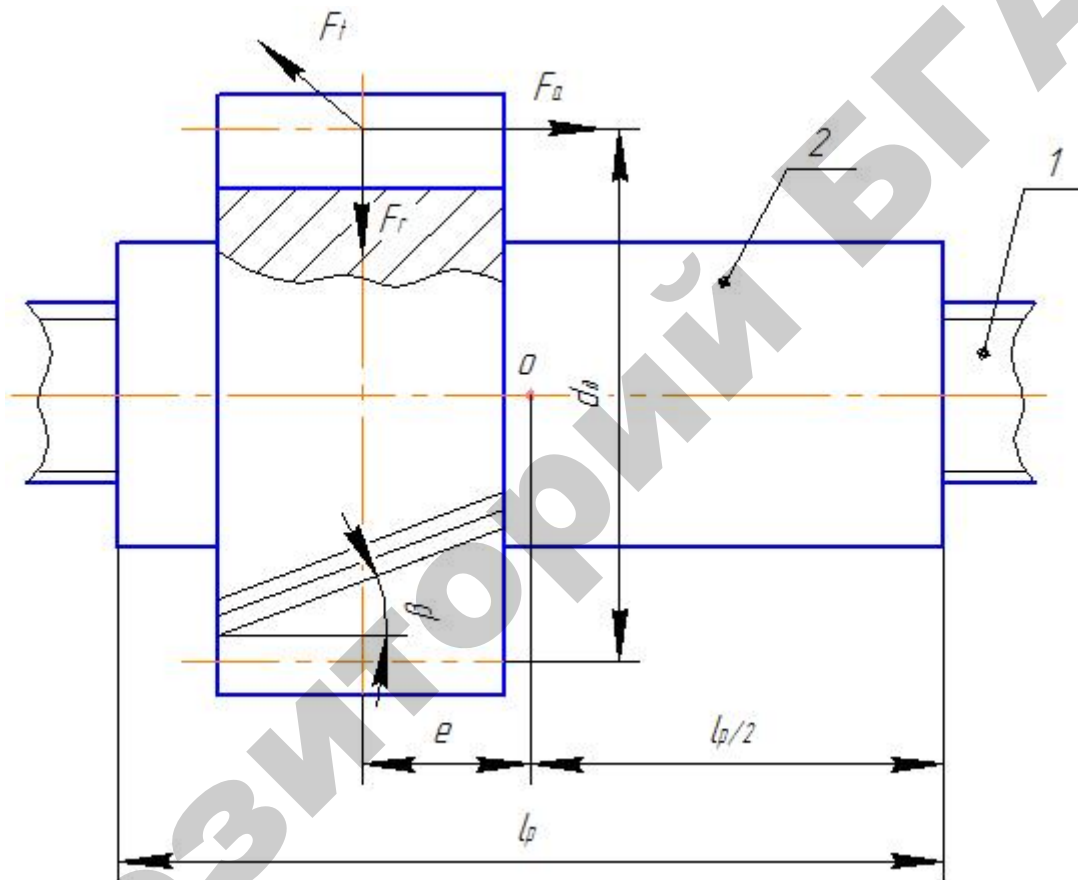


Рис. 5.17. Схема действия сил на шлицевое соединение:
1 – вал шлицевой; 2 – шестерня подвижная на шлицах

$F_t = \frac{2T \cdot 10^3}{d_o}$ – окружное усилие в зубчатом зацеплении, Н (см. рис. 5.17) при T (Н·м) и d_o (мм);

d_o – делительный диаметр шестерни (колеса), определяемый по $d_o = mz$ для прямозубого зубчатого зацепления и $d_o = \frac{m_n z}{\cos \beta}$ – для косозубого с углом наклона зубьев β .

$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$ – радиальное (распорное) усилие в зубчатом зацеплении ($\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления);

$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$ – осевое усилие.

При подводе и снятии T с одной стороны ступицы $K_{пр} = K_{кр} + K_e - 1$ – коэффициент продольной концентрации нагрузки (по длине соединения). Составляющие: $K_{кр}$ (коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала) и K_e (коэффициент концентрации давления от относительного смещения нагрузки) можно принять по табл. 5.7 и рис. 5.18.

Значение коэффициента $K_{кр}$ для прямоугольных шлицевых соединений

Наружный диаметр вала		Отношение l/D (l_p/D)							
		1,0		1,5		2,0		2,5	
Серия	D , мм	Коэффициент концентрации нагрузки							
		1	2	1	2	1	2	1	2
Легкая	До 26	1,3	1,1	1,7	1,2	2,2	1,4	2,6	1,5
	30...50	1,5	1,2	2,0	1,3	2,6	1,5	3,3	1,8
	58...120	1,8	1,3	2,6	1,4	3,4	1,7	2,4	2,0
Средняя	До 19	1,6	1,2	2,1	1,3	2,8	1,5	3,5	1,7
	20...30	1,7	1,2	2,3	1,4	3,0	1,6	3,8	1,9
	32...50	1,9	1,3	2,8	1,5	3,7	1,8	4,6	2,1
	54...112	2,4	1,4	3,5	1,7	4,8	2,1	5,8	2,4
	Свыше 112	2,8	1,5	4,1	1,9	5,5	2,5	6,8	2,7
Тяжелая	До 23	2,0	1,3	3,0	1,6	4,0	1,9	5,0	2,2
	23...32	2,4	1,4	3,5	1,8	4,7	2,1	5,7	2,4
	35...65	2,7	1,5	4,1	1,9	5,3	2,2	6,8	2,7
	72...102	2,9	1,6	4,3	2,0	5,6	2,4	7,0	2,8
	Свыше 102	3,1	1,7	4,7	2,1	6,2	2,5	7,8	3,0

Примечание. Коэффициент $K_{кр}$ приведен для двух случаев: 1 – для закаленных поверхностей при расчете на смятие; 2 – при расчете на износ и на смятие для незакаленных поверхностей. Для соединений, работающих с постоянным режимом, после приработки $K_{кр} = 1$.

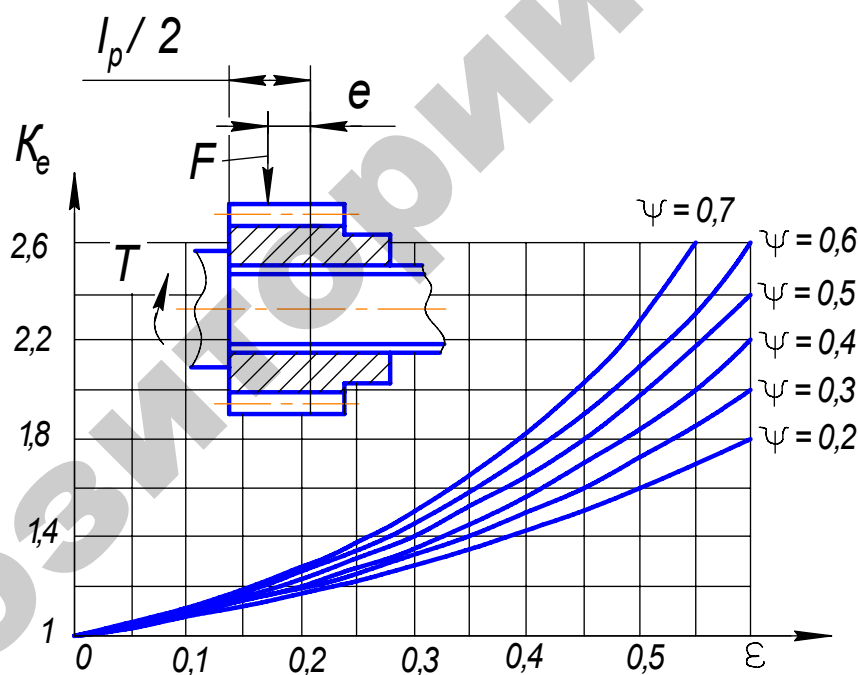


Рис. 5.18. Значения коэффициента концентрации давления от относительного смещения нагрузки

На рис. 5.18 присутствует параметр $\varepsilon = e/l_p$ для прямозубых колес, а для косозубых – $\varepsilon = e/l_p \pm \frac{0,5d_e}{l_p} \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha$ (плюс – при действии момента от F_r и F_a в одном направлении относительно точки оси вала O (рис. 5.17), минус – в разных).

Размеры e и l_p – см. рис. 5.17.

При подводе момента T с разных сторон ступицы $K_{кр}$ выбирается равным большему из значений $K_{кр}$ и K_e .

В общем коэффициенте концентрации нагрузки присутствует также коэффициент K_n (учитывает концентрацию нагрузки в связи с погрешностью изготовления шлицевого соединения).

$K_n = 1$ при отсутствии упрочнения рабочих поверхностей и при расчете на износ для поверхностей с любой термообработкой; $K_n = 1,1 \dots 1,2$ – для закаленных (цементированных, азотированных)

рабочих поверхностей шлиц и при высокой точности изготовления и $K_n = 1,3 \dots 1,6$ – для поверхностей шлиц с низкой точностью изготовления.

K_D – коэффициент динамичности нагрузки: $K_D = \frac{T_{\max}}{T}$; $K_D = 2,0 \dots 2,5$ (при частом реверсировании); $K_D = 2$ (при систематической знакопеременной нагрузке без ударов).

$K_{из} = K'_3 \cdot K_{пр}$ – общий коэффициент концентрации нагрузки при расчете на износ;

K'_3 – коэффициент учитывающий влияние неравномерности нагружения зубьев и различное скольжение на рабочих поверхностях при вращении вала (K'_3 см. в табл. 5.6 для соединений валов с цилиндрическими зубчатыми колесами. Если вал нагружен только крутящим моментом, $K'_3 = 1$);

$K_{пр}$ – коэффициент продольной концентрации нагрузки (см. ранее при определении коэффициента $K_{см}$);

K_p – коэффициент условий работы ($K_p = K_c \cdot K_{ос}$). Здесь K_c – коэффициент смазки: $K_c = 0,7$ – при обильной смазке без загрязнения; $K_c = 1$ – среднее условие смазки и $K_c = 1,4$ – при бедной смазке и работе с загрязнениями. $K_{ос}$ – коэффициент, значение которого принимается равным единице при жестком закреплении ступицы на валу. При осевом небольшом перемещении ступицы (втулки, блок шестерен, ступицы с шестерней или колесом) свилкой переключения $K_{ос} = 3,0$ (подробно см. ГОСТ 21425-75).

K_L – коэффициент долговечности ($K_L = K_n \cdot K_N$). Здесь K_n – коэффициент переменности режима и при постоянном режиме равен единице, а при других режимах (тяжелый – $K_n = 0,77$, средний – $K_n = 0,57$, легкий – $K_n = 0,43$) – см. подробнее [10, 11].

K_N – коэффициент, учитывающий общее число циклов напряжений (частоты вращения) соединения, $K_N = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot l_h \cdot n}{10^8}}$ (l_h – срок службы соединения, ч, и n – частота вращения шлицевого соединения, мин⁻¹). В приближенных расчетах для средних условий нагружения можно принимать $K_N = 1$.

В случае уже известных размеров ступицы и шлицев на валу проверяют соединение на смятие рабочих граней шлиц и на износ:

$$\sigma_{см} = \frac{T}{S_F \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}]; \quad \sigma_{изн} = \frac{T}{S_F \cdot l_p} \leq [\sigma_{изн}].$$

5.3. Соединения штифтами

Соединения штифтами предназначены для точной фиксации деталей, передачи незначительных нагрузок, а также используются в качестве предохранительных элементов, работающих на срез в муфтах предохранительных. По форме штифты изготавливаются с цилиндрической и конической поверхностями, гладкими и разрезными.

Цилиндрические штифты (ГОСТ 3128-70) устанавливают в отверстия с натягом (рис. 5.19, а) или с расклепыванием (рис. 5.19, б). Конические штифты (ГОСТ 3129-70) выполняют с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение и центрирование деталей. Основные виды из них показаны на рис. 5.19: простые (в), забиваемые в отверстия; с резьбой (г) – для извлечения при разборке, с резьбой (д) – для предохранения от ослабления натяга и в соединениях, подверженных толчкам и ударам.

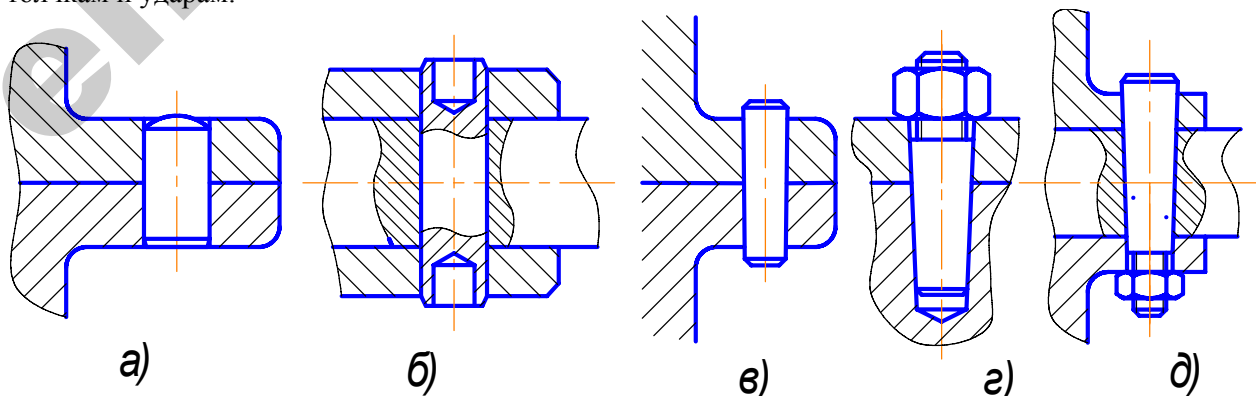


Рис. 5.19. Соединения с цилиндрическими и коническими штифтами

Штифты изготавливают из сталей 45 и А12 с допускаемым напряжением на срез $[\tau_{\text{ср}}] = 35 \dots 75$ МПа. Эти детали в соединениях рассчитывают на срез при передаче вращающего момента T (Н·м) (рис. 5.20, а). Средний диаметр штифта

$$d_{\text{ш}} = 2 \sqrt{\frac{2T \cdot 10^3}{\pi \cdot d_{\text{в}} \cdot i \cdot [\tau]}}$$

где $d_{\text{в}}$ – диаметр вала, мм;

i – число плоскостей среза (на рис. 5.20, а $i = 2$).

При восприятии штифтом поперечного усилия (рис. 5.20, б) условие прочности штифта:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2} \leq [\tau_{\text{ср}}].$$

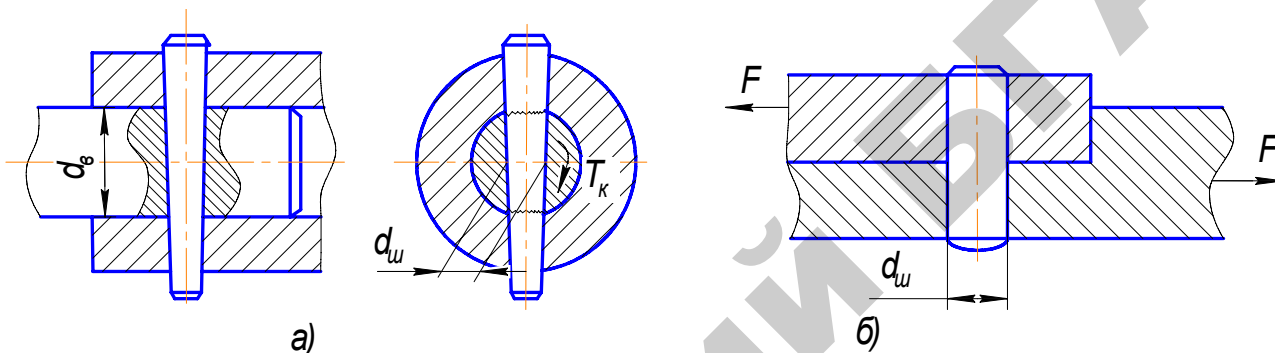


Рис. 5.20. Штифтовые соединения:

а – для передачи крутящего момента; б – для восприятия срезающей силы в стыке

5.4. Примеры расчета

5.4.1. Спроектировать в коробке передач подвижное соединение прямозубой шестерни на валу (делительный диаметр $d_1 = 75$ мм, ширина венца $b = 20$ мм), передающей мощность $P = 12$ кВт. Частота вращения вала $n = 380$ мин⁻¹, диаметр $d = 42$ мм (рис. 5.21). Материал шестерни и вала – сталь 45, термообработка – улучшение НВ 218. Соединение находится в закрытом корпусе, смазка – обильная без загрязнения, режим нагружения – средний, срок службы $L_h = 10 \cdot 10^3$ ч.

Решение.

1. Так как длина ступицы условиями задачи не оговорена, то спроектируем подвижное соединение с целью получения оптимальных размеров ступицы по длине, основываясь на прочностных характеристиках материалов подвижного соединения.

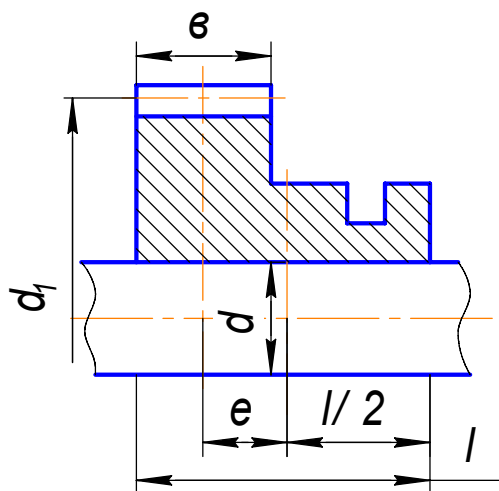


Рис. 5.21. Подвижное соединение шестерни на валу

2. В первом варианте рассмотрим подвижное соединение на призматической направляющей шпонке. По ГОСТ 8790-79 для вала $d = 42$ мм сечение шпонки $b \times h = 12 \times 8$, глубина пазов $t_1 = 5,0$ мм и $t_2 = 3,3$ мм. По рекомендации (см. 5.1) установим $[\sigma_{см}] = 40$ МПа.

Тогда из условия $\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d(h-t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}]$, рабочая длина шпонки

$$l_p = \frac{2T \cdot 10^3}{d(h-t_1)[\sigma_{см}]},$$

где крутящий момент

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{12}{380} = 301,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$l_p = \frac{2 \cdot 301,6 \cdot 10^3}{42(8-5)40} = 119,7 \text{ мм},$$

устанавливаем $l_p = 120$ мм, а полная длина $l = l_p + b = 120 + 12 = 132$ мм и согласно приложению 1 к ГОСТ 8790-79 $l = 140$ мм.

Получаем шпонку $12 \times 8 \times 140$ ГОСТ 8790-79, однако при $l \geq 1,5d$ (в рассматриваемом примере $140 \gg 1,5d = 1,5 \cdot 42 = 63$ мм) следует принимать решение о замене соединения с одной шпонкой на соединение с использованием двух шпонок или шлицевое.

3. Второй вариант: шпоночное соединение заменяем шлицевым. Размеры соединения назначаем в зависимости от номинального диаметра $d = 42$ мм вала по табл. 5.3 (ГОСТ 1139-80) из средней серии $z \times d \times D = 8 \times 36 \times 42$, т.е. число шлиц $Z = 8$; диаметры $d_m = 39$ мм и $D = 42$ мм, ширина шлиц $b = 7$ мм; $S_F = 343 \text{ мм}^3/\text{мм}$ и фаска $f(c) = 0,4$ мм (см. рис. 5.14, а), центрирование по наружному диаметру D , т.к. твердость ступицы НВ < 350 :

высота шлиц

$$h = 0,5(D-d) - 2f = 0,5 \cdot (42 - 36) - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм};$$

из

$$\sigma = \frac{T \cdot 10^3}{S_F \cdot l} \leq [\sigma_{см}] = 20 \dots 70 \text{ МПа},$$

длина ступицы (рис. 5.21)

$$l = \frac{T \cdot 10^3}{S_F \cdot [\sigma_{см}]} = \frac{301,6 \cdot 10^3}{343 \cdot 25} = 35,2 \text{ мм}.$$

Принимаем $l = 36$ мм.

Тогда из рис. 5.21

$$\frac{l}{2} = \frac{36}{2} = 18 \text{ мм} \quad \text{и} \quad e = \frac{l}{2} - \frac{b}{2} = 18 - \frac{20}{2} = 8 \text{ мм}.$$

Проверка работоспособности выбранных размеров шлицевого соединения по условию на износ. Для этого определим допускаемое напряжение износа

$$[\sigma_{изн}] = \frac{[\sigma_{усл}]}{K_{изн} \cdot K_p \cdot K_L},$$

где $[\sigma_{\text{усл}}] = 95$ МПа – допускаемое условное давление (см. табл. 5.5);

$K_{\text{изн}}$ – коэффициент концентрации нагрузки, $K_{\text{изн}} = K_3 \cdot K_{\text{пр}}$.

Здесь K_3 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между шлицами. Для выбора

его значения по табл. 5.6 определим параметр $\psi = \frac{d_m \sqrt{F_t^2 \pm F_r^2}}{2T \cdot 10^3}$, в котором F_t – окружное усилие в зубчатом зацеплении.

$$F_t = \frac{2T \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 301,6 \cdot 10^3}{75} = 8042,7 \text{ Н};$$

F_r – радиальное (распорное) усилие в зацеплении.

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 8042,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2927,5 \text{ Н},$$

тогда

$$\psi = \frac{39 \sqrt{8042,7^2 \pm 2927,5^2}}{2 \cdot 301,6 \cdot 10^3} = 0,55$$

и по табл. 5.6 $K_3 = 2,1$.

$K_{\text{пр}}$ – коэффициент продольной концентрации нагрузки (по длине соединения): $K_{\text{пр}} = K_{\text{кр}} + K_e - 1$, в котором по $l/D = 36/42 = 0,86$, пользуясь табл. 5.7, значение коэффициента концентрации нагрузки от закручивания вала $K_{\text{кр}} = 1,3$, а коэффициент концентрации давления от относительного смещения нагрузки $K_e = 1,48$, значение которого определено по рис. 5.18 по параметру $\varepsilon = e/l = 8/36 = 0,22$.

Тогда $K_{\text{пр}} = 1,3 + 1,48 - 1 = 1,78$, а $K_{\text{изн}} = 2,1 \cdot 1,78 = 3,74$.

Коэффициент условий работы $K_p = K_c \cdot K_{\text{ос}} = 0,7 \cdot 1,25 = 0,875$, где $K_c = 0,7$ – при обильной смазке без загрязнения и $K_{\text{ос}} = 1,25$ – при перемещении с помощью вилки (см. на рис. 5.21 паз на ступице для вилки переключения).

Коэффициент долговечности при коэффициенте переменности режима $K_H = 0,57$ (средний режим работы):

$$K_L = K_H \cdot K_N = 0,57 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^8}} = 0,57 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 380 \cdot 10 \cdot 10^3}{10^8}} = 0,75.$$

Тогда допускаемое и рабочее напряжения в соединении:

$$[\sigma_{\text{изн}}] = \frac{95}{3,74 \cdot 0,875 \cdot 0,75} = 38,7 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{\text{изн}} = \frac{T \cdot 10^3}{S_F \cdot l} = \frac{301,6 \cdot 10^3}{343 \cdot 36} = 24,4 \text{ МПа}.$$

Полученные значения $\sigma_{\text{изн}}$ и $[\sigma_{\text{изн}}]$ подтверждают работоспособность шлицевого соединения, так как размеры, его материал удовлетворяют условию прочности на износ $\sigma_{\text{изн}} = 24,4 < [\sigma_{\text{изн}}] = 38,7$ МПа.

5.4.2. Проверить прочность шпоночного (шлицевого) соединения под полумуфтой (длина ступицы полумуфты $L_1 = 82$ мм) соединительной муфты на выходном конце ведомого вала редуктора. Диаметр вала $d = 55$ мм и длина посадочного места $L_2 = 80$ мм. Вал передает крутящий момент $T = 834$ Н·м. Допускаемое напряжение $[\sigma_{\text{см}}] = 100$ МПа при спокойной нагрузке для ступицы и шпонки из стали 45.

Решение.

1. По ГОСТ 23360-78 (табл. 5.1) для вала $d = 55$ мм принимаем шпонку призматическую обыкновенную со следующими размерами: $b \times h = 16 \times 10$, $t_1 = 6$ мм, $t_2 = 4,3$ мм, длина шпонки $l = L_2 - (5 \dots 10) = 80 - (5 \dots 10) = 75 \dots 70$ мм, в соответствии с примечанием 1 к табл. 5.1 $l = 70$ мм, а соответственно рабочая длина шпонки $l = l_p - b = 70 - 16 = 54$ мм.

2. Рабочее напряжение смятия шпонки

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d(h-t_1) \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 834 \cdot 10^3}{55(10-6) \cdot 54} = 140,4 \text{ МПа} > [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа},$$

т.е. условие прочности не выполняется и следует использовать две шпонки или шлицевое соединение.

3. Шпоночное соединение заменим шлицевым. Соединение выполним с эвольвентными шлицами с центрированием по боковым сторонам (рис. 5.15, а). В соответствии с ГОСТ 6033-88 (табл. 5.3) по диаметру шлицевого вала $d = 55$ мм принимаем: модуль $m = 2$ мм, число зубьев $z = 26$. Тогда средний диаметр соединения $d_m = m \cdot z = 2 \cdot 26 = 52$ мм, удельный суммарный статистический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала при $h = 0,9 \cdot m = 0,9 \cdot 2 = 1,8$ мм.

$$S_F = z \cdot h \cdot \frac{d_m}{2} = 26 \cdot 1,8 \cdot \frac{52}{2} = 1216,8 \text{ мм}^3 / \text{мм}.$$

4. Проверяем прочность неподвижного шлицевого соединения на смятие рабочих граней шлицев, приняв рабочую длину шлицев $l = L_2 = 80$ мм.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T \cdot 10^3}{S_F \cdot l} = \frac{834 \cdot 10^3}{1216,8 \cdot 80} = 8,6 \text{ МПа},$$

что значительно меньше допускаемого напряжения на смятие $[\sigma_{\text{см}}] = 60 \dots 100$ МПа для незакаленных поверхностей шлиц.

5.4.3. Валы диаметром $d = 30$ мм соединяются втулочной муфтой (рис. 5.22). Для соединения деталей используются сегментные шпонки, которые следует подобрать и проверить на прочность. Передаваемая мощность при среднем режиме использования соединения $P = 10$ кВт, частота вращения валов $n = 1440 \text{ мин}^{-1}$. Материал валов и муфты – сталь 45, шпонок – сталь Ст6.

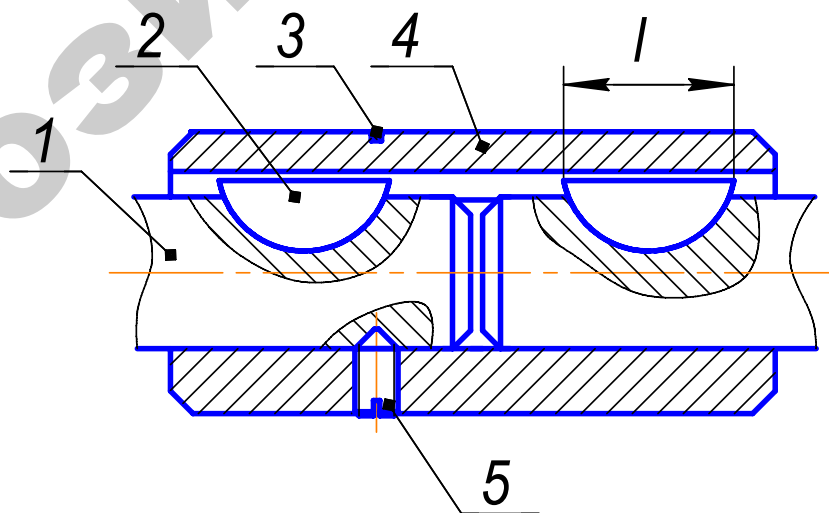


Рис. 5.22. Соединение валов втулочной муфтой:

1 – вал; 2 – шпонка сегментная (ГОСТ 24071-97); 3 – пружинное кольцо стопорное (ГОСТ 2833-77); 4 – муфта втулочная (ГОСТ 24246-96); 5 – винт установочный (ГОСТ 1476-93)

Решение.

1. По табл. 5.2 для размера валов диаметрами 30 мм выбираем две сегментные шпонки с размерами (мм): $b = 8$; $h = 11$; $d_1 = 28$; $t = 8,0$; $t_1 = 3,3$; $l = 27,3$ (см. рис. к табл. 5.2).

2. Передаваемый муфтой момент

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{10}{1440} = 66,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Напряжение при рабочей длине и высоте площадки смятия шпонки

$$l_p \approx l = 27,3 \text{ мм}, \quad K = h - t = 11 - 8 = 3 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot k \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 66,3}{30 \cdot 3 \cdot 27,3} = 54 \text{ МПа},$$

что $< [\sigma_{\text{см}}] = 80 \dots 150 \text{ МПа}$.

4. Напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot b \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 66,3}{30 \cdot 8 \cdot 27,3} = 20,2 \text{ МПа},$$

что также $< [\tau_{\text{ср}}] = 70 \dots 100 \text{ МПа}$.

Выбранные шпонки работают с большим запасом прочности.

5.4.4. Чугунный шкив клиноременной передачи с диаметром $d_{\text{ш}} = 224 \text{ мм}$ по нейтральной линии ремня насажен на вал диаметром 42 мм с клиновой врезной шпонкой (рис. 5.23). Подобрать размеры шпонки и определить предельный вращающий момент. Длина ступицы $l_{\text{ст}} = 70 \text{ мм}$, окружная сила на шкиве $F_t = 2,5 \text{ кН}$. Материал шпонки – сталь Ст5, вала – сталь 45, шкива – чугун СЧ15, коэффициент трения $f = 0,17$.

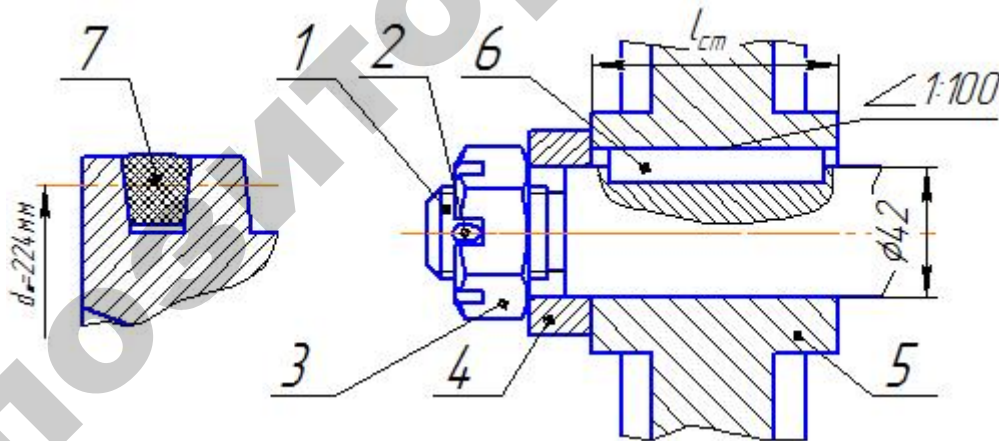


Рис. 5.23. Соединение врезной клиновой шпонкой (ГОСТ 24068-80):
1 – вал; 2 – шплинт (ГОСТ 397-79); 3 – гайка (ГОСТ 5918-73); 4 – втулка распорная; 5 – шкив;
6 – шпонка клиновая врезная; 7 – ремень клиновой

Решение.

1. Передаваемый ременной передачей вращающий момент

$$T = \frac{F_t \cdot d_{\text{ш}}}{2} = \frac{2500 \cdot 224}{2} = 280000 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 280 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. По диаметру вала $d = 42 \text{ мм}$ выбираем по ГОСТ 24068-80 или по аналогии с призматическими по табл. 5.1 клиновую шпонку с размерами $b = 12 \text{ мм}$, $h = 8 \text{ мм}$. Длину шпонки выбираем на 5 мм короче длины ступицы $l = l_{\text{ст}} - 5 = 70 - 5 = 65 \text{ мм}$, с согласованием по стандарту $l = 63 \text{ мм}$.

3. Проверка выбранных размеров шпонки по напряжениям смятия проводится путем определения допускаемого напряжения для наиболее слабого материала деталей, каким является материал ступицы из чугуна СЧ15, для которого предел прочности $\sigma_B = 320$ МПа. С учетом коэффициента безопасности $S = 1,5 \dots 2$, допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_B}{S} = \frac{320}{1,5 \dots 2} = 160 \dots 213$ МПа.

Рабочее (действительное) напряжение при $l_p = l = 63$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{12T \cdot 10^3}{[b \cdot l_p (b + 6 \cdot f \cdot d)]} = \frac{12 \cdot 280 \cdot 10^3}{[12 \cdot 63 (12 + 6 \cdot 0,17 \cdot 42)]} = 81 \text{ МПа,}$$

что $< [\sigma_{см}] = 160 \dots 213$ МПа.

4. Предельный вращающий момент, который может передать выбранная шпонка при $[\sigma_{см}] = 190$ МПа (из предела $[\sigma_{см}] = 160 \dots 213$ МПа),

$$T_{пр} = \frac{[\sigma_{см}] \cdot b \cdot l_p (b + 6 \cdot f \cdot d)}{12 \cdot 10^3} = \frac{190 \cdot 12 \cdot 63 (12 + 6 \cdot 0,17 \cdot 42)}{12 \cdot 10^3} = 513 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

5.5. Задачи для самостоятельной работы

5.5.1. Цилиндрическая прямозубая шестерня закреплена призматической шпонкой на валу $d = 42$ мм редуктора (рис. 5.24). Вал из стали 50 передает крутящий момент $T = 300$ Н·м. Материал шестерни и шпонки – сталь 45. Длина ступицы $l_1 = 52$ мм. Режим работы редуктора – средний.

Подобрать шпонку и проверить ее на прочность.

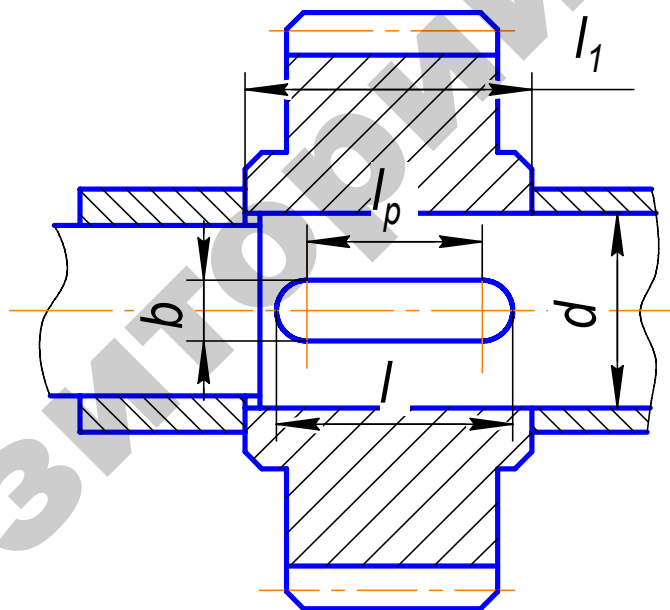


Рис. 5.24. Шпоночное соединение шестерни на валу

5.5.2. Подобрать по стандарту призматическую шпонку, соблюдая условие, что соединение передает мощность $P = 12,4$ кВт при частоте вращения $n = 720$ мин⁻¹, диаметр вала $d = 35$ мм, нагрузка – плавная, без толчков. Материал вала и насаживаемой детали – сталь 35, для которой $\sigma_B = 600$ МПа, $\sigma_T = 380$ МПа, коэффициент безопасности $S = 2,5$. Проверить прочность соединения, принимая длину шпонки $l = 1,5d$.

5.5.3. Зубчатое колесо с делительной окружностью диаметром $d_2 = 120$ мм (рис. 5.25) насажено на вал диаметром $d = 28$ мм. Соединение осуществлено сегментной шпонкой из стали Ст5. Определить окружную силу на колесе, при которой происходит срезание шпонки. Для стали Ст5 принять $\sigma_T = 380$ МПа, $\tau_T = (0,55 \dots 0,62) \sigma_T$, коэффициент безопасности $S = 1,8$, масштабный фактор $\epsilon = 0,82$.

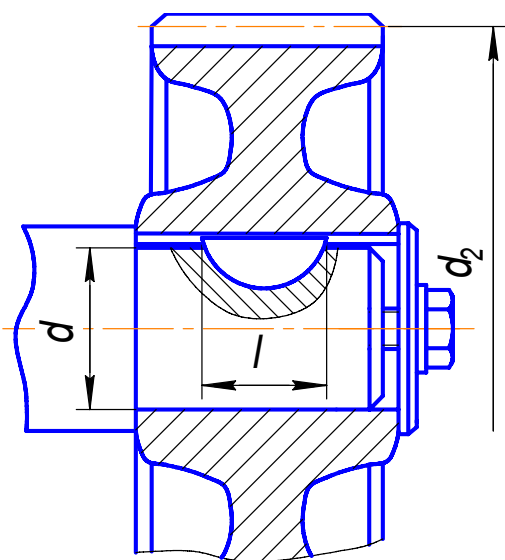


Рис. 5.25. Шпоночное соединение зубчатого колеса с валом

5.5.4. На промежуточном валу редуктора шестерня и колесо имеют одинаковые по сечению и длине призматические шпонки. Диаметр вала под колесом принять на 10 % меньше, чем под шестерней. Определить, для какого из указанных шпоночных соединений напряжение смятия меньше и на сколько (в процентах).

5.5.5. Зубчатое колесо с делительной окружностью диаметром $d_2 = 120$ мм (рис. 5.25) передает окружное усилие $F_t = 3,6$ кН. Определить необходимую длину призматической шпонки, если диаметр вала $d = 48$ мм. Материал колеса и вала – сталь 45X, шпонки – сталь Ст6, нагрузка – со слабыми толчками.

5.5.6. Подобрать и проверить работоспособность неподвижного прямобочного шлицевого соединения средней серии выходного конца вала (внутренний диаметр шлиц $d = 28$ мм) коробки передач с зубчатой полумуфтой. Соединение нагружено постоянным крутящим моментом $T = 210$ Н·м, материал контактирующих поверхностей – сталь 45 (улучшение, 280 НВ, $\sigma_T = 580$ МПа).

5.5.7. Блок шестерни в коробке передач посажен на вал с помощью подвижного эвольвентного шлицевого соединения (рис. 5.26). Длина блока шестерен $l = 80$ мм, материал – сталь 45 (термообработка – улучшение), наружный диаметр вала $D = 80$ мм, условия эксплуатации – средние, перемещение осуществляется без нагрузки, передаваемый вращающий момент $T = 800$ Н·м. Подобрать необходимое шлицевое соединение и найти напряжение смятия.

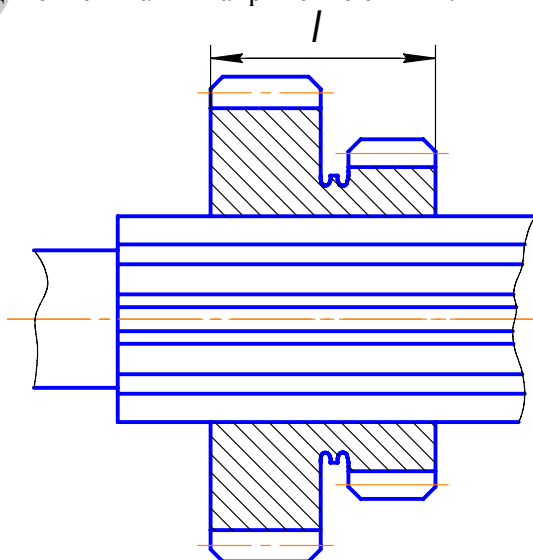


Рис. 5.26. Эвольвентное подвижное соединение блока шестерен с валом

5.5.8. Для вала диаметром $d = 40$ мм, передающего вращающий момент, необходимо подобрать рациональный тип соединения призматической, сегментной или клиновой шпонками и определить предельный момент, который эти шпонки могут передать. Принять рабочую длину шпонок $l = 50$ мм, коэффициент сцепления $f = 0,16$, допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}] = 150$ МПа. Расчетный момент определить при $[\tau] = 25$ МПа.

5.5.9. Подобрать и проверить на прочность призматическую шпонку для крепления на валу червячного колеса, передающего момент $T = 1,5$ кН·м. Колесо установлено на валу диаметром $d = 70$ мм; длина ступицы колеса $l_{ст} = 90$ мм (рис. 5.27). Материал шпонки – сталь 45, материал ступицы колеса – сталь Ст5. Допускаемое напряжения смятия $[\sigma_{см}] = 150$ МПа.

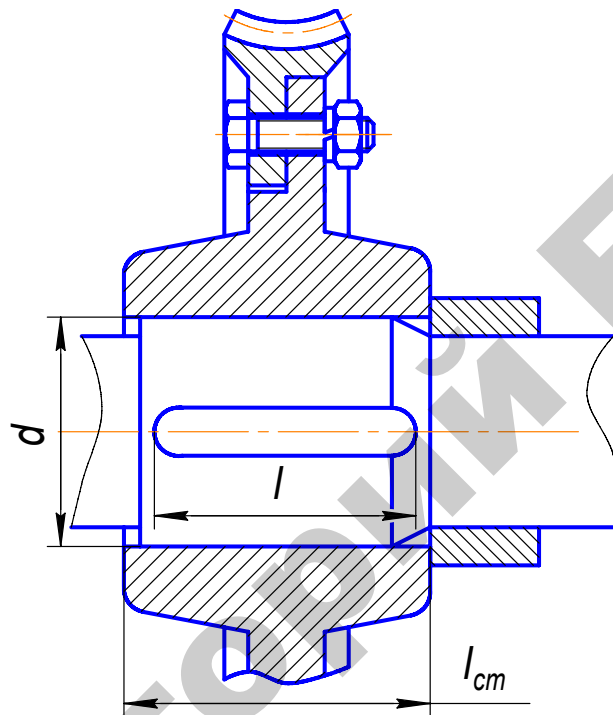


Рис. 5.27. Шпоночное соединение ступицы червячного колеса с валом

5.5.10. Определить наибольший вращающий момент, который может передать колесо без среза штифта (рис. 5.28), если $d = 10$ мм, $d_1 = 40$ мм, $[\tau_{ср}] = 80$ МПа.

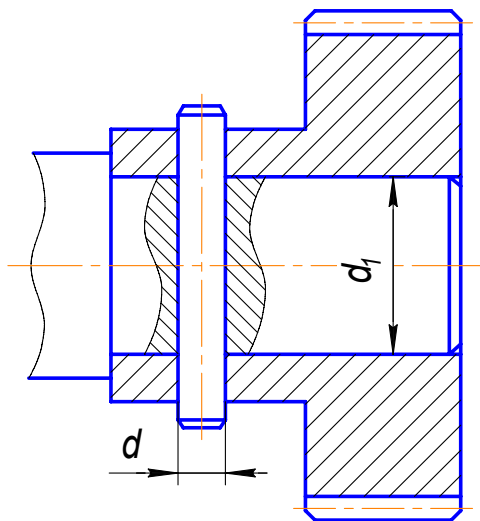


Рис. 5.28. Крепление шестерни на валу радиальным штифтом

6.1. Общие сведения

Фрикционными называют передачи, в которых движение от ведущего элемента к ведомому передается силами трения. Простейшая фрикционная передача состоит из двух катков (колес), прижимаемых друг к другу с заданной силой F_r (рис. 6.1). Контакт осуществляется внешними поверхностями (рис. 6.1, а) катков или ведущим катком 1 с внутренней поверхностью ведомого катка 2 (рис. 6.1, б). При вращении ведущего катка 1 в месте контакта возникают силы трения (сцепления), которые приводят во вращение ведомый каток 2. Заменяв цилиндрические катки коническими (рис. 6.2), можно осуществить передачу между валами с пересекающимися осями.

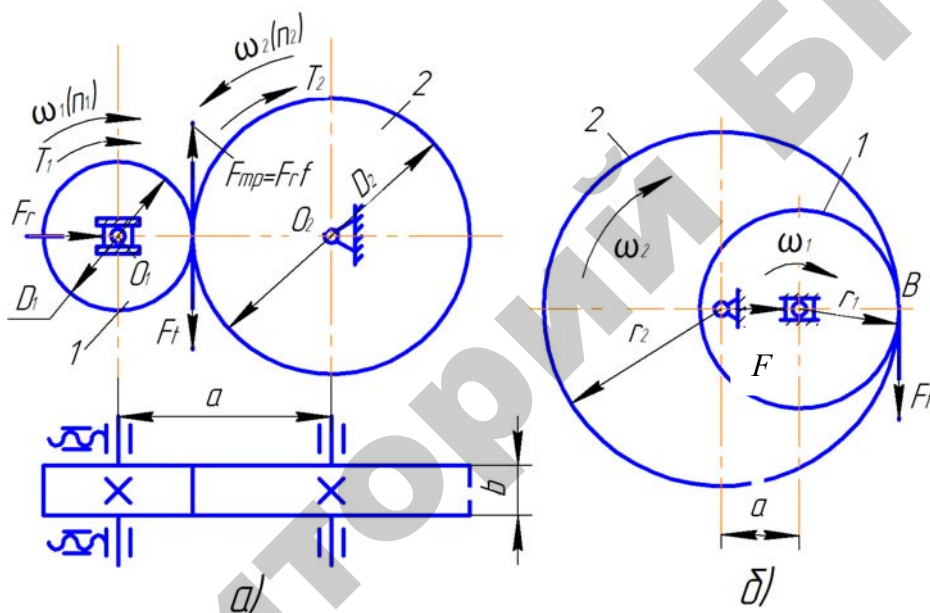


Рис. 6.1. Фрикционная передача с цилиндрическими катками

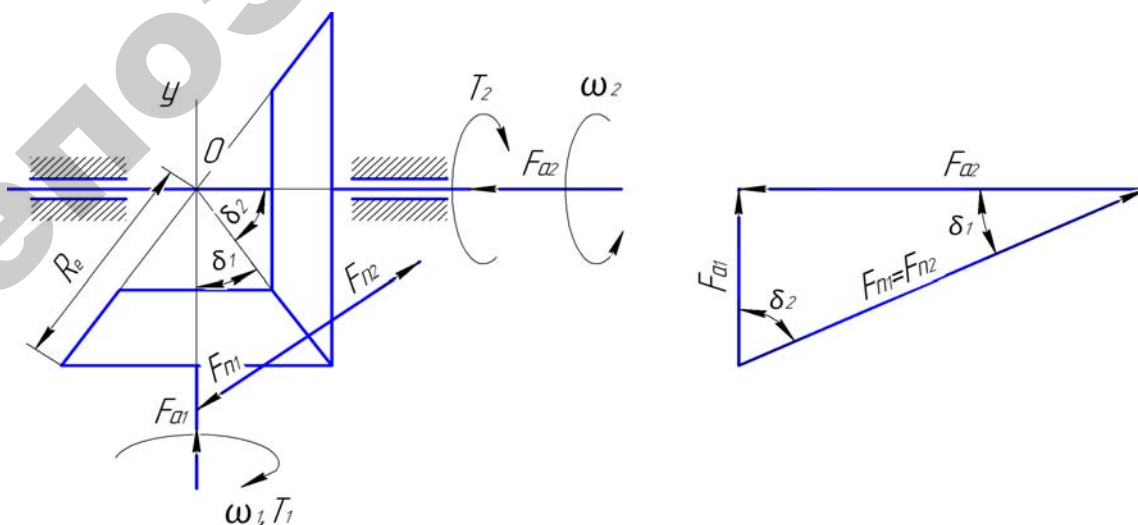


Рис. 6.2. Фрикционная передача с коническими катками

Условие работоспособности передачи $F_{\text{тр}} \geq F_r$. Здесь $F_{\text{тр}} = F_r \cdot f$ – сила трения между катками, Н; $F_t = 2 \cdot T_1 \cdot 10^3 / D_1$ – окружное усилие в Н, при вращающем моменте T в Н·м на ведущем катке диаметром D_1 ; F_r – сила прижатия катков, Н; f – коэффициент трения, который зависит от материалов соприкасающихся поверхностей катков и наличия смазочного материала.

Если смазочный материал отсутствует (сухое трение), то при взаимодействии стальных поверхностей $f = 0,1 \dots 0,12$, в случае трения стали по чугуна $f = 0,15 \dots 0,20$ или текстолиту (фibre) – $f = 0,2 \dots 0,3$. При работе в смазочном материале $f = 0,04 \dots 0,05$. Увеличение коэффициента трения до $f = 0,07 \dots 0,08$ при работе со смазочным материалом можно достичь при контакте стали с металлокерамикой.

Передаточное число фрикционной передачи катками любой формы (кроме конической)

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)},$$

где ε – коэффициент скольжения. Принимается $\varepsilon = 0,005$ для передач, работающих всухую, $\varepsilon = 0,05$ при работе в масле.

В конической фрикционной передаче (рис. 6.2) передаточное число получается, как и в конических зубчатых зацеплениях. В случае перекрещения осей с углом $\delta_\Sigma = 90^\circ$

$$U = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2}, \text{ или } U = \text{tg} \delta_2.$$

Сила прижатия катков (рис. 6.1)

$$F_r = \frac{\varphi \cdot F_t}{f} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot T_1 \cdot 10^3}{f \cdot D_1},$$

где φ – коэффициент запаса по сцеплению (для силовых передач $\varphi \approx 1,25 \dots 1,4(1,5)$, для точных приборных механизмов $\varphi = 2,5 \dots 3,0$).

В среднем получается, что $F_r \approx (15 \dots 20) F_t$, т.е. фрикционной передаче присущи значительные нагрузки на валы и опоры механизма. Для создания силы прижатия катков приходится предусматривать специальные устройства.

В конической передаче (см. рис. 6.2) при силе прижатия катков $F_{n_1} = F_{n_2}$ осевые усилия

$$F_{a_1} = F_{n_1} \sin \delta_1 = \frac{\varphi \cdot F_t}{f} \sin \delta_1, \quad F_{a_2} = \frac{\varphi \cdot F_t}{f} \sin \delta_2.$$

Эти силы уравновешиваются соответствующими радиальными нагрузками, как и в коническом зубчатом зацеплении:

$$F_{a_1} = F_{r_2} = \frac{\varphi \cdot F_t}{f \sqrt{U^2 + 1}} \quad \text{и} \quad F_{a_2} = F_{r_1} \frac{\varphi \cdot F_t \cdot U}{f \sqrt{U^2 + 1}}.$$

Так как осевая нагрузка F_{a_1} меньше по величине, нажимное устройство обычно устанавливают на ведущем валу.

Механизмы, показанные на рис. 6.1 и 6.2, имеют постоянное передаточное число. Выполнив одно из тел качения с переменным радиусом качения, можно получить фрикционную передачу с пе-

ременным передаточным числом и, следовательно, плавно менять частоту вращения ведомого катка (диска). Такие фрикционные передачи называются вариаторами.

Наибольшее применение в приводах машин получили вариаторы с непосредственным контактом ведущего катка с ведомым (рис. 6.3).

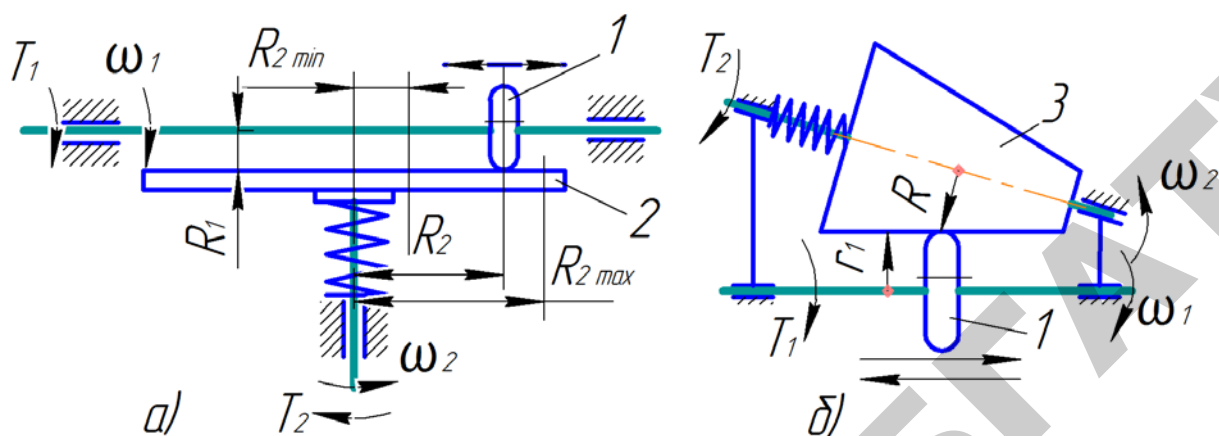


Рис. 6.3. Вариаторы с непосредственным контактом катков:
а – лобовой; б – конусный

При перемещении катка 1 вдоль оси ведущего вала меняются радиус качения на диске 2 и конусе 3 и, следовательно, передаточное число. Если каток 1 (рис. 6.3, а) будет на «оси» диска 2 , то последний не будет вращаться. При дальнейшем его перемещении в левую часть изменяется направление вращения диска, следовательно, и ведомого вала.

Также в качестве силовых передач нашли применение фрикционные вариаторы с промежуточным элементом (рис. 6.4).

Из приведенных на рисунках вариаторов широкое распространение получили клиноременные вариаторы в сельскохозяйственных машинах (зерноуборочные комбайны) и оборудовании перерабатывающих отраслей агропромышленного комплекса (взбивательные машины приготовления кремов, бисквитов, теста; дисковые свеклорезки).

На рис. 6.5 показан клиновой вариатор привода молотильного барабана зерноуборочного комбайна. Шкивы вариатора имеют неподвижные $4, 6$ и подвижные диски $2, 7$, перемещающиеся по ступицам неподвижных с помощью гидроцилиндров 1 и 5 . Скорость плавно меняется при синхронном раздвижении дисков на одном шкиве и сближении на другом, соответственно утопанию ремня 3 (диаметр шкива уменьшается) на первом и выдвигении (диаметр шкива увеличивается) на втором. Благодаря этому частота вращения барабана регулируется от 760 до 1235 мин⁻¹.

В перерабатывающем оборудовании раздвижение дисков осуществляется вручную с помощью винтовых устройств.

При помощи винтового механизма (см. рис. 6.4, а) раздвигается одна пара конусов и, наоборот, сдвигается другая, за счет чего варьируются диаметры d_1 и d_2 от значения D_{\min} до D_{\max} , следовательно, и передаточные числа.

В торовом вариаторе (рис. 6.4, б) на ведущем и ведомом валах закреплены чашки 1 и 2 , выполненные по форме кругового тора. Между чашками зажаты ролики 3 . Изменение параметров вариатора осуществляется за счет поворота роликов на осях шарнирного крепления.

Передаточные числа простых вариаторов (рис. 6.3):

$$U_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_1(1-\varepsilon)};$$

$$U_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{R_{2\min}}{R_1(1-\varepsilon)}.$$

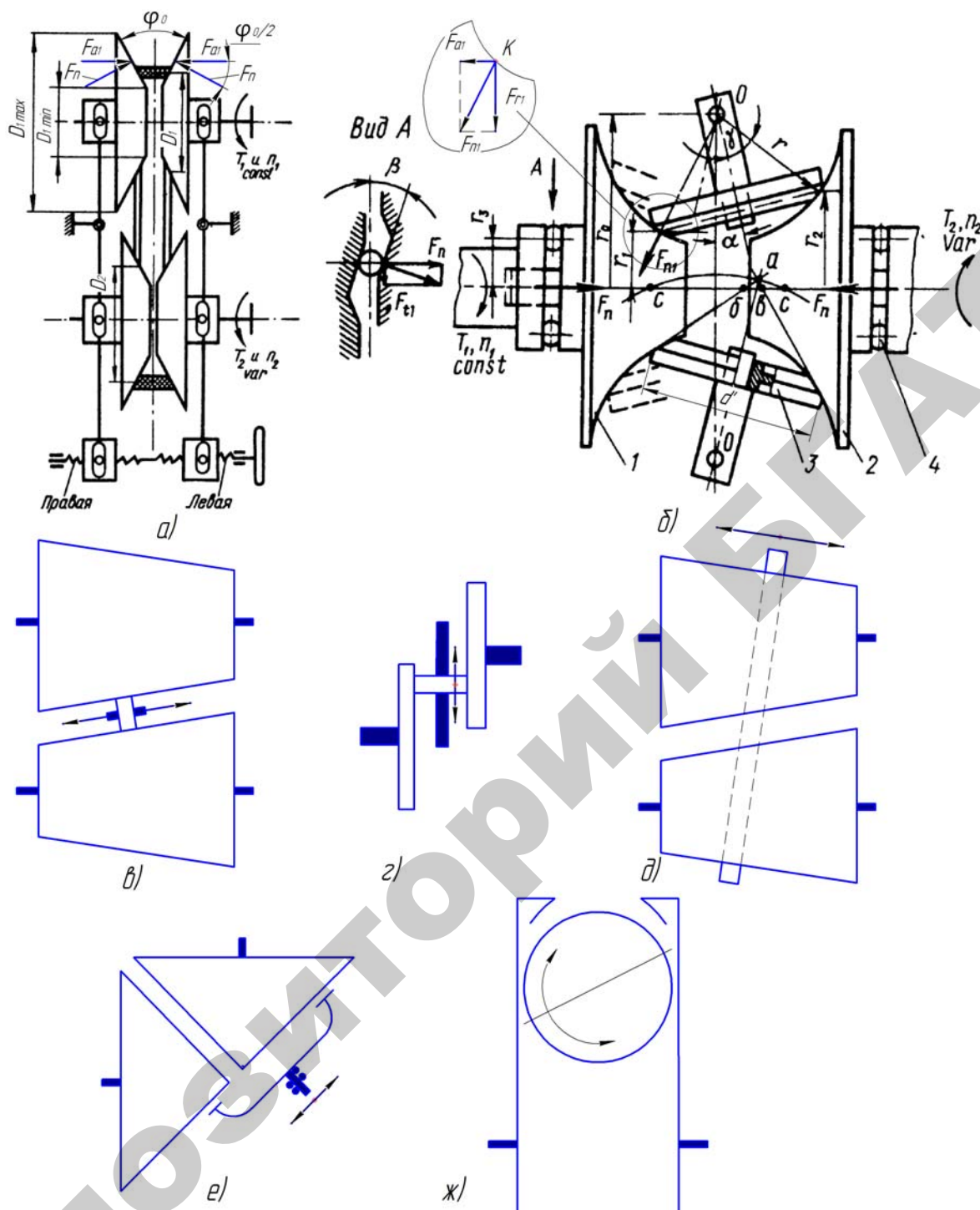


Рис. 6.4. Схемы вариаторов:

a – клиноременный с раздвижными конусами; *б* – торовой; *в* и *д* – конусный с промежуточным передвижным роликом и плоским ремнем; *з* – лобовой двухдисковый с промежуточным роликом; *е* – с коническими катками и передвижным роликом; *ж* – сдвоенный шаровой

Передаточные числа сдвоенных вариаторов с промежуточным звеном (при одновременном изменении D_1 и D_2 , см. рис. 6.4, *a* и *б*):

$$U_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{D_{2\max}}{D_{1\min}}; \quad U_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{D_{2\min}}{D_{1\max}}$$

Диапазон регулирования соответственно простых и сдвоенных вариаторов

$$D = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}, \quad D = \left(\frac{D_{1\max}}{D_{2\min}} \right)^2$$

является одной из основных его характеристик. Для любого вариатора теоретически возможно получить $R_{\min} = 0$ и $D \rightarrow 0$. Однако при малых R существенно возрастает скольжение и, следовательно, износ катков, снижается КПД. Практически диапазон регулирования простых фрикционных вариаторов ограничивается значениями 3...4, сдвоенных – 4...8. Применение больших диапазонов регулирования приводит к значительным понижениям КПД и предельной мощности на малых частотах вращения.

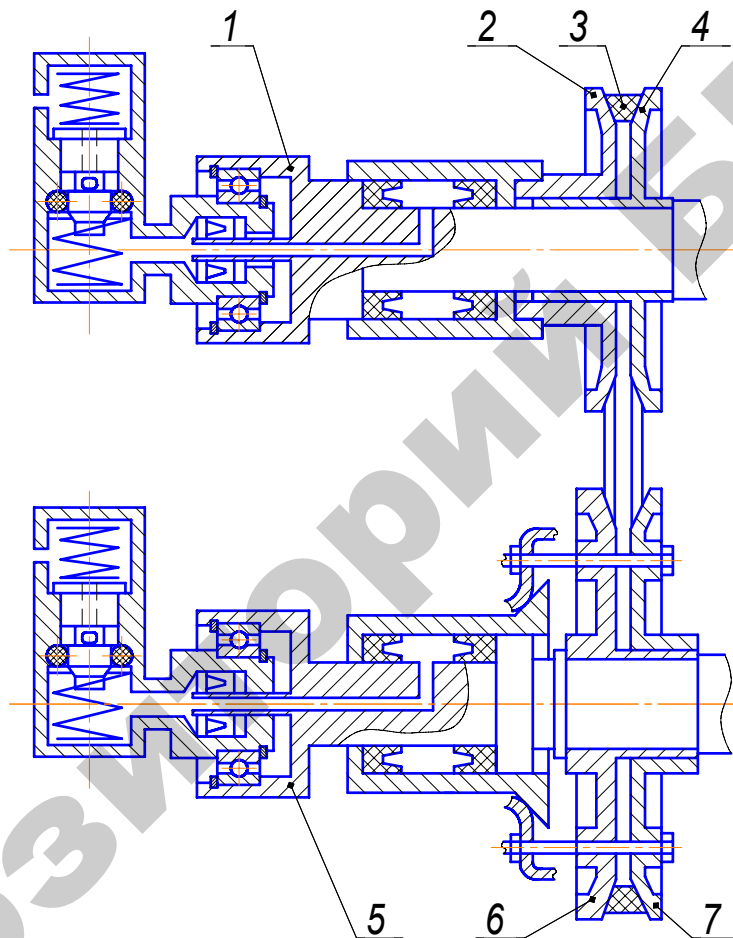


Рис. 6.5. Вариатор с раздвижными конусами привода молотильного барабана зерноуборочного комбайна

В лобовом вариаторе нормальная нагрузка прижатия катков F_r обычно создается поджатием катка 2 (рис. 6.3, а) с помощью мощных пружин.

Для стандартных клиновых ремней (ГОСТ 1284.1-89...1284.3-89) в клиноременном фрикционном вариаторе с раздвижными конусными шкивами диапазон регулирования передаточного числа получается небольшим – 1,5...1,7. В случае применения специальных широких и утолщенных ремней (ГОСТ 26379-84) его можно повысить до 8...10. Приведенный стандарт регламентирует расчет передачи и шкивов.

Сила прижатия (рис. 6.4, а) дисков к ремню равна:

$$F_{a_1} = F_n \cdot \cos\left(\frac{\varphi_0}{2}\right) = \frac{k \cdot F_t}{2 \cdot f} \cos\left(\frac{\varphi_0}{2}\right),$$

где $F_t = k \cdot F/f$ – нормальное усилие, зависящее от окружного усилия F_t , коэффициента $k = 1,2 \dots 1,4$ (при нажатии со стороны ведомого диска) и $k = 1,7 \dots 2,2$ (при нажатии на ведущий диск), коэффициент трения между контактирующими телами $f = 0,45 \dots 0,60$; φ_0 – угол канавки, образованный дисками. Угол $\varphi_0 = 26^\circ$ для вариаторов малой мощности и $\varphi_0 = 28^\circ$ для большей мощности с низким диапазоном регулирования.

В торовом вариаторе (рис. 6.4, б) ведущая 1 и ведомая 2 торовые чашки, выполненные из стали, закреплены на своих валах и вращаются в противоположном направлении. Рабочие поверхности чашек в каждом сечении описываются окружностью диаметром $D = 2r$ ($D_1 = 2r_1$, $D_2 = 2r_2$). Между элементами 1 и 2 находятся в зажатом состоянии два ролика 3, диаметром d каждый. С целью снижения требований к точности изготовления и монтажа ролики выполняются из текстолита, иногда из капролактама, ободы обрезаются. Цапфы осей поворота роликов расположены на диаметрах $D_0 = 2r_0$.

Диапазон регулирования передаточного числа торовых вариаторов $D = 6 \dots 6,25$. Для взаимного прижатия роликов и чашек чаще всего используется шариковое нажимное устройство.

Если не учитывать скольжение, то передаточное число по абсолютной величине

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_0 - r \cos(\gamma + \alpha)}{r_0 - r \cos(\gamma - \alpha)} = \frac{D_0 - D \cos(\gamma + \alpha)}{D_0 - D \cos(\gamma - \alpha)},$$

где γ – угол отклонения вершин начальных конусов роликов от осей вращения конусов чашек;

α – угол регулирования.

В местах соприкосновения каждого ролика с поверхностями чашек действуют нормальные силы F_n (см. рис. 6.4, б, вынесенная точка К), из-за чего и возникают окружные силы $F_t = f \cdot F_n$. Силы F_n с учетом запаса φ по сцеплению $F_n = \varphi \cdot F_t/f$ создают осевые составляющие: $F_{a_1} = F_n \sin(\gamma - \alpha)$, приложенная на левую ведущую чашку 1, и $F_{a_2} = F_n \sin(\gamma + \alpha)$ – на правую чашку 2 в соответствии с положением ролика 3. Также в контакте возникают радиальные нагрузки $F_{r_1} = F_n \cos(\gamma - \alpha)$ и $F_{r_2} = F_n \cos(\gamma + \alpha)$, которые уравниваются вследствие симметрично расположенных роликов. Осевые усилия на каждой чашке суммируются в зависимости от числа роликов. В рабочем режиме уменьшения частоты вращения ведомой чашки осевая нагрузка F_{a_1} на ведущую чашку меньше, поэтому обычно здесь устанавливают шариковое нажимное устройство. Наибольшее значение осевой нагрузки F_{a_1} , а значит и расчетной силы в механизме нажатия получается при $\alpha = +\alpha_{\max}$, т.е. когда реализуется максимальное передаточное число. При угле β скоса лунки (см. вид А на рис. 6.4, б) необходимая осевая сила F_n и расчетная нагрузка F_p на шарик с числом их n равны:

$$F_n = \frac{\varphi \cdot T_1 \cdot \sin(\gamma - \alpha)}{f \cdot [r_0 - r \cos(\gamma - \alpha)]}; \quad F_p = \frac{n \cdot F_{a_1}}{3 \cos \beta} = \frac{n \cdot F_n \sin(\gamma - \alpha)}{3 \cos \beta}.$$

На цапфу поворота каждого ролика действует нагрузка

$$F_{\text{ц}} = \sqrt{2F_n^2 + 2F_n^2 \cos 2\gamma} = F_n \sqrt{2(1 + \cos 2\gamma)}.$$

6.2. Критерии работоспособности и основы расчета фрикционных передач

Для фрикционных передач с металлическими катками основным критерием работоспособности является усталостная прочность. Рабочие поверхности катков, работающих в масле при жидкостном трении, разрушаются из-за усталостного выкрашивания под действием переменных (от вращения) контактных напряжений.

В передачах, работающих без смазывания или при смазывании, не обеспечивающем жидкостное трение, обычно происходит изнашивание катков. Катки из неметаллических материалов разрушаются путем отслаивания рабочих поверхностей.

Повреждению катков способствуют присущие фрикционным передачам отрицательные свойства – скольжения (упругое и геометрическое) в местах контакта соприкосновения катков, вследствие чего повышается их износ и снижается КПД до 0,9...0,94 закрытых и 0,7...0,8 открытых. Упругое скольжение является следствием упругих деформаций в зоне контакта. Происходит из-за того, что действительная площадь контакта представляется площадкой некоторой ширины (при абсолютно жесткой конструкции катков контактирование поверхностей теоретически происходит по линии или точке) и при переходе к краям этих, пусть малых площадей, имеют место незначительные взаимные смещения с небольшими скоростями. Это явление и есть упругое скольжение.

Геометрическое скольжение появляется из-за неравенства линейных скоростей на площади контакта. Оно характерно для любого вариатора. Если для ведущего ролика скорость v_1 постоянна по всей его ширине:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000},$$

то скорость диска v_2 распределяется по треугольнику от

$$v_{2\min} = \frac{\pi \cdot D_{2\min} \cdot n_{2\max}}{60 \cdot 1000} \quad \text{до} \quad v_{2\max} = \frac{\pi \cdot D_{2\max} \cdot n_{2\min}}{60 \cdot 1000}.$$

Также во фрикционной передаче может проявляться буксование, вызывающее интенсивное изнашивание катков. Наступает при перегрузках, при этом сначала ведомый каток или диск замедляется, а затем вообще останавливается. Ведущий каток продолжает вращаться и на поверхностях контактирования наступает частичное, а затем и полное проскальзывание. Износ происходит очень интенсивно. Поэтому контактная прочность и износостойкость являются основными критериями работоспособности фрикционных передач.

Контактные напряжения для фрикционных тел из стали и других материалов с коэффициентом Пуассона $\mu = 0,3$ при начальном касании по линии (с цилиндрическими, коническими и др. катками) определяются с использованием решения задачи Герца о контакте двух цилиндров

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_r \cdot E}{b \cdot \rho}},$$

где F_r – сила прижатия контактирующих тел на длине b ; E и ρ – соответственно приведенный модуль упругости материалов и радиус кривизны цилиндров:

$$E = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right); \quad \frac{1}{\rho} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2},$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов 1-го и 2-го катков; r_1 и r_2 – радиусы катков. Знак «+» соответствует внешнему контакту (см. рис. 6.1, а), знак «-» – внутреннему (см. рис. 6.1, б). Если материалы одинаковые, то $E = E_1 = E_2$: для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; чугуна $E = 1,1 \cdot 10^5$ МПа; текстолита $E = 6 \cdot 10^3$ МПа; b – длина цилиндров (контакта).

Расчет выполняют, используя условие прочностной надежности в виде $\sigma_H = [\sigma_H]$, где σ_H и $[\sigma_H]$ соответственно максимальное и допускаемое контактные напряжения. С учетом знания значений внешней нагрузки или передаваемого крутящего момента, передаточного числа, материалов катков формула Герца преобразовывается применительно к различным видам фрикционных передач.

Фрикционные катковые механизмы. Для простейшей передачи с гладкими цилиндрическими катками (рис. 6.1) при проектировочном расчете межосевое расстояние (мм)

$$a = (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{\varphi \cdot T_1 \cdot E}{f \cdot \psi_{ba} \cdot u} \left(\frac{0,418}{[\sigma_H]} \right)^2},$$

где ψ_{ba} – коэффициент ширины катка по межосевому расстоянию, $\psi_{ba} = b/a$ и его принимают равным 0,2...0,4;

T_1 – крутящий момент на ведущем катке, Н·мм;

E – приведенный модуль продольной упругости, МПа;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Так же исходя из принятия значения коэффициента ширины катка по диаметру ведущего катка $\psi_{bD} = b/D_1$ (для точных закрытых передач $\psi_{bD} = 0,8 \dots 1,2$, для обычных – $\psi_{bD} = 0,3 \dots 0,4$, для открытых – $\psi_{bD} = 0,4 \dots 0,6$), определяется диаметр ведущего катка, мм:

$$D_1 = 10^3 \sqrt[3]{\frac{4 \cdot \varphi \cdot T_1 \cdot E(u \pm 1)}{f \cdot \psi_{bD} \cdot u} \left(\frac{0,418}{[\sigma_H]} \right)^2}.$$

Для стальных катков

$$D_1 = 530 \sqrt[3]{\frac{\varphi \cdot T_1 (u \pm 1)}{f \cdot \psi_{bD} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}.$$

Остальные габаритные размеры передачи (ширина катков и диаметр ведомого катка):

$$b = \psi_{bD} \cdot D_1, \quad D_2 = u \cdot D_1 \cdot (1 - \varepsilon).$$

Проверочный расчет производится по формуле (σ_H , МПа)

$$\sigma_H = \frac{0,418}{a} \sqrt{\frac{\varphi \cdot T_1 \cdot E(u \pm 1)^3}{f \cdot b \cdot u}} \leq [\sigma_H].$$

Основным критерием работоспособности для передач с неметаллическими катками (текстолит, фибра, резина и т.п.) является износостойкость. Поведение материалов при работе катков не подчиняется закону Гука.

Нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий

$$q = \frac{F_r}{b} = \frac{T_1 \cdot \varphi(u \pm 1)}{f \cdot b \cdot a} \leq [q],$$

где $[q]$ – допускаемая нагрузка на единицу длины контактной линии для менее прочного материала катка, Н/мм.

Подставив в формулу определения q ширину обода меньшего катка $b = a \cdot \psi_{ba}$ и решив ее относительно a , получим выражение

$$a = \sqrt{\frac{\varphi \cdot T_1 (u \pm 1)}{f \cdot \psi_{ba} \cdot [q]}}.$$

При известных значениях межосевого расстояния a и передаточного числа u определяются диаметры ведущего и ведомого катков:

$$D_1 = \frac{2 \cdot a}{(u \pm 1)}, \quad D_2 = D_1 \cdot u(1 - \varepsilon).$$

Для конической передачи (см. рис. 6.6) с углом расположения валов 90° приведенную кривизну определяют по формуле

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2 \cdot \cos \delta_1}{D_1} + \frac{2 \cdot \cos \delta_2}{D_2} = \frac{2\sqrt{u^2 + 1}}{D_1 \cdot u},$$

где D_1 и D_2 – соответственно средние диаметры ведущего и ведомого катков.

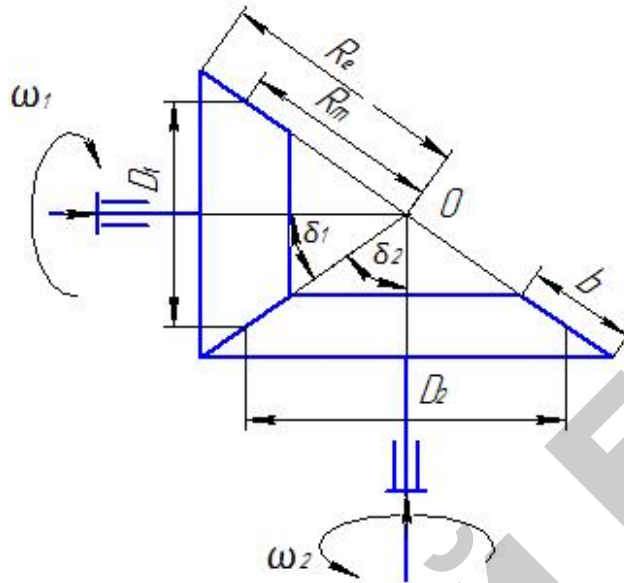


Рис. 6.6. Фрикционная коническая передача с гладкими катками

Так же

$$b = \psi_{bD} \cdot D_1 \quad \text{и} \quad F_n = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \varphi \cdot 10^3}{f \cdot D_1},$$

поэтому

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{4 \cdot T_1 \cdot \varphi \cdot E \sqrt{u^2 + 1} \cdot 10^3}{f \cdot \psi_{bD} \cdot D_1^3 \cdot u}} \leq [\sigma_H].$$

Для стальных катков средний диаметр (мм) меньшего (ведущего) катка

$$D_1 = 530^3 \sqrt{\frac{\varphi \cdot T_1 \sqrt{u^2 + 1}}{f \cdot \psi_{bD} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}.$$

Соответственно диаметр $D_2 = u \cdot D_1 \cdot (1 - \varepsilon)$,
конусное расстояние

$$R_e = \frac{D_1}{2 \cdot \cos \delta_1} + \frac{b}{2} = \frac{D_1}{2 \cdot u} \sqrt{u^2 + 1} + \frac{b}{2}.$$

Для конической передачи из материалов, не подчиняющихся закону Гука (кожа, резина и др.), расчет ведут из условия износостойкости по давлению на единицу длины q (Н/мм). Тогда среднее конусное расстояние при значении коэффициента ширины контактирующих поверхностей $\psi_m = b/R_m = 0,22 \dots 0,29$.

$$R_m \geq \sqrt{\frac{\varphi \cdot T_1 \sqrt{u^2 + 1}}{f \cdot \psi_m \cdot [q]}}$$

Для лобового вариатора $\rho = D_1/2$ (см. рис. 6.3, а). Здесь $D_1/2 = R_1$. Теоретически для такого механизма можно получить $R_{2\min} \rightarrow 0$. В отношении КПД и износостойкости лобовые вариаторы уступают другим конструкциям. В целях уменьшения нежелательного влияния геометрического скольжения ведущий каток выполняется с $\psi_{bD} = 0,08 \dots 0,15(0,2)$. Диаметр ведущего (подвижного) катка, мм, при изготовлении катков соответственно из стали (через момент T_1) и неметаллических материалов (через мощность P_1 на ведущем катке):

$$D_1 = 530 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot \varphi}{f \cdot \psi_{bD} \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad D_1 = 4371 \sqrt{\frac{P_1 \cdot \varphi}{f \cdot \psi_{bD} \cdot n_2 \cdot u \cdot [q]}}$$

а $D_{2\max} = U_{\max} \cdot D_1(1 - \varepsilon)$. В случае заданного диаметра D_1 вначале определяется его ширина

$$b = \frac{4 \cdot \varphi \cdot T_1 \cdot E \cdot 10^3}{f \cdot D_1} \left(\frac{0,418}{[\sigma_H]} \right) \leq \psi_{bD} \cdot D_1.$$

Расчет торового вариатора (см. рис. 6.4, б) также сводится к определению его основных размеров. Для этого рассчитывается основной расчетный размер – диаметр чашек, в зависимости от положения ролика, т.е. углов α_{\max} и γ .

$$D = 10 \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma_H]} \right)^2 \frac{2 \cdot \varphi \cdot T_1 \cdot E (2 \cdot \psi_p \cdot \sin \gamma + \psi_d) \cdot 10^3}{f \cdot \psi_d [\psi_0 - \cos(\gamma - \alpha_{\max})] \cdot \psi_p \cdot \psi_d \cdot n}}$$

где ψ_p – коэффициент отношения радиуса чашки к ее диаметру:

$$\psi_p = \sqrt{0,5 + \frac{\psi_0^2}{4 \cdot \cos^2(\gamma - \alpha)} - \frac{\psi_0}{2 \cdot \cos(\gamma - \alpha)}};$$

ψ_b – коэффициент ширины ролика в зависимости от его диаметра:

$$b = \psi_b \cdot d, \quad \psi_b = 0,18 \dots 0,12(0,15);$$

ψ_d – коэффициент диаметра ролика в зависимости от основного размера – диаметра чашек:

$$d = \psi_d \cdot D, \quad \psi_d = 0,6 \dots 0,7(0,8);$$

ψ_0 – коэффициент отношения диаметра расположения цапф роликов D_0 к основному расчетному размеру D . $\psi_0 = D_0/D$ – определяется по номограмме (рис. 6.7) [3].

В конструкциях торовых вариаторов обычно выдерживаются: соотношение $D_0 = (1,0 \dots 1,4) D$, значения углов $\gamma = 38 \dots 55^\circ (60^\circ)$ и $\alpha_{\max} = 10 \dots 30^\circ$. На практике используются конструкции вариаторов с $D_0 = (1,1 \dots 1,25) D$, $\gamma = 40 \dots 45^\circ$ и $\alpha_{\max} = 20 \dots 25^\circ$.

Зная эти параметры, определяются:

$$D_1 = [\psi_0 - \cos(\gamma - \alpha_{\max})] D;$$

$$D_2 = [\psi_0 - \cos(\gamma + \alpha_{\max})] D.$$

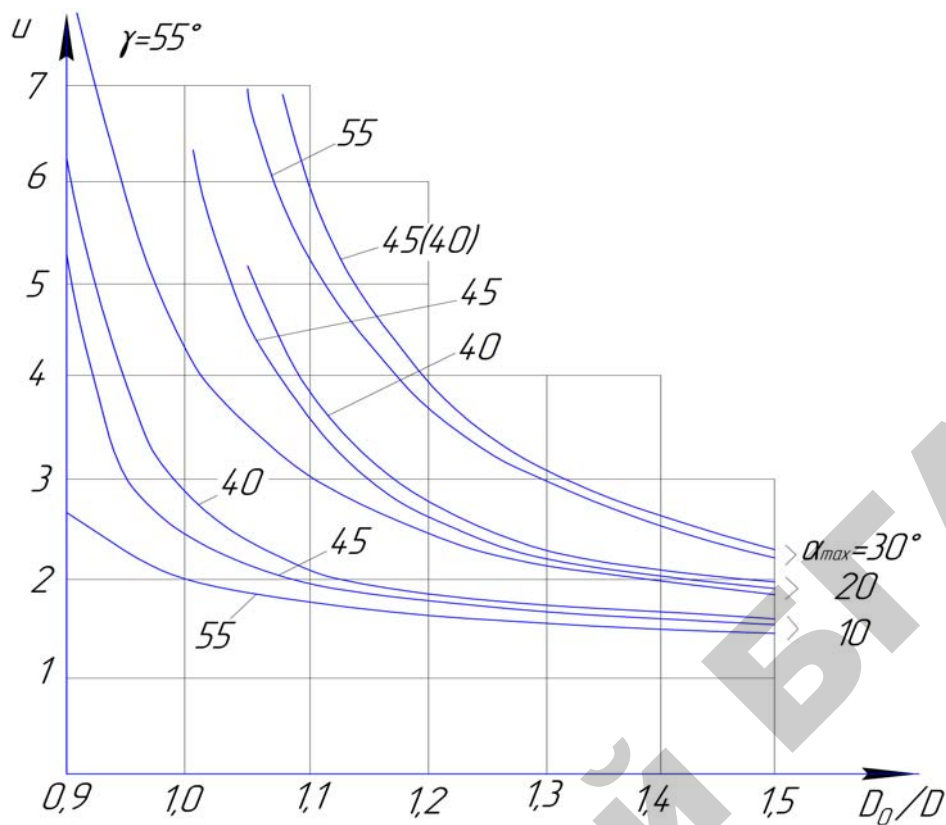


Рис. 6.7. Номограмма для расчета торового вариатора

Расчет передач с вариаторным ремнем (рис. 6.8) основывается на расчетной мощности (P_p) в кВт, передаваемой одним ремнем в условиях эксплуатации.

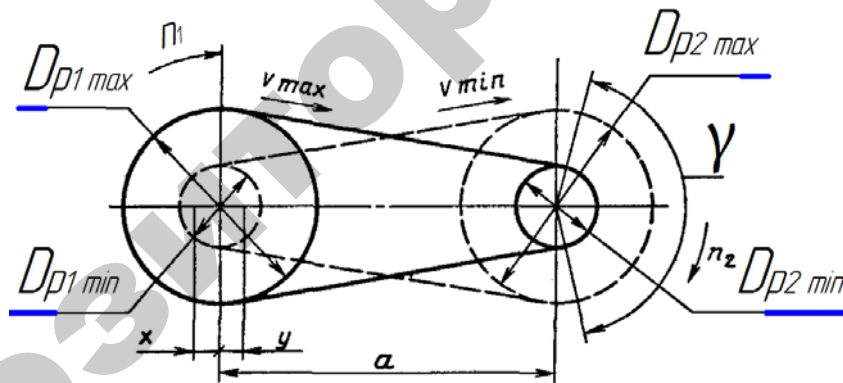


Рис. 6.8. Расчетная схема передачи с вариаторным ремнем

Расчетную мощность вычисляют по формуле

$$P_p = \frac{P_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_4}{K_3},$$

где P_0 – номинальная мощность, передаваемая клиновым вариаторным ремнем при скорости 20 м/с, угле обхвата 180° и спокойном режиме работы (табл. 6.1);

K_1 – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата шкива (α) на минимальном диаметре (табл. 6.2):

$$\alpha = 180^\circ - 57 \frac{D_{p2 \max} - D_{p1 \min}}{a} \quad \text{или} \quad \alpha = 180^\circ - 57 \frac{D_{p1 \max} - D_{p2 \min}}{a};$$

K_2 – коэффициент, учитывающий скорость ремня, при расчетных диаметрах ведущего и ведомого шкивов D_1 и D_2 , мм, и частотах вращения их n_1 и n_2 , мин^{-1} (табл. 6.3);

$$5 \text{ м/с} \leq v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \leq 35 \text{ м/с}$$

K_3 – коэффициент, учитывающий характер нагрузки и режим работы (табл. 6.4);

K_4 – коэффициент, учитывающий конструктивную схему вариатора (табл. 6.5).

Таблица 6.1

Номинальная мощность, передаваемая клиновым вариаторным ремнем при $v = 20 \text{ м/с}$ и $\alpha = 180^\circ$

Обозначение сечения ремня	Широкий диапазон регулирования вариаторов		Средний диапазон регулирования вариаторов		Низкий диапазон регулирования вариаторов	
	Ремни зубчатые				Ремни без зубьев	
	D_{pmin} , мм	P_0 , кВт	D_{pmin} , мм	P_0 , кВт	D_{pmin} , мм	P_0 , кВт
СВ-25	84	3,7	106	5,5	150	8,1
СВ-32	106	5,2	130	7,8	200	11,8
СВ-38	126	7,4	160	11,0	230	16,6
СВ-45	148	9,5	180	14,8	270	22,2
СВ-50	170	12,5	212	18,5	310	28,0

Примечания. 1. По обозначению ремней – см. главу 7, табл. 7.2, б.
2. С увеличением D_{pmin} обоих шкивов (в сравнении с указанными в табл. 6.1) мощность P_0 увеличивается пропорционально отношению принятых диаметров.

Таблица 6.2

Коэффициент K_1 , учитывающий угол обхвата α ремнем шкива

α , град	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
K_1	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

Примечание. Для промежуточных значений угла обхвата K_1 вычисляют методом линейной интерполяции.

Таблица 6.3

Коэффициент K_2 , учитывающий скорость ремня

v , м/с	5	10	15	20	25	30	35
K_2	0,30	0,60	0,85	1,00	1,10	1,05	0,90

Примечание. При других значениях скорости K_2 вычисляют методом линейной экстраполяции или интерполяции.

Таблица 6.4

Значения коэффициента K_3

Кратковременная перегрузка ремня, %	0	25	50	75	100	150
K_3	1,00	1,15	1,25	1,40	1,50	1,80

Таблица 6.5

Коэффициент K_4 , учитывающий конструктивную схему вариатора

Конструктивная схема вариатора	Симметричное регулирование обоих шкивов	Несимметричное регулирование обоих шкивов	Ведущий шкив D_1 , ведомый регулируемый от D_{2min} до D_{2max}	Ведущий шкив регулируемый от D_{1min} до D_{1max} , ведомый D_2
K_4	1,0	1,1	0,9	0,8

Мощность, передаваемую ремнем, рассчитывают при минимальной и максимальной скоростях ремня, максимальной передаваемой мощности, максимальном окружном усилии. После выбора ремня по значениям передаваемой мощности назначаются D_{p1} , D_{p2} , D (см. табл. 6.6).

Таблица 6.6

Геометрические параметры симметричных с клиновым ремнем вариаторов

Обозначение сечения ремня	Диаметры шкивов, мм			Диапазон регулирования D
	$D_{p1 \min}$	$D_{p1 \max}$	$D_{p1 \max} / D_{p2 \min}$	
	$D_{p2 \min}$	$D_{p2 \max}$	$D_{p2 \max} / D_{p1 \min}$	
1	2	3	4	5
Вариаторы малой мощности с широким диапазоном регулирования. Угол клина шкива 26°. Ремень зубчатый				
CB-25	84	152	1,8	3,3
CB-32	106	198	1,9	3,5
CB-38	126	236	1,9	3,5
CB-45	148	280	1,9	3,5
CB-50	170	320	1,9	3,5
Вариаторы средней мощности со средним диапазоном регулирования. Угол клина шкива 28°. Ремень зубчатый				
CB-25	106	106	1,6	2,5
CB-32	130	212	1,6	2,6
CB-38	160	260	1,6	2,6
CB-45	180	300	1,6	2,6
CB-50	212	345	1,6	2,6
Вариаторы большой мощности с низким диапазоном регулирования. Угол клина шкива 28°. Ремень без зубьев				
CB-25	150	210	1,4	2,0
CB-32	200	282	1,4	2,0
CB-38	230	330	1,4	2,0
CB-45	270	390	1,4	2,1
CB-50	310	445	1,4	2,0

После подбора сечения ремня и назначения геометрических параметров вариатора определяется конструктивно межосевое расстояние с учетом минимального и максимального его значений:

$$a_{\min} = 0,55(D_{p1} + D_{p2}) + h,$$

где h – высота профиля ремня (табл. 7.2, б);

$$a_{\max} = 2(D_{p1} + D_{p2}).$$

В остальном проектирование и расчет передачи с вариаторным ремнем основывается на расчетных зависимостях клиноременной передачи с согласованием получаемых параметров по ремням и шкивам со стандартными значениями, приведенными в табл. 7.2, б и 7.20, б.

6.3. Применяемые материалы и допускаемые напряжения

Для изготовления фрикционных катков применяют следующие сочетания материалов: закаленная сталь – закаленная сталь (40ХН, 12ХН3, 18ХГТ, ШХ15 и другие с HRC не менее 60) в быстроходных закрытых силовых передачах работающих чаще всего в смазочном материале; чугун – сталь или чугун в открытых тихоходных силовых передачах; текстолит, гетинакс или фибра – сталь в малонагруженных открытых передачах.

В настоящее время сравнительно редко применяют (для одного из катков) кожу, дерево, резину вследствие их малой поверхностной прочности.

Расчетные значения коэффициентов трения f , допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ и до-

пускаемые нагрузки на единицу длины контактной линии $[q]$ для различных сочетаний материалов приведены в табл. 6.7.

При ограниченном ресурсе допускаемые контактные напряжения определяются:
при твердости материала $HB \leq 350$

$$[\sigma_H] = [\sigma'_H] \sqrt[6]{\frac{25 \cdot 10^6}{N_{HE}}};$$

при твердости материала $HB > 350$

$$[\sigma_H] = [\sigma'_H] \sqrt[9]{\frac{2 \cdot 10^8}{N_{HE}}},$$

где N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружений, которое зависит от режима нагружения и характера действия механизма прижатия фрикционной передачи. Если режим нагружения постоянный (нагрузка и частота вращения), то

$$N_{HE} = 60 \cdot n \cdot c \cdot L_h,$$

где n – частота вращения, мин^{-1} ;

c – число контактов рабочих катков за один оборот;

L_h – ресурс, число часов работы за весь срок службы.

Большинство фрикционных передач работают при переменных режимах. Эти режимы характеризуются различными действующими моментами, частотой вращения и продолжительностью работы L_h в часах (рис. 6.10).

В этом случае

$$N_{HE} = 60 \cdot L_h \cdot n \cdot c \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^3 \frac{L_{h_i} \cdot n_i}{L_h \cdot n_1},$$

где T_1 и n_1 – вращающий момент и частота вращения, соответствующие режиму с наибольшей нагрузкой;

T_i, n_i и L_{h_i} – соответственно вращающий момент, частота вращения и время i -го режима нагрузки;

L_h – ресурс, число часов работы передачи за весь срок службы, ч. Значения T_i, n_i и L_{h_i} выбирают из циклограммы нагружения (см. рис. 6.10).

В случае, когда $N_{HE} > 25 \cdot 10^6$ или $2 \cdot 10^8$, подкоренное выражение не вычисляется и значение его принимается равным 1.

Таблица 6.7

Рекомендуемые материалы роликов, коэффициенты трения и допускаемые $[\sigma'_H]$ и $[q]$

Материал	Марка	Условия работы	f	$[\sigma'_H]$, МПа	$[q]$, Н/мм
Сталь по стали ($HV \geq 350$) ($HV < 350$)	ШХ15, 18ХНВА, 18ХГТ, 40Х, 40ХН, 12ХН3	В смазочном материале линейный контакт В смазочном материале точечный контакт	0,05	20...24 HRC 2,4...2,8 HB 2000...2500	— —
Сталь по стали ($HV \leq 350$)	Среднеуглеродистые стали и легированные	Без смазочного материала (сухое трение)	0,1...0,15	(2,3...2,6) HB (1,2...1,5) HB	—
Чугун по чугуну	СЧ15 (HB 160...230) СЧ18 (HB 170...230) СЧ24 (HB 170...240) ВЧ50 (HB190...225) ВЧ60 (HB200...270)	В смазочном материале	0,05	1,5 HB 1,8 HB	— —
Прорезиненная ткань по стали или чугуну		Без смазочного материала (сухое трение)	0,50...0,60	—	10..30
Текстолит по стали или чугуну		Без смазочного материала (сухое трение)	0,2...0,25	—	40...80
Фибра по стали или чугуну Кожа по стали или чугуну		Без смазочного материала (сухое трение)	0,15...0,2	—	35...40

6.4. Примеры расчета

6.4.1. Определить размеры и требуемое поджатие гладких стальных катков простейшей фрикционной передачи (см. рис. 6.1), если передаваемый крутящий момент $T_1 = 52$ Н·м, частота вращения ведущего вала $n_1 = 1450$ мин⁻¹, передаточное число передачи $u = 2$. Передача работает в закрытом корпусе при обильном смазочном материале. Нагрузка – с незначительными колебаниями, срок службы $L = 5$ лет, коэффициенты суточной и годовой загрузки соответственно $K_c = 0,33$, $K_r = 0,7$.

Решение.

Для изготовления катков принимаем сталь 40Х, улучшение с НВ 260. Коэффициенты запаса сцепления $\varphi = 1,5$ и трения $f = 0,05$; коэффициент упругого скольжения $\varepsilon = 0,02$ и коэффициент ширины катка по диаметру $\psi_{bD} = 0,3$.

1. Допускаемое контактное напряжение при одноконтактной работе ($c = 1$)

$$[\sigma_H] = [\sigma'_H] \sqrt[6]{\frac{25 \cdot 10^6}{N_{HE}}},$$

где $[\sigma'_H] = 2,6 \cdot \text{HB} = 2,6 \cdot 260 = 676$ МПа (см. табл. 6.7);

$$1,0 \leq \sqrt[6]{\frac{25 \cdot 10^6}{N_{HE}}} \leq 2,8;$$

$$\begin{aligned} N_{HE} &= 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot L_h = 60 \cdot \frac{n_1}{u} \cdot c \cdot 24 \cdot K_c \cdot 365 \cdot K_r \cdot L = \\ &= 60 \cdot \frac{1450}{2} \cdot 1 \cdot 24 \cdot 0,33 \cdot 365 \cdot 0,7 \cdot 5 = 44 \cdot 10^7, \text{ что } > 25 \cdot 10^6. \end{aligned}$$

Тогда $[\sigma_H] = 676 \cdot 1 = 676$ МПа.

2. Диаметр ведущего катка

$$D_1 = 530 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot \varphi (1+u)}{\psi_{bD} \cdot f \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}} = 530 \sqrt[3]{\frac{52 \cdot 1,5 (1+2)}{0,3 \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 676^2}} = 136,5 \text{ мм},$$

принимаем D_1 до 140 мм.

3. Диаметр ведомого катка D_2 и ширина ведущего b_1 и ведомого b_2 катков

$$D_2 = D_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon) = 140 \cdot 2 \cdot (1 - 0,02) = 274,4 \text{ мм},$$

устанавливаем $D_2 = 275$ мм.

$$b_2 = \psi_{bD} \cdot D_1 = 0,3 \cdot 140 = 42 \text{ мм},$$

принимаем $b_2 = 45$ мм.

Получаем

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) \text{ мм} = 48 \text{ мм}.$$

4. Межосевое расстояние

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{140 + 275}{2} = 208 \text{ мм}.$$

5. Усилие прижатия роликов

$$F_r = \frac{\varphi \cdot 2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{f \cdot D_1} = \frac{1,5 \cdot 2 \cdot 52 \cdot 10^3}{0,05 \cdot 140} = 22286 \text{ Н.}$$

В результате расчета получено, чтобы передать крутящий момент $T_1 = 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$ катками с размерами $D_1 = 140 \text{ мм}$, $D_2 = 275 \text{ мм}$, $b_1 = 48$ и $b_2 = 45 \text{ мм}$ необходимо создать прижатие их силой не менее 22 кН . Эта сила, а также соответствующая нагрузка на валы и опоры большая, что вызывает усложнение конструкции нажимного устройства.

6.4.2. Рассчитать коническую фрикционную передачу (рис. 6.6) по следующим данным: мощность на ведущем катке $P_1 = 2,2 \text{ кВт}$ и частота вращения его $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$; передаточное число $u = 2$. Ведущий каток изготовлен из чугуна СЧ15, ведомый каток облицован прорезиненной тканью с допускаемым давлением на единицу длины $[q] = 30 \text{ Н/мм}$; коэффициент трения $f = 0,3$; коэффициенты $\psi_m = 0,25$; $\varepsilon = 0,015$; межосевой угол $\Sigma = 90^\circ$.

Решение.

1. Принимаем коэффициент запаса сцепления $\varphi = 1,3$.

2. Момент на ведущем катке

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{2,2}{1000} = 21 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

3. Момент на ведомом катке и углы конусов передачи (КПД передачи $\eta = 0,85$):

$$T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot u = 21 \cdot 0,85 \cdot 2 = 35,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = 1/u = 1/2 = 0,5,$$

откуда $\operatorname{arctg} \delta_1 = 26,565^\circ = 26^\circ 34'$;

$$\delta_2 = 90^\circ - 26^\circ 34' = 63^\circ 26'.$$

4. Среднее конусное расстояние

$$R_m = \sqrt{\frac{\varphi \cdot T_1 \sqrt{u^2 + 1}}{\psi_m \cdot f \cdot [q]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 21 \sqrt{2^2 + 1}}{0,25 \cdot 0,3 \cdot 30}} = 164,7 \text{ мм},$$

устанавливаем $R_m = 165 \text{ мм}$.

5. Средние диаметры:
ведущего катка

$$D_1 = \frac{2 \cdot R_m}{\sqrt{u^2 + 1}} = \frac{2 \cdot 165}{\sqrt{2^2 + 1}} = 147,6 \text{ мм},$$

ведомого катка

$$D_2 = D_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon) = 147,6 \cdot 2 \cdot (1 - 0,015) = 299,77 \text{ мм}.$$

6. Ширина катков

$$b_2 = b_1 = \psi_m \cdot R_m = 0,25 \cdot 165 = 41,25 \text{ мм},$$

устанавливаем $b_2 = b_1 = 42 \text{ мм}$.

7. Конусное расстояние

$$R_e = \frac{D_1}{2} \sqrt{u^2 + 1} + \frac{b_2}{2} = \frac{147,6}{2} \sqrt{2^2 + 1} + \frac{42}{2} = 186,0 \text{ мм}.$$

8. Усилие прижатия катков

$$F_r = \frac{2 \cdot \varphi \cdot T_1 \cdot \sin \delta_1}{f \cdot D_1} = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 21 \cdot \sin 26,565^\circ \cdot 10^3}{0,3 \cdot 147,6} = 551,4 \text{ Н}.$$

6.4.3. Рассчитать лобовую фрикционную передачу винтового пресса (рис. 6.9) по следующим данным: момент на ведущих дисках $T_1 = 57,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота вращения этих дисков $n_1 = 500 \text{ мин}^{-1}$, наименьшая частота вращения маховика $n_{2\min} = 200 \text{ мин}^{-1}$. Диапазон регулирования $D = 2,5$. Диски и маховик изготовлены из чугуна СЧ15. Обкладка маховика выполнена из кожи, для которой $[q] = 19,5 \text{ Н/мм}$ коэффициент трения ее по чугуну $f = 0,3$.

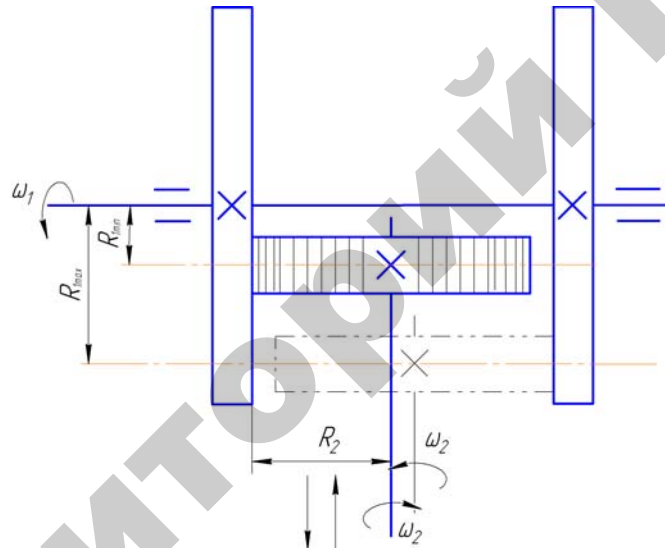


Рис. 6.9. Схема лобовой фрикционной передачи

Решение.

1. Установим значение коэффициента запаса сцепления $\varphi = 1,4$, а коэффициента ширины маховика $\psi_{bD} = 0,2$.

2. Наибольшая частота вращения маховика

$$n_{2\max} = n_{2\min} \cdot D = 200 \cdot 2,5 = 500 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Предельные передаточные числа:

$$U_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{500}{200} = 2,5; \quad U_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{500}{500} = 1.$$

4. Мощность на ведущих дисках

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot n_1}{9550} = \frac{57,3 \cdot 500}{9550} = 3 \text{ кВт.}$$

5. Диаметр маховика

$$D_2 = 4371 \sqrt{\frac{\varphi \cdot P_1}{\psi_{bD} \cdot f \cdot n_{2\min} \cdot U_{\min} \cdot [q]}} = 4371 \sqrt{\frac{1,4 \cdot 3}{0,2 \cdot 0,3 \cdot 200 \cdot 1 \cdot 19,5}} = 585,6 \text{ мм,}$$

устанавливаем $D_2 = 586 \text{ мм.}$

6. Ширина маховика

$$b = \psi_{bD} \cdot D_2 = 0,2 \cdot 586 = 117 \text{ мм,}$$

принимаем $b = 118 \text{ мм.}$

7. Предельные значения рабочих радиусов и диаметров дисков:

$$R_{1\min} = \frac{D_2}{2 \cdot U_{\max}} = \frac{586}{2 \cdot 2,5} = 117,2 \text{ мм, } D_{1\min} = 234,4 \text{ мм,}$$

$$R_{1\max} = \frac{D_2}{2 \cdot U_{\min}} = \frac{586}{2 \cdot 1} = 293 \text{ мм, } D_{1\max} = 586 \text{ мм,}$$

и с учетом ширины маховика и запаса

$$D_{1\max} = 586 + 118 + 10 = 714 \text{ мм.}$$

8. Сила прижатия дисков к маховику в зависимости от направления вращения винта прессы

$$F_{r\max} = \frac{\varphi \cdot 2 \cdot T_1}{f \cdot D_{1\min}} = \frac{1,4 \cdot 2 \cdot 57,3 \cdot 10^3}{0,3 \cdot 234,4} = 2281,6 \text{ Н.}$$

Передача получается внушительных размеров ($D_{1\max} = 714 \text{ мм}$), имеет значительную радиальную нагрузку $F_{r\max} = 2,3 \text{ кН.}$

6.4.4. Рассчитать размеры торового вариатора, работающего в корпусе со смазочным материалом (см. рис. 6.4, б). Число роликов $n = 2$, мощность на ведущей чашке $P_{\text{вщ}} = 6,1 \text{ кВт}$, частота вращения чашек: ведущей – $n_{\text{вщ}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$, ведомой – $n_{\text{вм1}} = 306 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{вм2}} = 470 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{вм3}} = 1020 \text{ мин}^{-1}$, срок службы вариатора $L_h = 10000 \text{ ч}$, характер графика нагрузки – см. график на рис. 6.10.

Решение.

1. Выбираем в качестве материала для чашек и роликов сталь ШХ15. Ее твердость после закалки составляет HRC 48...52, приведенный модуль упругости $E = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, коэффициент запаса сцепления $\varphi = 1,5$, коэффициент упругого сцепления $\epsilon = 0,02$, коэффициент трения $f = 0,05$, коэффициент ширины и диаметра ролика $\psi_{bD} = 0,1$ и $\psi_{dD} = 0,6$.

2. Эквивалентное число циклов нагружений при числе контактов роликов с чашками $c = 2$

$$N_{HE} = 60 \cdot L_h \cdot c \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \frac{L_{h_i} \cdot n_i}{L_h} = 60 \cdot 10000 \cdot 2 \left[\left(\frac{T_{\max}}{T_{\max}} \right)^3 \frac{0,5 L_h \cdot n_{\text{вм1}}}{L_h} + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{0,65 \cdot T_{\max}}{T_{\max}} \right)^3 \frac{0,3 \cdot L_h \cdot n_{\text{вм2}}}{L_h} + \left(\frac{0,3 \cdot T_{\max}}{T_{\max}} \right)^3 \frac{0,2 L_h \cdot n_{\text{вм3}}}{L_h} \right] =$$

$$= 12 \cdot 10^5 [1^3 \cdot 0,5 \cdot 306 + 0,65^3 \cdot 0,3 \cdot 470 + 0,3^3 \cdot 0,2 \cdot 1020] =$$

$$= 12 \cdot 10^5 \cdot 197,2 = 2,4 \cdot 10^8.$$

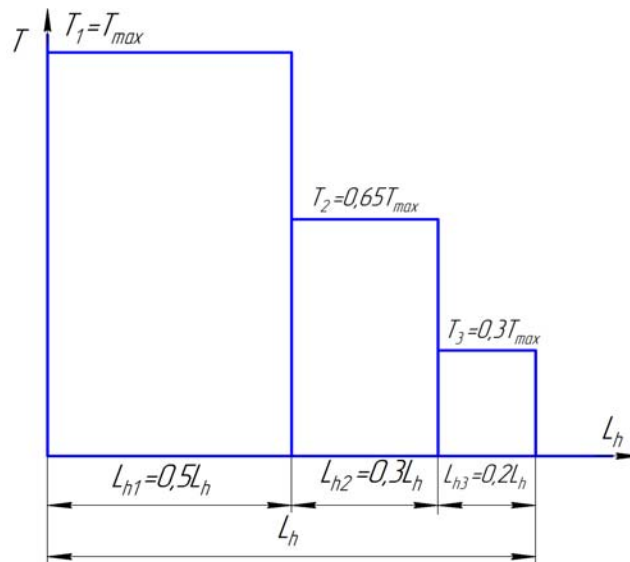


Рис. 6.10. График нагрузки вариатора

3. Так как $N_{HE} = 2,4 \cdot 10^8 > 2,0 \cdot 10^8$, то коэффициент, учитывающий долговечность работы торового вариатора,

$$K_L = \sqrt[9]{\frac{2,0 \cdot 10^8}{N_{HE}}} = \sqrt[9]{\frac{2,0 \cdot 10^8}{2,4 \cdot 10^8}} < 1,$$

принимаяем $K_L = 1$.

4. Допускаемые контактные напряжения для чашек и роликов (приняв HRC = 50)

$$[\sigma_H] = [\sigma'_H] \cdot K_L = 24 \cdot \text{HRC} \cdot 1 = 24 \cdot 50 \cdot 1 = 1200 \text{ МПа.}$$

5. Предельные передаточные числа вариатора:

$$U_{\min} = \frac{n_{\text{ещ}}}{n_{\text{ВМ}_3}} = \frac{1000}{1020} = 0,98;$$

$$U_{\max} = \frac{n_{\text{ещ}}}{n_{\text{ВМ}_1}} = \frac{1000}{306} = 3,27.$$

6. Используя номограмму (рис. 6.7), выбираем вариант исходных данных для последующего расчета. При $U_{\max} = 3,27$, среднем значении угла минимального отклонения вершин начальных конусов роликов от осей вращения конусов чашек $\gamma = 45^\circ$, угле регулирования $\alpha_{\max} = 20^\circ$, возможное соотношение $\psi_0 = D_0/D = 1,12$. Исходя из этого соотношения, диаметры осей поворота роликов $D_0 = 1,12 D$ (D – диаметр рабочих поверхностей торовых чашек).

7. Проверка выбранных параметров по значению передаточного числа:

$$U_{\max} = \frac{D_{2\max}}{D_{1\min}} = \frac{D_0 - D \cos(\gamma + \alpha)}{D_0 - D \cos(\gamma - \alpha)} = \frac{1,12D - D \cos(45^\circ + 20^\circ)}{1,12D - D \cos(45^\circ - 20^\circ)} = \frac{0,697}{0,214} = 3,26$$

(ошибка 0,3 %).

8. Коэффициент отношения радиуса чашек к радиусу окружности рабочей поверхности ($\psi_p = \rho_r/D$)

$$\begin{aligned}\psi_p &= \sqrt{0,5 + \frac{\psi_0^2}{4\cos^2(\gamma - \alpha)} - \frac{\psi_0}{2\cos(\gamma - \alpha)}} = \\ &= \sqrt{0,5 + \frac{1,12^2}{4\cos^2(45^\circ - 20^\circ)} - \frac{1,12}{2\cos(45^\circ - 20^\circ)}} = 0,514.\end{aligned}$$

9. Диаметр чашек при крутящем моменте

$$T_1 = T_{\text{вн}} = 9550 \frac{P_{\text{вн}}}{n_{\text{вн}}} = 9550 \frac{6,1}{1000} = 58,26 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\begin{aligned}D &= \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{2 \cdot \varphi \cdot T_1 \cdot E (2 \cdot \psi_p \cdot \sin \gamma + \psi_{dD}) \cdot 10^3}{f \cdot \psi_{bD} [\psi_0 - \cos(\gamma - \alpha)] \cdot \psi_p \cdot \psi_{dD} \cdot n}} = \\ &= \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{1200}\right)^2 \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 58,26 \cdot 2,2 \cdot 10^5 (2 \cdot 0,514 \cdot \sin 45^\circ + 0,6) \cdot 10^3}{0,05 \cdot 0,1 [1,12 - \cos(45^\circ - 20^\circ)] \cdot 0,514 \cdot 0,6 \cdot 2}} = 206 \text{ мм}.\end{aligned}$$

10. Остальные размеры:

диаметр расположения осей поворота роликов

$$D_0 = 2r_0 = 1,12 \cdot D = 1,12 \cdot 206 = 230,7 \text{ мм};$$

диаметры чашек касания роликов при U_{max} :

$$D_1 = 2r_1 = [\psi_0 - \cos(\gamma - \alpha)] D = [1,12 - \cos(45^\circ - 20^\circ)] \cdot 206 = 44 \text{ мм};$$

$$D_2 = 2r_2 = [\psi_0 - \cos(\gamma + \alpha)] D = [1,12 - \cos(45^\circ + 20^\circ)] \cdot 206 = 143,7 \text{ мм};$$

диаметр и ширина роликов:

$$d = \psi_{dD} \cdot D = 0,6 \cdot 206 = 123,6 \text{ мм};$$

$$b = \psi_{bD} \cdot d = 0,1 \cdot 123,6 \approx 12,4 \text{ мм}.$$

6.4.5. Рассчитать клиноременный вариатор с симметричным регулированием обоих шкивов (см. рис. 6.11). Передаваемая мощность ведущим шкивом $P = 4,0$ кВт, частота вращения $n_1 = 1450 \text{ мин}^{-1}$. Работа выполняется в одну смену с кратковременными перегрузками до 25 %.

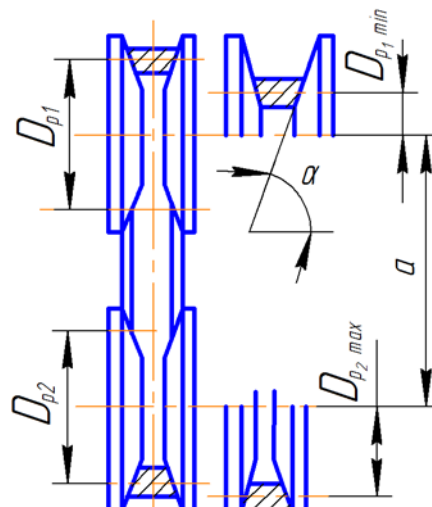


Рис. 6.11. Клиноременный вариатор с симметричным регулированием обоих шкивов

Решение.

1. По передаваемой мощности по данным табл. 6.1 предварительно выбираем зубчатый клиновидный вариаторный ремень сечения СВ-32 широкого диапазона регулирования, размеры его поперечного сечения – по табл. 7.2, b , соответственно площадь поперечного сечения и масса 1 погонного метра ремня $A = 4,11 \text{ см}^2$ и $g = 0,15 \text{ кг/м}$.

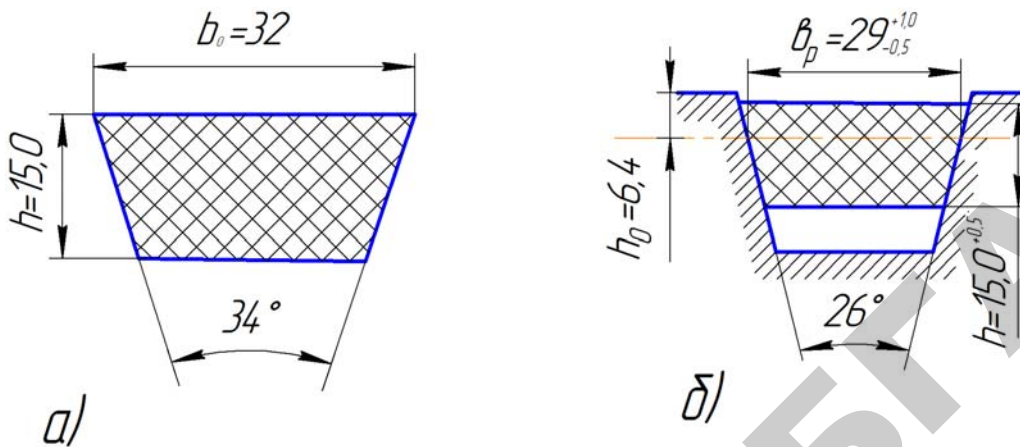


Рис. 6.12. Сечение ремня СВ-32 в свободном состоянии (а) и в канавке шкива под натяжением (б)

2. Геометрические параметры (табл. 6.6):
диаметры шкивов

$$D_{p_1 \min} = D_{p_2 \min} = 106 \text{ мм},$$
$$D_{p_1 \max} = D_{p_2 \max} = 198 \text{ мм};$$

передаточные числа

$$U_{\max} = \frac{D_{p_2 \max}}{D_{p_1 \min}} = \frac{198}{106} = 1,87 (1,9),$$
$$U_{\min} = \frac{D_{p_1 \min}}{D_{p_2 \max}} = \frac{106}{198} = 0,535 (0,54);$$

диапазон регулирования

$$Д = \left(\frac{D_{p_1 \max}}{D_{p_2 \min}} \right)^2 = \left(\frac{198}{106} \right)^2 = 3,49 (3,5).$$

3. Межосевое расстояние (мм) при $D_{p_1} = D_{p_1 \min}$ и $D_{p_2} = D_{p_2 \max}$

$$0,55(D_{p_1} + D_{p_2}) + h \leq a \leq 2(D_{p_1} + D_{p_2});$$
$$0,55(106 + 198) + 15,0 \leq a \leq 2(106 + 198);$$
$$182,2 \leq a \leq 608,$$

принимаем $a = 500 \text{ мм}$.

4. Длина ремня

$$L_p = 2a + 1,57(D_{p_1} + D_{p_2}) + \frac{(D_{p_2} - D_{p_1})^2}{4a} = 2 \cdot 500 + 1,57(106 + 198) + \frac{(198 - 106)^2}{4 \cdot 500} = 1451,5 \text{ мм},$$

принимаем $L_p = 1400$ мм (табл. 7.2, б).

5. Уточненное значение межосевого расстояния

$$a = 0,125 \left\{ 2L_p - \pi(D_{p_1} + D_{p_2}) + \sqrt{[2L_p - \pi(D_{p_1} + D_{p_2})]^2 - 8(D_{p_2} - D_{p_1})^2} \right\} =$$

$$= 0,125 \left\{ 2 \cdot 1400 - \pi(106 + 198) + \sqrt{[2 \cdot 1400 - \pi(106 + 198)]^2 - 8(198 - 106)^2} \right\} = 459 \text{ мм}.$$

6. Угол обхвата ведущего шкива с минимальным расчетным диаметром

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{D_{p_2 \max} - D_{p_1 \min}}{a} = 180^\circ - 57 \frac{198 - 106}{459} = 168,6^\circ,$$

что $> [\alpha_1] = 120^\circ$ для клиновых ремней.

7. Поправочные коэффициенты (табл. 6.2–6.5):

угла обхвата $K_1 = 0,98$;

окружной скорости

$$v = \frac{\pi \cdot D_{p_1 \max} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 198 \cdot 1450}{60 \cdot 1000} = 15,0 \text{ м/с},$$

что $> [v]_{\min} = 5$ м/с, но $< [v]_{\max} = 35$ м/с для вариаторов с клиновыми ремнями, тогда $K_2 = 0,85$;

характера нагрузки и режима работы $K_3 = 1,15$ (при 25 % перегрузке ремня);

конструктивной схемы вариатора $K_4 = 1,0$, т.к. симметричное регулирование обоих шкивов.

8. Расчетная мощность, передаваемая одним ремнем СВ-32 в условиях эксплуатации,

$$P_p = \frac{P_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_4}{K_3} = \frac{5,2 \cdot 0,98 \cdot 0,85 \cdot 1,0}{1,25} = 3,80 \text{ кВт}.$$

9. При передаваемой мощности в 4,0 кВт достаточно одного ремня СВ-32 с расчетной мощностью в условиях эксплуатации в 3,8 кВт.

10. Сила ремня, действующая на вал,

$$F_6 = 2 \left[\frac{850P}{v \cdot K_1 \cdot K_3} + gv^2 \right] \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \left[\frac{850 \cdot 4,0}{15 \cdot 0,98 \cdot 1,15} + 0,53 \cdot 15^2 \right] \sin\left(\frac{168,6}{2}\right) = 637,6 \text{ Н}.$$

11. Основные размеры оголовка шкивов (рис. 6.13):

по табл. 7.2, б

$$b_p = 29_{-0,5}^{+1,0};$$

$$\varphi = 26^\circ \pm 15';$$

по табл. 7.20, б

$$h_0 = 6,4 \text{ мм и } H_{\min} = 17 \text{ мм};$$

согласно пункту 2 примера

$$D_{p\max} = 198 \text{ мм};$$

$$D_{p\min} = 106 \text{ мм}.$$

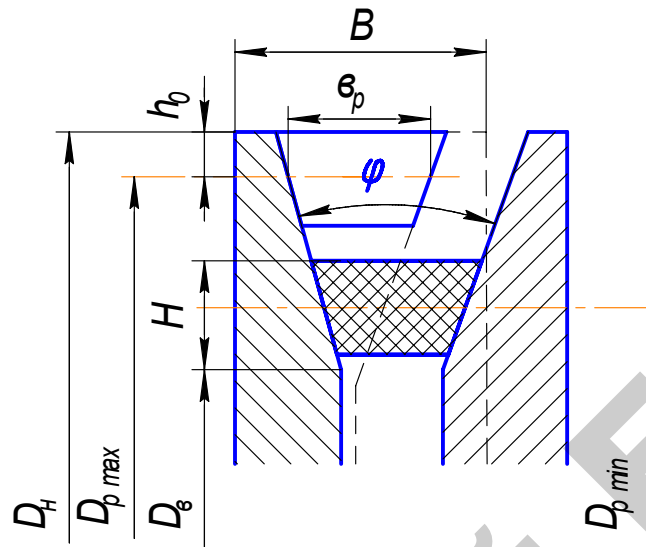


Рис. 6.13. Оголовок шкивов

Тогда $B = (1,4 \dots 1,45)b_p = (1,4 \dots 1,45) \cdot 29 = 40,6 \dots 42,05 \text{ мм}$,
принимаем $B = 42 \text{ мм}$.

$$D_u = D_{p\max} + 2h_0 = 198 + 2 \cdot 6,4 = 210,8 \text{ мм},$$

$$D_g = (D_{p\min} + 2h_0) - 2H = (106 + 2 \cdot 6,4) - 2 \cdot 17 = 84,8 \text{ мм}.$$

6.5. Задачи для самостоятельной работы

6.5.1. Определить указанные на рис. 6.14 размеры фрикционной передачи цилиндрическими катками. Передаваемая мощность $P_1 = 5 \text{ кВт}$, угловая скорость ведущего катка $\omega_1 = 150 \text{ с}^{-1}$, передаточное отношение $u = 3$. Материал катков – чугун СЧ24; работа – плавная, без смазывания; коэффициенты запаса сцепления $\varphi = 1,4$ и ширины катков $\psi_{bd} = 0,4$; срок службы $L_h = 3 \cdot 10^3 \text{ ч}$.

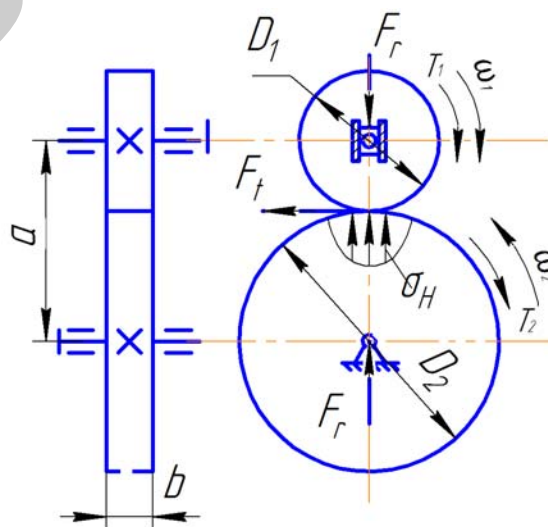


Рис. 6.14. Цилиндрическая фрикционная передача с контактом внешними поверхностями катков

6.5.2. В ручном винтовом прессе (рис. 6.15) используется цилиндрическая фрикционная передача с контактом ведущего катка 1 с внутренней поверхностью ведомого катка 2. Вращающий момент на ведущем катке, который изготовлен из стали, $T_1 = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Внутренняя поверхность контакта ведомого катка облицована кожей, допускающей удельное давление $[q] = 20 \text{ Н/мм}$ и коэффициент трения со стальным катком $f = 0,3$. Передаточное число $u = 3$. Нужно найти диаметры катков D_1 и D_2 , межосевое расстояние a и ширину катков (длину линии контакта) b .

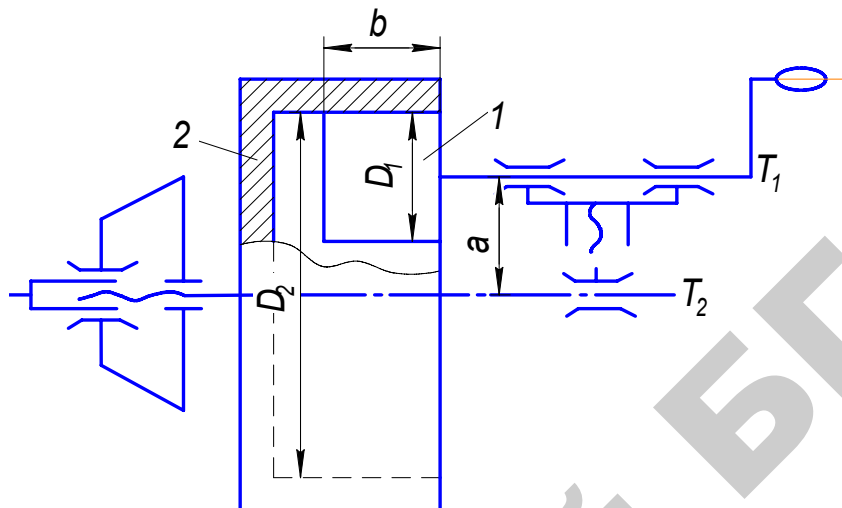


Рис. 6.15. Цилиндрическая фрикционная передача с внутренним контактом катков

6.5.3. Определить, какую мощность можно передать фрикционным катком (рис. 6.14) из текстолита с $E_1 = 6 \cdot 10^3 \text{ МПа}$ при угловой скорости $\omega_1 = 100 \text{ с}^{-1}$, материал ведомого катка – сталь с $E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Диаметры катков $D_1 = 160 \text{ мм}$, $D_2 = 400 \text{ мм}$ и ширина $b_1 = 60 \text{ мм}$, $b_2 = 56 \text{ мм}$. Принять коэффициент трения скольжения для стали по текстолиту $f = 0,25$, коэффициент запаса сцепления $\varphi = 1,3$.

6.5.4. В конической фрикционной передаче (рис. 6.16) катки изготовлены из чугуна СЧ18, средний диаметр ведомого катка $D_{m2} = 500 \text{ мм}$, передаточное число передачи $u = 2$, мощность на ведущем катке $P_1 = 2,2 \text{ кВт}$, частота вращения его $n_1 = 900 \text{ мин}^{-1}$. Определить углы конусов и силы, возникающие в контакте катков при коэффициенте запаса сцепления $\varphi = 1,5$.

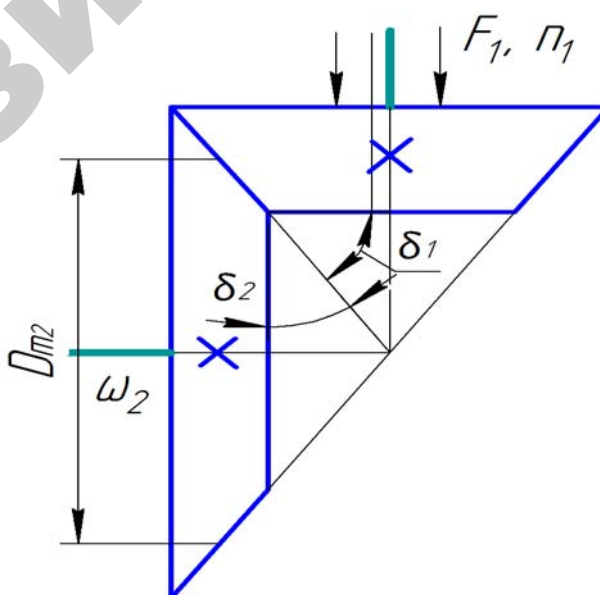


Рис. 6.16. Коническая фрикционная передача

6.5.5. Определить передаточные числа и диапазоны регулирования для фрикционных вариаторов (см. рис. 6.17) при следующих размерах их катков: (рис. 6.17, а) $R_1 = 100$ мм, $R_{2min} = 100$ мм, $R_{2max} = 350$ мм; (рис. 6.17, б) $R_{1min} = 80$ мм, $R_{1max} = 130$ мм, $R_{2min} = 80$ мм, $R_{2max} = 130$ мм; (рис. 6.17, в) $R_{1min} = R_{2min} = 70$ мм, $R_{1max} = R_{2max} = 140$ мм.

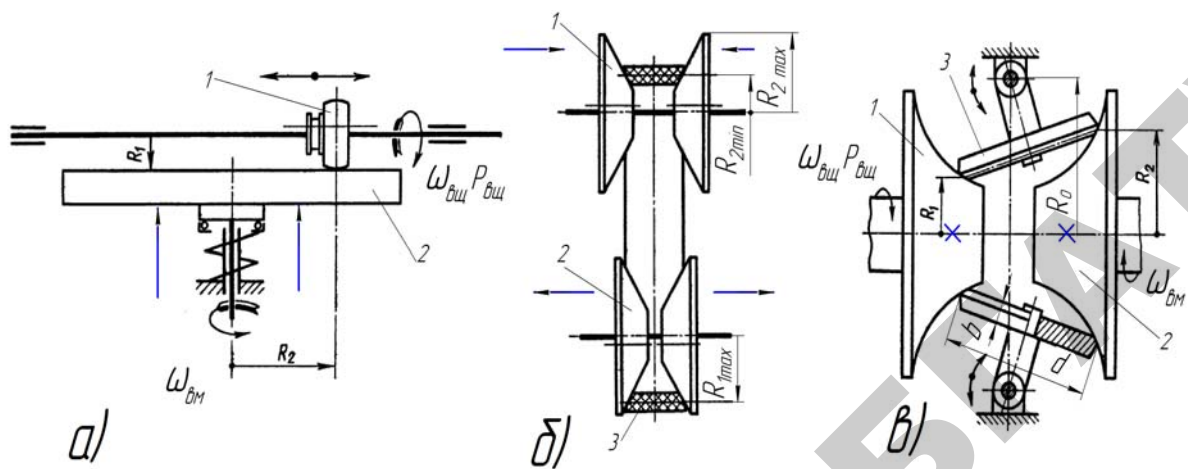


Рис. 6.17. Фрикционные вариаторы:

а – лобовой (1 – ведущий ролик; 2 – ведомый диск); б – клиноременный с раздвижными конусами (1 и 2 – диски соответственно ведомого и ведущего шкивов; 3 – клиновой ремень); в – торовый (1 и 2 – чашки соответственно ведущая и ведомая; 3 – ролик)

6.5.6. Определить размеры и усилия прижатия катков фрикционной передачи (см. рис. 6.17, а), если передаваемая мощность $P = 4,8$ кВт, угловая скорость $\omega_{вщ} = 95$ с⁻¹, а передаточное число $u = 3$. Материал ролика – фибра, диска – чугун. Принять коэффициент трения для пары чугун – фибра $f = 0,2$, коэффициент упругого скольжения $\varepsilon = 0,02$, коэффициент запаса сцепления $\varphi = 1,3$.

6.5.7. Для исходных данных предыдущего примера при стальных чашках и роликах рассчитать размеры торового вариатора (рис. 6.17, в) с числом роликов $n = 2$ и работе в масле. Срок службы $L_h = 8 \cdot 10^3$ ч.

6.5.8. Определить диапазон регулирования сдвоенного торового вариатора (рис. 6.17, в), если $R_{1max} = 150$ мм, $R_{1min} = 50$ мм. Вычислить $\omega_{вм max}$ и $\omega_{вм min}$ ведомой чашки при $\omega_{вщ} = 30$ с⁻¹, а также ω_p ролика при двух крайних положениях. Диаметр ролика $d = 170$ мм.

7.1. Общие сведения

Ременные передачи широко используются в приводах для передачи движения от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания к валам, расположенным на значительных расстояниях как угодно в пространственном отношении друг к другу. Их относят к передачам трением с гибкой связью. Передача нагрузки (энергии) осуществляется (см. рис. 7.1) за счет сил трения, возникающих между ремнем 2 и шкивами 1 и 3.

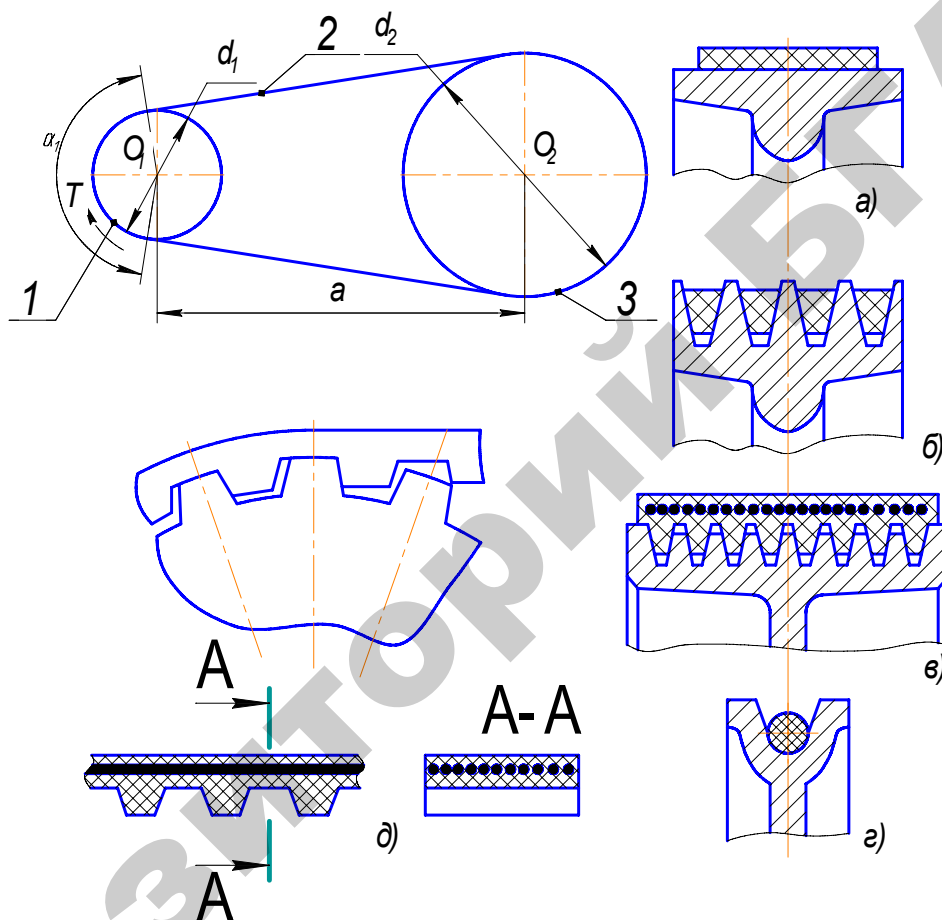


Рис. 7.1. Ременная передача и сечения ремней:
 а – плоского; б – клинового; в – поликлинового; з – круглого; д – зубчатого

По форме поперечного сечения различают (рис. 7.1) плоские, клиновые, поликлиновые, круглые и зубчатые ремни.

Преимущества ременных передач: отсутствие смазки, простота конструкции, обслуживания и малая стоимость; возможность работы с высокими частотами вращения и передачи движения на значительные расстояния (до 15 м); плавность и бесшумность работы вследствие эластичности ремня, а также смягчение вибрации и толчков из-за его упругости; предохранение механизмов от перегрузок вследствие возможного проскальзывания ремня (к передачам зубчатым ремнем это свойство не относится). Этим передачам свойственны и недостатки: большие радиальные размеры, в особенности при передаче значительных мощностей; непостоянство передаточного числа (этот недостаток не относится к зубчатым передачам) вследствие неизбежного упругого скольжения ремня; большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня; необходимость применения устройств для натяжения ремня; низкая долговечность в быстроходных передачах; электризация ремня и чувствительность нагрузочной способности к наличию паров влаги и нефтепродуктов.

7.2. Конструкция и материалы ремней

Плоские ремни. Передачи плоским ремнем обладают повышенной работоспособностью и долговечностью из-за меньших напряжений изгиба ремня. Используются для передачи энергии на большие (до 15 м) расстояния и при высоких скоростях (с полиамидными ремнями – до 100 м/с). Различают ременные передачи открытые (рис. 7.1), перекрестные (рис. 7.2, а), полуперекрестные (рис. 7.2, б), угловые (рис. 7.2, в), с натяжным роликом (рис. 7.2, з), передачи с несколькими ведомыми шкивами (рис. 7.2, д).

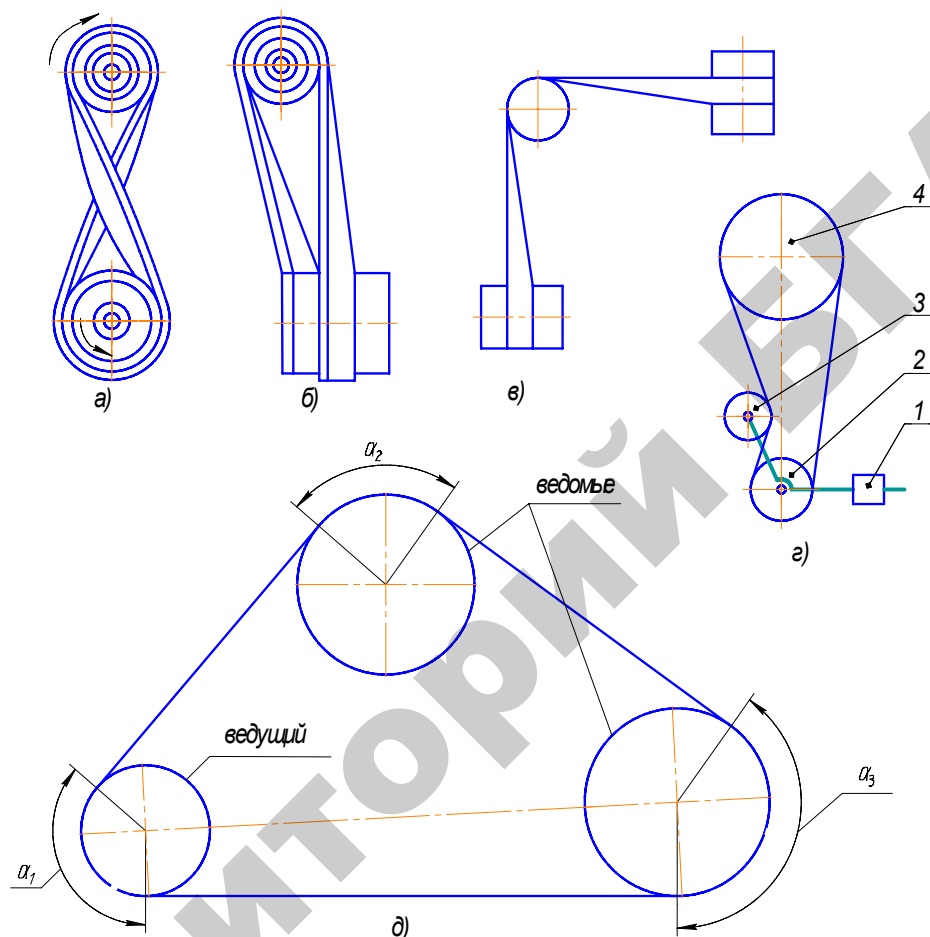


Рис. 7.2. Схемы ременных передач:
а – перекрестные; б – полуперекрестные; в – угловые; з – с натяжным роликом 3, грузом 1 и шкивами 2 и 4;
д – передачи с несколькими ведомыми шкивами (α_1 , α_2 и α_3 – углы обхвата ремнем шкивов)

В открытой передаче оси валов параллельны, направление вращения валов одинаково. Также оси валов параллельны и в перекрестной передаче, но направление вращения их противоположно. В полуперекрестной – оси валов перекрещиваются под некоторым углом. Передачи с натяжным роликом применяются при малом расстоянии между шкивами и больших передаточных числах. Самой распространенной является открытая передача.

В среднескоростных передачах используют *резинотканевые ремни* (ГОСТ 23831-79*, см. рис. 7.3, а; табл. 7.1, а, б, в). Каркас ремней составляют прокладки БКНЛ-65 из ткани с основой и утком из комбинированных нитей (комбинации полиэфирного и хлопчатобумажного волокон) или прокладки ТА-150, ТА-300, ТК-150, ТК-200, ТК-300 из синтетических тканей с резиновыми прослойками и обкладками или без них. *Прорезиненные кординуровые ремни* с несущим слоем из лавсана (рис. 7.3, б, табл. 7.1, з) применяют для скоростных и среднескоростных передач ($v \leq 40$ м/с). Перспективными считают *синтетические ремни* (рис. 7.3, в, табл. 7.1, д), так как они обладают повышенной прочностью и долговечностью. Бесконечные ремни из капроновой ткани, пропитанные раствором полиамида, применяют в быстроходных передачах при скорости ремня до 75 м/с. Кожанные ремни (табл. 7.1, е) отличаются высокой нагрузочной способностью, хорошо работают в условиях переменных и ударных нагрузок, однако они выпускаются партиями и имеют высокую стои-

мость. Хлопчатобумажные ремни (табл. 7.1, ж) применяют в малонагруженных скоростных передачах, так как тяговая способность и долговечность их ниже резиноканевых.

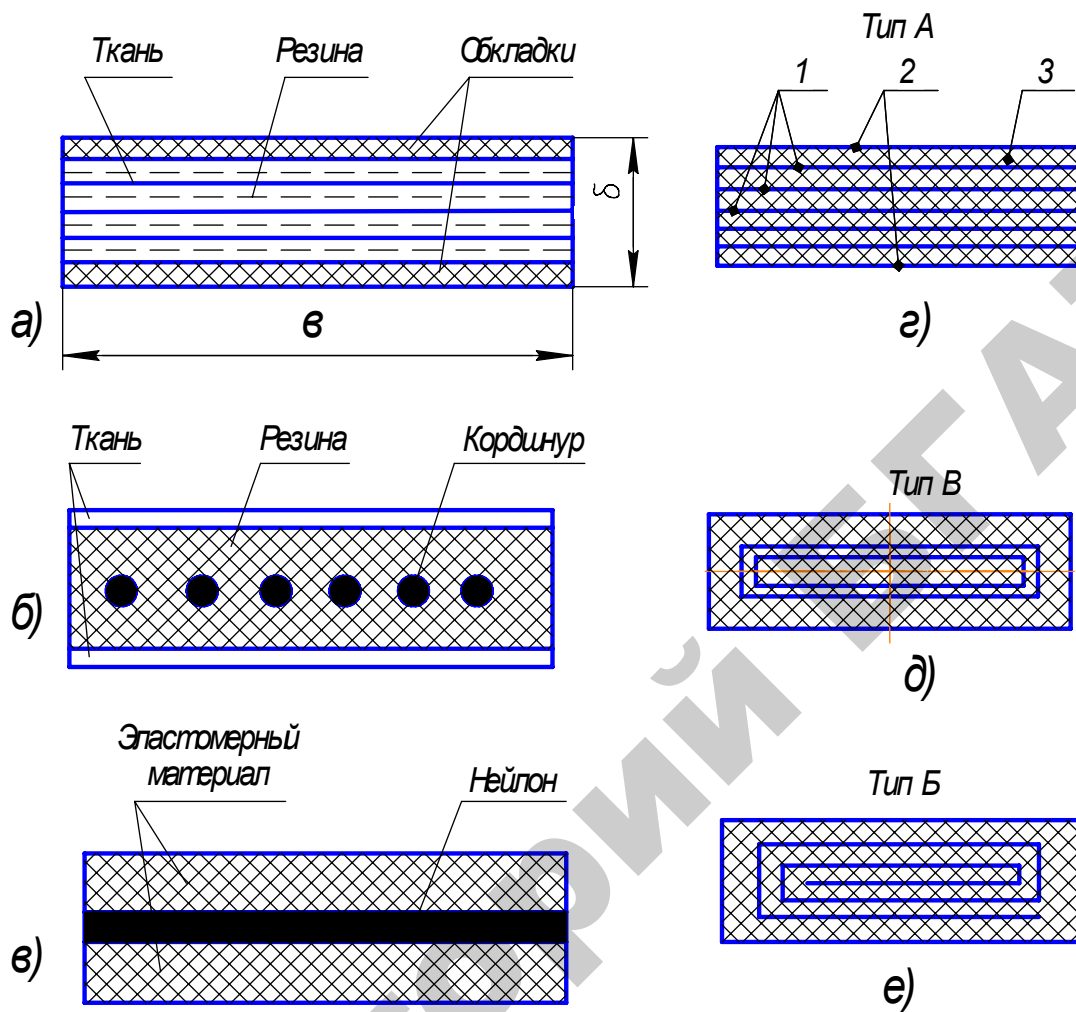


Рис. 7.3. Плоские ремни:
 а – резиноканевый; б – прорезиненный кордошнуровый; в – синтетический;
 г – нарезной с обкладками (1 – слой кордткани, 2 – обкладки, 3 – резиновая масса);
 д – послойно завернутый; е – спирально завернутый

Таблица 7.1, а

Ширина ремней в (рис. 7.3), мм

Тип ремня			Тип ремня			Тип ремня		
А	Б	В	А	Б	В	А	Б	В
20	20	20	75	-	75	225	-	-
25	25	25	80	-	80	250	250	250
30	30	30	85	-	85	300	300	300
40	40	40	90	-	90	-	375	375
45	45	-	100	-	100	400	400	400
50	-	50	125	-	125	-	425	425
60	-	60	150	150	150	450	450	450
70	-	70	200	200	200	500	500	500

Таблица 7.1, б

Толщина, ширина ремней и число прокладок (рис. 7.3)

Число прокладок	Ширина ремней v , мм			Толщина δ типов А и Б с обкладками, мм	Толщина δ типов Б и В без обкладок, мм
	тип А	тип Б	тип В		
2	-	20-45	-	3	2,5
3	20-100	-	20-100	4,5	3,75
4	20-300	150-300	50-300	6	5
5	20-500	150-300	50-500	7,5	6,25
6	80-500	150-500	80-500	9	7,5
7	250-500	250-500	250-500	10,5	8,75
8	250-500	250-500	250-500	12	10
9	500	500	500	13,5	11,25

Таблица 7.1, в

Плоские резиноканевые ремни (ГОСТ 23831-79*)

Показатель	Прокладка				
	БКНЛ-65	ТА-150; ТК-150	ТК-200-2	ТА-300; ТК-300	Б-800; Б-820
Номинальная прочность ширины прокладки, Н/мм: по основе по утку	55 20	150 65	200 65	300 65	55 16
Наибольшая допустимая нагрузка $[p_0]$ на прокладку, Н/мм	3	10	13	20	3
Расчетная толщина прокладки δ_1 с резиновой прослойкой, мм	1,2	1,3	1,4	1,5	1,5
Число прокладок z при ширине ремня v , мм: 20...71 80...112 125...560 700...1000	3...5 3...6 3...6 -	- 3...4 3...5 3...5	- - 3...4 3...6	3 - - 3...6	3...5 3...6 3...6 -
<p>Примечания. 1. Ткани прокладок: Б-800 – хлопчатобумажная; БКНЛ – из нитей полиэфира и хлопка; ТК, ТА – синтетическая.</p> <p>2. Ширина ремня v: 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315 и т.д.</p>					

Таблица 7.1, з

Основные размеры кордшнуровых ремней (ТУ 38-105514-84), мм

Ширина b	Толщина δ	Длина ремня L
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

Таблица 7.1, д

Основные размеры синтетических ремней (ГОСТ 1769-84), мм

Ширина b	Толщина δ	Длина ремня L
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, 1050, 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

Таблица 7.1, е

Ремни кожаные (по ГОСТ 18679-73), мм

Толщина δ	Ширина b
3	16; 20; 25
3,5	32; 40; 50
4	63; 71
4,5	80; 90; 100; 112
5	125; 140
5,5	160; 180; 200; 240; 250; 280; 355; 400; 450; 500; 560

Таблица 7.1, ж

Ремни хлопчатобумажные цельнотканые (по ГОСТ 6982-75), мм

Толщина δ , мм	Ширина b , мм
4,5	30; 40; 50; 60; 75; 90; 100
6,5	30; 40; 50; 60; 75; 90; 100; 115; 125; 150; 175
8,5	50; 60; 75; 90; 100; (115); 125; 150; (175); 200; (224); 250

Примечание. В скобках указаны нереконструируемые параметры значения ширины ремня.

Плоские ремни в основном выпускают в виде длинных лент и хранят в рулонах. Необходимые длины ремней в замкнутом состоянии получают соединением концов (рис. 7.4).

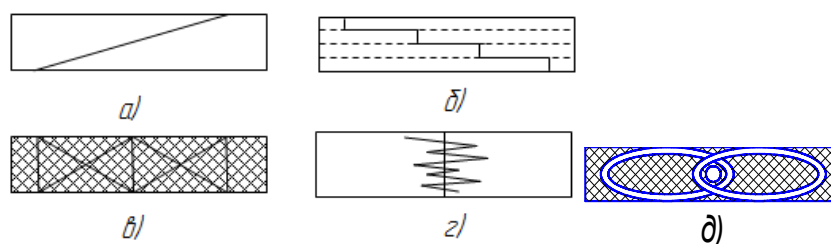


Рис. 7.4. Схемы соединения ремней

Основной, наиболее совершенный способ соединения ремней – склеивание, которое производят для слоеных ремней по ступенчатой поверхности, а для однородных – по косому срезу (рис. 7.4, а, б). Места склейки прорезиненных ремней дополнительно вулканизируют.

Применяют также сшивку и соединение металлическими соединителями (пластинами) как более простые способы для цеховых условий при замене ремней в небыстроходных передачах. Одним из наиболее надежных способов считают сшивку встык жильными нитями (струнами) с косыми проколами (рис. 7.4, в, з), при которых струны выходят на поверхность ремня только в отдельных точках и мало изнашиваются.

Из металлических соединителей лучшими являются проволочные спирали, которые продеваются в отверстия, пробитые в каждом ремне. После прессования обжимают концы ремней. Шарнир создается в результате совмещения спиралей и продевания через них оси (рис. 7.4, д).

Клиновые ремни. Эти ремни имеют трапецевидное поперечное сечение и работают на шкивах с канавками соответствующего ремню профиля. Контакт ремня осуществляется боковыми (рабочими) поверхностями с боковыми гранями канавок шкивов. Между внутренней поверхностью ремня и дном канавки шкива должен быть зазор. Благодаря эффекту клина клиноременная передача может передавать большую мощность, допускает меньший угол обхвата на ведущем шкиве, следовательно, и меньшее межосевое расстояние. Недостатком является то, что в ремне из-за значительной его высоты возникают большие напряжения изгиба, потери на внешнее и внутреннее трение, а также большая стоимость изготовления шкивов и сложность обеспечения работы всех ремней в комплекте из-за отклонений их длин и параллельности осей шкивов.

Клиновые ремни изготавливают с прочным кордтканевым (рис. 7.5, а) или кордшнуровым несущим слоем 1, расположенным по нейтральной оси ремня, и резиновым или резиноканевым наполнителем 2 в зоне растяжения и сжатия.

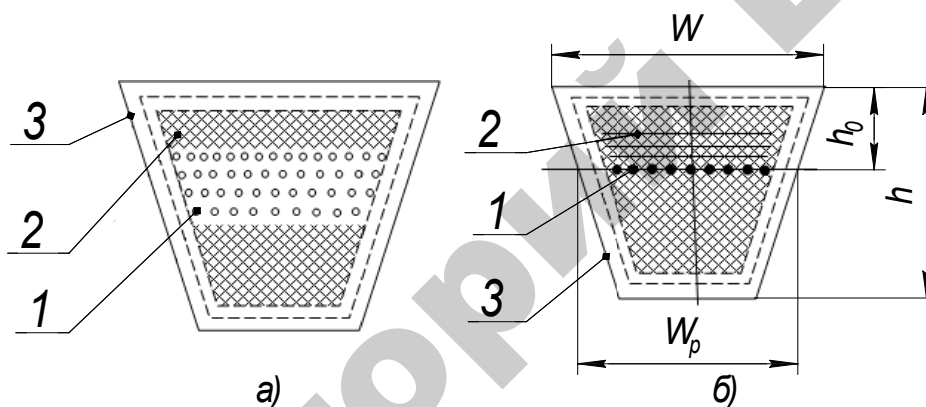


Рис. 7.5. Клиновые ремни:
а – кордтканевый; б – кордшнуровой

Клиновые ремни выпускают бесконечными. Наряду с ремнями, имеющими оберточные слои, используются клиновые ремни без обертки 3 (рис. 7.5). Коэффициент трения при этом в 2 раза выше, чем при наличии обертки, что увеличивает тяговую способность, позволяет уменьшить натяжение и тем самым повысить долговечность.

Текстильный корд и кордовые шнуры изготавливаются из хлопка, льна, полиэфирных полиамидных волокон, а для передачи больших нагрузок используют корд из стальных тонких канатов (тросов).

В кордтканевых ремнях корд состоит из нескольких слоев ткани, а кордшнуровых – из одного ряда навитых по спирали шнуров. Первые характеризуются меньшим значением модуля упругости, они лучше работают при ударной и вибрационной нагрузке. Вторые – более гибкие и долговечные, чем кордтканевые, поэтому их применяют при особо напряженных условиях работы, и на шкивах малых диаметров.

В зависимости от отношения W_p к высоте h (рис. 7.5) стандартные клиновые ремни изготавливают нормального ($W_p/h = 1,4$), узкого ($W_p/h = 1,06 \dots 1,10$) и широкого ($W_p/h = 2,0 \dots 4,5$) сечений.

Стандартизированы семь (см. табл. 7.2, а) нормальных сечений ремней по ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 1284.2-89 и ГОСТ 1284.3-96, (за рубежом – стандарты DIN 2215 и B.S.3790) и четыре узких по ТУ 38-40534-75 и ТУ 38-105161-84 (за рубежом – стандарты DIN 7753 часть 1 и B.S.3790).

Широкие клиновые ремни (ГОСТ 26379-84) используются в вариаторах сельскохозяйственных машин и оборудования перерабатывающих отраслей агропромышленного комплекса (см. табл. 7.2, б). Для двигателей автомобилей, тракторов, комбайнов применяют узкие вентиляторные ремни (ГОСТ 5813-93). Благодаря меньшему отношению ширины ремня к высоте, эти ремни допускают

большие натяжения, передают при той же площади сечения нормальных ремней в 1,5...2 раза большую мощность, что позволяет уменьшить число ремней в комплекте и ширину шкива. Если клиновые ремни нормальных сечений допускают использование их до скорости, не превышающей 30 м/с, то узкие ремни хорошо работают при скорости до 50 м/с.

Таблица 7.2

Характеристика и размеры клиновых ремней (рис. 7.5)

Сечение ремня	W , мм	W_p , мм	h , мм	h_0 , мм	$A_{1,2}$, мм ²	d_{\min} , мм	q , кг/м	L , мм	T_1 , Н·м	Стандарт ремня
Z (O)	10	8,5	6	2,1	47	63	0,06	400...2500	до 30	Нормального сечения (ГОСТ 1284.1-89*; ГОСТ 1284.2-89*)
A (A)	13	11	8	2,8	81	90	0,10	560...4000	15...60	
B (B)	17	14	10,5	4,0	138	125	0,18	800...6300	50...150	
C (B)	22	19	13,5	4,8	230	200	0,30	1800...10600	120...600	
D (Г)	32	27	19	6,9	476	355	0,60	3150...15000	450...2400	
E (Д)	38	32	23,5	8,3	692	500	0,90	4500...18000	1600...6000	
EO (E)	50	42	30	9,4	1170	800	1,52	6300...18000	свыше 2500	Узкого сечения (ТУ 38-105161-84)
SPZ (УO)	10	8,5	8	2,0	56	63	0,07	630...3550	до 150	
SPA (УA)	13	11	10	2,8	93	90	0,12	800...4500	90...400	
SPB (УB)	17	14	13	3,5	159	140	0,20	1250...8000	300...2000	
SPC (УB)	22	19	18	4,8	278	224	0,36	2000...8000	свыше 1500	

Примечания. 1. В скобках приведено обозначение ремней в системе стандартов Республики Беларусь (СТБ ИСО 1081-2001).
2. A_1 – площадь поперечного сечения ремня.
3. d_{\min} – диаметр ведущего шкива.
4. q – масса 1 пог. метра ремня.
5. T_1 – диапазон передачи момента ведущим шкивом.
6. L – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии. Стандартный ряд длин: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000.

Таблица 7.2, б

Характеристики и размеры широких клиновых ремней

Обозначение сечения ремня	Размеры сечения				A_2 , см ²	q , кг/м	L_p под натяжением, мм	d_{\min} , мм		
	В свободном состоянии		В канавке под натяжением					1	2	3
	b_0^* , мм	h^* , мм	b_p , мм	h , мм						
CB-25	25	12,5	$23^{+1,0}_{-0,5}$	$12,5 \pm 0,5$	2,64	0,34	800,900, 1000,1120, 1250,1400, 1600	84	106	150
CB-32	32	15,0	$29^{+1,0}_{-0,5}$	$15 \pm 0,6$	4,11	0,53	1000,1120, 1250,1400, 1600,1800, 2000	106	130	200
CB-38	38	17,5	$35^{+1,2}_{-0,5}$	$17,5 \pm 0,6$	5,71	0,74	1250,1400, 1600,1800, 2000,2240, 2500	126	160	230
CB-45	45	20	$41^{+1,2}_{-0,5}$	$20 \pm 0,7$	7,78	1,01	1400,1600, 1800,2000, 2240,2500,2800	148	180	270
CB-50	50	22	$45^{+1,2}_{-0,6}$	$20 \pm 0,8$	9,52	1,23	1600,1800, 2000,2240, 2500,2800, 3150,3550, 4000	170	212	310

Примечания. 1. Предельное отклонение расчетных длин ремней, в мм: от 800 до 900_{-14}^{+8} ; св. 900 до 1250_{-16}^{+8} ; св. 1250 до 1600_{-16}^{+12} ; св. 1600 до 2500_{-26}^{+16} ; св. 2500 до 4000_{-30}^{+20} .

2. d_{\min} для вариантов: 1 – малой мощности с широким диапазоном регулирования; 2 – средней мощности со средним диапазоном регулирования; 3 – большой мощности с низким диапазоном регулирования.

Поликлиновые ремни – бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми выступами на внутренней поверхности, входящими в кольцевые клиновые канавки в шкивах (рис. 7.6). Эти ремни сочетают достоинства плоских ремней (монолитность, гибкость) и клиновых (повышенную сцепляемость со шкивом и высокую тяговую способность). Они более компактны, работают со скоростями до 40 м/с (65 м/с), передаточным числом до 10 и мощностью до 1000 кВт.

Показано [3, 7, 12], что при одинаковых диаметрах шкивов, поликлиновый ремень шириной 48 мм передает такую же нагрузку, как и плоский шириной 160 мм. КПД передач обоих типов практически одинаков и на 1...2 % превышает этот показатель у клиновых ремней.

В поликлиновых ремнях (рис. 7.6) корд 1 из высокопрочного полиэфирного шнура (применяют корд из вискозы, лавсана и стекловолокна) расположен в тонкой плоской части. Резина 2 над кордом и в ребрах ремня защищена оберткой 3.

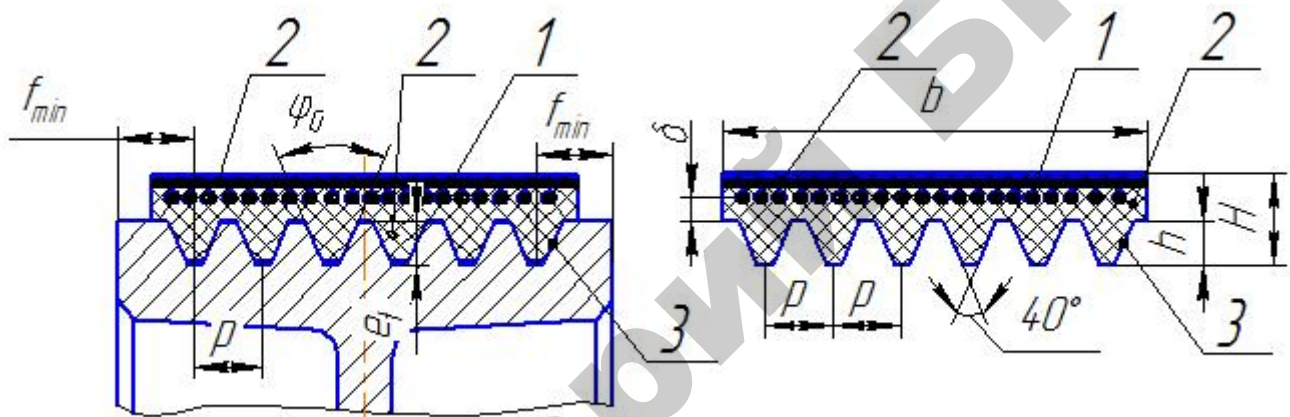


Рис. 7.6. Поликлиновый ремень (а) и расположение его на шкиве (б)

Таблица 7.3

Характеристики и размеры поликлиновых ремней (см. рис. 7.6)

Сечение	h , мм	p , мм	H , мм	δ , мм	A_2 , мм ²	e_b , мм	d_{\min} , мм	f_{\min} , мм	q , кг/м	L , мм	T_1 , Н·м	Число ребер z	Предельное число ребер
К	$2,35 \pm 0,1$	$2,4 \pm 0,2$	$4,0 \pm 0,5$	1,0	6,0	3,3	40	3,5	0,01	400...2500	До 40	2...36	36
Л	$4,85 \pm 0,15$	$4,8 \pm 0,3$	$9,5 \pm 0,7$	2,4	33	6,6	80	5,5	0,045	1250...4000	18-135	4...20	50
М	$10,35 \pm 0,2$	$9,5 \pm 0,5$	$16,7 \pm 1,0$	3,5	114	13,05	180	10,0	0,16	2000...4000	Свыше 130	4...20	50

Примечание. q – масса 1 м длины с одним ребром; d_{\min} – диаметр ведущего шкива; L – длина ремня.

Изготавливают ремни (см. табл. 7.3) трех сечений: К, Л, и М (ТУ 38-105763-84) с расчетными длинами такими же, как и для клиновых ремней (см. примечание к табл. 7.2, а).

Ремень сечения К используется вместо клиновых ремней сечений О и А, сечения Л – вместо А, Б и В, сечения М – вместо В, Г, Д и Е.

Круглые ремни. Круглоремненные передачи с кожаными, хлопчатобумажными и капроновыми ремнями применяют в основном в приборах и бытовой технике. Эти ремни изготавливают монолитными или армированными. Резинотканевые круглые ремни применяют в сельскохозяйственных зерносортировальных машинах в качестве транспортеров. Их диаметр составляет 16 мм, а длина – 3150, 4800 и 5600 мм.

Зубчатые ремни. В зубчато-ременной передаче вращательное движение передается от одного шкива к другому за счет зацепления зубьев ремня за зубья шкивов. При работе передачи зубья ремня входят во впадины соответствующего профиля на шкивах и этим исключается скольжение. Зубчатый ремень представляет собой ленту с зубьями на внутренней поверхности (рис. 7.7). Несущий слой ремня выполнен из металлокорда или стеклокорда и эластичного связующего материала на основе неопрена или полиуретана и тканевого покрытия на зубчатой поверхности. Металлокорд представляет собой стальные тросы диаметром 0,36 или 0,75 мм, стеклокорд – круглые нити диаметром 0,35...1,1 мм из стекловолокна. Зубья ремня имеют трапецевидальную форму с углом γ профиля 50° и 40° (рис. 7.7, а) или полукруглую (рис. 7.7, б). Полукруглый профиль обеспечивает плавный вход зубьев в зацепление, более равномерное распределение напряжений в ремне, возможность повышения передаваемых нагрузок на 40 %.

В целом этот вид передачи перспективен для применения в приводах машин (КПД 0,94...0,98) из-за отсутствия скольжения, малых габаритов, небольшой силы нагружения валов и опор, простоты в эксплуатации. В особых условиях передачи зубчатым ремнем способны передавать мощность до 500 кВт при скорости до 80 м/с и передаточном числе $U \leq 30$.

Однако передача дорогостоящая, так как требует изготовления зубчатых шкивов, чувствительна к отклонению от параллельности осей валов, т.е. нуждается в повышенных требованиях к монтажу.

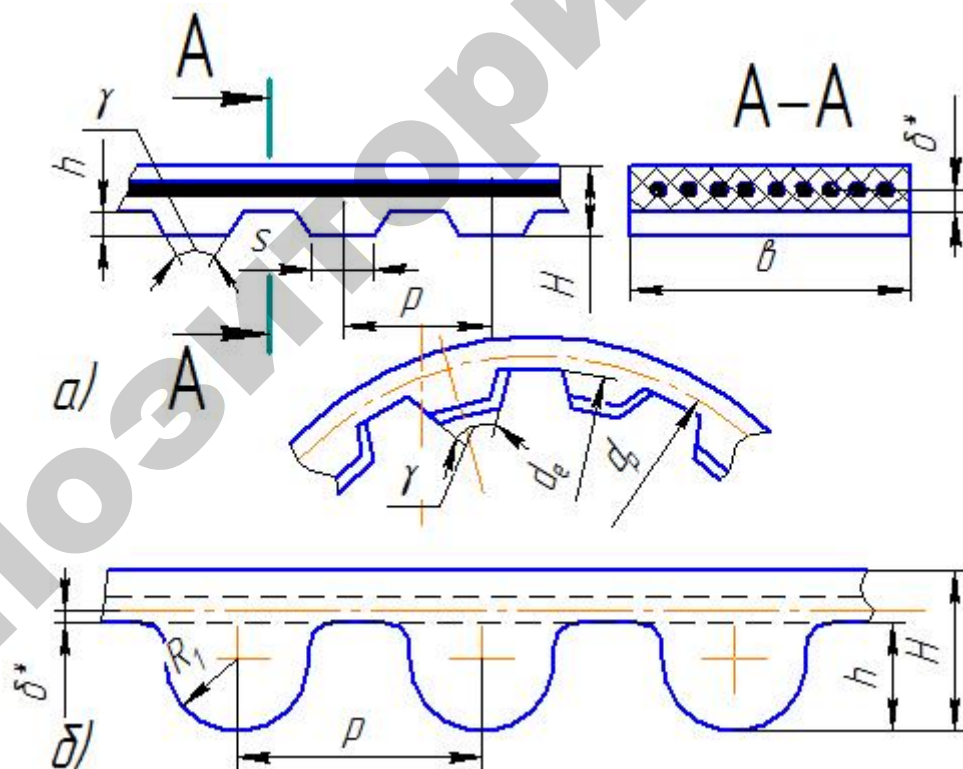


Рис. 7.7. Ремень зубчатый:
а – трапецевидальный профиль зуба; б – полукруглый профиль зуба

В табл. 7.4, б и 7.5 приведены параметры зубчатых ремней с трапецевидальным и полукруглым профилями зубьев. В качестве параметра принят модуль m , с которым согласовываются основные размеры шкивов и ширина ремня b (см. табл. 7.4, а).

Таблица 7.4, а

Значения ширины b ремня в зависимости от модуля m

Модуль ремня m , мм	Ширина ремня b , мм										
	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	70
2	+	+	+	+							
3			+	+	+	+					
4					+	+	+	+			
5						+	+	+	+		
7									+	+	+
10									+	+	+

Таблица 7.4, б

Параметры зубчатых ремней с трапециевидальным профилем зубьев (ТУ 38 05114-76, ISO 5296)

Параметры (см. рис. 7.7, а)	Модуль ремня m , мм							
	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Шаг зубьев ремня p , мм	3,14	4,71	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Высота зуба h , мм	0,8	1,2	1,5	2	2,5	3,5	6	9
Толщина ремня H , мм	1,6	2,2	3	4	5	6	11	15
Наименьшая толщина зуба s , мм	1	1,5	1,8	3	4,4	5	8	12
Диаметр троса d_T , мм	0,36			0,65...0,75				
Угол профиля зуба 2γ , град	50			40				
Масса 1 м длины ремня шириной 1 мм $q \cdot 10^{-3}$, кг/(м*мм)	1,5	2,0	2,8	3,5	4,4	5,2	8,0	12,7
Допустимая удельная нагрузка $[F_{\text{н}}]$, Н/мм	2,5	3,5	5	9	25	30	32	42
Наибольшее передаточное число	7,7	10	11,5	12	8	8	5,7	4,7
Наименьшее допустимое число зубьев на шкиве Z	13	10	10	10	15	15	18	18
Расстояние от оси ремня до впадин ремня δ^* , мм	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8

Таблица 7.5

Параметры зубчатых ремней с полукруглым профилем (см. рис. 7.7, б)

Модуль m , мм	Шаг ремня P , мм	Радиус профиля зуба R_1 , мм	Высота зуба h , мм	Толщина ремня H , мм	Расстояние от оси троса до впадины δ^* , мм	Податливость витков каркаса $\lambda \cdot 10^4$, мм ² /Н
3	$9,42 \pm 0,05$	$2,5_{-0,1}$	$4,0_{-0,1}$	$6,0_{-0,2}$	$0,6 \pm 0,08$	9
4	$12,57 \pm 0,06$	$3,5_{-0,1}$	$5,0_{-0,1}$	$7,5_{-0,2}$	$0,8 \pm 0,1$	4
5	$15,71 \pm 0,07$	$4,5_{-0,1}$	$6,0_{-0,1}$	$7,6_{-0,2}$	$0,8 \pm 0,1$	5

7.3. Силовые, кинематические и геометрические соотношения в ременных передачах

В ременных передачах с плоскими, клиновыми и поликлиновыми ремнями для возбуждения между ремнем и шкивом сил трения ремень должен быть прижат к шкивам нормальной силой, ко-

торая создается начальным натяжением ветвей ремня F_0 . Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя и на холостом ходу ведущая и ведомая ветви ремня натянуты одинаково с усилием F_0 (рис. 7.8, а).

С придачей ведущему шкиву вращательного движения и соответственно приложения рабочего вращательного момента T_1 происходит перераспределение сил натяжения в ветвях ремня: ведущая ветвь (ВЩ) дополнительно натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви (ВМ) уменьшается до F_2 (рис. 7.8, б). Из условия равновесия моментов относительно оси ведущего шкива можно записать $-T_1 + F_1 d_1/2 - F_2 d_1/2 = 0$. Известно, что окружное усилие (полезная нагрузка), Н, $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1/d_1$ или $F_t = P/v$. Здесь T_1 в Н·м; d_1 в мм, P – передаваемая мощность, Вт; v – скорость ремня, м/с.

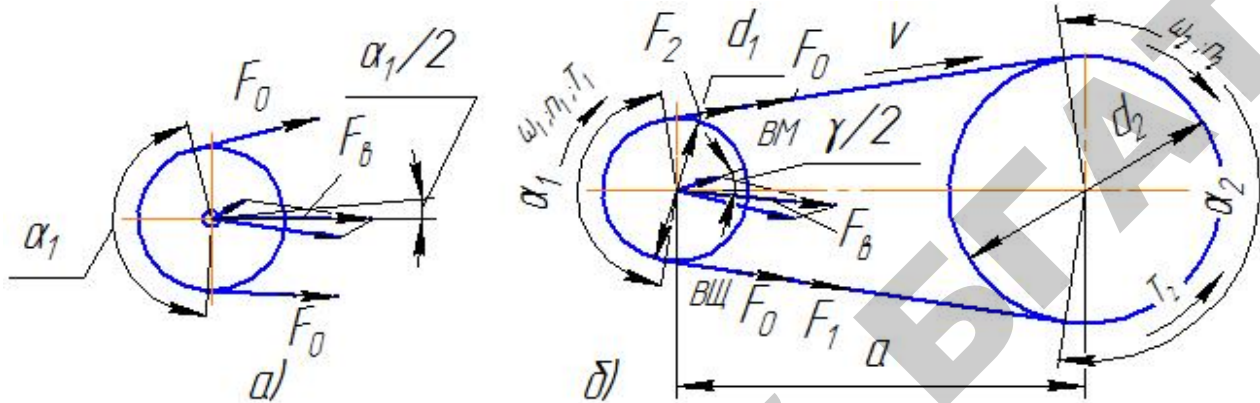


Рис. 7.8. Схемы сил, действующих в ременной передаче

Подставив в вышеприведенное условие равновесия моментов $T_1 = F_t \cdot d_1/2$, мин, выразим окружное усилие при нагружении ремня вращающим моментом через усилия в ведущей и ведомой ветвях: $F_t = F_1 - F_2$.

Общая геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и во время работы передачи остается неизменной. Следует иметь в виду, что дополнительное упругое удлинение ведущей ветви под действием силы $\Delta F = F_1 - F_0$ компенсирует равное сокращение ведомой ветви под действием силы $\Delta F = F_0 - F_2$. Следовательно, насколько возрастает сила натяжения ведущей ветви ремня, настолько же снижается сила натяжения ведомой, т.е. $F_1 = F_0 + \Delta F$ и $F_2 = F_0 - \Delta F$, или $F_1 + F_2 = 2F_0$. Решая это уравнение с уравнением $F_t = F_1 - F_2$, получаем $F_1 = F_0 + F_t/2$; $F_2 = F_0 - F_t/2$.

Соотношение между F_1 и F_2 (без учета центробежной силы) определяют по уравнению Эйлера: $F_1/F_2 = e^{f\alpha_1}$, где e – основание натурального логарифма: $e = 2,72$; f – коэффициент трения ремня по шкиву: $f = 0,30$ для плоских ремней с прорезиненной наружной оболочкой в контакте с ободом шкива из стали и чугуна; для клиноременных передач – приведенный коэффициент трения $f' = f / \sin \varphi/2$, где φ – угол канавки шкива, зависящий от сечения ремня и расчетного диаметра шкива, при $\varphi = 34^\circ \dots 40^\circ$ $f' \approx 3f$; α_1 – угол обхвата ремнем меньшего по диаметру шкива, рад.

Значения $e^{f\alpha_1}$ приведены в табл. 7.6.

Используя выражения $F_1/F_2 = e^{f\alpha_1}$, $F_t = F_1 - F_2$ и $F_1 + F_2 = 2F_0$, можно получить следующее:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha_1}}{e^{f\alpha_1} - 1}; F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha_1} - 1}; F_0 = \frac{F_t}{2} \frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1}.$$

В скоростных передачах (при $v > 10$ м/с) учитывается центробежная сила, уменьшающая сцепление ремня со шкивом.

$$F_{ц} = 10^{-6} \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \text{ (Н)},$$

где ρ – плотность материала ремня (для резинотканевых плоских и клиновых ремней – 1100...1200 кг/м³, хлопчатобумажных цельнотканых – 750...1050 кг/м³, шерстяных – 900...1240 кг/м³); A – площадь сечения ремня, мм² (для плоских ремней $A = \delta \cdot b$ (δ – толщина и b – ширина ремня), а для клиновых и поликлиновых – по табл. 7.2, а, б и 7.3); v – скорость ремня, м/с.

Величина $e^{f\alpha_1}$ при различных углах обхвата и коэффициентах трения

Угол, град	$e^{f\alpha_1}$ при коэффициентах трения							
	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50
100	1,19	1,30	1,42	1,55	1,69	1,84	2,01	2,39
110	1,21	1,33	1,47	1,62	1,78	1,96	2,16	2,61
120	1,23	1,37	1,52	1,69	1,87	2,08	2,31	2,85
130	1,26	1,41	1,57	1,76	1,98	2,21	2,48	3,11
140	1,28	1,44	1,63	1,84	2,08	2,35	2,66	3,39
150	1,30	1,48	1,69	1,92	2,19	2,50	2,85	3,70
160	1,32	1,52	1,75	2,01	2,31	2,66	3,06	4,04
170	1,35	1,66	1,81	2,10	2,44	2,83	3,28	4,41
180	1,37	1,60	1,87	2,19	2,57	3,00	3,51	4,81
190	1,39	1,64	1,94	2,29	2,70	3,19	3,77	5,25
200	1,42	1,69	2,01	2,39	2,85	3,39	4,04	5,73
210	1,44	1,73	2,08	2,50	3,00	3,61	4,33	6,25
220	1,47	1,78	2,16	2,61	3,16	3,83	4,65	6,81
230	1,49	1,83	2,23	2,73	3,34	4,08	4,98	7,44
240	1,52	1,87	2,31	2,85	3,51	4,33	5,34	8,12
250	1,55	1,92	2,39	2,98	3,70	4,61	5,73	8,86
260	1,57	1,98	2,48	3,11	3,90	4,90	6,14	9,67
270	1,60	2,03	2,57	3,25	4,11	5,20	6,59	10,55
280	1,63	2,08	2,66	3,39	4,33	5,68	7,06	11,51
290	1,66	2,14	2,75	3,55	4,57	5,88	7,57	12,56
300	1,69	2,19	2,85	3,70	4,81	6,25	8,12	13,74

Таким образом, силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня при передаче полезной нагрузки ($F_1 + F_{\text{ц}}$) и ($F_2 + F_{\text{ц}}$) и на холостом ходу ($F_0 + F_{\text{ц}}$).

Силы натяжения ветвей ремня нагружают шкивы, валы, на которых шкивы установлены, и опоры валов (подшипники) (рис. 7.8, а и б). Равнодействующая этих сил и силы начального натяжения без учета центробежной силы:

$$F_e = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos(180^\circ - \alpha_1)} = 2F_0 \sin(\alpha_1 / 2).$$

Для передач с клиновыми ремнями в формулу вводят число задействованных в комплекте ремней Z , т.е. $F_e = 2F_0 Z \sin(\alpha_1 / 2)$.

С учетом центробежной силы, сила предварительного натяжения ветвей ремней, Н:

прорезиненных и синтетических плоских – $F_0 = [\sigma_0 + (1 - \chi)\rho v^2 \cdot 10^6] \delta \cdot \delta$;

клиновых – $F_0 = [850P_1 C_L / (v C_a C_p)] + qv^2$;

поликлиновых – $F_0 = [850P_1 C_L / (v C_a C_p)] + Zqv^2/10$ (здесь Z – число ребер в ремне).

В этих выражениях:

σ_0 – начальное напряжение ремня, величина которого принимается для прорезиненных ремней:

$\sigma_0 = 1,6$ МПа – при малом постоянном межосевом расстоянии и вертикальном и близком к нему расположении передачи;

$\sigma_0 = 1,8$ МПа – при достаточном постоянном межосевом расстоянии и угле наклона передачи не более 60° , а также при периодическом регулировании межосевого расстояния;

$\sigma_0 = 2,0$ МПа – при автоматическом регулировании постоянного натяжения ремня;

$\sigma_0 = 2,4$ МПа – при автоматическом регулировании переменного натяжения.

Начальное напряжение σ_0 для синтетических ремней зависит от отношения d_1/δ . Если это отношение ≤ 80 и периодически осуществляется регулирование натяжения ремня, то $\sigma_0 = 4 \dots 5$ МПа; $\sigma_0 = 7,5$ МПа при $d_1/\delta > 80$ и автоматически регулируемом постоянном натяжении; $\sigma_0 = 10$ МПа при $d_1/\delta > 100$ и автоматически регулируемом переменном натяжении;

χ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил на прижатие ремня к шкиву (для передач с автоматическим натяжением $\chi = 1$, а для передач с полуавтоматическим натяжением $\chi = 0$);

P_1 – передаваемая мощность ведущим шкивом, кВт;

C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня;

C_p и C_a – коэффициенты динамичности нагрузки (режима работы) и влияния угла α_1 обхвата ремнем ведущего шкива;

q – масса 1 м клинового ремня (масса 1 м поликлинового ремня), кг.

Вследствие упругого скольжения, которое возникает в результате разности сил F_1 и F_2 , нагружающих ведущую и ведомую ветви ремня, окружные скорости ведущего v_1 и ведомого v_2 шкивов неодинаковы. Между ними существует соотношение:

$$v_2 = (1 - \varepsilon)v_1,$$

где ε – коэффициент упругого скольжения и при нормальном режиме работы передачи, обычно $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$. Для точного расчета: плоскоремённые передачи – $\varepsilon = 0,015 \dots 0,02$; клиноремённые передачи с кордшнуровыми ремнями – $\varepsilon = 0,01$ и с кордтканевыми ремнями – $\varepsilon = 0,02$; передачи с поликлиновыми ремнями – $\varepsilon = 0,02$.

Окружные скорости (м/с) шкивов с диаметрами (мм) d_1 и d_2 и частотами вращения n_1 и n_2 (мин⁻¹):

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}.$$

Передаточное число ременной передачи с учетом скольжения

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)},$$

где ω_1, ω_2 – угловые скорости соответственно ведущего и ведомого шкивов, с⁻¹.

Упругое скольжение, зависящее от значения окружной силы F_t , является причиной некоторого непостоянства передаточного числа ременных передач. Рекомендуются для передач плоским ремнем $U \leq 5$, клиновым $U \leq 7$, поликлиновым $U \leq 8$, зубчатым $U \leq 12$.

Диаметр ведущего шкива $d_1 = C \sqrt[3]{T_1}$, где T_1 – вращающий момент на ведущем шкиве, Н·м; C – коэффициент пропорциональности: $C = 52 \dots 64$ – для плоскоремённой передачи; $C = 38 \dots 42$ – для клиновых ремней нормального сечения; $C = 20$ – для ремней узкого сечения; $C = 30,3$ – для поликлиновых ремней при $T_1 \leq 250$ Н·м, а при $T_1 > 250$ Н·м $d_1 = 12 \sqrt{T_1}$. Диаметр большого шкива $d_2 = d_1 U (1 - \varepsilon)$.

Расчетные диаметры делительных окружностей шкивов для зубчатого ремня зависят от модуля m – основного конструктивного параметра передачи и числа зубьев: $d_1 = mZ_1, d_2 = mZ_2$.

Расчетные значения диаметров d_1 и d_2 шкивов ременных передач с плоскими, клиновыми и поликлиновыми ремнями согласовывают со стандартными из ряда: 40; 45; 50; (53); 56; (60); 63; (67); 71; (75); 80; (85); 90; (95); 100; (106); 112; (118); 125; (132); 140; (150); 160; (170); 180; (190); 200; (212); (236); (265); 280; (300); 315; (335); 355; (375); 400; (425); 450; 500; (530); 560; 630; (670); 710; (750); 800; (850); 900; (950); 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 2000 мм. Размеры, указанные в скобках, применяются в технически обоснованных случаях.

Диаметр натяжного ролика принимают: для плоскоремённой передачи – $d_p = (0,8 \dots 1,0) d_1$, клиноремённой – $d_p = 1,5 d_1$.

Угол обхвата ремнем ведущего (малого) шкива (рис. 7.9)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2(\gamma/2), \text{ из } \Delta O_1 A O_2 \sin(\gamma/2) = (d_2 - d_1)/2a,$$

а так как $\gamma/2$ практически не превышает 15° , приближенно можно принять значение синуса равным аргументу, то запишем $\gamma_{\text{рад}} \approx (d_2 - d_1)/a$ или $\gamma^\circ = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \approx 57 \frac{d_2 - d_1}{a}$.

Тогда

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

где a – межосевое расстояние, мм.

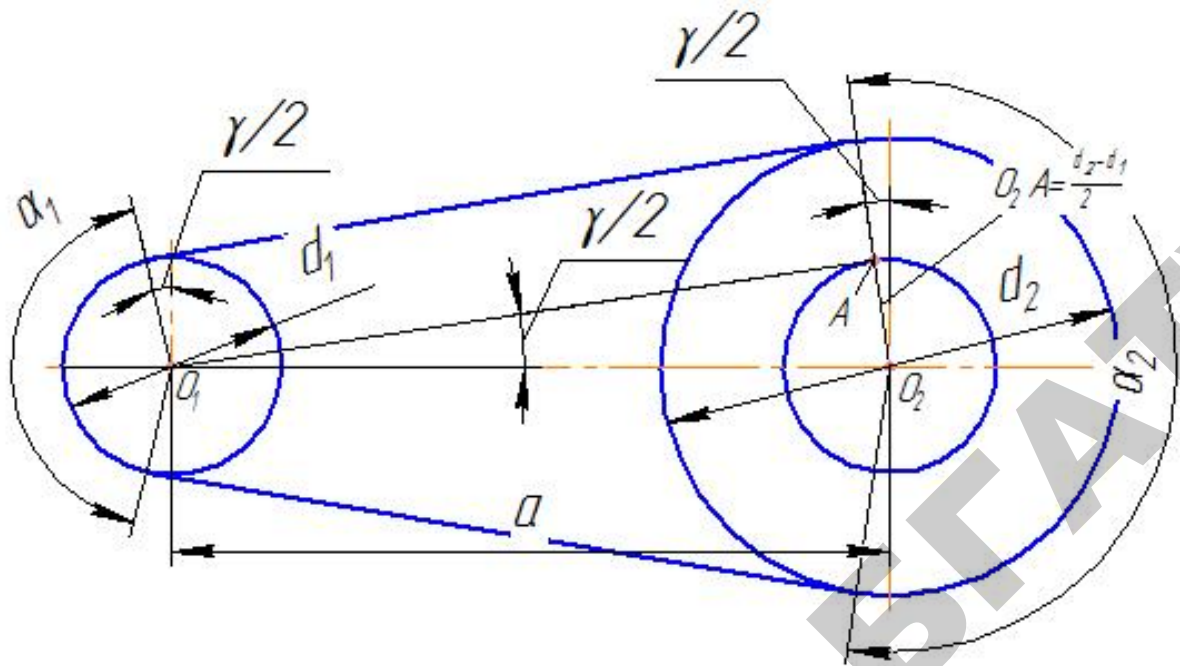


Рис. 7.9. Схема углов в открытой ременной передаче

При уменьшении значения угла обхвата α_1 тяговая способность передачи понижается. Поэтому допускается угол обхвата для плоскоремной передачи $\alpha_1 \geq 150^\circ$, клиноремной $\alpha_1 \geq 120^\circ$. Следует отметить, что клиноремная передача работает достаточно надежно при $\alpha_1 = 90^\circ$.

Межосевое расстояние a ременной передачи определяет, в основном, конструкции ее в приводе машины. Например, на рис. 7.10 это расстояние определяется размерами салазок b и неконтактированием электродвигателя 4 с редуктором 1 . При отсутствии конструктивного влияния для плоскоремной открытой передачи $a \geq (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2)$, а для клиноремной $2(d_1 + d_2) \geq a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h$, где h – высота поперечного сечения клинового и ребер поликлиновых ремней. Расстояние между осями шкивов (мм) передач зубчатым ремнем равно: $2m(Z_1 + Z_2) \geq a \geq 0,5m(Z_1 + Z_2) + 2m$, где m – модуль, а Z_1 и Z_2 – числа зубьев малого и большого шкивов.

Длина ремня (без учета провисания, начального деформирования и запаса соединения плоского ремня) определяется как сумма длин дуг шкивов на углах обхвата и длин прямолинейных участков ремня:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 + d_1)^2}{4a}.$$

Длину клиновых и поликлиновых ремней уточняют по стандартному ряду: 400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 1950, 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3120, 3150, 3200, 3255, 3285, 3325, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, 5000, 5600, 6300 мм. Значения в скобках применять не рекомендуется.

В передачах с зубчатым ремнем по L определяется расчетное число зубьев ремня $Z_p = L / \pi m$, согласовывается с табличным значением Z_r и устанавливается окончательная длина ремня $L = \pi m Z_r$.

Затем пересчитывают межосевое расстояние по формуле

$$a = 0,125 \{ 2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \}.$$

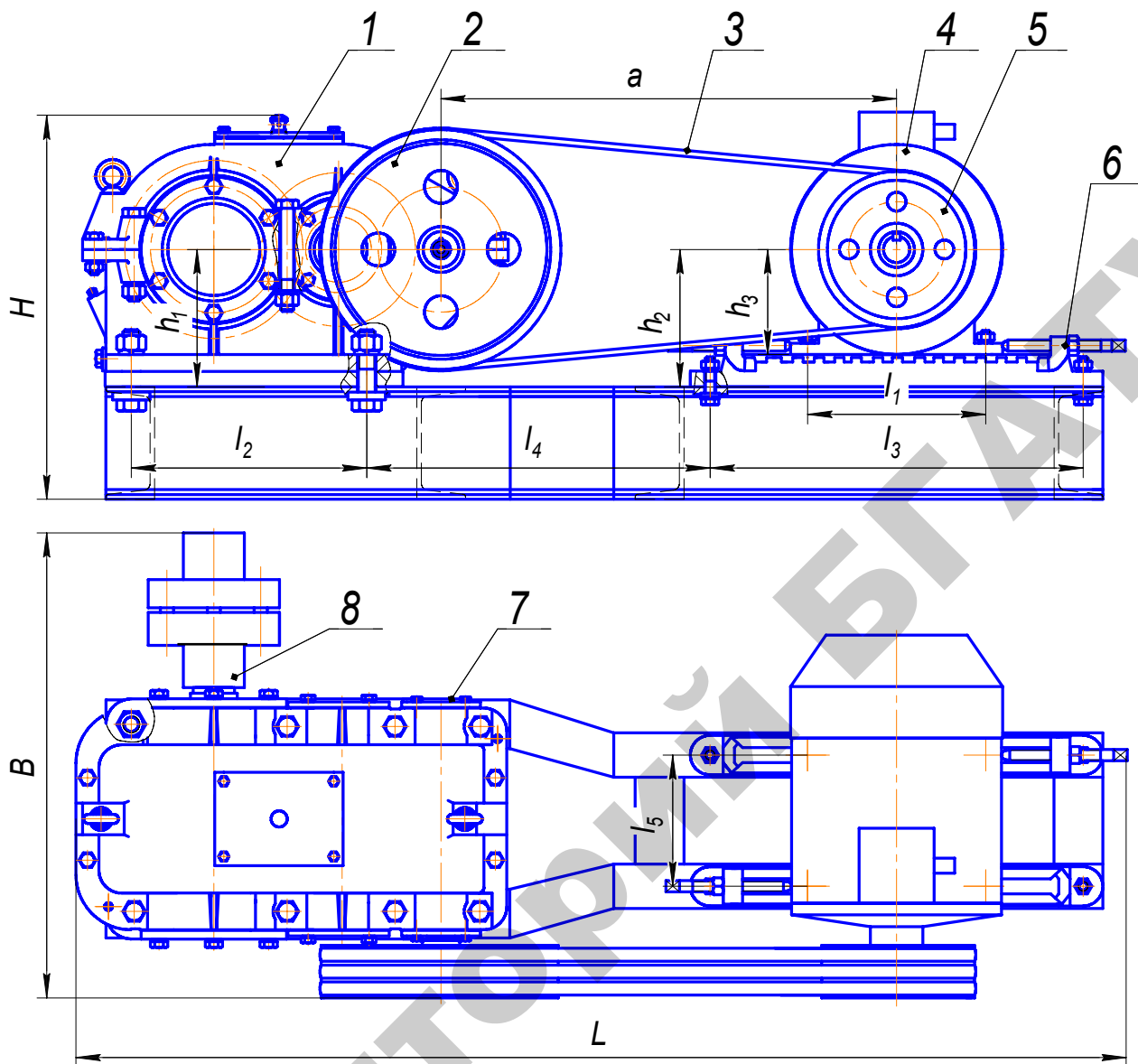


Рис. 7.10. Привод с ременной передачей:

1 – редуктор; 2 – шкив ведомый; 3 – ремень; 4 – электродвигатель; 5 – шкив ведущий; 6 – салазка; 7 – рама; 8 – муфта соединительная

При расчетах длин ремней и межосевых расстояний клиноременных, поликлиновых передач оперируют расчетными диаметрами шкивов по нейтральному слою ремня, а с зубчатым ремнем – по делительным диаметрам.

7.4. Напряжение в ремне и его долговечность

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределены неравномерно (рис. 7.11). Наибольшее напряжение (σ_{\max}) создается в ведущей ветви ремня. Оно состоит из полезного напряжения $\sigma_t = F_t/A$, где F_t – окружная (полезная) сила в передаче, Н; A – площадь поперечного сечения ремня, мм².

Так как $F_t = F_1 - F_2$, то полезное напряжение σ_t является разностью напряжений σ_1 в ведущей и σ_2 в ведомой ветвях ремня при рабочем ходе и на малой скорости: $\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2$.

С учетом того, что $F_1 = F_0 + F_t/2$ и $F_2 = F_0 - F_t/2$, следует:

$$\sigma_1 = F_1/2 = \frac{F_0}{A} + 0,5 \frac{F_t}{A} = \sigma_0 + \sigma_t/2; \quad \sigma_2 = F_2/2 = \frac{F_0}{A} - 0,5 \frac{F_t}{A} = \sigma_0 - \sigma_t/2.$$

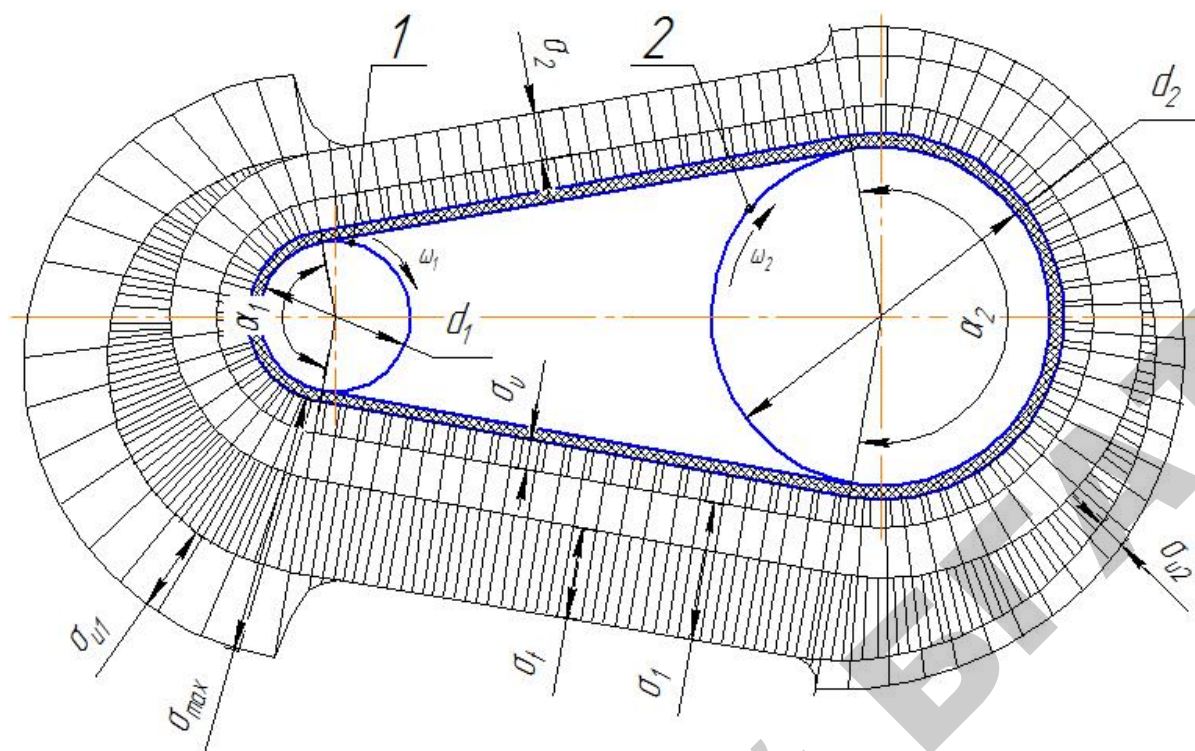


Рис. 7.11. Напряжения в ремне:
1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба. По закону Гука $\sigma_u = \varepsilon E$, где ε – относительное удлинение наружных волокон, $\varepsilon = y/r$. Здесь y – расстояние от нейтральной линии до опасных волокон, с которых начинается разрушение ремня; r – радиус кривизны нейтрального слоя. Для ремня (рис. 7.12), огибающего шкив, $y = \delta/2$, $r \approx d/2$ и $\varepsilon = \delta/d$. Тогда наибольшее напряжение изгиба возникает на ведущем шкиве: $\sigma_u = E \cdot \delta/d_1$, где E – модуль упругости материала ремня: для кожаных – $E = 100 \dots 150$ МПа; прорезиненных – $E = 80 \dots 120$ МПа; полиамидно-нейлоновых – $E = 1000 \dots 1200$ МПа; клиновых кордканевых – $E = 40 \dots 100$ МПа; кордшнуровых – $E = 60 \dots 150$ МПа; δ/d_1 – относительное удлинение ремня: для плоскоремennых передач $\delta/d_1 = 1/100 \dots 1/25$ (меньшее значение для плоских синтетических ремней), для резинотканевых ремней рекомендуется $\delta/d_1 = 1/40$ (допускается $1/30$).

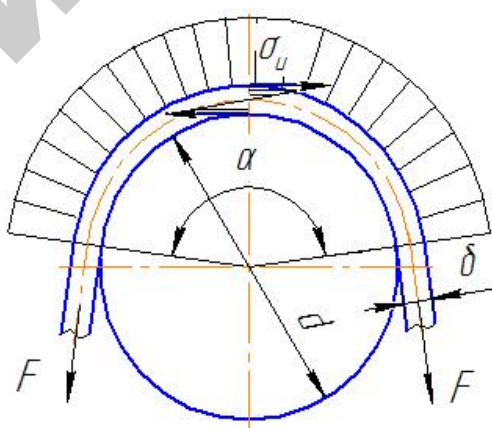


Рис. 7.12. Схема напряжений изгиба ремня

На практике значение σ_u ограничивают минимально допустимым для каждого вида ремня значением d_1 . Напряжение изгиба, изменяясь по отнулевому циклу, является главной причиной усталостного разрушения ремня. На тяговую способность ременной передачи оно не влияет.

Для клинового и поликлинового ремней максимальные растягивающие напряжения от изгиба $\sigma_{u_1} = E \cdot 2 \cdot h_0 / d_1$, где h_0 – расстояние от нейтрального слоя до наружной поверхности ремня (клиновый ремень, см. табл. 7.2, поликлиновый $h_0 = H - (h + \delta)$, значения H , h и δ – см. табл. 7.3).

Так же в работающей ременной передаче возникают напряжения от центробежной силы $F_{ц}$ (ρ , кг/м³; v , м/с), МПа:

$$\sigma_v = F_{ц} / A = 10^{-6} \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 / A = 10^{-6} \cdot \rho \cdot v^2.$$

Влияние σ_v на работоспособность ременной передачи при $v \leq 25$ м/с незначительно.

Тогда

$$\sigma_{\max} = \sigma_{u_1} + \sigma_1 + \sigma_v = \sigma_{u_1} + 0,5\sigma_1 + \sigma_v.$$

Это выражение используется в расчетах на долговечность ремня и является проверочным. При этом долговечность ремня зависит не только от значений напряжений, но и от характера их изменений за один цикл, а также от числа таких циклов. Поскольку напряжения изгиба превышают все другие составляющие суммарного напряжения в ремне, то долговечность в большей степени зависит от числа изгибов ремня на шкивах. Следует иметь в виду, что за один пробег ремня в передаче с передаточным числом $u = 1$ в нем дважды действуют максимальные напряжения (ремень испытывает два изгиба на шкивах равного диаметра). Первичной составляющей напряжений является сила F_0 – предварительного натяжения ремня. Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи, но ниже долговечность ремня из-за повышенного напряжения σ_0 .

Под влиянием циклического деформирования в ремне возникают усталостные разрушения – трещины, надрывы, расслаивание ремня. Снижению сопротивления усталости способствует нагрев ремня от внутреннего трения и скольжения его по шкивам.

Полный цикл напряжений соответствует одному пробегу ремня по шкивам, при котором уровень напряжений в поперечном сечении ремня меняется в соответствии с прохождением им каждого из четырех характерных участков двух шкивов ведомой и ведущей ветвями.

Число пробегов ремня (число циклов нагружения) за весь срок работы передачи пропорционально частоте пробегов:

$$v = v/L \leq [v],$$

где v – скорость ремня, м/с;

L – длина ремня, м;

$[v]$ – допускаемая частота пробегов, с⁻¹.

Частота пробегов является показателем долговечности ремня: чем больше v , тем больше число циклов при том же времени работы или тем меньше долговечность при том же уровне напряжений.

Для достижения средней долговечности ременной передачи в 2000...3000 ч рекомендуют ограничивать частоту пробегов, принимая ее для ремней:

плоских (прорезиненных – синтетических) – $[v] \leq 3(5) \text{ с}^{-1}$;

клиновых – $[v] \leq 10(20) \text{ с}^{-1}$;

поликлиновых – $[v] \leq 30 \text{ с}^{-1}$.

Расчет ремня по тяговой способности построен на определенных параметрах передачи, обеспечивающих ресурс его работы около 2000...3000 ч. Действительный срок службы ремня возможно определить из уравнения кривой усталости:

$$\sigma_{\max}^m N = \sigma_B^m N_\sigma = C,$$

где N – число циклов нагружения за весь срок L_h службы ремня, $N = 3600 v L_h Z_{ш}$ и $N_\sigma = 10^7$ – базовое число циклов. Тогда

$$L_h = \left(\frac{\sigma_B}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{10^7}{3600 v Z_{ш}}.$$

Здесь σ_b – предел выносливости материала ремня ($\sigma_b = 60 \dots 70$ МПа – для плоских прорезиненных ремней; $\sigma_b = 90 \dots 100$ МПа – для клиновых ремней); σ_{\max} – максимальное напряжение в ремне; m – показатель степени: обычно $m = 6$ – для плоских ремней; $m = 8$ – для клиновых; $v = v/L$ – число пробегов; $Z_{\text{ш}}$ – число шкивов; $C = 5 + \sigma_b/80$.

7.5. Потери в ременной передаче, КПД передачи и допускаемые напряжения в ремнях

Передаваемая ременной передачей мощность теряется в опорах валов, на которых находятся шкивы, расходуется на внутреннее трение в ремне, связанное с периодическими изменениями деформаций, в основном, с деформациями изгиба, и на преодоление сопротивления воздуха движению ремня, шкивов и валов. Из-за трудности определения этих потерь расчетом, коэффициент полезного действия ременных передач определяют экспериментально. При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение КПД для плоскоремennых передач $\eta \approx 0,97$, $\eta \approx 0,96$ составляет в передачах клиновым, поликлиновым и зубчатым ремнями.

Работоспособность ременной передачи принято характеризовать кривыми скольжения и КПД (рис. 7.13), полученными в результате испытаний ремней различных типов из разнообразных материалов. На графике по оси ординат откладывают относительное скольжение ε и КПД, а по оси абсцисс – нагрузку передачи, которую выражают через коэффициент тяги:

$$\varphi = F_t / 2F_0 = \sigma_t / 2\sigma_0.$$

Посредством его значения оценивается степень использования предварительного натяжения ремня F_0 для передачи нагрузки F_t , то есть характеризуется уровень загруженности ременной передачи. Выражение нагрузки передачи через безразмерный коэффициент φ объясняется тем, что скольжение и КПД связаны со степенью загруженности передачи, а не с абсолютным значением нагрузки.

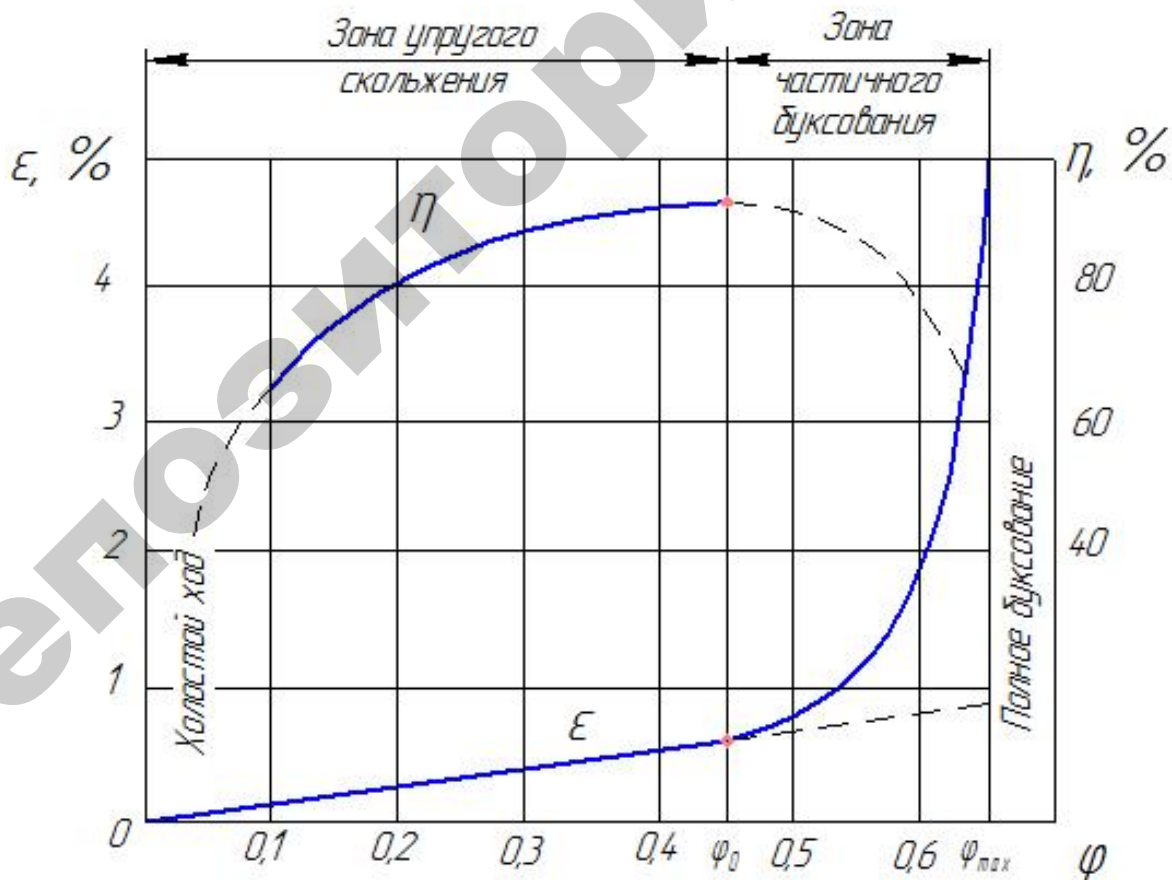


Рис. 7.13. Кривые скольжения

На начальном участке кривой скольжения от 0 до φ_0 наблюдается только упругое скольжение. Так как упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, этот участок близок к прямолинейному. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и полному буксованию. В зоне $\varphi_0 \dots \varphi_{\max}$ наблюдается как упругое скольжение, так и буксование. Они разделяются продолжением прямой ϵ штриховой линией.

Параметры работы ремня рекомендуется выбирать вблизи критического значения φ_0 и слева от нее. Этому значению соответствует также и максимальное значение КПД. Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например, в момент запуска двигателя. В этой зоне КПД резко снижается вследствие значительных потерь на скольжение ремня и быстрое изнашивание его. Размер зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Отношение $\varphi_{\max} / \varphi_0$ для ремней равно: плоских кожаных и шерстяных – 1,35...1,5; прорезиненных – 1,15...1,3; хлопчатобумажных – 1,25...1,4; клиновых – 1,5...1,6.

Значения φ_0 установлены экспериментально для каждого типа ремня: для плоских ремней – $\varphi_0 = 0,6$; для резинотканевых и синтетических – $\varphi_0 = 0,45 \dots 0,5$; для клиновых и поликлиновых – $\varphi_0 = 0,7 \dots 0,8$.

Определив по кривым скольжения φ_0 , находят полезное допускаемое напряжение для испытуемого плоского ремня: $[\sigma_r]_0 = \frac{2\varphi_0\sigma_0}{S} = a - \omega \frac{\delta}{d_1}$, где $S \approx 1,2 \dots 1,4$ – коэффициент запаса, зависящий от

типа и материала ремня; (a и ω) – вспомогательные величины (табл. 7.7) тяговой способности по буксованию; δ и d_1 – толщина ремня и диаметр ведущего шкива.

Таблица 7.7

Значения a и ω для плоских ремней ($\alpha_1 = 180^\circ$, $v = 10$ м/с, работа спокойная, межосевая линия горизонтальная)

Ремни	Значение a , МПа, при начальном напряжении σ_0 , МПа			ω , МПа
	1,6	1,8	2,0	
Прорезиненные	2,3	2,5	2,7	10
Кожаные	2,7	2,9	3,1	30
Хлопчатобумажные тканые	2	2,1	2,2	15
Шерстяные	1,7	1,8	1,9	15

Значение полезных допускаемых напряжений $[\sigma_r]_0$ для плоских и клиновых ремней можно выбирать по табл. 7.8 и 7.9.

Таблица 7.8

Допускаемые полезные напряжения $[\sigma_r]_0$, МПа, для плоских ремней при $\sigma_0 = 1,8$ МПа, $\alpha_1 = 180^\circ$, $v = 10$ м/с, спокойной работе передачи и горизонтальном расположении межосевой линии

Ремни	$[\sigma_r]_0$, при $d_{1\min} / \delta$									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Прорезиненные	-	(2,1)	2,17	2,21	2,25	2,28	2,3	2,33	2,37	2,4
Кожаные	(1,4)	1,7	1,9	2,04	2,15	2,23	2,3	2,4	2,5	2,6
Хлопчатобумажные тканые	(1,35)	1,5	1,6	1,67	1,72	1,77	1,8	1,85	1,9	1,95
Шерстяные	(1,05)	1,2	1,3	1,37	1,42	1,47	1,5	1,55	1,6	1,65

Примечания. 1. При $\sigma_0 = 2$ МПа значение $[\sigma_r]_0$ повышать, а при $\sigma_0 = 1,6$ МПа – понижать на 10 %.
 2. Для ремней из синтетических волокон $[\sigma_r]_0$ повышать в 1,5 раза по сравнению с прорезиненными ремнями (при $\delta / d_1 = 1/100$, $[\sigma_r]_0 = 7 \dots 8$ МПа).
 При шкивах из пластмасс и дерева $[\sigma_r]_0$ повышать на 20 %.
 При работе в сырых и пыльных помещениях $[\sigma_r]_0$ понижать на 10...30 %.

Таблица 7.9

Допускаемые полезные напряжения $[\sigma_t]_0$ для клиновых ремней при $\sigma_0 = 1,2; 1,4$ и $1,6$ МПа, $\alpha_1 = 180^\circ$, $v = 10$ м/с, спокойной работе передачи и горизонтальном расположении межосевой линии

Расчетный диаметр меньшего шкива d_1 , мм, при сечении ремней							$[\sigma_t]_0$ при напряжении σ_0 , МПа		
О	А	Б	В	Г	Д	Е	1,2	1,4	1,6
63	90	125	180	-	-	-	1,35	1,5	(1,67)
71	100	140	200	-	-	-	1,51	1,67	1,80
80	112	-	-	315	-	-	1,6	1,78	1,90
≥ 90	-	160	225	-	500	800	1,69	1,89	1,00
	≥ 125	-	-	355	530	-	1,78	1,96	2,13
		≥ 180	250	400	560	900	(1,82)	2,04	2,24
			≥ 280	≥ 450	≥ 630	≥ 1000	(1,92)	(2,02)	2,35

Примечание. В скобках – не рекомендуемые значения.

Допустимое полезное напряжение для плоскоремненной передачи с учетом корректирующих коэффициентов, учитывающих действительные условия работы,

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta,$$

где C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата α_1 : $C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1^\circ)$;

C_v – коэффициент, учитывающий скорость v движения ремня: $C_v = 1,04 - 0,0004v^2$;

C_p – коэффициент, учитывающий режим работы и характер нагрузки: при спокойной нагрузке и одноосменной работе $C_p = 1$; при умеренных колебаниях $C_p = 0,9$; при значительных колебаниях $C_p = 0,8$. При двухосменной работе значение C_p следует уменьшить на 0,1, при трехосменной – на 0,2;

C_θ – коэффициент, учитывающий угол θ наклона передачи к горизонтали: $C_\theta = 1$ при $\theta = 0 \dots 60^\circ$, $C_\theta = 0,9$ при $\theta = 60 \dots 80^\circ$; $C_\theta = 0,8$ при $\theta = 80 \dots 90^\circ$.

Также для клиноремненной передачи

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_p,$$

где C_α и C_p – коэффициенты угла обхвата α_1 и режима работы, определяются аналогично как в передачах плоским ремнем;

C_u – коэффициент, учитывающий передаточное число клиноремненной передачи u ;

C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня.

Значения коэффициента C_u выбирают из следующих зависимостей передаточного числа передачи:

u	1	1,1	1,2	1,4	1,8	Свыше 2,5
C_u	1	1,04	1,07	1,1	1,12	1,14

Коэффициент, учитывающий длину ремня, определяют по формуле

$$C_L = \sqrt{L/L_p},$$

где L – расчетная и согласованная со стандартной длина ремня, мм; L_p – базовая длина (мм) клинового ремня (для ремней Z(0) – 1320; A(A) – 1700; B(B) – 2240; C(B) – 3550; D(Г) – 6000; E(Д) – 7100 (см. табл. 7.10)).

Так как клиноремненные передачи работают независимо от расположения, то при их расчете (в отличие от расчета плоскоремненных передач) корректирующий коэффициент, учитывающий расположение передачи, не вводят.

7.6. Расчет ременных передач

Ременные передачи рассчитываются по тяговой способности. Расчет резиноканевых плоских ремней выполняются по удельной нагрузке (p) с учетом полезной окружной силы (F_t , Н).

$$p = F_t / bZ \leq [p], \text{ где } b - \text{ ширина ремня, мм; } Z - \text{ число прокладок в ремне.}$$

Допустимая удельная нагрузка (Н/мм)

$$[p] = [p_0] C_a \cdot C_p \cdot C_v \cdot C_\theta,$$

где $[p_0]$ – допустимая удельная нагрузка на одну прокладку, Н/мм (см. табл. 7.1, в).

Значения коэффициентов C_a , C_p , C_v и C_θ такие же, как и при определении допускаемого полезного напряжения $[\sigma_t]$.

При проектировании плоскоремных передач обычно толщину ремня принимают из отношений $\delta/d_1 \geq 1/30$ (резиноканевые), $\delta/d_1 \geq 1/25$ (кожаные), $\delta/d_1 \geq 1/100$ (синтетические), а затем с учетом допускаемого полезного напряжения $[\sigma_t]$ определяют ширину ремня:

$$b \geq \frac{F_t}{\delta[\sigma_t]}.$$

Значение b окончательно выбирают из стандартного ряда (см. табл. 7.1, а, б и в).

В клиноременных передачах сечение ремня выбирают в зависимости от передаваемого момента на ведущем шкиве (табл. 7.2). Проектный расчет передачи ведут по допускаемому полезному напряжению $[\sigma_t]$ или по допускаемой мощности, передаваемой одним ремнем:

$$P_p = P_0 \cdot C_a \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_p,$$

где P_0 – допускаемая мощность, кВт, передаваемая одним ремнем (см. табл. 7.10 и 7.11).

Таблица 7.10

Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем (по ГОСТ 1284.3-96, с сокращениями)

d_1 , мм	U	P_0 , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин ⁻¹									
		700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ремень сечения Z(O) – 0, I и II классов при $L_p = 1320$ мм											
63	1,05	0,27	0,31	0,35	0,42	0,49	0,53	0,63	0,72	0,80	0,88
	1,20	0,28	0,32	0,36	0,44	0,51	0,55	0,65	0,75	0,83	0,91
	1,50	0,29	0,33	0,38	0,45	0,53	0,57	0,67	0,77	0,86	0,94
	$\geq 3,0$	0,30	0,34	0,39	0,47	0,54	0,59	0,69	0,79	0,88	0,97
71	1,05	0,34	0,38	0,44	0,53	0,61	0,66	0,79	0,91	1,01	1,13
	1,20	0,35	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82	0,94	1,05	1,14
	1,50	0,36	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84	0,97	1,08	1,18
	$\geq 3,0$	0,37	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87	1,00	1,11	1,22
80	1,05	0,41	0,46	0,53	0,64	0,75	0,81	0,97	1,11	1,24	1,34
	1,20	0,42	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,00	1,15	1,28	1,40
	1,50	0,44	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03	1,18	1,32	1,45
	$\geq 3,0$	0,45	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06	1,22	1,36	1,49
90	1,05	0,49	0,54	0,63	0,77	0,89	0,97	1,16	1,33	1,48	1,62
	1,20	0,50	0,56	0,65	0,79	0,93	1,0	1,20	1,37	1,53	1,67
	1,50	0,52	0,58	0,67	0,82	0,96	1,03	1,23	1,42	1,58	1,73
	$\geq 3,0$	0,54	0,60	0,69	0,84	0,99	1,07	1,27	1,46	1,63	1,78
100	1,05	0,56	0,63	0,73	0,89	1,04	1,13	1,34	1,54	1,71	1,86
	1,20	0,58	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39	1,59	1,77	1,93
	1,50	0,60	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43	1,64	1,83	1,99
	$\geq 3,0$	0,62	0,70	0,83	0,98	1,14	1,24	1,48	1,69	1,89	2,05

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
112 и более	1,05	0,65	0,73	0,85	1,03	1,21	1,31	1,56	1,78	1,97	2,14
	1,20	0,68	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61	1,84	2,04	2,21
	1,50	0,70	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66	1,90	2,11	2,28
	≥ 3,0	0,72	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72	1,96	2,17	2,35
Ремень сечения А – 0, I и II классов при $L_p = 1700$ мм											
90	1,05	0,63	0,70	0,80	0,96	1,10	1,19	1,38	1,56	1,70	1,81
	1,20	0,65	0,72	0,83	0,99	1,14	1,23	1,43	1,61	1,76	1,87
	1,50	0,67	0,75	0,85	1,02	1,18	1,27	1,48	1,68	1,82	1,94
	≥ 3,0	0,69	0,77	0,88	1,05	1,21	1,31	1,53	1,73	1,87	2,00
100	1,05	0,77	0,85	0,98	1,18	1,36	1,47	1,72	1,94	2,12	2,26
	1,20	0,79	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	1,78	2,01	2,19	2,34
	1,50	0,82	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,84	2,07	2,27	2,42
	≥ 3,0	0,84	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,89	2,14	2,34	2,49
112	1,05	0,93	1,04	1,19	1,44	1,67	1,80	2,11	2,38	2,60	2,77
	1,20	0,96	1,07	1,23	1,49	1,72	1,86	2,18	2,46	2,69	2,86
	1,50	0,99	1,11	1,27	1,54	1,78	1,92	2,25	2,54	2,78	2,96
	≥ 3,0	1,02	1,14	1,31	1,59	1,84	1,98	2,33	2,62	2,87	3,05
125	1,05	1,10	1,23	1,42	1,72	1,99	2,15	2,52	2,84	3,09	3,27
	1,20	1,14	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,61	2,93	3,19	3,38
	1,50	1,18	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,69	3,03	3,30	3,49
	≥ 3,0	1,22	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,78	3,12	3,40	3,60
140	1,05	1,30	1,46	1,68	2,03	2,36	2,54	2,97	3,33	3,60	3,78
	1,20	1,35	1,51	1,74	2,10	2,43	2,62	3,07	3,44	3,72	3,91
	1,50	1,39	1,56	1,79	2,17	2,51	2,71	3,17	3,56	3,85	4,03
	≥ 3,0	1,43	1,60	1,85	2,24	2,59	2,79	3,27	3,67	3,87	4,16
160	1,05	1,56	1,75	2,02	2,44	2,82	3,04	3,54	3,93	4,20	4,34
	1,20	1,62	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,66	4,07	4,35	4,48
	1,50	1,67	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,78	4,20	4,49	4,63
	≥ 3,0	1,72	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,90	4,33	4,63	4,78
180 и более	1,05	1,82	2,04	2,35	2,83	3,27	3,52	4,07	4,47	4,70	4,74
	1,20	1,88	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	4,20	4,62	4,86	4,90
	1,50	1,94	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,34	4,77	5,02	5,05
	≥ 3,0	2,00	2,24	2,59	3,12	3,61	3,87	4,48	4,92	5,18	5,22
Ремень сечения В (Б) – 0, I и II классов при $L_p = 2240$ мм и частоте вращения меньшего шкива, мин ⁻¹											
d_1 , мм	U	500	700	800	950	1000	1200	1450	1600	2400	2900
125	1,05	1,04	1,35	1,49	1,69	1,76	2,00	2,27	2,41	2,95	3,06
	1,20	1,07	1,39	1,54	1,75	1,82	2,07	2,35	2,50	3,05	3,16
	1,50	1,11	1,44	1,59	1,81	1,88	2,13	2,42	2,58	3,15	3,27
	≥ 3,0	1,14	1,48	1,64	1,86	1,93	2,20	2,50	2,66	3,25	3,37
140	1,05	1,30	1,70	1,89	2,15	2,24	2,56	2,91	3,11	3,83	3,98
	1,20	1,34	1,76	1,95	2,22	2,32	2,64	3,01	3,22	3,96	4,11
	1,50	1,39	1,81	2,01	2,30	2,39	2,72	3,10	3,32	4,09	4,25
	≥ 3,0	1,43	1,87	2,08	2,37	2,46	2,82	3,21	3,42	4,22	4,38
160	1,05	1,64	2,16	2,40	2,75	2,86	3,28	3,75	4,00	4,91	5,06
	1,20	1,70	2,23	2,48	2,84	2,96	3,39	3,87	4,13	5,08	5,23
	1,50	1,75	2,31	2,57	2,94	3,05	3,50	4,00	4,27	5,25	5,40
	≥ 3,0	1,81	2,38	2,65	3,03	3,15	3,61	4,13	4,40	5,41	5,58
180	1,05	1,98	2,61	2,91	3,33	3,47	3,98	4,55	4,85	5,87	5,96
	1,20	2,05	2,70	3,01	3,45	3,59	4,11	4,70	5,11	6,07	6,16
	1,50	2,12	2,79	3,11	3,56	3,70	4,25	4,85	5,17	6,27	6,36
	≥ 3,0	2,18	2,88	3,21	3,67	3,82	4,38	5,01	5,34	6,47	6,56

Продолжение таблицы 7.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
200	1,05	2,32	3,06	3,41	3,91	4,07	4,66	5,31	5,65	6,70	6,66
	1,20	2,39	3,16	3,53	4,04	4,20	4,82	5,49	5,84	6,93	6,88
	1,50	2,47	3,27	3,61	4,17	4,34	4,97	5,67	6,03	7,15	7,20
	≥ 3,0	2,55	3,37	3,76	4,30	4,48	5,13	5,85	6,22	7,42	7,33
224	1,05	2,71	3,59	4,00	4,58	4,76	5,44	6,18	6,55	7,55	
	1,20	2,80	3,71	4,13	4,73	4,92	5,63	6,39	6,77	7,80	
	1,50	2,89	3,83	4,27	4,89	5,08	5,81	6,60	7,10	8,08	
	≥ 3,0	2,99	3,95	4,40	5,04	5,24	6,00	6,81	7,22	8,31	
250	1,05	3,13	4,14	4,62	5,28	5,49	6,25	7,06	7,49	8,40	
	1,20	3,24	4,28	4,77	5,46	5,67	6,47	7,30	7,74	8,44	
	1,50	3,34	4,42	4,93	5,63	5,86	6,68	7,58	8,00	8,71	
	≥ 3,0	3,45	4,56	5,08	5,81	6,04	6,89	7,82	8,25	8,99	
280 и более	1,05	3,61	4,77	5,31	6,06	6,29	7,14	8,03	8,41		
	1,20	3,73	4,93	5,49	6,26	6,50	7,42	8,30	8,69		
	1,50	3,86	5,10	5,67	6,47	6,72	7,66	8,57	8,97		
	≥ 3,0	3,96	5,26	5,85	6,67	6,93	7,91	8,84	9,26		
Ремень сечения С (В) – 0, I и II классов при $L_p = 3750$ мм и частоте вращения меньшего шкива, мин ⁻¹											
d_1 , мм	U	400	700	800	950	1000	1100	1200	1300	1450	1600
200	1,05	2,50	3,81	4,2	4,74	4,90	5,20	5,48	5,73	6,04	6,29
	1,20	2,58	3,95	4,35	4,80	5,06	5,38	5,66	5,92	6,25	6,50
	1,50	2,67	4,08	4,49	5,06	5,23	5,55	5,85	6,11	6,45	6,71
	≥ 3,0	2,75	4,21	4,64	5,22	5,40	5,73	6,03	6,33	6,66	6,93
224	1,05	3,10	4,80	5,30	5,98	6,19	6,58	6,94	7,26	7,71	8,02
	1,20	3,20	4,96	5,47	6,18	6,40	6,81	7,18	7,55	7,97	8,29
	1,50	3,31	5,12	5,65	6,38	6,61	7,03	7,45	7,80	8,23	8,56
	≥ 3,0	3,41	5,29	5,83	6,58	6,82	7,25	7,69	8,04	8,49	8,83
250	1,05	3,74	5,83	6,45	7,28	7,59	8,07	8,50	8,88	9,38	9,71
	1,20	3,87	6,03	6,66	7,58	7,84	8,34	8,78	9,18	9,67	10,05
	1,50	4,00	6,23	6,88	7,82	8,10	8,61	9,07	9,48	9,99	10,36
	≥ 3,0	4,12	6,43	7,10	8,07	8,35	8,88	9,36	9,78	10,30	10,69
280	1,05	4,48	7,00	7,78	8,78	9,06	9,65	10,15	10,58	11,10	11,44
	1,20	4,63	7,24	8,04	9,00	9,36	9,97	10,49	10,94	11,47	11,83
	1,50	4,78	7,52	8,30	9,27	9,70	10,30	10,82	11,29	11,84	12,21
	≥ 3,0	4,93	7,76	8,57	9,57	10,00	10,62	11,13	11,65	12,20	12,60
315	1,05	5,32	8,37	9,24	10,40	10,75	11,38	11,93	12,39	12,89	13,16
	1,20	5,50	8,65	9,55	10,75	11,11	11,76	12,33	12,81	13,33	13,60
	1,50	5,68	8,93	9,86	11,10	11,47	12,15	12,73	13,22	13,76	14,05
	≥ 3,0	5,86	9,21	10,17	11,45	11,83	12,53	13,14	13,64	14,20	14,49
355	1,05	6,26	9,83	10,83	12,14	12,59	13,20	13,77	14,21	14,61	14,68
	1,20	6,47	10,36	11,19	12,55	12,94	13,63	14,23	14,69	15,10	15,18
	1,50	6,69	10,49	11,56	12,95	13,36	14,09	14,70	15,17	15,59	15,67
	≥ 3,0	6,90	10,82	11,92	13,36	13,79	14,54	15,16	15,64	16,09	16,17
450 и более	1,05	8,48	13,03	14,28	15,75	16,15	16,78	17,17	17,32		
	1,20	8,77	13,51	14,76	16,29	16,70	17,34	17,75	17,90		
	1,50	9,05	13,95	15,24	16,28	17,24	17,91	18,33	18,49		
	≥ 3,0	9,34	14,39	15,72	17,35	17,78	18,47	18,91	19,07		
Ремень сечения D (Г) – 0, I и II классов при $L_p = 6000$ мм и частоте вращения меньшего шкива, мин ⁻¹											
d_1 , мм	U	200	300	400	500	700	800	950	1000	1100	1200
315	1,05	4,34	5,99	7,49	8,95	11,56	12,82	14,51	15,07	16,25	17,28
	1,20	4,51	6,22	7,78	9,29	12,01	13,32	15,07	15,66	16,88	17,95

	1,50 ≥ 3,0	4,68 4,81	6,46 6,63	8,08 8,29	9,64 9,90	12,46 12,80	13,81 14,19	15,63 16,06	16,25 16,68	17,51 17,98	18,62 19,12
--	---------------	--------------	--------------	--------------	--------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------

Окончание таблицы 7.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
355	1,05	5,50	7,65	9,56	11,28	14,18	15,35	16,71	17,06	17,58	17,85
	1,20	5,69	7,91	9,88	11,66	14,66	15,86	17,28	17,63	18,17	18,45
	1,50	5,87	8,17	10,20	12,04	15,13	16,38	17,84	18,21	18,76	19,06
	≥ 3,0	6,06	8,43	10,52	12,42	15,63	16,90	18,40	18,78	19,6	19,66
400	1,05	6,75	9,45	11,85	14,02	17,66	19,11	20,76	20,16	21,72	21,94
	1,20	6,98	9,76	12,25	14,49	18,26	19,75	21,46	21,87	22,45	22,68
	1,50	7,21	10,08	12,64	14,96	18,85	20,40	22,16	22,59	23,19	23,42
	≥ 3,0	7,48	10,40	13,04	15,44	19,45	21,04	22,86	23,50	23,92	24,16
500	1,05	9,53	13,33	16,77	19,84	24,82	26,66	28,46	28,79	29,00	28,57
	1,20	9,85	13,78	17,33	20,51	25,66	27,56	29,42	29,76	29,98	29,54
	1,50	10,17	14,23	17,90	21,18	26,50	28,45	30,38	30,73	30,46	30,50
	≥ 3,0	10,49	14,68	18,46	21,85	27,34	29,35	31,34	31,70	31,94	31,47
560	1,05	11,14	15,60	19,61	23,16	28,70	30,59	32,13	32,26	31,42	
	1,20	11,51	16,12	20,27	23,94	29,67	31,62	33,21	33,35	33,00	
	1,50	11,89	16,65	20,93	24,72	30,64	32,65	34,30	34,44	34,08	
	≥ 3,0	12,26	17,17	21,59	25,50	31,63	33,68	35,38	35,53	35,16	
630	1,05	12,98	18,18	22,82	26,84	32,79	34,54	35,38			
	1,20	13,42	18,80	23,59	27,75	33,90	35,71	36,58			
	1,50	13,86	19,41	24,36	28,66	35,01	36,88	37,78			
	≥ 3,0	14,29	20,02	25,13	29,56	36,11	38,04	38,97			

Ремень сечения E (Д) – 0, I и II классов при $L_p = 7100$ мм
и частоте вращения меньшего шкива, мин^{-1}

$d_1, \text{мм}$	U	200	300	400	500	600	700	750	800	850	950
500	1,05	11,54	15,48	19,20	22,40	25,06	27,12	27,92	28,54	28,98	29,31
	1,20	11,61	16,00	19,35	23,16	25,91	28,04	28,16	29,50	29,96	30,30
	1,50	11,99	16,52	20,49	23,92	26,75	28,96	29,80	30,46	30,94	31,28
	≥ 3,0	12,37	17,04	21,14	24,67	27,60	29,87	30,74	31,43	31,92	32,27
560	1,05	13,54	18,73	23,28	27,16	30,33	32,69	33,55	31,18	34,57	34,57
	1,20	14,00	19,37	24,07	28,08	31,35	33,80	34,69	35,34	35,74	35,74
	1,50	14,46	20,00	24,85	29,00	32,37	34,90	35,82	36,49	36,90	16,90
	≥ 3,0	14,91	20,63	25,64	29,91	33,40	36,01	36,95	37,65	38,07	38,07
630	1,05	16,91	22,45	27,89	32,45	36,05	38,56	39,37	39,86	40,02	39,24
	1,20	16,74	23,21	28,83	33,55	37,27	39,87	40,70	41,21	41,37	40,57
	1,50	17,28	23,46	29,77	34,55	38,49	41,17	42,03	42,56	42,72	41,89
630	≥ 3,0	17,83	24,72	30,71	35,74	39,70	42,47	43,36	43,90	44,07	43,22
710	1,05	19,17	26,59	32,94	38,13	42,00	44,37	44,93	45,05	44,69	
	1,20	19,82	27,48	34,06	39,42	43,42	45,87	46,45	46,57	46,20	
	1,50	20,46	28,38	35,17	40,71	44,84	47,37	47,97	48,09	47,71	
	≥ 3,0	21,11	29,28	36,28	42,00	46,26	48,87	49,49	49,61	49,22	

Ремень сечения E0 (E) – 0, I и II классов при $L_p = 8500$ мм
и частоте вращения меньшего шкива, мин^{-1}

$d_1, \text{мм}$	U	100	150	200	250	300	400	500	600	650	700
800	1,05	13,63	18,99	24,14	28,70	32,83	39,89	44,89	47,69	47,99	47,55
	1,20	14,06	19,58	25,61	29,73	34,00	41,51	46,88	50,05	50,64	50,34
	1,50	14,49	20,24	25,76	30,76	35,18	43,13	48,94	52,48	55,43	53,14
	≥ 3,0	14,87	20,83	26,49	31,87	36,51	44,82	50,93	54,90	56,08	55,94
900	1,05	15,20	22,67	28,70	34,59	39,38	47,38	52,69	55,05	54,98	
	1,20	15,97	23,26	29,51	35,62	40,55	49,02	54,76	57,41	57,33	
	1,50	16,34	23,85	30,32	36,58	41,73	50,64	56,67	59,84	59,62	
	≥ 3,0	16,78	24,43	31,13	37,63	43,05	52,26	58,73	62,26	63,00	

Примечания. 1. d_1 – диаметр меньшего шкива, мм.
2. U – передаточное число ременной передачи.

3. Номинальные мощности, передаваемые одним ремнем III и IV классов в таблицах 12, 13, 14, 15, 16, 17 ГОСТ 1284.3-96.

Таблица 7.11

Мощность P_0 , кВт, передаваемая одним узким ремнем

Сечение ремня (длина L_p , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с				
		5	10	20	30	40
SPZ (УО) (1600)	63	0,95	1,50	1,85	-	-
	71	1,18	1,95	2,73	-	-
	80	1,38	2,34	3,50	-	-
	90	1,58	2,65	4,20	4,55	-
SPA (УА) (2500)	90	1,56	2,57	-	-	-
	100	1,89	3,15	-	-	-
	112	2,17	3,72	5,62	-	-
	125	2,41	4,23	6,60	7,10	-
SPB (УБ) (3550)	140	2,95	5,00	-	-	-
	160	3,45	5,98	9,10	-	-
	180	3,80	6,70	10,6	11,5	-
	200	4,12	7,3	11,9	13,3	-
SPC (УВ) (5600)	224	5,45	9,4	14,1	-	-
	250	6,05	10,6	16,6	17,1	-
	280	6,60	11,5	18,7	20,7	-
	315	7,08	12,8	20,9	23,9	22,7

Значения коэффициентов C_a , C_u , C_L и C_p принимаются как и при определении допускаемого полезного напряжения $[\sigma_t]$.

Тогда требуемое число ремней в комплекте передачи

$$Z \geq \frac{F_t}{A[\sigma_t]} \quad \text{или} \quad Z \geq \frac{P}{P_p C_Z}$$

где F_t – полезная окружная сила, Н, передаваемая всеми ремнями; A – площадь поперечного сечения выбранного ремня, мм²; P – передаваемая мощность всеми ремнями, кВт; C_Z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями. Его значение принимают в зависимости от предварительного числа ремней $Z' = P/P_0$:

Z'	1	2...3	4...6	>6
C_Z	1	0,95	0,9	0,75

Рекомендуется принимать $Z \leq 6(8)$, поскольку из-за погрешности изготовления длина ремней разная и нагрузка между ними распределяется неравномерно. В расчетах клиноременных передач рассматривается 5 классов ремней с наработкой N_0 , млн циклов. Нулевому (0) классу соответствует 0,7 млн циклов, первому (I) – 1,5 млн циклов, второму (II) – 2,0 млн циклов, третьему (III) – 2,5 млн циклов и четвертому (IV) – 3,0 млн циклов.

Расчет поликлиновых ремней также начинается с предварительного выбора сечения ремня по моменту T_1 на малом (ведущем) шкиве (табл. 7.3) или по передаваемой мощности P_1 (кВт) и частоте вращения ведущего шкива n_1 (мин⁻¹), используя диаграмму (рис. 7.14).

Дальнейший проектный расчет заключается в определении необходимого количества ребер ремня и ширины ремня $b = Z_p \cdot p$, где Z_p – необходимое число ребер и p – шаг ребер, мм.

Расчет проводится по значениям расчетной нагрузки и допускаемой мощности. В первом случае расчетная нагрузка, передаваемая одним ребром ремня,

$$F_1 = F_0 \cdot C_a \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_d,$$

где F_0 – номинальная нагрузка, передаваемая одним ребром, Н.

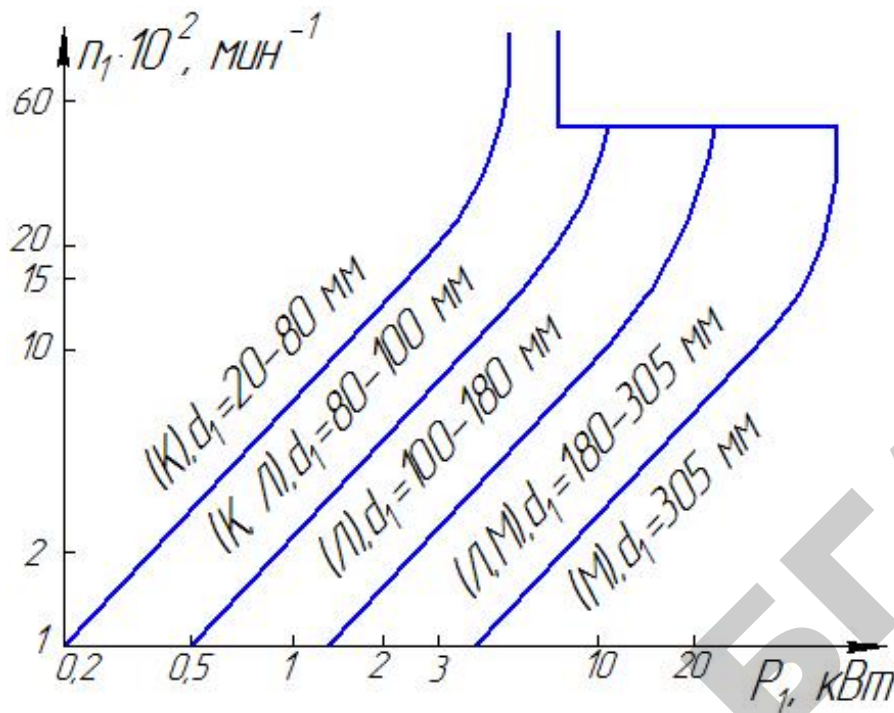


Рис. 7.14. Диаграмма для выбора сечения поликлинового ремня (в скобках – сечение ремня, d_1 – диаметр ведущего шкива)

Значения коэффициентов C_L и C_a определяют с учетом рекомендаций для плоско- и клиноременных передач, а F_0 , коэффициентов скоростного C_v и диаметра ведущего шкива C_d принимают по табл. 7.12.

Таблица 7.12

Расчетные параметры поликлиновых ремней

Сечение	F_0 , Н	C_v	C_d	L_p , мм
К	23	1,086 – 0,013v	2,38 – 55/ d_1	750
Л	83	0,900 – 0,015v	2,95 – 155/ d_1	1500
М	285	0,910 – 0,016v	3,04 – 328/ d_1	2000

Требуемое количество ребер ремня $Z_p = F/F_1$ округляется до большего целого числа из диапазонов, указанных в табл. 7.3. В случае превышения этих значений рекомендуется переходить к выбору следующего сечения ремня.

Небольшое число стандартных сечений поликлиновых ремней позволило для каждого сечения определить по кривым скольжения допустимую приведенную мощность $[P]_0$ (табл. 7.13), передаваемую десятью ребрами ремня при угле обхвата $\alpha_1 = 180^\circ$, передаточным числом $U = 1$, спокойной нагрузке и базовой длине ремня L_p .

В реальных условиях эксплуатации допустимая мощность $[P]$, передаваемая ремнем с десятью ребрами (кВт):

$$[P] = ([P]_0 \cdot C_a \cdot C_L + \Delta P) C_p,$$

где C_a и C_p – коэффициенты угла обхвата ведущего шкива, динамичности и режима нагрузки рассчитываются по рекомендациям как при определении $[\sigma_L]$ для плоско- и клиноременных передач; C_L – коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня (принимается по табл. 7.14 в зависимости от отношения L/L_p); ΔP – поправка, учитывающая влияние уменьшения изгиба на большом шкиве: $\Delta P = 0,0001 \Delta T_1 n_1$, где ΔT_1 – поправка к моменту на ведущем (малом) шкиве в зависимости от передаточного числа (приведена в табл. 7.15), n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин^{-1} .

Таблица 7.13

Мощность $[P]_0$ для поликлиновых ремней с 10-ю ребрами

Сечение ремня	d_1 меньшего шкива, мм	$[P]_0$ (кВт) при v (м/с)							
		2	5	10	15	20	25	30	35
К $L_p = 710$	40	0,65	1,40	2,40	3,2	3,7	-	-	-
	45	0,70	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	-	-
	50	0,76	16,5	2,9	4,0	4,8	5,3	-	-
	56	0,80	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2	-
	63	0,85	1,90	3,4	4,6	5,2	6,4	6,8	-
	71	0,88	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4	7,6
	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
	90	0,95	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4	-
	100	0,97	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	-
	112	1,0	2,25	4,1	5,8	7,2	8,2	9,1	-
	125	1,02	2,30	4,2	6,0	7,5	8,7	9,5	-
	140	1,05	2,35	4,3	6,2	7,6	8,8	9,6	-
Л $L_p = 1600$	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	-	-	-
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	-	-	-
	100	2,3	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	-	-
	112	2,54	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	-	-
	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17	-
	160	3,05	6,7	12	16,2	19,4	21,2	21,5	20
	140	2,9	6,3	11	15	17,8	19,2	19	17,2
	180	3,1	7,0	12,6	17	20,6	22,8	23,4	23,6
	200	3,2	7,2	13	17,9	21,6	24	24,8	-
	224	3,3	7,5	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	-
	250	3,4	7,7	14	19,2	23,4	26,2	27,5	-
	280	3,5	7,9	14,3	19,7	24,0	27,2	28,6	-
315	3,6	8,0	14,7	20,3	24,8	28	29,7	-	
355	3,6	8,2	15	20,7	25,5	28,8	30,6	-	
М $L_p = 2240$	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	-
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	-
	224	8,5	18	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37
	250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57	56	48
	280	9,7	21	37,4	50,3	59,8	65	64	58
	315	10,2	22,5	40	54,3	65	71	72	68
	355	10,7	23,7	42,4	58	70	78	80	76
	400	11	24,8	44,6	61	74	83	86	84
	450	11,5	25,7	46,5	64	78	87	92	91
	500	11,8	26,5	47,8	66	81	91	96	95
	630	12,3	28,0	50,7	70	87	98	105	105
	800	12,8	29,0	53,1	74	91	104	112	113
1000	13	29,8	54,7	76	94	108	117	119	

Таблица 7.14

Значение коэффициента C_L

L/L_p	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	2,6
C_L	0,8	0,85	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08	1,11	1,12	1,14	1,15	1,16

Поправка ΔT_1 к моменту на ведущем шкиве, Н·м

Сечение ремня	ΔT_1 при передаточном числе, , Н·м							
	1,03...1,07	1,08...1,13	1,14...1,2	1,21...1,3	1,31...1,4	1,41...1,6	1,61...2,39	$\geq 2,4$
К	0,1	0,2	0,3	0,44	0,5	0,55	0,6	0,7
Л	0,9	1,8	2,7	3,6	4,0	4,5	5,0	5,4
М	7	13,8	20,7	27,6	31,0	34,5	38	41,4

Количество ребер ремня с последующим округлением до целого числа и согласованием с рекомендуемым определяется по формуле

$$Z_p = \frac{10P_1}{[P]}$$

где P_1 – передаваемая мощность поликлиновым ремнем, кВт.

Расчет передачи зубчатым ремнем сводится к определению минимальной ширины ремня, удовлетворяющей предъявляемым требованиям к рабочим условиям передаваемой мощности и ее величины.

Предварительный выбор типа ремня (трапециевидная или полукруглая форма зуба) и модуля (шага зубьев) осуществляется на основании данных о передаваемой мощности P (P_s – мощности, необходимой для привода машины в случае установки ремня между электродвигателем и машиной или редуктором) и частоты вращения ведущего шкива n_1 (n_s). Для стандартных трапециевидных зубьев значение модуля m ($m = p/\pi$, где p – шаг зубьев ремня, мм) производится в зависимости от передаваемой мощности:

P (P_s), кВт	До 0,4	0,4...3,0	3,0...5,5	5,5...10,0	10,0...22,0	22,0...40,0
m	1,5...3	2...4	4...5	4...7	5...7	7...10

Более точный выбор модуля и шага ремня осуществляется на основании диаграмм [12] при известных P и n .

Требуемое значение модуля также вычисляют исходя из усталостной прочности зубьев ремня $m = k\sqrt{P_1 C_d / n_1}$, где k – коэффициент, учитывающий форму зубьев: $k = 35$ – для ремней с трапециевидной формой зубьев, $k = 25$ – для ремней с полукруглой формой зубьев; P_1 – передаваемая мощность зубчатым ремнем, кВт; C_d – коэффициент динамичности и режима работы, определяемый по табл. 7.16; n_1 – частота вращения малого (ведущего) шкива, мин⁻¹.

Таблица 7.16

Значение коэффициента C_d для зубчатых ремней

Пример оборудования	Двигатели с кратковременными перегрузками		
	до 150 %	до 250 %	до 400 %
Подъемные механизмы, цепные конвейеры	1,5	1,7	1,9
Реверсивные приводы, поршневые насосы, компрессоры	1,8	2	2,2
Прессы, ножницы	2	2,2	2,4
Ленточные конвейеры	1,3	1,5	1,7

Значения модуля уточняют по стандартному ряду и выбирают параметры ремня (табл. 7.4 и 7.5). Число зубьев ведущего шкива Z_1 принимают на основе экспериментальных данных [12] в зависимости от модуля m и частоты вращения n_1 по табл. 7.17.

По известной формуле для ременных передач определяются первоначальная длина ремня L и число зубьев ремня $Z_p = L/\pi m$, которое согласовывается с табличным значением (табл. 7.18). По табл. 7.4 выбирается значение допускаемой удельной нагрузки, приходящееся на 1 мм ширины ремня $[F_{ty}]$, Н/мм.

Минимально допустимое число зубьев Z_1 ведущего шкива

$n_1, \text{мин}^{-1}$	$m, \text{мм}$					
	1,0	1,5 и 2,0	3,0	4,0	5,0	7,0 и 10
До 1000	10	12	14	16; 18	18	22
1500	10	12	14	16; 18	18	24
2000	10	12	14	16; 18	20	26
2500	10	12	16	16; 18	20	28; 30
3000	10	12	16	16; 18	22	30

Далее рассчитывается ширина ремня $v = F_t (F_{ty} - qv^2)C_z$ и согласовывается со стандартным значением (табл. 7.18).

Таблица 7.18

Рекомендуемые значения чисел зубьев шкива z_2 при наибольшем передаточном числе u_{\max} , предельные значения чисел зубьев z_p и ширины ремня v

Модуль ремня $m, \text{мм}$	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Наибольшее число зубьев z_2 шкива	100		115	120				85
Наибольшее передаточное число u_{\max}	7,7	10	11,5	12	8	8	6,67	4,7
Предельные значения чисел зубьев ремня z_p	40 – 160				48–250	48–200	56–140	56–100
Предельная ширина ремня $v, \text{мм}$	3–12,5	3–20	5–20	12,5–100	20–100	25–125	40–150	50–200

Примечания. 1. Число зубьев ремня z_p выбирают из ряда: 40, 42, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250.
2. Ширину ремня v выбирают из ряда: 3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160.

В формуле определения ширины ремня v удельная нагрузка, приходящаяся на 1 мм ее,

$$F_{ty} = [F_{ty}] C_{\text{рол}} C_u'' C_z,$$

где F_{ty} – допустимая удельная нагрузка, Н/мм; $C_{\text{рол}}$ – коэффициент, учитывающий наличие натяжного или направляющего роликов: при установке одного ролика $C_{\text{рол}} = 1,1$, двух роликов – $C_{\text{рол}} = 1,25$; C_u'' – коэффициент, вводимый для ускорительных передач; C_z – коэффициент, учитывающий число зубьев в зацеплении. Его определяют при $Z_0 < 6$ по формуле $C_z = 1 - 0,2(6 - Z_0)$.

Значение коэффициента C_u'' принимают в зависимости от передаточного числа u :

u	1...0,8	0,8...0,6	0,6...0,4	0,4...0,3
C_u''	1	0,95	0,9	0,85

Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом, $Z_0 = Z_1 \cdot \alpha_1 / 360$, где $\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma^\circ$ – угол обхвата на малом шкиве, $\gamma^\circ = \arcsin(d_2 - d_1) / 2a$. В этой зависимости d_1 , d_2 и a – диаметры шкивов и межосевое расстояние.

q – масса 1 м длины ремня (см. табл. 7.4, б, 7.19); C_k – коэффициент, учитывающий неполные витки каната у боковых поверхностей ремня; v – скорость ремня, м/с.

Значение коэффициента C_k выбирают в зависимости от ширины ремня:

$v, \text{мм}$	До 16	20	25	32; 40	50; 63	80; 100	Свыше 100
C_k	0,7	0,95	1,0	1,05	1,10	1,15	1,20

Сила F_v , действующая на валы со стороны передачи зубчатым ремнем, направлена по линии центров шкивов и численно значительно меньше, чем в передаче клиновым ремнем:

$$F_v = (1,1 \dots 1,3) F_t.$$

Предварительное натяжение F_0 в передаче необходимо для устранения зазоров в зацеплении и обеспечения правильного набегания ремня на шкив. Значение принимается больше величины натяжения от центробежной силы, чтобы под действием последней не нарушалось зацепление ремня со шкивом.

$$2 F_0 = F_{ц},$$

где $F_{ц} = qv^2$ – центробежная сила, Н.

Здесь q – погонная масса 1 м ремня шириной 1 мм, $q \cdot 10^{-3}$ кг/(м·мм) (табл. 7.19).

Таблица 7.19

Данные для расчета центробежных сил в зубчатой ременной передаче

Тип ремня	Погонная масса 1 м ремня шириной 1 мм, $q \cdot 10^{-3}$ кг/(м·мм), для модулей m , мм							
	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Зубчатый с металлокордом	1,7	2,2	2,9	3,7	4,6	5,6	9,6	13,0
Зубчатый со стеклокордом	1,3	1,8	2,5	3,3	4,2	5,1	9,1	12,5

7.7. Шкивы ременных передач

Шкивы изготавливают из чугуна СЧ20, стали, легких сплавов, пластмасс и сварными из стали. Чугунные литые шкивы применяют для ременных передач при окружных скоростях не выше 30 м/с. С целью снижения инерционных нагрузок, особенно в передачах с большими скоростями, их выполняют из легких сплавов с $\sigma_s \geq 160$ МПа.

Шкивы сварные из стали применяют при окружной скорости до 60 м/с, штампованные – до 80 м/с, литые из алюминия – до 100 м/с.

Конструкции шкивов предполагают (рис. 7.15) наличие обода 1 , на который надевают ремень, ступицы 2 для установки шкива на вал и диска 3 или спиц 4 , объединяющих обод и ступицу в одно целое. В ступице для фиксации на валу шкива предусматриваются шпоночные канавки или шлицы и резьбовые отверстия под установочные винты.

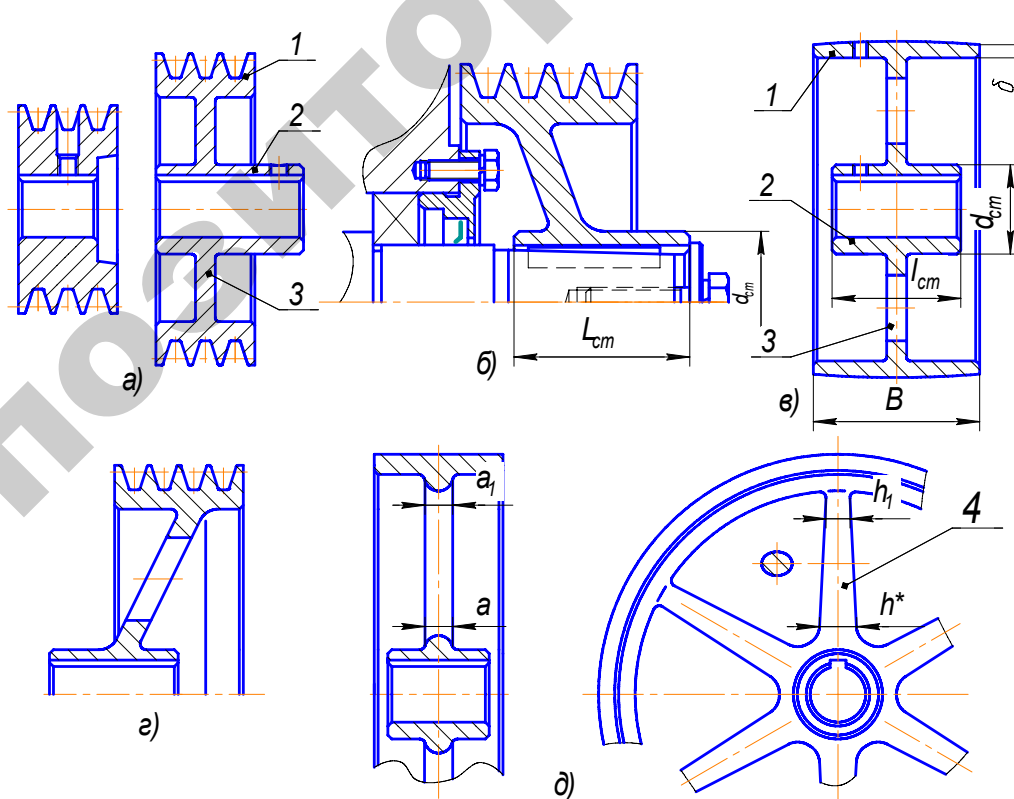


Рис. 7.15. Конструкция шкивов:
1 – обод; 2 – ступица; 3 – диск; 4 – спица

Шкивы диаметром до 350 мм выполняют сплошными (рис. 7.15, а) или с дисками без отверстий (рис. 7.15, а, б) или с отверстиями (рис. 7.15, в, з), шкивы больших диаметров для уменьшения массы и удобства крепления – со спицами (рис. 7.15, д). Ступица может располагаться симметрично (рис. 7.15, в, д) или несимметрично (рис. 7.15, а, б и з).

Диаметр ($d_p \rightarrow d_1$ или d_2) и ширину обода, размеры диска и ступицы рассчитывают, а остальные размеры определяют по ГОСТ 17383-73 для плоских ремней, ГОСТ 20889-88 – для клиновых ремней нормальных сечений и ГОСТ 26379-84 – для широких клиновых ремней (вариаторных).

Конструкции шкивов для плоских, клиновых, поликлиновых и зубчатых ремней изображены на рис. 7.16, основные их размеры указаны в табл. 7.20, а, б, 7.21 и 7.22.

Таблица 7.20, а

Параметры шкивов (рис. 7.16, з) для приводных клиновых ремней

Сечение ремня	l_p	b^*	h	e	f	$\alpha = (34 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (36 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (38 \pm 1)^\circ$	
						d_p	b^*_1	d_p	b^*_1	d_p	b^*_1
Z (О)	8,5	2,5	7,5	12±0,3	8	50...71	10,0	80...100	10,1	112...160	10,2
A	11	3,3	8,7	15±0,3	10	80...112	13,1	125...160	13,3	180...400	13,4
B (Б)	14	4,2	10,8	19±0,4	12,5	125...160	17,0	180...224	17,2	250...500	17,4
SPZ	8,5	2,5	10	12±0,3	8	63...80	10,0	-	-	≥ 80	10,2
SPA	11	3,3	13	15±0,3	10	90...112	12,8	-	-	≥ 112	13,1
SPB	14	4,2	17	19±0,4	12,5	140...180	16,4	-	-	≥ 180	16,7

Примечания. 1. * Размер для справок.
2. $r_1 = 0,5 \dots 1,0$ мм (рис. 7.16, з).

Таблица 7.20, б

Параметры шкивов (рис. 7.16, ж) для вариаторных ремней, мм

Сечение ремня	e_p	h_0 , не менее	H , не менее
CB-25	23	4,7	16
CB-32	29	6,4	17
CB-38	35	6,2	20
CB-45	41	8,0	21
CB-50	45	10,0	22

Таблица 7.21

Параметры шкивов поликлиновой передачи (рис. 7.16, д)

Сечение ремня	h	Δ	e	f	r_1	r_2
К	2,35	1	2,35	3,5	0,3	0,2
Л	4,8	2,4	4,85	5,5	0,5	0,4
М	9,5	3,5	10,35	10,0	0,8	0,6

Таблица 7.22

Параметры шкивов для передачи с зубчатым ремнем (рис. 7.16, е)

Параметр	Модуль m				
	3	4	5	7	10
Ширина ремня b , мм	12,5...50	20...100	25...100	40...125	50...200
Число зубьев ремня z_p	40...60	48...250	48...200	56...140	56...100
Ширина впадины шкива s , мм	3,2±0,2	4,0±0,2	4,8±0,2	7,5±0,3	11,5±0,3
Глубина впадины шкива h_p , мм	3,0±0,2	4,0±0,2	5,0±0,2	8,5±0,3	12,5±0,3

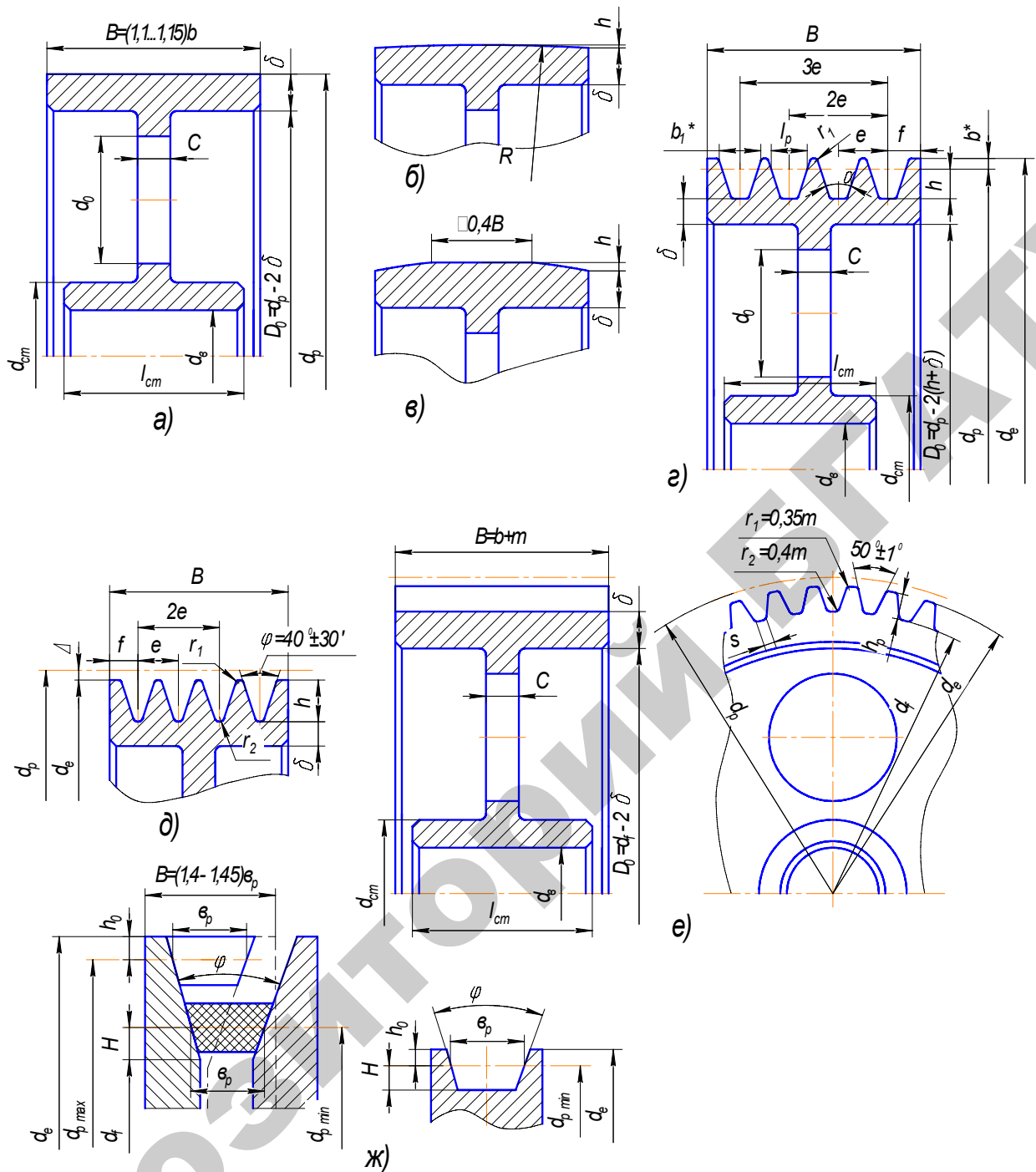


Рис. 7.16. Шкивы ременных передач:
 а, б, в – для плоского ремня; г – клинового ремня; д – поликлинового ремня;
 е – зубчатого ремня; ж – вариаторного ремня

Обод шкивов (внешняя поверхность) плоскоремennых передач имеет форму цилиндрической поверхности. При высоких скоростях ($v > 10$ м/с) для предотвращения сбегания ремня со шкивов внешнюю поверхность обода одного из шкивов выполняют выпуклой или с двумя конусами (рис. 7.16, б, в). Размер h принимают (мм) от значения диаметра шкива d_p ($d_p \rightarrow d_1$ и d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов):

d_p , мм	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355	360...400
h , мм	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2

Ширина обода шкива: плоскоременной передачи – $B = (1,1 \dots 1,15)v$, где v – ширина ремня, мм; клиноременной и поликлиновой – $B = (z - 1)e + 2f$, где z – число канавок на шкиве (принимается равным числу ремней в клиноременной и числу ребер в поликлиновой передачах); значения e и f (мм) приведены в табл. 7.20, a и 7.21; зубчатой ременной передаче – $B = b + m$, где b и m – ширина и модуль зубчатого ремня.

Внешний диаметр шкива: для клиноременной передачи (рис. 7.16, $z, ж$) $d_e = d_p + 2b^*$ ($d_e = d_{p \max} + 2h_0$), где b^* и h_0 – размеры, значения которых принимаются по табл. 7.20, $a, б$; поликлиновой – $d_e = d_p - 2\Delta$, где Δ – значение, приведенное в табл. 7.21; зубчатой – $d_e = d_p - 2\delta^* \pm k$, где δ^* – расстояние от оси троса до впадины ремня, значения принимаются по табл. 7.4, $б$ и 7.5; k – поправка к диаметру шкива («+» – для ведущего, «-» – для ведомого шкивов) для увеличения его размера с целью более равномерного распределения окружного усиления по зубцам, находящимся в зацеплении. Значение принимается в зависимости от $d_p = m \cdot Z$:

d_p , мм	До 50	50...78	80...113	120...198	200...318	320...500
k , мм	0,08	0,1	0,12	0,13	0,15	0,18

Внутренний диаметр шкивов: для клиноременной передачи (рис. 7.16, $z, ж$) – $d_f = d_p - 2h$ ($d_f = d_{p \min} - 2H$), где h и H – глубина канавки (табл. 7.20, $a, б$); поликлиновой – $d_f = d_e - 2h$ и зубчатой – $d_f = d_e - 2h_p$, где h и h_p – полная глубина канавки (табл. 7.21, 7.22).

Толщина обода (на рис. 7.16 → δ) чугуновых шкивов передач: плоскоременных – $\delta_{чуг} = 0,02(d_p + 2B)$; клиноременных – $\delta_{чуг} = (1,1 \dots 1,3)h$; поликлиновых – $\delta_{чуг} = 1,6 h$.

Толщина обода стальных шкивов $\delta_{ст} \approx 0,8\delta_{чуг}$. Толщина обода для зубчато-ременной передачи $\delta = 1,5m + 2 \text{ мм} > 6 \text{ мм}$.

Толщина диска зависит от толщины обода δ : $C = (1,2 \dots 1,3)\delta$.

Диаметр и длина ступицы шкива для передачи любого типа принимаются в зависимости от посадочного диаметра вала ($d_в$, мм). Так, для чугунного вала $d_{ст} = 1,65 \cdot d_в$, стального – $d_{ст} = 1,55 \cdot d_в$. Длина ступицы $l_{ст} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_в$.

При проектировании более точно длину ступицы назначают по длине шпонки или шлицевого соединения, определенных по условиям их прочности. При этом $l_{ст} = l_{ш} + (5 \dots 10)$, мм, где $l_{ш}$ – стандартная длина шпонки.

Так как шкивы размещают на консольных участках валов, то для уменьшения изгибающего момента от усилия, нагружающего их ременной передачей, обод шкива следует располагать как можно ближе к опоре вала (рис. 7.15, $б$), а для удобства монтажа и замены шкивов их устанавливают на конусные концы валов.

Также для исключения воздействия натяжения ремней ($F_в$) на консольный участок вала шкивы располагают на собственных подшипниках (рис. 7.17), установленных на разгрузочной крышке-стакане 1. Для компенсации несоосности осей вращения шкива и вала используют торсионный валик со шлицами на концах 2.

Число спиц для шкивов с $d_p \geq 350$ мм $Z = (1/6 \dots 1/7)\sqrt{d_p}$ и при d_p до 500 мм $Z = 4$, а при $d_p > 500$ мм $Z = 6$.

Ширина спиц h^* (рис. 7.18)

$$h^* = \sqrt[3]{\frac{75T}{Z[\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{38F_t d_p}{Z[\sigma_F]}}$$

где T – передаваемый шкивом крутящий момент, Н·мм;

$[\sigma_F]$ – 30 МПа – для чугуновых и $[\sigma_F] = (80 \dots 100)$ МПа – для стальных шкивов;

$F_t = 2T / d_p$ – окружная сила, Н.

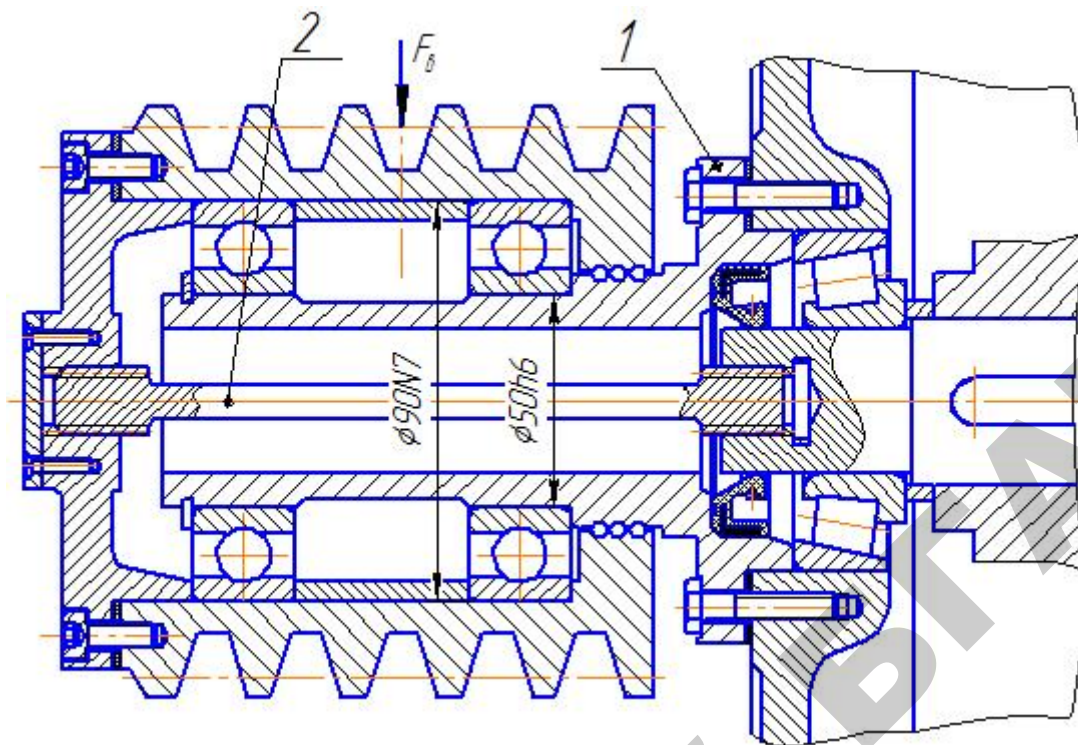


Рис. 7.17. Установка шкива на разгрузочной крышке-стакане

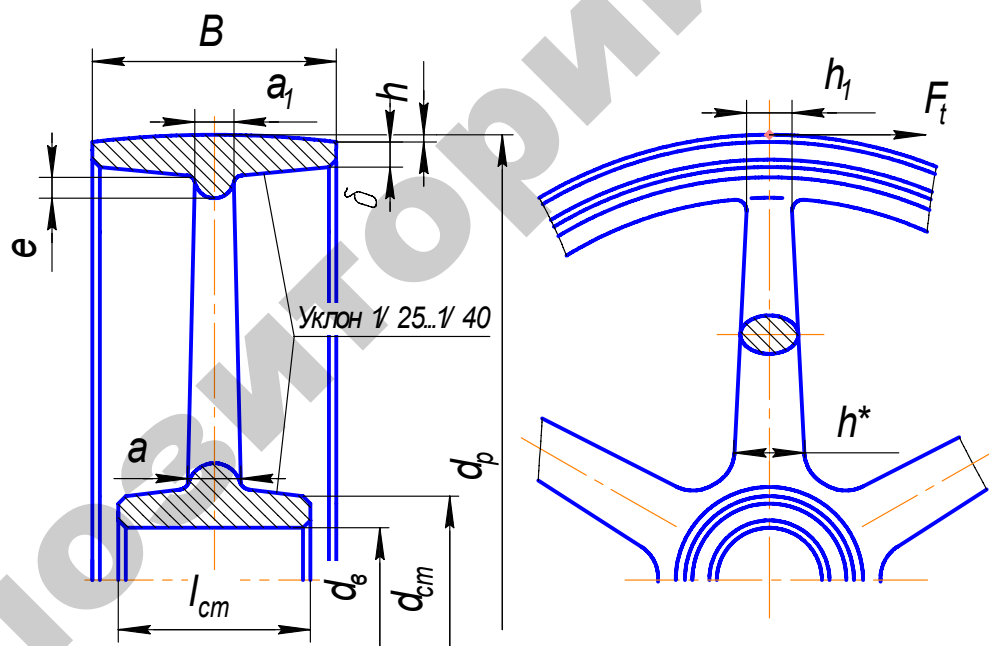


Рис. 7.18. Геометрические размеры шкивов со спицами

Толщина спицы $a = (0,4 \dots 0,5)h^*$; a и h^* – размеры диаметрального сечения спицы и для эллиптического сечения переменного по длине спицы размеры $a_1 = 0,8a$ и $h_1 = 0,8h^*$. Высота рифта $e = h + 0,02B$.

7.8. Натяжные устройства

В процессе работы из-за вытяжки плоских, клиновых, поликлиновых и зубчатых ремней приходится увеличивать межосевое расстояние ременных передач. Для этого, а также обеспечения свободного надевания ремней на шкивы и создания сил предварительного натяжения, при проектировании установок с ременной передачей необходимо предусмотреть возможность компенсации удлинения ремня. Применяют натяжные устройства, которые должны обеспечивать изменение межосевого расстояния в пределах от $0,97a$ до $1,06a$ (a – номинальное значение межосевого расстояния).

В приводах сельскохозяйственных машин и оборудования переработки сельскохозяйственного сырья и получения продукции обычно используют периодическую регулировку натяжения ремня (или ремней) вручную. Наиболее распространены следующие конструкции натяжных устройств:

с прямолинейным перемещением электродвигателя (предварительно несколько отпустив четыре болта крепления его) (рис. 7.19) по двум салазкам 1 (размеры салазок приведены в табл. 7.23 и выбираются по болту крепления электродвигателя к ним) с помощью регулировочных винтов 2;

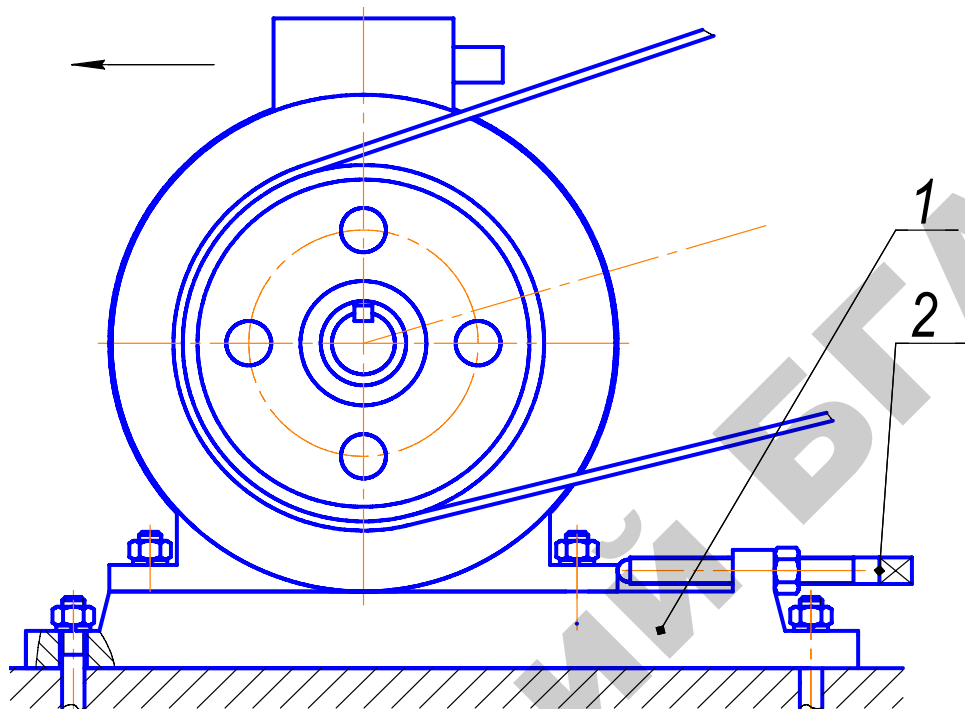


Рис. 7.19. Установка электродвигателя на 2-х салазках

Таблица 7.23

Размеры салазок для асинхронных двигателей, мм

Тип салазок	a	a_1	B	B_1	C	h	h_1	h_2	e	d	d_1	Болт для крепления лап электродвигателя
С-3	16	38	370	440	410	15	44	36	42	M12	12	M10×35
С-4	18	45	430	510	470	18	55	45	50	M12	14	M12×40
С-5	25	65	570	670	620	22	67	55	72	M16	18	M16×55
С-6	25	65	630	770	720	26	74	60	75	M16	18	M16×60
С-7	30	90	770	930	870	30	88	70	105	M20	24	M20×75

с прямолинейным перемещением электродвигателя, закрепленного винтами 1 на верхней плите с продольными продолговатыми отверстиями, по другой плите, установленной на раме машины (рис. 7.20). Верхняя плита с электродвигателем перемещается по нижней винтами 3 (необходимо предварительно отвернуть на 1,5...2 оборота винты 2);

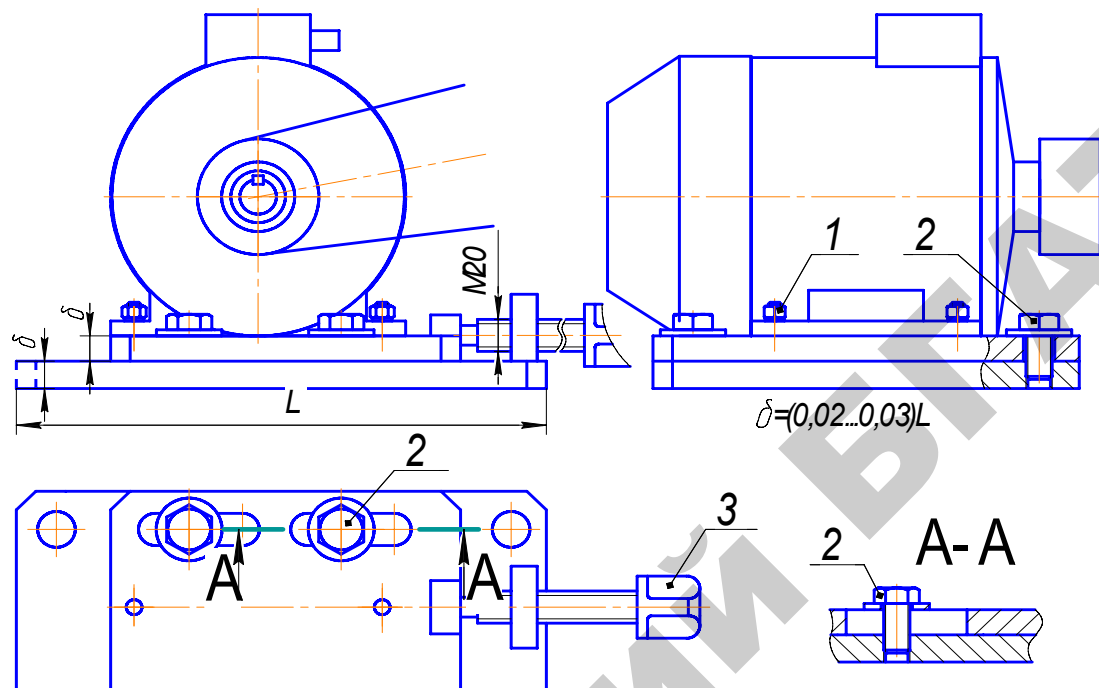


Рис. 7.20. Установка электродвигателя на двух плитах

с поворотом плиты, на которой расположен электродвигатель (рис. 7.21), и фиксацией ее регулировочным винтом (винтами);

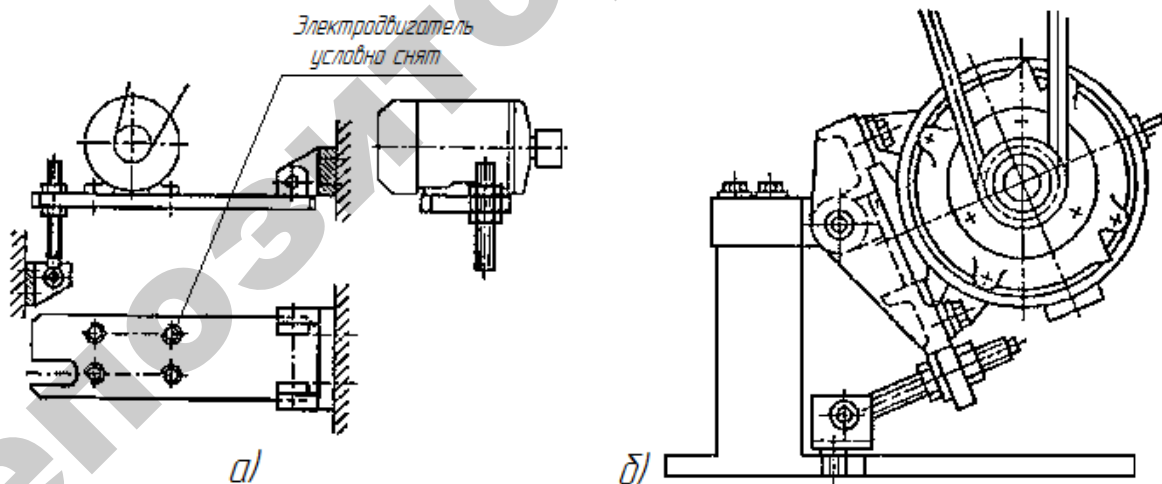


Рис. 7.21. Установка электродвигателя на шарнирно-поворотной плите:
а – сварной; б – литой

с натяжным роликом, используемым в основном в передачах с большим передаточным числом и малым межосевым расстоянием. При этом в плоскоременной и зубчатой передачах ролик располагают с внешней стороны контура ремня (рис. 7.22, а). В передачах с клиновыми и поликлиновыми ремнями (для предотвращения перегибов ремня в обратную сторону) целесообразно применять оттяжные ролики (рис. 7.22, б).

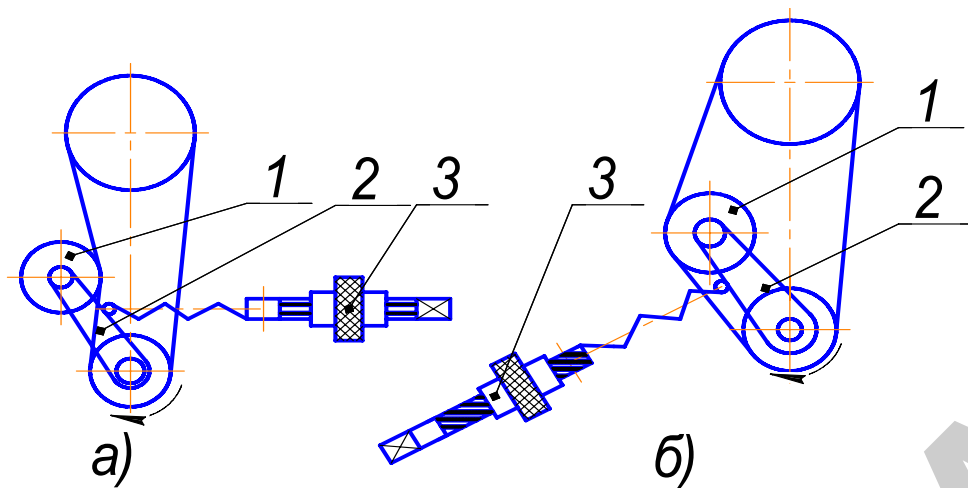


Рис. 7.22. Варианты установки натяжного ролика:
 а – плоскоременная и зубчатая передачи; б – клиноременная и поликлиновая передачи
 (1 – ролик; 2 – рычаг; 3 – резьбовое натяжное устройство)

Конструктивное исполнение рассмотренных способов натяжения ременных передач подробно изложено в [12].

7.9. Примеры расчета

7.9.1. Рассчитать в двух вариантах (с клиновым и поликлиновым ремнями) ременную передачу (рис. 7.23) с передаточным числом $U_p = 2,2$, используемую в приводе испытательного стенда от электродвигателя с задействованной мощностью $P'_3 = 1,84$ кВт, частотой вращения $n_3 = 1395$ мин⁻¹. Передача – горизонтальная ($\theta = 0$), работа с умеренными колебаниями нагрузки в одну смену. Двигатель с ведущим шкивом установлен на салазках.

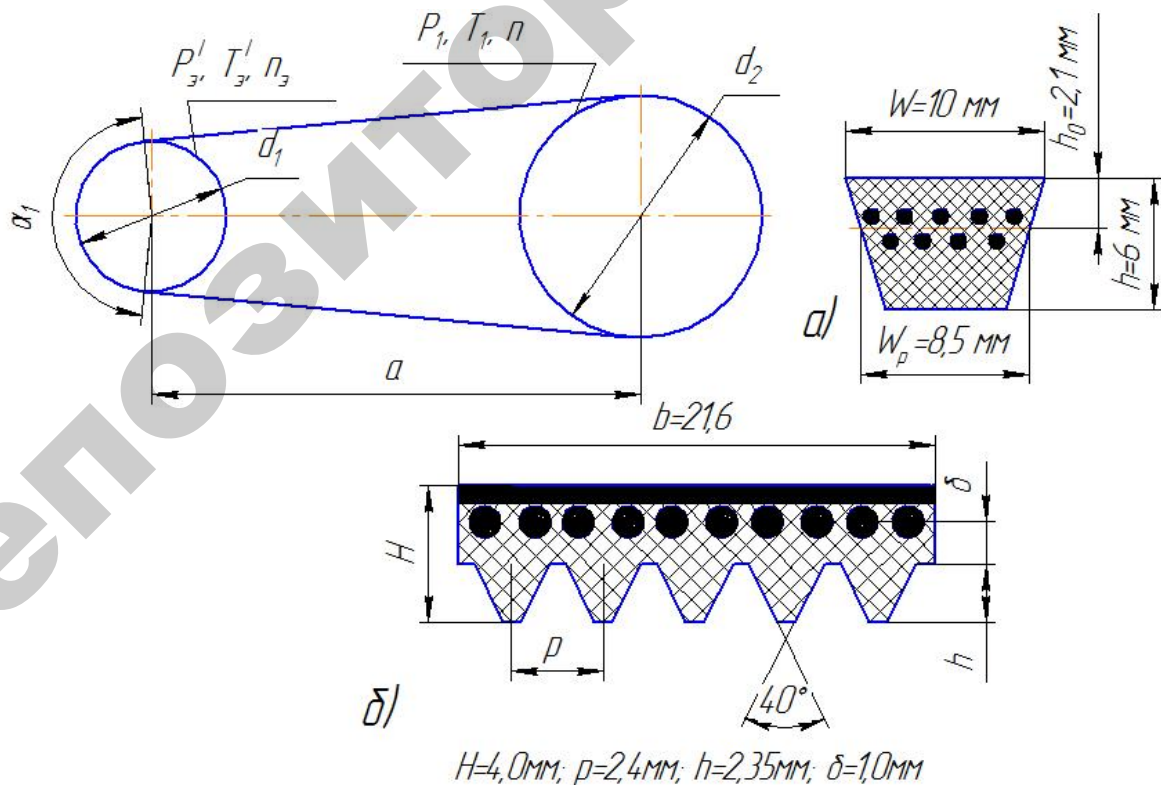


Рис. 7.23. Расчетная схема ременной передачи с сечениями ремней:
 а – ремень клиновой; б – ремень поликлиновой

Расчет выполняется в табличной форме.

Таблица 7.9.1

Наименование определяемых величин	Размерность	Ременные передачи ремнем			
		Клиновым		Поликлиновым	
		Расчетная формула и указания	Численная величина	Расчетная формула и указания	Численная величина
1	2	3	4	5	6
1. Момент на ведущем шкиве	Н·м	$T'_3 = 9550 \frac{P'_3}{n_3} = 9550 \frac{1,84}{1395}$	12,6	$T'_3 = 9550 \frac{P'_3}{n_3} = 9550 \frac{1,84}{1395}$	12,6
2. Тип ремня (сечение)	-	Табл. 7.2, а (ГОСТ 1284.3-96)	Z (0)	Табл. 7.3 (ТУ 38-105763-84)	К
3. Диаметр ведущего шкива	мм	$d_1 = (38...42) \sqrt[3]{T'_3} = (38...42) \sqrt[3]{12,6}$ По ГОСТ 20889-88	88,4...97,7 90	$d_1 = 30,3 \sqrt[3]{T'_3} = 30,3 \sqrt[3]{12,6}$ Из стандартных значений диаметров (см. 7.2)	70,5 71
4. Скорость ремня	м/с	$v = \frac{\pi d_1 n_3}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 90 \cdot 1395}{60 \cdot 1000}$	6,6	$v = \frac{\pi d_1 n_3}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 71 \cdot 1395}{60 \cdot 1000}$	5,2
5. Диаметр ведомого шкива при значении коэффициента упругого скольжения $\varepsilon = 0,010$	мм	$d_2 = d_1 \cdot u_p (1 - \varepsilon) = 90 \cdot 2,2 (1 - 0,010)$ По ГОСТу 20889-88	196,0 200	$d_2 = d_1 \cdot u_p (1 - \varepsilon) = 71 \cdot 2,2 (1 - 0,010)$ Из нормированных значений диаметра (см. 7.2)	153,1 160
6. Уточненное передаточное число	-	$u'_p = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{200}{90 (1 - 0,01)}$	2,23	$u'_p = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{160}{71 (1 - 0,01)}$	2,3
7. Отклонение от заданного	%	$\frac{u'_p - u_p}{u_p} \cdot 100\% = \frac{2,24 - 2,2}{2,2} \cdot 100\%$	1,82 < [5%]	$\frac{u'_p - u_p}{u_p} \cdot 100\% = \frac{2,3 - 2,2}{2,2} \cdot 100\%$	4,5 < [5%]
8. Межосевое расстояние	мм	$0,55(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2(d_1 + d_2)$ $0,55(90 + 200) + 6 < a < 2(90 + 200)$ $165,5 < a < 580$ Устанавливаем a , мм	400	$0,55(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2(d_1 + d_2)$ $0,55(71 + 160) + 2,35 < a < 2(71 + 160)$ $129,4 < a < 321,4$ Устанавливаем a , мм	300
9. Длина ремня	мм	$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$ $= 2 \cdot 400 + \frac{\pi}{2}(90 + 200) + \frac{(200 - 90)^2}{4 \cdot 400}$	1263	$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$ $= 2 \cdot 300 + \frac{\pi}{2}(71 + 160) + \frac{(160 - 71)^2}{4 \cdot 300}$	969,3

1	2	3	4	5	7
		По стандартному ряду из ГОСТа 1284.1-89 L	1250	По стандартному ряду из ГОСТа 1284.1-89 L	1000
10. Проверка ремня на долговечность по числу пробегов в секунду	c ⁻¹	$v = v/L \leq [v] = 10 \text{ c}^{-1}$ $v = 6,6/1,25$ Условие соблюдается $v < [v]$	5,3	$v = v/L \leq [v] = 30 \text{ c}^{-1}$ $v = 5,2/1,00$ Условие соблюдается $v < [v]$	5,2
11. Уточненное межосевое расстояние	мм	$a_y = 0,125 \{ 2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \} =$ $= 0,125 \{ 2 \cdot 1250 - \pi(90 + 200) + \sqrt{[2 \cdot 1250 - \pi(90 + 200)]^2 - 8(200 - 90)^2} \}$ Устанавливается a_y , мм	393,3 394	$a_y = 0,125 \{ 2 \cdot 1000 - \pi(71 + 160) + \sqrt{[2 \cdot 1000 - \pi(71 + 160)]^2 - 8(160 - 71)^2} \}$ Устанавливается a_y , мм	315,5 316,0
12. Угол обхвата ведущего шкива	град.	$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a_y} 57^\circ = 180^\circ - \frac{200 - 90}{394} 57^\circ$ Условия по углу обхвата ведущего шкива соблюдаются $\alpha_1 > [\alpha_1] > 120^\circ, \quad 164,09^\circ > 120^\circ$	164,09° (164°5'24'')	$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a_y} 57^\circ = 180^\circ - \frac{160 - 71}{316} 57^\circ$ Условия по углу обхвата ведущего шкива соблюдаются $\alpha_1 > [\alpha_1] > 120^\circ, \quad 163,95^\circ > 120^\circ$	163,95° (163°57')
13. Коэффициенты: угла обхвата	-	$C_a = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1^\circ) = 1 - 0,003(180^\circ - 164,09^\circ)$	0,95	$C_a = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1^\circ) = 1 - 0,003(180^\circ - 163,95^\circ)$	0,95
режима работы	-	C_p при умеренных колебаниях и односменной работе (см. п. 7.5)	0,9	C_p при умеренных колебаниях и односменной работе (см. п. 7.5)	0,9
передаточного числа	-	C_u (см. 7.4)	1,13	-	-
длины ремня	-	$C_L = \sqrt[3]{L/L_p} = \sqrt[3]{1250/1320}$ $L_p = 1320$ – базовая длина ремня «Z(0)» (табл. 7.10)	0,99	C_L из табл. 7.14 по $L/L_p = 1000/710 = 1,41$. $L_p = 710$ – базовая длина ремня «К» (табл. 7.13)	1,06
14. Номинальная мощность P_0 , передаваемая одним клиновым ремнем	кВт	P_0 (табл. 7.10) ГОСТ 1284.3-96 (интерполированием)	0,87	-	-

1	2	3	4	5	7
15. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между ремнями	-	C_z при $Z' = P'_3 / P_0 = 1,84 / 0,87 = 2$ (см. 7.5)	0,95	-	-
16. Допускаемая приведенная мощность $[P]_0$, передаваемая 10-ю ребрами поликлинового ремня	кВт	-	-	$[P]_0$ (табл. 7.13, интерполированием)	2,31
17. Поправка, учитывающая влияние уменьшения изгиба на ведомом (большом) шкиве	кВт	-	-	$\Delta P = 0,0001 \Delta T_1 \cdot n_3$ $\Delta T_1 = 0,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (табл. 7.15) $\Delta P = 0,0001 \cdot 0,6 \cdot 1395$	0,084
18. Допустимая мощность, передаваемая в условиях эксплуатации: одним клиновым ремнем	кВт	$P_p = P_0 \cdot C_a \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_p = 0,87 \cdot 0,95 \cdot 1,13 \cdot 0,99 \cdot 0,9$	0,83	-	-
10-ю ребрами поликлиновым	кВт	-	-	$[P] = ([P]_0 \cdot C_a \cdot C_L + \Delta P) C_p = (2,31 \cdot 0,95 \cdot 1,06 + 0,084) 0,9$	2,07
19. Число клиновых ремней в комплекте	-	$Z = P'_3 / (P_p \cdot C_z) = 1,84 / (0,83 \cdot 0,95)$ Принимаем Z	2,33 3	-	-
20. Число ребер поликлинового ремня	-	-	-	$Z = 10 \cdot P'_3 / [P] = 10 \cdot 1,84 / 2,07$ Принимаем Z	8,9 9
21. Сила предварительного натяжения: одного клинового ремня сечения $Z(O)$ с погонной массой $q = 0,06 \text{ кг/м}$	Н	$F_0 = [850 P'_3 C_L / (v Z C_a C_p)] + q v^2 =$ $= [850 \cdot 1,84 \cdot 0,99 / (6,6 \cdot 3 \cdot 0,95 \cdot 0,9)] + 0,06 \cdot 6,6^2$	94,1	-	-
поликлинового ремня с $Z = 9$ и $q = 0,01 \text{ кг/м}$	Н	-	-	$F_0 = [850 P'_3 C_L / (v C_a C_p)] + q Z v^2 / 10 =$ $= [850 \cdot 1,84 \cdot 1,06 / (5,8 \cdot 0,95 \cdot 0,9)] +$ $+ 0,01 \cdot 9 \cdot 5,8^2 / 10$	335,0

1	2	3	4	5	6
22. Сила, действующая на валы	Н	$F = 2F_0 Z \sin \alpha_1 / 2 = 2 \cdot 94,1 \cdot 3 \cdot \sin 164,09 / 2$	559	$F = 2F_0 \sin \alpha_1 / 2 = 2 \cdot 335 \cdot \sin 163,95^\circ / 2$	663
23. Ширина ремня при шаге между ребрами ($p = 2,4$ мм для ремня «К»)	мм	-	-	$b = pZ = 2,4 \cdot 9$	21,6
24. Размеры обода шкивов (рис. 7.16, z и d): ширина (e и f по табл. 7.20, a и 7.21)	мм	$B = (Z - 1)e + 2f = (3 - 1)12 + 2 \cdot 8$	40,0	$B = (Z - 1)e + 2f = (9 - 1)2,35 + 2 \cdot 3,5 = 25,8$	26,0
внешний диаметр (b^* и Δ по табл. 7.20, a и 7.21)	мм	$d_{e_1} = d_1(d_{p_1}) + 2b^* = 90 + 2 \cdot 2,5$ $d_{e_2} = d_2(d_{p_2}) + 2b^* = 200 + 2 \cdot 2,5$	95,0 205,0	$d_{e_1} = d_1(d_{p_1}) - 2\Delta = 71 - 2 \cdot 1$ $d_{e_2} = d_2(d_{p_2}) - 2\Delta = 160 - 2 \cdot 1$	69,0 158,0
внутренний диаметр (h по табл. 7.20, a и 7.21)	мм	$d_{f_1} = d_1(d_{p_1}) - 2h = 90 - 2 \cdot 7,5$ $d_{f_2} = d_2(d_{p_2}) - 2h = 200 - 2 \cdot 7,5$	75,0 185,0	$d_{f_1} = d_{e_1} - 2h = 69 - 2 \cdot 2,35$ $d_{f_2} = d_{e_2} - 2h = 158 - 2 \cdot 2,35$	64,3 153,3
толщина обода стальных шкивов	мм	$\delta = (0,88 \dots 1,04)h = (0,88 \dots 1,04)7,5$ Принимаем δ	6,6...7,8 7,5	$\delta = 1,28h = 1,28 \cdot 2,35$	3,0
25. Толщина диска	мм	$C = (1,2 \dots 1,3)\delta = (1,2 \dots 1,3)7,5$ Принимаем C	9...9,75 9,5	$C = (1,2 \dots 1,3)\delta = (1,2 \dots 1,3)3$ Принимаем C	3,6...3,9 4,0

Сравнивая полученные размеры передач клиновыми и поликлиновыми ремнями, следует отдать предпочтение поликлиновой (из-за меньших габаритных размеров шкивов и всей передачи).

7.9.2. Расчетным путем выбрать наклонно работающую ($\theta = 60^\circ$) ременную передачу плоским или зубчатым ремнем (передаточное число $U_p = 2$) от электродвигателя с $n_3 = 1440 \text{ мин}^{-1}$ и необходимой мощностью $P'_3 = 8,62 \text{ кВт}$. Ременная передача используется в приводе горизонтально-замкнутого тележного конвейера, работающего в одну смену с кратковременной (до 150 %) перегрузкой и коэффициентом скольжения $\varepsilon = 0,015$ (плоскоременная передача).

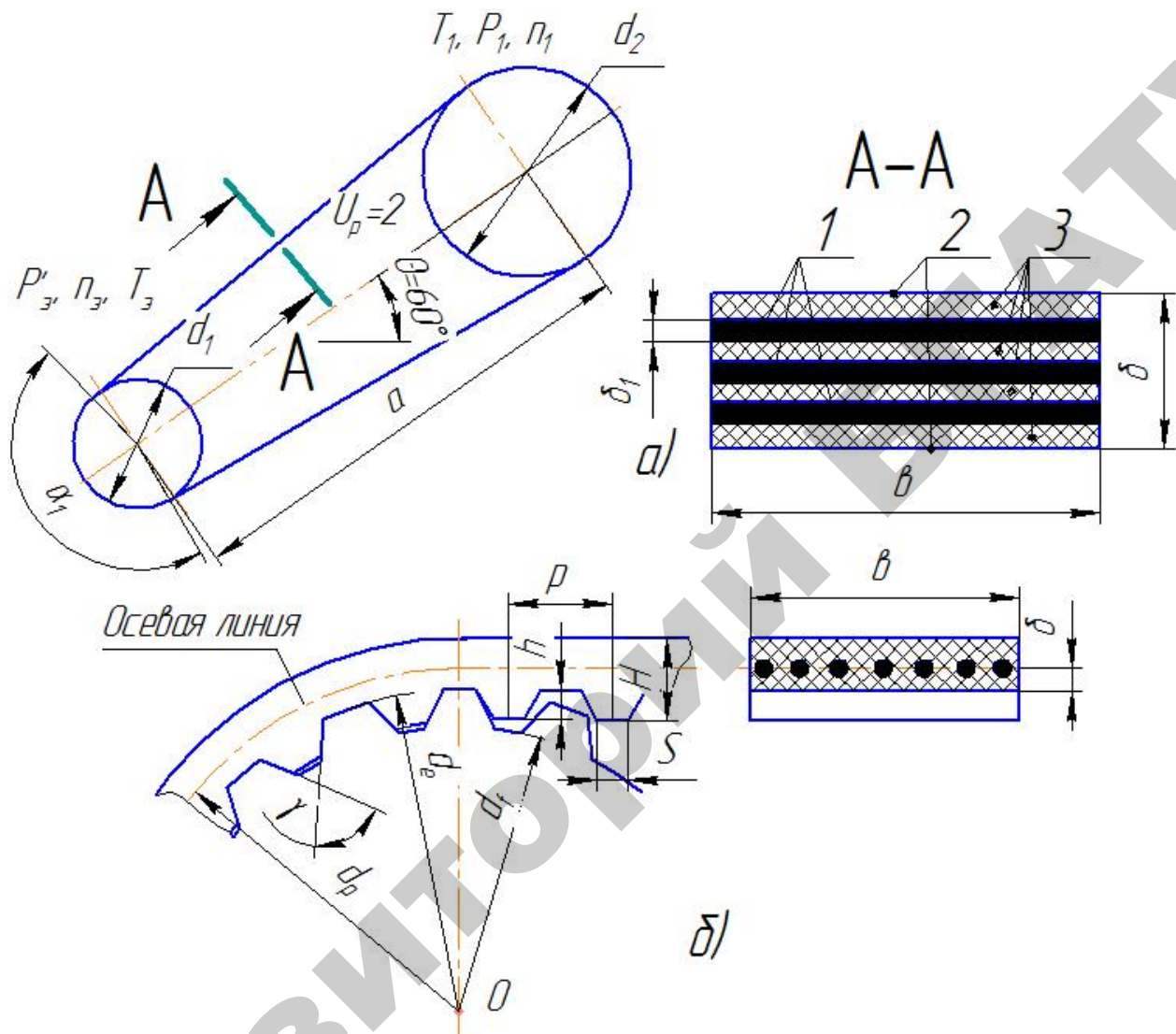


Рис. 7.24. Схема ременной передачи и сечений ремней:
 плоский – а (1 – слой кордткани (бельтинга); 2 – обкладки; 3 – резиновая масса)
 и б – зубчатый с трапецидальным профилем зуба и основными диаметрами шкива d_p, d_e, d_f

С целью лучшего сравнения расчет выполняем так же, как и в предыдущем примере, в табличной форме.

Таблица 7.9.2

Наименование определяемых величин	Размерность	Ременные передачи			
		Плоским ремнем		Зубчатым ремнем	
		Расчетная формула и указания	Численная величина	Расчетная формула и указания	Численная величина
1	2	3	4	5	6
1. Момент на ведущем (малом) шкиве	Н·м	$T'_3 = 9550 \frac{P'_3}{n_3} = 9550 \frac{8,62}{1440}$	57,2	$T'_3 = 9550 \frac{P'_3}{n_3} = 9550 \frac{8,62}{1440}$	57,2
2. Модуль и число зубьев шкивов для ремня с трапецидальной формой зубьев	мм -	- -	- -	$m = k \sqrt[3]{P'_3 C_D / n_3} = 35 \sqrt[3]{8,62 \cdot 1,5 / 1440}$ Принимаем m (табл. 7.4, а, б); $k = 35$ для ремня с трапецидальной формой зуба; $C_D = 1,5$ (табл. 7.16); по табл. 7.17: $Z_1 = 24$ $Z_2 = Z_1 U_p = 24 \cdot 2$	7,27 7,0 48
3. Диаметр ведущего шкива (см. рис. 7.24)	мм	$d_1 = (52 \dots 64) \sqrt[3]{T'_3} = (52 \dots 64) \sqrt[3]{57,2} = 200,3 \dots 246,6$ По ГОСТ 17383-73 d_1	200	$d_{p_1} = m \cdot Z_1 = 7 \cdot 24$	168
4. Диаметр ведомого (большого) шкива	мм	$d_2 = d_1 \cdot u_p (1 - \varepsilon) = 200 \cdot 2 (1 - 0,015)$ устанавливаем (см. 7.2) d_2	394 400	$d_{p_2} = d_{p_1} \cdot u_p = 168 \cdot 2$	336
5. Уточненное передаточное число	-	$u'_p = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{400}{200 (1 - 0,015)}$ Погрешность $\frac{u'_p - u_p}{u_p} \cdot 100\%$, это допустимо, т.к. $1,5\% < 5\%$	1,97 1,5 %	-	-
6. Межосевое расстояние	мм	$a \leq 2(d_1 + d_2) = 2(200 + 400)$	1200	$a \leq 2(d_{p_1} + d_{p_2}) = 2(168 + 336)$ Устанавливаем a , мм	1008 1000
7. Длина ремня	мм	$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$ $= 2 \cdot 1200 + \frac{\pi}{2}(200 + 400) + \frac{(400 - 200)^2}{4 \cdot 1200}$	3350	$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p_1} + d_{p_2}) + \frac{(d_{p_2} - d_{p_1})^2}{4a} =$ $= 2 \cdot 1000 + \frac{\pi}{2}(168 + 336) + \frac{(336 - 168)^2}{4 \cdot 1000}$	2798
8. Число зубьев ремня	-	-	-	$Z_p = L / \pi m = 2798 / \pi \cdot 7$ Из стандартного ряда Z'_p (прил. к табл. 7.18)	127,3 130

1	2	3	4	5	6
9. Окончательная длина ремня	мм	С учетом сшивки	3400	$L_p = \pi m Z'_p = \pi \cdot 7 \cdot 130$	2857,4
10. Уточненное межосевое расстояние	мм	a	1200	$a = 0,125 \left\{ 2L_p - \pi(d_{p_1} + d_{p_2}) + \sqrt{[2L_p - \pi(d_{p_1} + d_{p_2})]^2 - 8(d_{p_2} - d_{p_1})^2} \right\} =$ $a = 0,125 \left\{ 2 \cdot 2857,4 - \pi(168 + 336) + \sqrt{[2 \cdot 2857,4 - \pi(168 + 336)]^2 - 8(336 - 168)^2} \right\}$	1030
11. Угол обхвата ведущего шкива	град	$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ = 180^\circ - \frac{400 - 200}{1200} 57^\circ$ $\text{Что } > [\alpha_1] = 120^\circ$	170,5°	$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{p_2} - d_{p_1}}{a} 57^\circ = 180^\circ - \frac{336 - 168}{1030} 57^\circ$	170,7°
12. Число зубьев ведущего шкива, находящихся в зацеплении	-	-	-	$Z_0 = Z_1 \cdot \alpha_1 / 360^\circ = 24 \cdot 170,7^\circ / 360^\circ$ $11,0 > [Z_0] = 6$	11,0
13. Скорость ремня	м/с	$v = \frac{\pi d_1 n_3}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 1440}{60 \cdot 1000}$	15,1	$v = \frac{\pi d_{p_1} n_3}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 168 \cdot 1440}{60 \cdot 1000}$	12,7
14. Число пробегов ремня	с ⁻¹	$v = v / L = 15,1 / 3,35$ $v < [v] = 5 \text{ с}^{-1}$	4,5	-	-
15. Вспомогательные величины	МПа	По рекомендации п. 7.2 $\sigma_0 = 1,8$ МПа; по табл. 7.2 коэффициенты a и w	2,5; 10	При отсутствии натяжного ролика (электро-двигатель на салазках) $C_{рол}$ т.к. $U_p > 1$, то C_u'' т.к. $Z_0 > 6$, то C_Z (см. п. 7.5)	1,0 1,0 1,0
16.		Для прорезиненных ремней отношение δ / d_1 , см. п. 7.5	1/40	-	-
17. Допустимое полезное напряжение	МПа	$[\sigma_r]_0 = a - w \frac{\delta}{d_1} = 2,5 - 10 \frac{1}{40}$	2,25	-	-
18. Допустимая удельная нагрузка	Н/мм	-	-	По табл. 7.4 $[F_y]$	32

1	2	3	4	5	6
19. Поправочные коэффициенты	-	$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_i^\circ) = 1 - 0,003(180^\circ - 170,5^\circ)$ $C_v = 1,04 - 0,0004v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 15,1^2$ $C_p = 0,9; C_0 = 0,9$ (см. п. 7.4)	0,97 0,95	-	-
20. Расчетное полезное напряжение	МПа	$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_0 = 2,25 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,9$	1,68	-	-
21. Расчетная удельная нагрузка, приходящаяся на 1 мм ширины ремня	Н/мм	-	-	$F_{ty} = [F_{ty}] \cdot C_{пол} \cdot C_u'' \cdot C_z = 32 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$	32
22. Окружная сила на ведущем шкиве	Н	$F_t = P'_3 / v = 8,62 \cdot 10^3 / 15,1$	571	$F_t = P'_3 / v = 8,62 \cdot 10^3 / 12,7$	679
23. Расчетная ширина ремня. При массе 1 м длины ремня шириной 1 мм $q \cdot 10^{-3} = 8$ кг/м · мм (табл. 7.4, б) и $C_k = 0,96$ (см. п. 7.5)	мм	-	-	$b \geq \frac{F_t}{(F_{ty} - qv^2)C_k} = \frac{679}{(32 - 8 \cdot 10^{-3} \cdot 12,7^2)0,96}$ Принимается из стандартного ряда (примечание к табл. 7.18)	23 25
24. Площадь поперечного сечения ремня	мм ²	$A = F_t / [\sigma_t] = 571 / 1,68$	340	-	-
25. По табл. 7.1, б, в выбираем ремень Б800 типа А с числом прокладок $Z = 3$, толщиной $\delta_1 = 1,5$ мм, тогда толщина ремня δ и ширина ремня b	мм мм	$\delta = Z \cdot \delta_1 = 3 \cdot 1,5$ Условие $\delta < 0,025d_1 = 0,025 \cdot 200 = 5$ мм соблюдается $b = A / \delta = 340 / 4,5$ (табл. 7.1, а)	4,5 75,6 80	-	-
26. Предварительное натяжение ремня	Н	$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta = 1,8 \cdot 80 \cdot 4,5$	648	$F_0 = 1,2 \cdot b \cdot q \cdot v^2 = 1,2 \cdot 25 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 12,7^2$	38,7
27. Усилие, действующее на валы и опоры	Н	$F_b = 2F_0 \cdot \sin \alpha_1 / 2 = 2 \cdot 648 \cdot \sin 170,5^\circ / 2$	1292	$F_b = 1,2F_t = 1,2 \cdot 679$	815
28. Размеры шкивов: ведущий (1), ведомый (2): т.к. диаметр в зубчатой < 350 мм, то шкив с диском (см. рис. 7.16, а, б)	мм	диаметры: d_1 d_2	200 400	См. рис. 7.16, е Диаметры d_{p1} d_{p2}	168 336

1	2	3	4	5	6
ведомый, т.к. в плоско-ременной передаче $d_2 > 350$ мм, то шкив со спицами (см. рис. 7.15, д)	мм	число спиц $Z = (1,6 \dots 1,7) \sqrt{d_2} = (1,6 \dots 1,7) \sqrt{400} = 3,3 \dots 3,9$, принимаем Z ширина спицы у ступицы и диска $h^* = \sqrt[3]{75T'_3 / Z[\sigma_F]} = \sqrt[3]{75 \cdot 57,2 \cdot 10^3 / 3 \cdot 90}$ $[\sigma_F] = 90$ МПа (см. п. 7.6) $h_1 = 0,8h^* = 0,8 \cdot 25$ толщина спицы $a = (0,4 \dots 0,5) h^* = (0,4 \dots 0,5) 25 = 10 \dots 12,5$ $a_1 = 0,8a = 0,8 \cdot 12$	4 25 20 12 10	$d_{e_1} = d_{p_1} - 2b^* + \kappa = 168 - 2 \cdot 0,8 + 0,13$ $d_{e_2} = d_{p_2} - 2b^* - \kappa = 336 - 2 \cdot 0,8 - 0,18$ $d_{f_1} = d_{e_1} - 2h_p = 166,53 - 2 \cdot 8,5$ $d_{f_2} = d_{e_2} - 2h_p = 334,22 - 2 \cdot 8,5$ Здесь δ^* (табл. 7.4, б) h_p (табл. 7.22) κ (см. п. 7.6)	166,53 334,22 149,53 317,22
Ширина обода	мм	$B = (1,1 \dots 1,15)b = (1,1 \dots 1,15) 80$ Принимаем B	88...92 90	$B = b + m = 25 + 7$	32
Толщина обода	мм	$\delta_1 = 0,8[0,02(d_1 + 2B)] = 0,8[0,02(200 + 2 \cdot 90)]$ $\delta_2 = 0,02(d_2 + 2B) = 0,02(400 + 2 \cdot 90)$	6,0 12,0	$\delta = 1,5m + 2 > 6$ мм $\delta = 1,5 \cdot 7 + 7$	12,5
Толщина диска	мм	$C = (1,2 \dots 1,3)\delta_1 = (1,2 \dots 1,3) 6$ Принимаем C	7,2...7,8 7,5	$C = (1,2 \dots 1,3)\delta = (1,2 \dots 1,3) 12,5 = 15,0 \dots 16,25$, принимаем C	16,0

Сравнивая полученные размеры плоскоремненной передачи и ременной передачи зубчатым ремнем можно отметить, что использование последней позволяет получить на 16 % меньше диаметр шкивов, более чем в 3 раза уменьшить их ширину, почти на 40 % уменьшить силу, действующую на валы. Такие результаты позволяют рекомендовать в приводе горизонтально-замкнутого конвейера использовать ременную передачу зубчатым ремнем.

7.10. Задачи для самостоятельной работы

7.10.1. Для клиноременной передачи при следующих начальных условиях: тип машины – смеситель приготовления корма для поросят-отъемышей; мощность для привода $P'_3 = 7$ кВт, частота вращения ведущего и ведомого шкивов $n_3 = 1450$ мин⁻¹, $n_1 = 659$ мин⁻¹; межосевое расстояние $a = 900$ мм. Определить тип ремня, диаметры шкивов, длину ремня и проверить его по числу пробогов.

7.10.2. Рассчитать в передаче с поликлиновым ремнем типа Л по условиям задачи 7.10.1 длину ремня и число ребер в ремне. Диаметры шкивов: $d_1 = 112$ мм, $d_2 = 250$ мм, работа – двухсменная.

7.10.3. Определить модуль, подобрать число зубьев шкивов и ремня с трапециевидальной формой зуба. Ремень используется в приводе стенда проверки тормозов автомобилей со следующими данными: $P'_3 = 8,2$ кВт, $n_3 = 970$ мин⁻¹, $u_p = 3$.

7.10.4. Определить усилия и напряжение в ветвях прорезиненного ремня с $b = 150$ мм, $\delta = 7$ мм, $u_p = 3$, передающего мощность $P = 15$ кВт. Диаметр и частота вращения ведомого шкива $d_2 = 750$ мм, $n_2 = 500$ мин⁻¹. Модуль упругости прорезиненного ремня $E = 800$ МПа, плотность $\rho = 1200$ кг/м³. Напряжение от предварительного натяжения в ремне $\sigma_0 = 1,8$ МПа.

7.10.5. В приводе от асинхронного электродвигателя вала винтового конвейера используется прорезиненный ремень типа А с $b = 150$ мм, $\delta = 6$ мм. Диаметры шкивов: $d_1 = 180$ мм, $d_2 = 400$ мм, межосевое расстояние $a = 2000$ мм, частота вращения ведущего шкива $n_3 = 1445$ мин⁻¹. Пусковая нагрузка – до 150 % номинальной, рабочая – с умеренными колебаниями, работа – двухсменная, наклон передачи составляет 65°, натяжение ремня – перемещением электродвигателя на салазках. Определить мощность, которую может передать ремень.

7.10.6. Определить наибольшие усилия и напряжения в ведущей ветви клинового ремня сечения Б по следующим данным: $P'_3 = 5,2$ кВт, $n_3 = 970$ мин⁻¹, $d_1 = 160$ мм. Принять напряжение от предварительного натяжения $\sigma_0 = 1,5$ МПа, модуль упругости $E = 300$ МПа.

7.10.7. Передача от электродвигателя на приводной вал 3 (рис. 7.25) осуществляется плоскими ремнями. Расстояние между валами 1 – 2 и 2 – 3 наименьшее. Передаточные числа $u_{p_1} = u_{p_2} = 3$.

Мощность, забираемая от электродвигателя, $P'_3 = 9,1$ кВт, частота вращения $n_1 = n_3 = 1450$ мин⁻¹. Пусковая нагрузка – до 150 % от номинальной. Рабочая нагрузка изменяется незначительно. Работа проводится в две смены в закрытом помещении. Определить тип и размеры ремней, межосевые расстояния, давление на вал 2 от обеих передач. Принять КПД пары подшипников $\eta_n = 0,99$, ременной передачи $\eta_p = 0,96$.

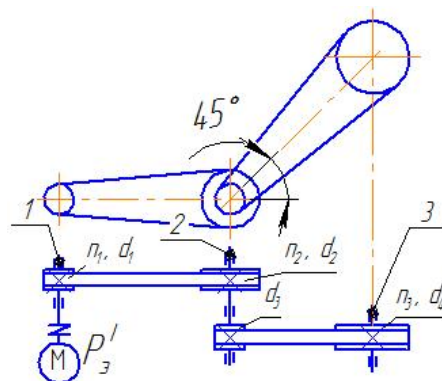


Рис. 7.25. Схема привода двумя плоскими ремнями

7.10.8. Диаметр малого (ведущего) шкива ременной передачи $d_1 = 250$ мм, угловая скорость $\omega_1 = 76,5 \text{ с}^{-1}$. Ремень – резинотканевый с площадью поперечного сечения $A = 450 \text{ мм}^2$, плотностью $\rho = 1400 \text{ кг/м}^3$. Определить силы, действующие в ветвях ремня при передаче мощности.

7.10.9. Определить допускаемое напряжение $[\sigma_t]$ для клинового ремня типа А при следующих условиях: диаметры шкивов – $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 200$ мм, межосевое расстояние $a = 500$ мм, угловая скорость ведущего шкива $\omega_1 = 108 \text{ с}^{-1}$, напряжение в ремне от предварительного натяжения $\sigma_0 = 1,2$ МПа. Передача предназначена для привода моечной машины корнеклубнеплодов, работающей в две смены.

7.10.10. Определить параметры ведомого шкива (ширину и толщину обода, число спиц, сечения спиц) плоскоремной передачи с шириной ремня $b = 80$ мм. Шкив изготовлен из чугуна СЧ18, допускаемое напряжение $[\sigma_F] = 32$ МПа, диаметр шкива $d_2 = 450$ мм, окружное усилие $F_t = 570$ Н.

7.10.11. Необходимо расчетным путем определить число ремней типа В клиноремной передачи в приводе смесителя кормов. Передаваемая мощность $P'_3 = 12,5$ кВт, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 970 \text{ мин}^{-1}$, передаточное число ременной передачи $u_p = 2$. Передача горизонтальная, работа двухсменная. Длина ремня $L = 1800$ мм, угол обхвата $\alpha_1 = 157^\circ$.

7.10.12. По данным предыдущей задачи определить ширину зубчатого ремня с трапецеидальным профилем зубьев.

8.1. Общие сведения

Цепная передача – механизм для передачи энергии между параллельными валами с помощью бесконечной цепи и звездочек. На рис. 8.1, а показана схема цепной передачи со звездочками 1 и 2, охватываемых шарнирной цепью 3, на рис. 8.1, б – зубчатой цепью. В зависимости от назначения цепи подразделяются на приводные, используемые для передачи движения на расстояние от одного вала (источника энергии) к другому валу (исполнителю полезной работы), грузовые – для подъема груза и тяговые – для передачи тягового усилия.

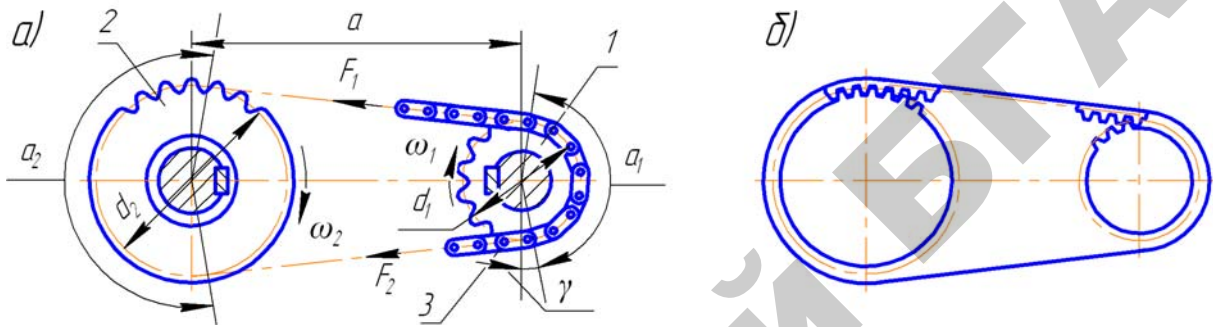


Рис. 8.1. Схема цепной передачи

В качестве приводных чаще всего применяются роликовые и втулочные, изготавливаемые по ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94), а также зубчатые цепи (ГОСТ 13552-81).

Роликовые приводные цепи (рис. 8.2) применяют при скоростях $v \leq 15$ м/с и они в конструктивном исполнении имеют наружные 3 и внутренние пластины 4. Последние напрессовываются на втулки 6, на которые предварительно надеваются с зазором ролики 7 и этим образуют звено цепи. Во втулки вставляют оси 5, на которые с 2-х сторон напрессовываются наружные пластины 3. Концы осей расклепывают с образованием головки и шарнира. Две наружные пластины двумя осями образуют звено из двух внутренних звеньев. Цепь входит в сцепление со звездочкой посредством ролика, который, поворачиваясь на втулке, перекачивается по зубу звездочки и поворачивает ее на определенный угол.

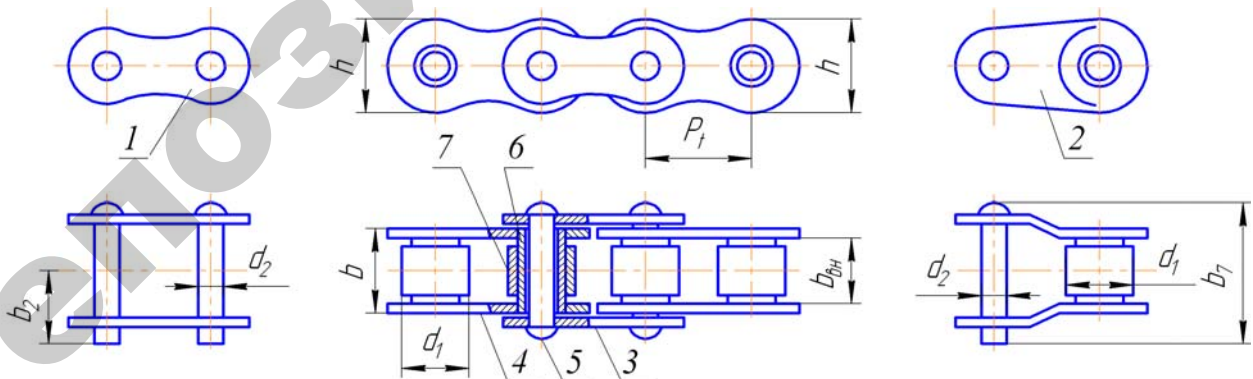


Рис. 8.2. Цепи типа ПР (приводные роликовые однорядные нормальные) и типа ПРУ (приводные роликовые однорядные усиленные):
1 – звено соединительное; 2 – звено переходное

Втулочные приводные цепи (рис. 8.3) отличаются от роликовых отсутствием роликов, что их удешевляет, а также уменьшает массу. Однако эти цепи имеют повышенный износ втулок, в них быстрее изнашиваются зубья звездочек. Используют втулочные приводные цепи в неответственных передачах при $v = 1$ м/с.

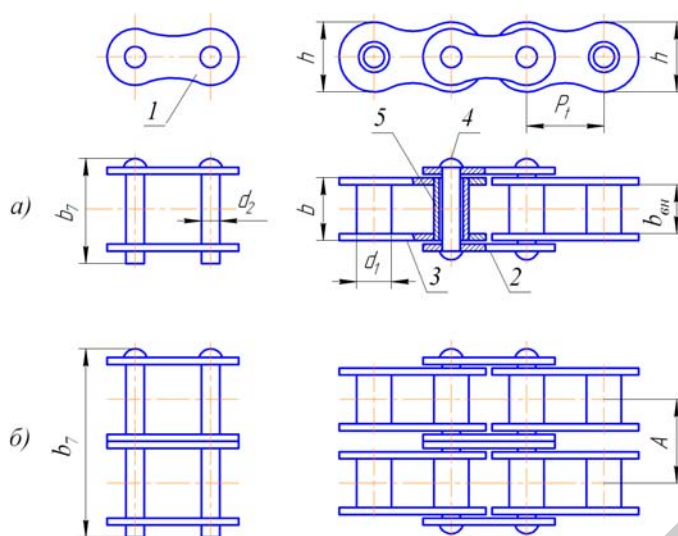


Рис. 8.3. Цепь типа ПВ (приводная втулочная однорядная – а и приводная втулочная двухрядная – б):
1 – звено соединительное; 2 – пластина наружная; 3 – пластина внутренняя; 4 – ось; 5 – втулка

Втулочные и роликовые цепи изготавливают однорядные (рис. 8.2 и 8.3, а) и многорядные (рис. 8.3, б) с числом рядов 2, 3, 4 и более. Этим осуществляются замена однорядной цепи с большими габаритами и уменьшение диаметров звездочек, снижение динамических нагрузок в передаче. Многорядные цепи могут работать при существенно больших скоростях движения цепи и нагрузках, возрастающих почти пропорционально числу рядов.

Соединение концов цепи (см. рис. 8.2) при четном числе ее звеньев производится соединительным звеном, при нечетном – менее прочным переходным звеном с изогнутыми пластинами. Поэтому при проектировании цепных передач следует стремиться к получению четного числа звеньев.

Зубчатые приводные цепи (рис. 8.4) состоят из звеньев, составленных из набора пластин 1, шарнирно соединенных между собой. Каждая пластина имеет два зуба и впадины между ними для размещения зуба звездочек. Число пластин определяет ширину цепи b , которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими являются грани пластин, наклоненные одна к другой под углом 60° . Этими гранями каждое звено цепи вклинивается между двумя зубьями звездочки, имеющими трапецевидный профиль. Благодаря этому зубчатые цепи работают плавно, с незначительным шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку и допускают высокие скорости. Однако по сравнению с роликовыми они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже.

Боковому смещению цепи со звездочек препятствуют внутренние (расположенные посередине ширины цепи) или боковые направляющие пластины 2 (см. рис. 8.4). Направляющие пластины не имеют выемок для зубьев звездочек. Для пластин, расположенных внутри цепи, на зубьях звездочек выполняются проточки шириной несколько больше толщины пластин S .

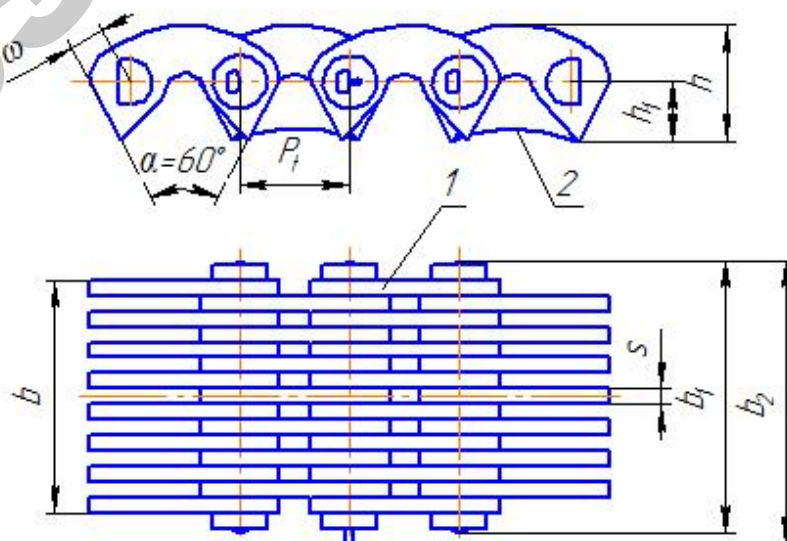


Рис. 8.4. Цепь зубчатая с шарнирами качения

Также для приводов с малыми скоростями в сельскохозяйственных машинах применяются (рис. 8.5) крючковые – *a*, роликовые с изогнутыми пластинами – *б*, фасоннозвенные втулочно-штыревые цепи – *в*.

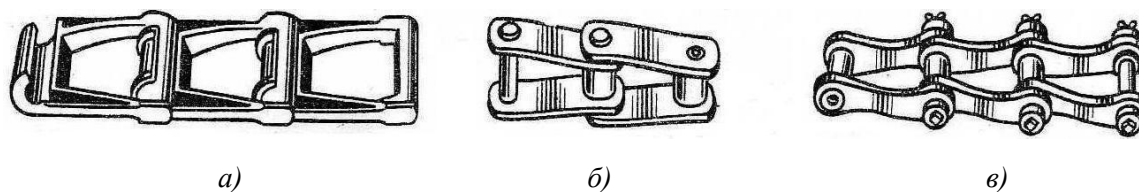


Рис. 8.5. Цепи:
a – приводная фасоннозвенная крючковая; *б* – приводная роликовая с изогнутыми пластинами;
в – приводная втулочно-штыревая

Кроме приводных цепей в транспортирующих машинах (конвейерах, элеваторах) используются тяговые цепи (рис. 8.6, *a*, *б*) с различными рабочими органами: скребками, ковшами, планками, подвесками и др. В грузоподъемных устройствах механизмы подъема груза оснащаются грузовыми цепями (рис. 8.6, *в*, *г*).

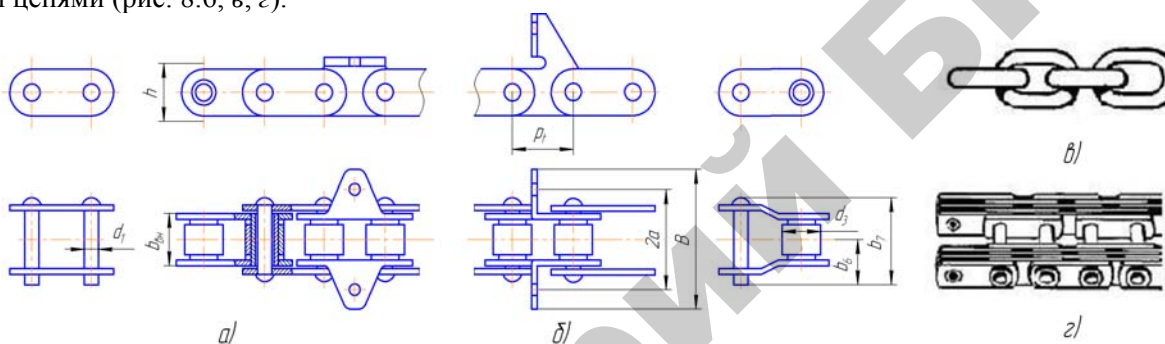


Рис. 8.6. Тяговые и грузовые цепи: цепи роликовые длиннозвенные для транспортеров и элеваторов (ГОСТ 4267-78, ТУ 4739-003-98474340-2007): *a* – тип 1 и *б* – тип 2; *в* – грузовая круглозвенная (ТУ 12.0173856.015-88, ТУ 3148-004-00165735-2007); *г* – грузовая пластинчатая шарнирная (ГОСТ 23540-79)

Цепной привод широко применяется в сельхозмашинах, транспортном и химическом машиностроении, станкостроении, подъемно-транспортных устройствах для передачи крутящих моментов между двумя или несколькими параллельными валами.

Цепные передачи компактнее ременных, работают при больших нагрузках без проскальзывания (постоянство передаточного числа), менее нагружают валы и имеют возможность передавать движение нескольким звездочкам. Эти передачи могут надежно работать в широком диапазоне мощностей (до 100 кВт), скоростей (до 50 м/с) и межосевых расстояний (до 8 м).

К недостаткам этих передач можно отнести быстрый износ шарниров при плохом смазывании, попадании пыли и грязи, что приводит к увеличению шага звеньев и длины цепи и этим вызывает необходимость применения натяжных устройств. Также возникают повышенные требования к точности сборки, особенно к установке валов. Цепные передачи характеризуются шумом и вибрацией при работе.

Пластины роликовых и втулочных цепей изготавливают из сталей 45, 50, 40Х, 40ХН и др. Твердость их в зависимости от типа цепи и шага находится в пределах 27...45 HRC. Для валиков и втулок используют стали 15, 20, 15Х, 12ХНЗ и др. с твердостью после цементации 54...65 HRC. Для пластин зубчатых цепей применяют сталь 50 с термообработкой до твердости 38,5...45,5 HRC, для шарнирных призм – сталь 15 или 20 с твердостью после цементации 52...60 HRC.

8.2. Геометрические и кинематические соотношения

Частота вращения звездочек и скорость ограничиваются из-за наличия инерционных сил, вызывающих удар звеньев цепи о зубья звездочек при входе в зацепление. Наибольшие рекомендуемые частоты вращения звездочек приведены в табл. 8.1 и 8.2.

Таблица 8.1

Наибольшие допустимые частоты вращения (мин⁻¹) малой звездочки для роликовых цепей общего назначения

Числа зубьев малой звездочки	$n_{z_1 \max}$ при шаге цепи P_t , мм							
	12,7	15,8	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
15	2300	1900	1350	1150	1000	750	650	600
19	2400	2000	1450	1200	1050	800	700	650
23	2500	2100	1500	1250	1100	800	750	650
27	2550	2150	1550	1300	1100	850	750	700
30	2600	2200	1550	1300	1100	850	750	700

Примечание. Для роликовых цепей повышенной точности и прочности (ГОСТ 21834-87) предельные значения $n_{z_1 \max}$ можно увеличить на 25 %.

Таблица 8.2

Наибольшие допустимые частоты вращения (мин⁻¹) малой звездочки для зубчатых цепей при $Z_1 = 17 \dots 35$

P_t , шаг цепи в мм	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75
$n_{z_1 \max}$	3300	2650	2200	1650	1300

Средняя скорость цепи (м/с) из равенства скоростей на звездочках (см. рис. 8.1):

$$v_1 = v_2; \frac{z_1 \cdot P_t \cdot \omega_1}{2\pi} = \frac{z_2 \cdot P_t \cdot \omega_2}{2\pi}; v = \frac{z_1 \cdot P_t \cdot n_{z_1}}{60 \cdot 1000} = \frac{z_2 \cdot P_t \cdot n_{z_2}}{60 \cdot 1000},$$

где z_1 и z_2 – число зубьев звездочек; P_t – шаг цепи, мм; n_{z_1} и n_{z_2} – частота вращения звездочек, мин⁻¹.

Так как $z_1 P_t n_{z_1} = z_2 P_t n_{z_2}$, то передаточное число передачи $u_{ц} = \frac{n_{z_1}}{n_{z_2}} = \frac{z_2}{z_1}$.

Цепные передачи используются, главным образом, для понижения частоты вращения ведомого вала и соответствующего увеличения крутящего момента на этом валу. Рекомендуется принимать $u_{ц} \leq 7$. Так как цепная передача используется в приводах совместно с другими передачами и из-за необходимости снижения ее габаритов по звездочкам, наиболее распространенные значения $u_{ц}$ – до 3.

Число z_1 зубьев малой (ведущей) звездочки для роликовых и втулочных цепей $z_1 = 29 - 2 \cdot u_{ц}$ при условии $z_1 \geq 13$, а для зубчатых цепей $z_1 = 35 - 2 \cdot u_{ц}$.

При проектировании цепной передачи обычно число зубьев малой звездочки для быстроходных передач принимается по табл. 8.3, в других случаях – по табл. 8.4. Для более равномерного износа зубьев звездочек и шарниров цепи рекомендуется принимать сочетание нечетного числа зубьев звездочек с четным числом звеньев цепи. При нечетном числе звеньев цепи число зубьев звездочек может быть четным и нечетным.

Таблица 8.3

Рекомендуемые числа зубьев малой звездочки

Тип цепи	Z_1 , при передаточном числе $u_{ц}$						
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6	z_{\min}
Втулочная и роликовая	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	15...13	13(9)
Зубчатая	35...32	32...29	30...27	27...23	23...19	19...17	17(13)

Наименьшие допустимые числа зубьев малой звездочки

Тип цепи	Характер передачи		
	Слабонагруженная тихоходная	Силовая тихоходная	Силовая среднеходная
Роликовая	9	11	17
Зубчатая	13	17	21

Износ шарниров вызывает увеличение шага, и цепь стремится подняться по профилю зуба в связи с интенсификацией износа при увеличенном числе зубьев звездочки. Если число зубьев большое, то это явление возникает даже у мало изношенной цепи. В результате радиального сползания по профилю зубьев цепь соскальзывает с ведомой звездочки. Чтобы исключить это явление, ограничивают максимальное число зубьев большой звездочки: $z_2 \leq 90$ для втулочных, $z_2 \leq 120$ для роликовых и $z_2 \leq 140$ для зубчатых цепей.

Минимальное расстояние между осями звездочек (межосевое расстояние) проектируется исходя из условия, что угол обхвата цепью малой звездочки $\alpha > 120^\circ$, т.е. угол наклона каждой ветви к оси передачи должен быть меньше 30° . А так как $\sin 30^\circ = 0,5$, то $a_{\min} > d_2 - d_1$ (см. рис. 8.1, а).

Обычно межосевое расстояние ограничивается величиной $a_{\max} = 80 P_t$, а оптимальное назначается из $a = (30 \dots 50) P_t$, где меньшее значение – для малых $u_{ц}$, а большее – для больших $u_{ц}$.

Число звеньев цепи, или длина цепи, выраженная в шагах, определяется по формуле

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P_t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{P_t}{a}$$

с округлением значения W до целого четного числа.

Фактическое расчетное межосевое расстояние по принятому числу звеньев цепи

$$a = \frac{P_t}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Для нормальной работы передачи необходимо провисание холостой ветви цепи примерно на $0,01a$, что достигается уменьшением расчетного межосевого расстояния на $(0,002 \dots 0,004)a$.

8.3. Силы в ветвях цепи и нагрузка на валы

При известных значениях мощности на звездочках P_{z_1} и P_{z_2} (кВт), частот вращения n_{z_1} и n_{z_2} (мин⁻¹), можно определить момент $T = 9550 \frac{P_z}{n}$ (Н·м) и окружные силы $F_t = 2T/d$. Здесь

$d = P_t / \sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)$ – диаметр делительной окружности звездочки, выраженный через шаг цепи P_t и количество зубьев z .

Если известна мощность на большой (ведомой) звездочки P_{z_2} , то мощность на ведущей (малой) звездочке $P_{z_1} = P_{z_2} / \eta$, где η – КПД передачи. КПД цепной передачи зависит от потерь на трение в шарнирах цепи, в контакте цепи с зубьями звездочек, в опорах валов, а также от потерь на перемешивание смазочного материала при смазывании погружением: $\eta = 0,95 \dots 0,97$. При нерегулярном периодическом смазывании $\eta = 0,92 \dots 0,94$. Для зубчатых цепей $\eta = 0,98 \dots 0,99$.

Ведущая ветвь цепи (см. рис. 8.1) при работе передачи нагружена силой F_1 , состоящей из окружной (полезной) силы F_t , натяжения от силы тяжести ведомой ветви цепи F_0 и силы действия центробежных сил $F_{ц}$:

$$F_1 = F_t + F_0 + F_{ц}.$$

Натяжение $F_0(H)$ от силы тяжести (провисания ведомой ветви)

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot g \cdot a,$$

где K_f – коэффициент, зависящий от стрелы провисания f и расположения передачи. При $f = (0,01...0,02)a$ принимают: для горизонтальных передач $K_f = 6$, для наклонных с углом к горизонту до 40° передач $K_f = 4$, более 40° – $K_f = 2$, для вертикальных передач $K_f = 1$; q – масса 1-го метра цепи, кг (принимается по табличным рекомендациям для цепи с шагом P_t (см. табл. 8.8, 8.9 и 8.10)); $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; a – межосевое расстояние, м.

Натяжение цепи от центробежных сил $F_u(H)$

$$F_u = q \cdot v^2,$$

где v – скорость движения цепи, м/с.

Натяжение ведомой ветви цепи с большим запасом обычно принимают по зависимости

$$F_2 = F_0 + F_u.$$

Так как центробежная сила валы и опоры не нагружает, то расчетная нагрузка $F_e(H)$ на валы цепной передачи несколько больше окружной (полезной) силы. Условно принимают $F_e = K_e \cdot F_t$, где K_e – коэффициент нагрузки (табл. 8.5).

Таблица 8.5

Коэффициент нагрузки K_e

Нагрузка	Передача	
	Горизонтальная или с углом наклона до 40°	Вертикальная или с углом наклона более 40°
Спокойная	1,15	1,05
С толчками	1,30	1,15

8.4. Критерии работоспособности и расчет цепных передач

Износостойкость шарниров является основным критерием работоспособности и расчета цепных передач. Цепные передачи выходят из строя из-за выкрашивания и загрязнения роликов, износа зубьев звездочек. Износ шарниров приводит к удлинению цепи и нагружению ее зацепления со звездочками. Кроме того, в быстроходных тяжело нагруженных роликовых и зубчатых цепях, работающих в закрытых пространствах и с хорошим смазыванием, в пластинах звеньев возникают усталостные разрушения.

В соответствии с этим следует, что срок службы передачи зависит от износостойкости шарниров, работа которых и ограничивает долговечность цепи. Поэтому несущая способность цепных передач определяется режимами работы, согласно которым давление p в шарнирах не должно превышать допустимого $[p]$ (МПа) в данных условиях эксплуатации:

$$p = \frac{F_t \cdot K_3}{A \cdot m} \leq [p],$$

где F_t – окружная сила, Н; K_3 – коэффициент эксплуатации; A – проекция площади опорной поверхности шарнира, мм² (для однорядных цепей – табл. 8.6, ГОСТ 13568-97); m – коэффициент рядности: для однородных цепей $m = 1$; для двухрядных $m = 1,7$; для трехрядных $m = 2,5$ и четырехрядных $m = 3$; $[p]$ – допустимое давление в шарнирах, МПа (табл. 8.7), предварительно выбрав по табл. 8.6, a шаг цепи P_t по передаваемой мощности ведущей звездочкой P_{z_1} (кВт) и частоте ее вращения n_{z_1} , мин⁻¹.

Таблица 8.6

Опорная поверхность шарнира однорядной цепи A , мм²

Цепь	Опорная поверхность	Цепь	Опорная поверхность
ПР-8-4,6	11	ПР-25,4-60,0	180
ПР-9,525-9,1	28	ПР-31,75-89,0	260
ПР-12,7-9,0-2	22	ПР-38,1-127,0	395
ПР-15,875-23,0-1	55	ПР-44,45-172,4	475
ПР-19,05-31,0	105	ПР-50,8-227,0	645

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

Таблица 8.6, а

Допускаемые значения передаваемой мощности P_{z_1} для приводных однорядных роликовых цепей при $z_1 = 25$

Приводные роликовые однорядные цепи типа ПР (ГОСТ 13568-97)	Частота вращения ведущей звездочки n_{z_1} , мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
ПР-9,525-9,1	0,18	0,62	1,11	1,52	1,87	2,19	2,45	2,88
ПР-12,7-10,0-1	0,20	0,69	1,24	1,69	2,08	2,43	2,72	3,20
ПР-12,7-9,0-2	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
ПР-12,7-18,2-1	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР-12,7-18,2-2	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР-15,875-23,0-1	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР-15,875-23,0-2	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ПР-19,05-31,8	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
ПР-25,4-60,0	3,20	11,0	19,0	25,7	31,0	35,0	38,0	44,0
ПР-31,75-89,0	5,83	19,3	32,0	42,0	49,0	55,0	60,0	—
ПР-38,1-127,0	10,50	35,0	58,0	76,0	89,0	99,0	108	—
ПР-44,45-172,4	14,70	44,0	71,0	88,0	101	—	—	—
ПР-50,8-227,0	28,0	68,0	110	138	157	—	—	—

Примечание. В обозначении цепи последовательно указан шаг P_b , мм, статическая разрушающая нагрузка F_p , кН, и габаритный размер по ширине (1 или 2).

Таблица 8.7

Допускаемое давление $[p]$, МПа, в шарнирах роликовых цепей

Шаг цепи P_b , мм	При частоте вращения ведущей звездочки n_{z_1} , мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	—
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	15	—	—	—

Коэффициент эксплуатации цепной передачи

$$K_{\odot} = K_d \cdot K_a \cdot K_{\theta} \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_c \cdot K_{\text{реж}}$$

где K_d – коэффициент динамичности, учитывающий характер нагрузки ($K_d = 1$ – равномерная, спокойная нагрузка, например, для привода ленточных или цепных конвейеров; $K_d = 1,2 \dots 1,5$ – неравномерная или нагрузка с толчками, например, для привода скребковых конвейеров; $K_d = 1,8$ – при сильных толчках (подвесные конвейеры)); K_a – коэффициент межосевого расстояния или длины цепи ($K_a = 1,25$ при $a = 25P_t$, $K_a = 1$ при $a = (30 \dots 50)P_t$, $K_a = 0,8$ при $a = (60 \dots 80)P_t$); K_θ – коэффициент наклона передачи к горизонту ($K_\theta = 1$, если угол наклона цепной передачи к горизонту $\theta \leq 60^\circ$; $K_\theta = 1,25$ при угле наклона $\theta > 60^\circ$); $K_{\text{рег}}$ – коэффициент способа регулировки натяжения цепи ($K_{\text{рег}} = 1$, когда натяжение цепи осуществляется перемещением оси одной из звездочек; $K_{\text{рег}} = 1,1$ – натяжение цепи оттяжными звездочками или нажимными роликами; $K_{\text{рег}} = 1,15$ – периодическое регулирование, например, удаление одного звена; $K_{\text{рег}} = 1,25$ – регулирование натяжения цепи не предусматривается); K_c – коэффициент смазки и степени загрязнения передачи: при непрерывном смазывании, например, цепь находится в масляной ванне, $K_c = 0,8$, или капельной смазке $K_c = 1$; при периодическом смазывании, например, при замене внутри-шарнирного пластичного смазочного материала через установленный период времени с работой в условиях запыленного производства, $K_c = 1,3$. В условиях загрязненного производства K_c зависит от окружной скорости цепи: $K_c = 1,8$ при $v \leq 1,8$ м/с и $K_c = 3,0$ при $v \leq 7$ м/с; $K_{\text{реж}}$ – коэффициент режима и продолжительности работы передачи в течение суток: $K_{\text{реж}} = 1$ – односменная, $K_{\text{реж}} = 1,25$ – двухсменная и $K_{\text{реж}} = 1,45$ – трехсменная работа.

Если окажется, что $K_\Sigma > 3$, то следует изменить (улучшить) конструктивные и эксплуатационные условия работы цепной передачи.

Для зубчатых цепных передач $K_\Sigma \geq K_d$.

Решая совместно $p = \frac{F_t \cdot K_\Sigma}{A \cdot m}$, $v = \frac{z \cdot P_t \cdot n}{60 \cdot 1000}$, $F_t = \frac{P}{v} = \frac{T \cdot n \cdot \pi}{30v}$ относительно P_t и учитывая, что для роликовых цепей $A \approx 0,28P_t^2$, предварительно определяется необходимый шаг цепи (основная формула проектного расчета цепной передачи) по передаваемым моментам или мощностям.

$$P_t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{z_1} \cdot K_\Sigma}{z_1 \cdot [p] \cdot m}} \quad \text{или} \quad P_t \geq 60 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{z_1} \cdot K_\Sigma}{z_1 \cdot n_{z_1} \cdot [p] \cdot m}}$$

где T_{z_1} , P_{z_1} – соответственно момент вращения (Н·мм) и передаваемая мощность (Вт) на валу ведущей звездочки; n_{z_1} – частота вращения ведущей звездочки (м/с).

Полученное значение P_t по одной из этих зависимостей согласовывается со стандартным значением шага (табл. 8.8 и 8.9).

Таблица 8.8

Цепи приводные роликовые однорядные (рис. 8.2)

Типоразмер цепи	ISO 606	Размеры, мм				Размеры, мм, не более			F_p , кН, не менее	Масса 1 м цепи (рас- четная), кг
		P_t	$b_{\text{вн}}$, не менее	d_2	d_1	h	b_7	b		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ПР-8-4,6	05 В-1	8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	12	7	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	06 В-1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1		12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	10,5	6,3	10,0	0,30
ПР-12,7-9-2	081-1	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	9,0	0,35
ПР-12,7-18,2-1		12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2-2	08 В-1	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18,2	0,75

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ПР-15,875-23-1		15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23,0	0,80
ПР-15,875-23-2	10 В-1	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	12 А-1	19,05	12,7	5,94	11,91	18,2	33	18	31,8	1,90
ПР-25,4-60	16 А-1	25,4	15,87	7,92	15,87	24,2	39	22	60,0	2,6
ПР-31,75-89	20 А-1	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89,0	3,80
ПР-38,1-127	24 А-1	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	28 А-1	44,5	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	172,4	7,50
ПР-50,8-227	32 А-1	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	227,0	9,7
ПР-63,5-354	40 А-1	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	48	354,0	16,0

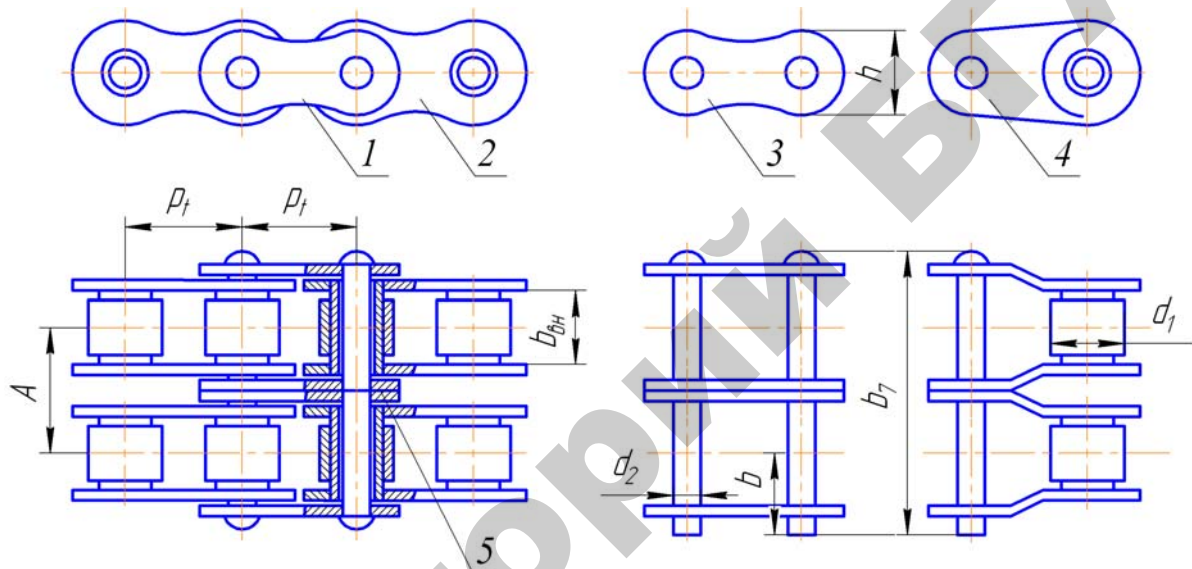


Рис. 8.7. Цепи приводные роликовые двухрядные:
 1 – внешнее звено; 2 – внутреннее звено; 3 – соединительное звено;
 4 – переходное звено; 5 – промежуточная пластина

Таблица 8.9

Цепи приводные роликовые многорядные

Типоразмер цепи	ISO 606	Размеры, мм					Размеры, мм, не более			F_p , кН, не менее	Масса 1 м цепи (расчетная), кг
		P_t	$b_{вн}$ не менее	d_2	d_1	A	h	b_7	b		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Цепи приводные роликовые двухрядные типа 2ПР (рис. 8.7)											
2ПР-12,7-31,8	08 В-2	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	11	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	10 В-2	15,87	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	13	45,4	1,9
2ПР-19,05-75		19,05	12,7	5,96	11,91	25,5	18,08	53,4	17,75	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	16 А-2	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	68	22	114	5,0
2ПР-31,75-177	20 А-2	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	82	24	177	7,3
2ПР-38,1-127	24 А-2	38,1	25,4	11,1	22,23	45,44	36,2	104	30	254	11,0
2ПР-44,45-344	28 А-2	44,45	25,4	12,7	25,4	48,87	42,24	110	34	344,8	14,4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2ПР-50,8-453,6	32 А-2	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	130	38	453,6	19,1
Цепи приводные роликовые трехрядные типа 3ПР											
3ПР-12,7-45,4	08 В-3	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	50	11	45,4	2,0
3ПР-15,875-68,1	10 В-3	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	57	13	68,1	2,8
3ПР-19,05-96	12 А-3	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	17,75	96,0	4,3
3ПР-25,4-171	16 А-3	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	98	22	171,0	7,5
3ПР-31,75-265,5	20А-3	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	120	24	265,5	11,0
Цепи приводные роликовые четырехрядные типа 4ПР											
4ПР-19,05-155		19,05	12,7	5,94	11,91	25,5	18,08	17,7	101,9	155	6,8
4ПР-25,4-228	16 А-4	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	22,0	129,9	228	10,9

Применение зубчатых цепей имеет особенность, заключающуюся в том, что для одного и того же шага P_t цепи по ГОСТ 13552-81* (табл. 8.10) рекомендуется использовать четыре, пять или шесть стандартных ширин b цепи. Для зубчатых цепей пока не разработана универсальная методика для выбора оптимального шага P_t и ширины b .

При расчете зубчатых цепей предварительно определяют их ширину b (мм) и согласовывают со стандартными значениями (табл. 8.10).

$$b \geq \frac{10P_{z_1} K_{\vartheta}}{[P_{10}]},$$

где P_{z_1} – мощность на ведущей звездочки, кВт;

$[P_{10}]$ – мощность, допускаемая для передачи зубчатой цепью шириной 10 мм, кВт. Ориентировочные значения $[P_{10}]$ приведены в табл. 8.11.

При отсутствии значения $[P_{10}]$ и с учетом того, что передачи с зубчатыми цепями, как правило, имеют длительный срок службы, достигающий 8000...10000 часов, ширину b определяют по выбранному шагу, скорости движения цепи v (м/с) и рабочей нагрузке F_t (Н) или мощности P_{z_1} (кВт) в соответствии с зависимостью [5]:

$$b \geq K_{\vartheta} F_t \sqrt[3]{v} / 4K_v P_t = 250K_{\vartheta} P_{z_1} / K_v P_t \sqrt[3]{v}.$$

В выше приведенной зависимости определения ширины зубчатой цепи b K_v – коэффициент, учитывающий снижение несущей способности цепи из-за центробежных сил. Значение K_v для зубчатой цепи регламентируется ГОСТ 13552-81* или определяется по зависимости

$$K_v = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} v^2.$$

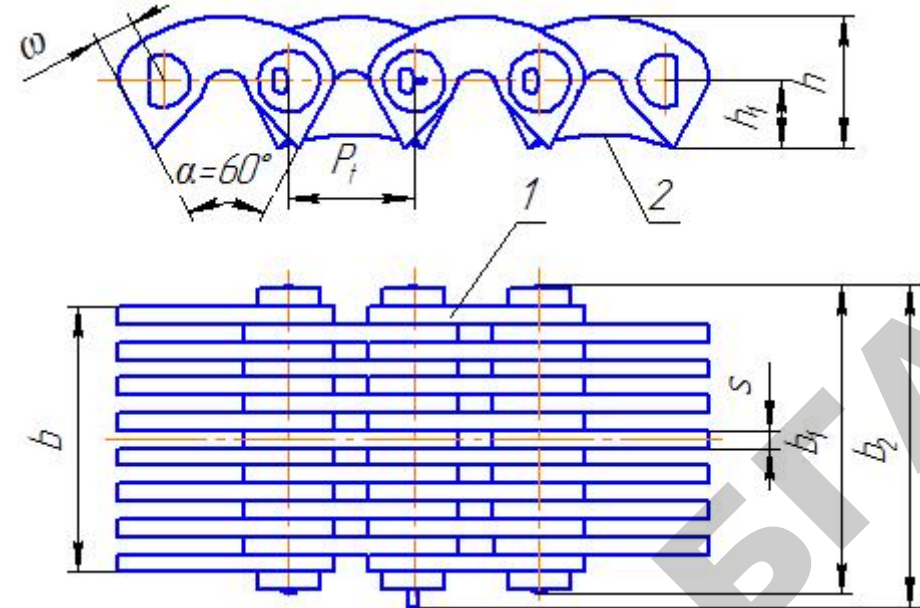
Шаг цепи P_t предварительно можно оценить из условия плавности работы цепного контура и при числе зубьев меньшей звездочки $z_1 > 17$

$$P_t \leq 0,185 D_{e_1}.$$

По известному межцентровому расстоянию a или принятому значению его, не превышающему определенное значение $a_y \approx 2000 \sqrt[3]{\frac{P_{z_1} (\text{кВт})}{n_{z_1} (\text{мин}^{-1})}}$, устанавливается размер диаметра окружности выступов меньшей звездочки D_{e_1} , величина которого не должна превышать максимально допустимое значение

$$D_{e_1} = \begin{cases} \frac{1,66a}{U_u + 1} & \text{при } 1 \leq U_u \leq 4 \\ \frac{a}{U_u + 1} & \text{при } 4 < U_u \leq 10 \end{cases}.$$

Размеры и параметры приводных зубчатых цепей



Приводные зубчатые цепи ПЗ	Общие размеры, мм	Ширина звена цепи b, b_1 и b_2	Масса 1 м цепи, кг/м	F_p , кН, не менее
ПЗ-1-12,7-26-22,5	$P_t = 12,7$;	22,5; 28,5; 30	1,31	26
ПЗ-1-12,7-31-28,5	$h = 13,4$;	28,5; 34,5; 36	1,60	31
ПЗ-1-12,7-36-34,5	$h_1 = 7$;	34,5; 40,5; 42	2,00	36
ПЗ-1-12,7-42-40,5	$s = 1,5$;	40,5; 46,5; 48	2,31	42
ПЗ-1-12,7-49-46,5	$w = 4,46$	46,5; 52,5; 54	2,70	49
ПЗ-1-12,7-56-52,5		52,5; 58,5; 60	3,00	56
ПЗ-1-15,875-41-30	$P_t = 15,875$;	30; 36; 39	2,21	41
ПЗ-1-15,875-50-38	$h = 16,7$;	38; 44; 47	2,71	50
ПЗ-1-15,875-58-46	$h_1 = 8,7$;	46; 52; 55	3,30	58
ПЗ-1-15,875-69-54	$s = 2$;	54; 60; 63	3,90	69
ПЗ-1-15,875-80-62	$w = 5,95$	62; 68; 71	4,41	80
ПЗ-1-15,875-91-70		70; 76; 79	5,00	91
ПЗ-1-19,05-74-45	$P_t = 19,05$;	45; 52,6; 56	3,90	74
ПЗ-1-19,05-89-57	$h = 20,1$;	57; 64,5; 68	4,90	89
ПЗ-1-19,05-105-69	$h_1 = 10,5$;	69; 76,5; 80	5,91	105
ПЗ-1-19,05-124-81	$s = 3$;	81; 88,5; 92	7,00	124
ПЗ-1-19,05-143-93	$w = 7,14$	93; 100,5; 104	8,00	143
ПЗ-2-25,4-101-57	$P_t = 25,4$;	57; 65; 68;	8,40	101
ПЗ-2-25,4-132-75	$h = 26,7$;	75; 77; 80	10,8	132
ПЗ-2-25,4-164-93	$h_1 = 13,35$;	93; 101; 104	13,2	164
ПЗ-2-25,4-196-105	$s = 3$;	105; 113; 116	15,4	196
	$w = 9,52$			
ПЗ-2-31,75-166-75	$P_t = 31,75$;	75; 78; 82	14,4	166
ПЗ-2-31,75-206-93	$h = 33,4$;	93; 102; 106	16,6	206
ПЗ-2-31,75-246-115	$h_1 = 16,7$;	105; 114; 118	18,8	246
ПЗ-2-31,75-286-117	$s = 3$;			
	$w = 11,91$	117; 126; 130	21,0	286

Примечание. В условное обозначение приводной зубчатой цепи (ПЗ) входят следующие параметры (на примере цепи ПЗ-1-12,7-26-22,5): тип цепи (1 – с односторонним зацеплением), шаг цепи ($P_t = 12,7$ мм), разрушающая нагрузка ($F_p = 26$ кН), ширина цепи ($b = 22,5$ мм).

Таблица 8.11

Допустимые значения передаваемой мощности P_{10} , кВт,
для приводных зубчатых цепей условной ширины $b = 10$ мм

Шаг цепи P_t , мм	Скорость цепи v , м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,70	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,3
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

Рассчитанные или выбранные показатели (размер) цепи по стандартным данным подвергаются проверке или сравнению:

действительной частоты вращения n_{z_1} (мин⁻¹) ведущей звездочки роликовых, втулочных и зубчатых цепей с наибольшей допустимой частотой вращения $n_{z_1 \max}$ (см. табл. 8.1 и 8.2) с соблюдением условия $n_{z_1} \leq n_{z_1 \max}$;

давления в шарнирах роликовой (втулочной) цепи p (МПа) с допускаемым $[p]$, МПа (см. табл. 8.7), $p = \frac{K_\alpha \cdot F_t}{A \cdot m} \leq [p]$. Если условие не соблюдается, то увеличивается шаг цепи P_t или число рядов цепи (соответственно коэффициент рядности m);

коэффициента запаса прочности зубчатой и роликовой цепей S с допускаемым значением $[S]$ (см. табл. 8.12 и 8.13).

$$S = \frac{F_p}{K_d F_t + F_0 + F_{ц}} \geq [S],$$

где F_p – разрушающаяся нагрузка, Н, указывается в обозначении цепи (табл. 8.8, 8.9 и 8.10).

Значение K_d (см. в этом же разделе) и определение F_t , F_0 , $F_{ц}$ (см. п. 8.3);

Таблица 8.12

Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для зубчатых цепей $z_1 \geq 17$

Шаг P_t , мм	Частота вращения ведущей звездочки n_{z_1} , мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	28	30	32	35	40	–

Таблица 8.13

Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых цепей при $z_1 = 15...30$

Шаг P_t , мм	Частота вращения ведущей звездочки n_{z_1} , мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	–
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	–	–
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	–	–	–
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	–	–	–	–

расчетного числа входов втулочной и зубчатой цепей в зацепление с обеими звездочками (число ударов) в одну секунду с допусаемым числом ударов (табл. 8.14):

$$v = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_{z_1}}{60 \cdot W} \leq [v],$$

где W – число звеньев цепи (см. п. 8.2).

Таблица 8.14

Допустимые значения числа ударов $[v]$, с⁻¹

Шаг цепи, P_t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
$[v]$ для цепей: роликовых с втулками	60	50	35	30	25	20	15	12
зубчатых	80	65	50	30	25	–	–	–

Для передачи зубчатой цепью с оптимальными геометрическими параметрами выбранный шаг цепи должен удовлетворять условиям:

плавности работы цепного контура при $z_1 \geq 17$

$$P_t \leq 0,185 D_{e1},$$

где $D_{e1} = P_t / \operatorname{tg}(\frac{180^\circ}{z_1})$ – диаметр выступов (наружный) меньшей звездочки;

долговечности, связывающей межосевое расстояние a цепной передачи с шагом P_t ($0,0125a \leq P_t \leq 0,04a$).

Если эти условия не соблюдаются, целесообразно пересмотреть предварительно выбранное значение шага цепи.

В целом при конструировании цепных передач необходимо учитывать некоторые особенности, отличающие их от других передач:

в приводах с быстроходными двигателями и наличием редуктора цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора;

ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки;

для обеспечения достаточного самонапряжения цепи не следует использовать угол наклона линии центров к горизонту более 60° ; если конструкция привода предусматривает угол наклона больше 60° , то необходима оттяжная звездочка на ведомой ветви;

поскольку цепь в поперечном направлении не обладает гибкостью, конструкция привода с использованием цепной передачи должна предусматривать возможность регулировки валов со звездочками на параллельность, а звездочек – на установку в одной плоскости.

8.5. Конструирование звездочек цепных передач

Для звездочек цепных передач характерно наличие зубчатого венца, а также ступицы для соединения с валом, как и в цилиндрических зубчатых колесах (рис. 8.8). Зубчатый венец посредством зубьев и цепи связывается с зубчатыми венцами других звездочек.

Форма элемента зацепления цепи предопределяет особенность конструктивного исполнения зубчатого венца звездочек:

звездочки для цепей с цилиндрическим элементом зацепления (для пластинчатых, втулочно-роликовых, грузовых пластинчатых, тяговых разборных цепей);

звездочки для цепей с зубчатым элементом зацепления (для зубчатых цепей);

звездочки для цепей с круглозвенным элементом зацепления (для круглозвенных цепей);

звездочки для цепей с крючковым элементом (для крючковых цепей).

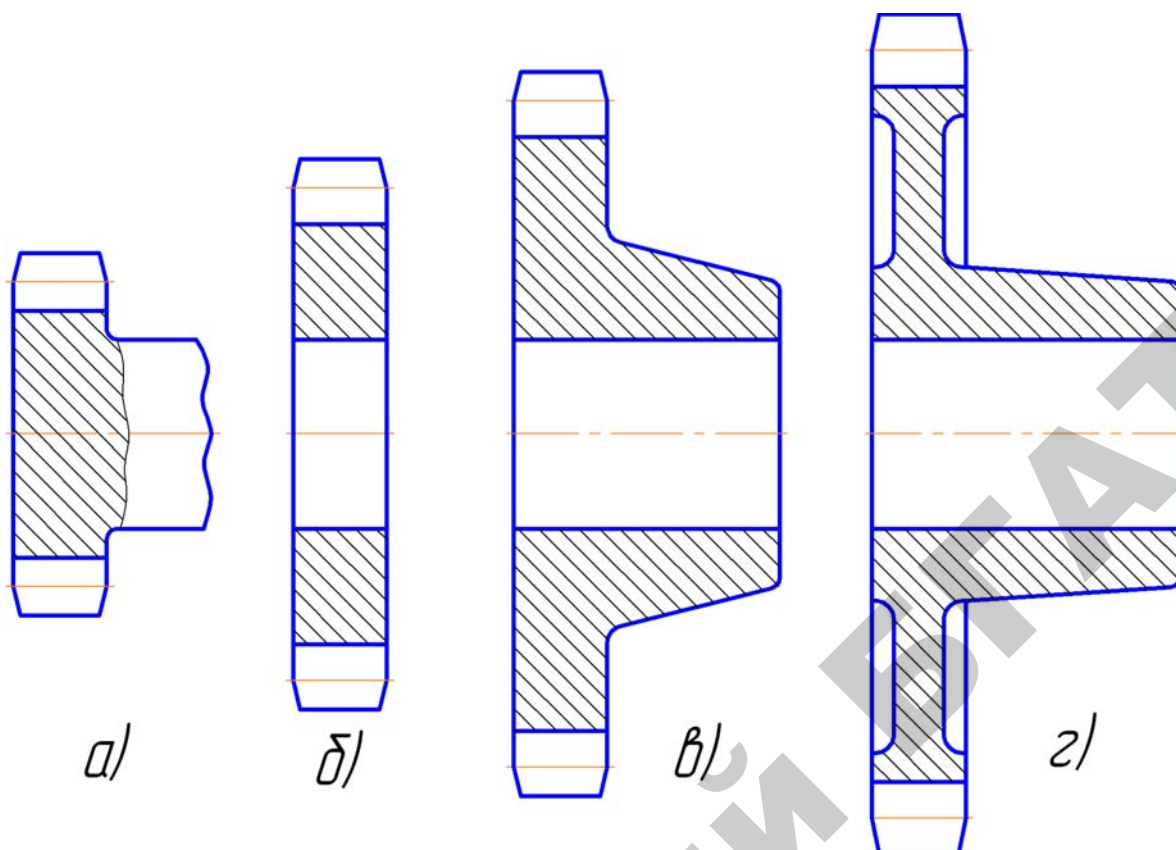


Рис. 8.8. Типы звездочек:

a – при малом числе зубьев зубчатый венец за одно целое с валом; *б* – дисковая звездочка для непосредственного соединения с валом или другими элементами привода; *в* – ступичная без соединительного диска; *г* – при увеличенном размере звездочек зубчатый венец со ступицей соединяется диском или спицами

Соединение звездочек с валом в конструктивном исполнении может быть фрикционным (прессовая посадка, коническое соединение), предварительно напряженным профильным (с круглой шпонкой, сегментной, клиновой врезной, тангенциальной шпонкой и т.д.) и профильным (с призматической шпонкой, шлицевое, трехгранное, четырехгранное, шестигранное).

Фиксация звездочки на валу от продольного перемещения может осуществляться штифтом, буртом и гайкой, стопорными кольцами, установочным винтом.

По условиям эксплуатации цепных передач звездочки проектируются долговечнее цепей, так как их замена в ряде случаев связана с большими трудностями. Поэтому материал и термическую обработку звездочек следует назначать исходя из условий эксплуатации цепной передачи. Кроме учета изнашивания, необходимо регламентировать также предел прочности звездочек, а в ряде случаев и структуру их материала, так как при работе зубья испытывают ударные и циклические нагрузки.

Из металлов, применяемых для изготовления звездочек, наиболее широко используются стали и чугуны. Применяются также различные полимеры, резины, композиционные материалы (металлополимеры). Так, для изготовления ведущих и ведомых звездочек с малым числом зубьев ($z < 25$) и работе при ударных нагрузках применяются стали 15, 20, а при $z < 40$ и работе без резких толчков и ударов – стали 45, 45Г, 50, 50Г. Ведущие и ведомые звездочки ответственного назначения, работающие с динамическими нагрузками и большими передаваемыми усилиями, изготавливаются из сталей 15Х, 20Х, а для этих же условий работы и необходимости обеспечения высокой износостойкости и прочности звездочек – стали 40Х, 40ХН, 45Х, 45ХН.

Приводные и натяжные звездочки тяговых цепей при легких режимах работы ($z > 50$, $v < 3$ м/с) обычно изготавливаются из чугуна СЧ18, при средних – чугуна СЧ30 и тяжелых – антифрикционного чугуна АЧ81 и высокопрочного чугуна ВЧ45-5.

Во многом работоспособность цепной передачи и цепного устройства зависит от формы зуба, определяемой основным профилем, поперечным профилем и профилем в сечении (плане).

Применяемые в машиностроении зубчатые профили звездочек как регламентируемые стандартами, так и не стандартизированные выполняются одноходовыми, многоходовыми, прореженными и комбинированными.

В одноходовом зубчатом профиле все звенья цепи, находящиеся на дуге обхвата звездочки, участвуют в зацеплении с зубьями звездочки. Делительный диаметр окружности звездочек d_d меньше диаметра окружности выступов D_e .

Этот профиль применяется для втулочных и роликовых однорядных и многорядных цепей (ГОСТ 13568-97), а также пластинчатых втулочных роликовых и катковых.

Одноходовой профиль используется и для зубчатых приводных цепей (ГОСТ 13552-81), который отличается от предыдущего тем, что диаметр делительной окружности d_d всегда больше диаметра наружной окружности D_e звездочки.

Приводные втулочные, роликовые и тяговые пластинчатые цепи с геометрической характеристикой зацепления $\lambda = P_t / D$ (D – диаметр элемента зацепления цепи – втулки, ролика, катка и т.д.) больше и равной 3 и $d_d < D_e$ нормально зацепляются с многоходовым зубчатым профилем звездочек. Так же, как и в одноходовом профиле, все звенья цепи, находящиеся на дуге обхвата звездочки, находятся в зацеплении с зубьями, но число зубьев звездочки на дуге обхвата в два или больше раз больше числа звеньев цепи.

Для разборных пластинчатых, круглозвенных калиброванных и якорных цепей применяется прореженный зубчатый профиль ($d_d < D_e$), в котором все зубья звездочки на дуге обхвата находятся в зацеплении со звеньями цепи, но их число меньше числа звеньев цепи, находящихся на ней.

Комбинированный профиль построения профилей звездочек используется для круглозвенных цепей при одновременном зацеплении за вертикальные и горизонтальные звенья. Соотношения между наружными диаметрами ведущей (D_{e1}) и ведомой (D_{e2}) звездочек и диаметром делительной окружности d_d : $D_{e1} > d_d$; $D_{e2} < d_d$, а зубчатый профиль имеет специальные гнезда, выполненные по форме звена цепи.

Контактирование звена цепи (ролика, валика и т.д.) с зубом звездочки происходит по основному (боковому) профилю зуба. В табл. 8.15 приведены основные профили зубьев звездочек к цепи с цилиндрической формой элемента зацепления (втулка, ролик, каток).

Поперечное сечение венца звездочки (как и основной профиль зуба) в конструктивном исполнении обеспечивает свободный вход звена цепи на зуб и компенсирует неточности монтажа и неполадки, возникающие при эксплуатации. В этом плане с целью лучшего направления цепи при ее движении и предохранения от заскакивания внутренних пластин на вершины зубьев, поперечный профиль вершин скругляют или выполняют с угловыми скосами (рис. 8.9).

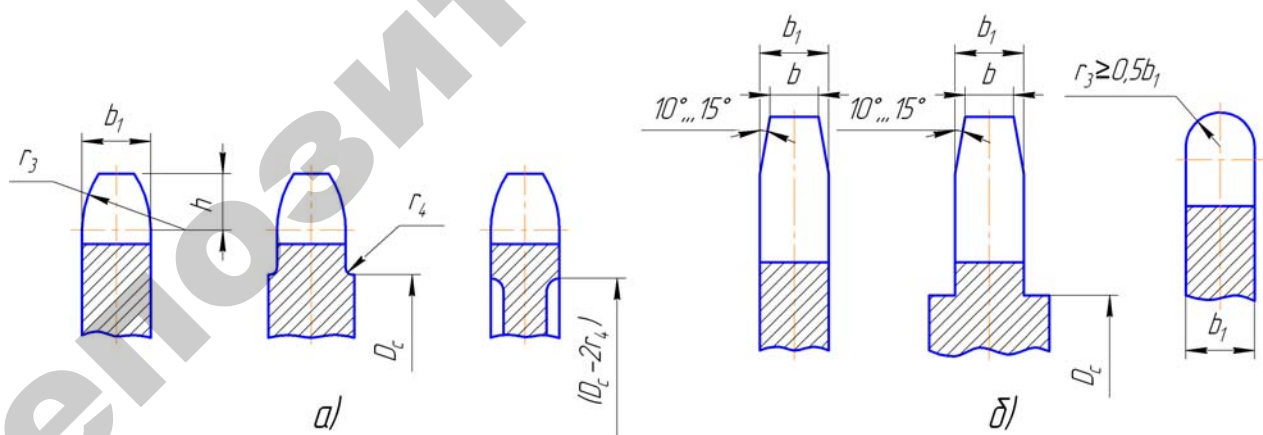


Рис. 8.9. Профиль зубьев звездочек в поперечном сечении:
а – по ГОСТ 591-69; б – по ГОСТ 592-75

Область применения каждого из указанных в табл. 8.15 и на рис. 8.9 стандартов распространяется: ГОСТ 592-75 – на звездочки пластинчатых цепей, работающих при скорости движения цепи до 5 м/с; ГОСТ 591-69 – на звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям, работающим при скорости свыше 5 м/с.

Формы основного профиля зубьев звездочек

Тип профиля	Наименование основного профиля зуба	Рисунок	Характер образования основного профиля зубьев звездочек
1	Вогнуто-выпуклый (ГОСТ 591-69)		Характеризуется четырьмя участками: ab – впадина; bc – вогнутая поверхность; cd – прямолинейная поверхность; de – головка зуба (выпуклая)
2	Прямолинейный (ГОСТ 592-75)		Сочетает два участка: ab – впадина; bc – рабочая часть с прямолинейной поверхностью зуба
3	Прямолинейно-выпуклый (ГОСТ 592-75)		Образуется из трех участков: ab – впадина; bc – прямолинейная рабочая поверхность; cd – головка зуба
4	Выпуклый (ГОСТ 5006-55)		Имеет участок впадины ab и рабочую часть bc с выпуклой поверхностью

На рис. 8.10 показаны профили зубьев по ГОСТ 591-69, а в табл. 8.16 приведены формулы для определения размеров основного профиля зуба и поперечного сечения венца.

Звездочки к зубчатым цепям по конструктивной схеме построения зубчатого профиля из-за специфической формы элемента зацепления относятся к типу $d_d > D_e$, что определяет форму зубьев, отличающихся постоянным углом вклинивания $\alpha = 60^\circ$.

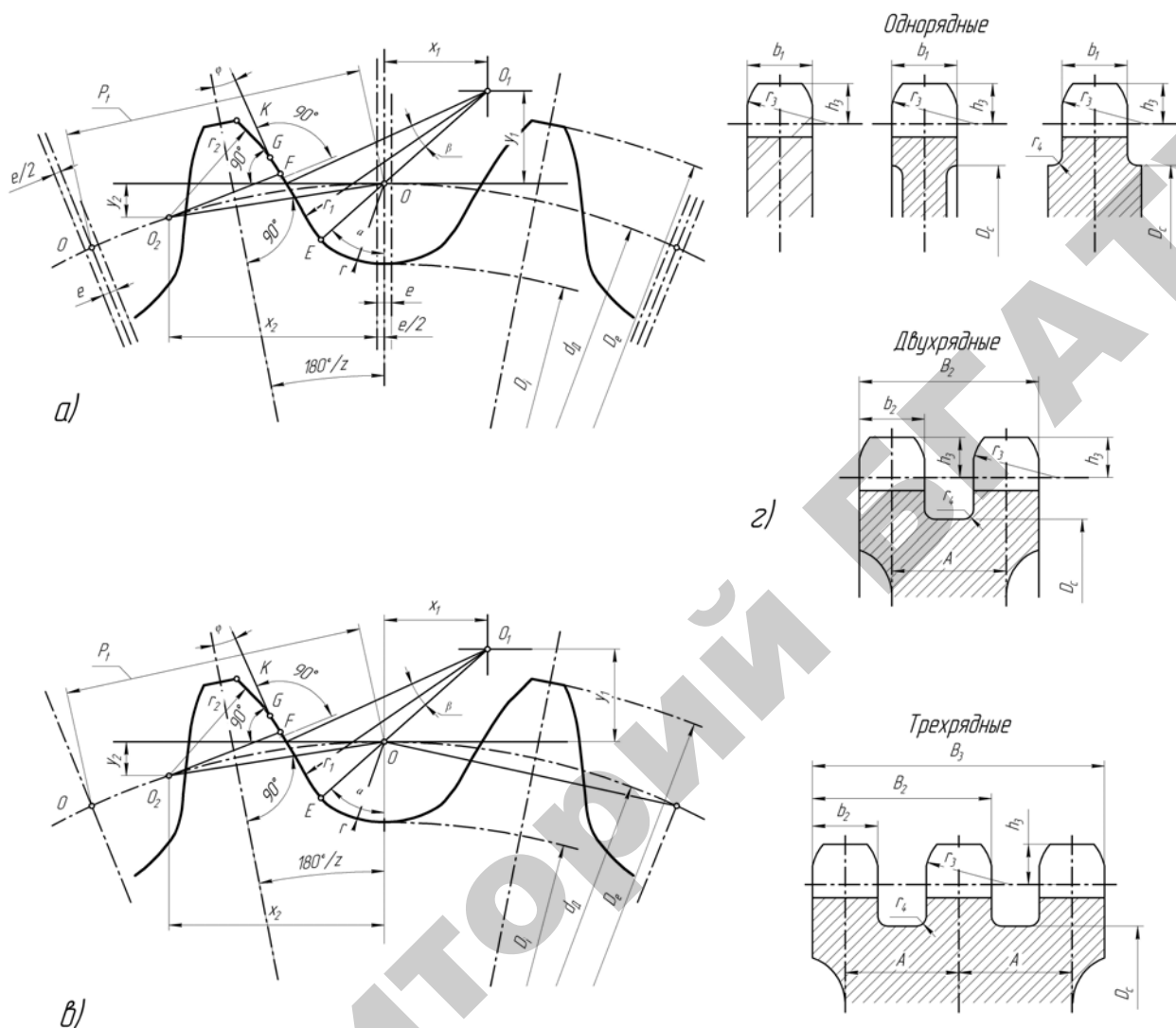


Рис. 8.10. Профили зубьев звездочек по ГОСТ 591-69: со смещением (а) и без смещения (б) центров двух впадин, а также поперечное сочетание зубчатых венцов однорядных, двухрядных и трехрядных зубчатых венцов (в)

Основной профиль зуба может быть прямолинейный (применяют при скорости движения цепи до 5 м/с) и выпуклый ($v > 5$ м/с). Форма поперечного профиля зуба зависит от размещения направляющих пластин в цепи: если направляющие пластины размещены по краям цепи, то поперечный профиль зуба скругляют радиусами с обеих сторон, а если направляющие пластины размещены посередине ширины цепи, то посередине зуба предусматривается прорезь.

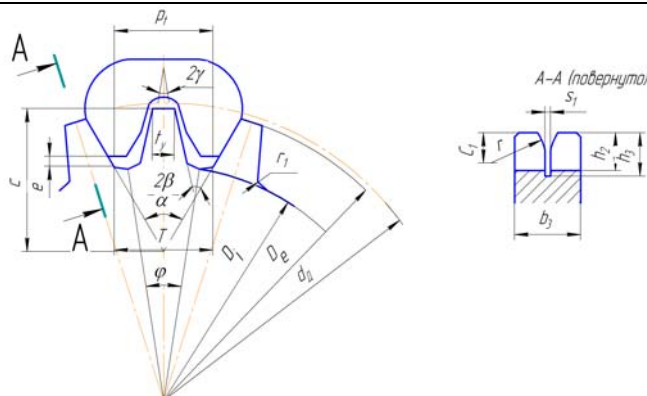
Построение прямолинейной и выпуклой форм основного профиля зуба с прорезью посередине в поперечном сечении осуществляется в соответствии с ГОСТ 13576-81.

Так как в общем машиностроении скорости использования зубчатых цепей не превышают 5 м/с, то в табл. 8.17 приведены формулы определения геометрических размеров звездочек с прямолинейным основным профилем зуба и прорезью посередине зуба в поперечном сечении.

Расчет размеров зубьев звездочек с цилиндрическими элементами зацепления

Наименование параметров		(см. рис. 8.10)	Таблицы, расчетные формулы
Величины $P_t, d_1, h, A, b_{\text{вн}}$			Табл. 8.8, 8.9
Число зубьев		z	См. 8.2
Диаметр делительной окружности		d_d	$d_d = P_t \cdot \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z} = \frac{P_t}{\sin 180^\circ / z}$
Диаметр окружности выступов		D_e	$D_e = P_t(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z})$
Диаметр окружности впадин		D_i	$D_i = d_d - 2r$
Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев)		L_x	$L_x = d_d \cos \frac{90^\circ}{z} - 2r$ (рис. 8.10, в) $L_x = d_d \cos \frac{95^\circ}{z} - 2r$ (рис. 8.10, а)
Радиус впадин		r	$r = 0,5025d_1 + 0,05$ мм
Радиус сопряжения		r_1	$r_1 = 0,8d_1 + r = 1,3025d_1 + 0,05$ мм
Радиус головки зуба		r_2	$r_2 = d_1(1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05$ мм
Половина угла впадины		α	$\alpha = 55^\circ - \frac{60^\circ}{z}$
Угол сопряжения		β	$\beta = 18^\circ - \frac{60^\circ}{z}$
Половина угла зуба		φ	$\varphi = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z} = 90^\circ - \frac{180^\circ}{z} - \alpha + \beta$
Прямой участок профиля		FG	$FG = d_1(1,24 \sin \varphi - 0,8 \sin \beta)$
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба		OO_2	$OO_2 = 1,24d_1$
Смещение центров дуг впадин		e	$e = 0,03 P_t$
Координаты точки O_1		x_1 y_1	$x_1 = 0,8d_1 \sin \alpha$ $y_1 = 0,8d_1 \cos \alpha$
Координаты точки O_2		x_2 y_2	$x_2 = 1,24d_1 \cos 180^\circ / z$ $y_2 = 1,24d_1 \sin 180^\circ / z$
Радиус закругления зуба (наименьший)		r_3	$r_3 = 1,7d_1$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений		h_1	$h_1 = 0,8d_1$
Диаметр обода (наибольший)		D_c^*	$D_c = p_t \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} - 1,3h$
Радиус закруглений	При шаге:	r_4	
	$P_t \leq 35$ мм		$r_4 = 1,5$ мм
	$P_t > 35$ мм		$r_4 = 2,5$ мм
Ширина зуба звездочки	Однорядной	b_1	$b_1 = 0,93b_{\text{вн}} - 0,15$ мм
	Двух- и трехрядной	b_2	$b_2 = 0,90b_{\text{вн}} - 0,15$ мм
	Многорядной	b_n	$b_n = 0,86b_{\text{вн}} - 0,30$ мм
Ширина венца многорядной звездочки		B_n	$B_n = (n - 1)A + b_n$
* При $d_d < 150$ мм допускается $D_c = p_t \operatorname{ctg} 180^\circ / z - 1,2h$.			

Расчет размеров зубьев звездочек зубчатых цепей (ГОСТ 13576-81), мм



Наименование параметров	Обозначение	Таблицы, расчетные формулы
Величины P_t, w, h_1, b, s	—	Табл. 8.10
Число зубьев звездочек	z	См. 8.2
Диаметр делительной окружности	d_d	$d_d = P_t \sin \frac{180^\circ}{z}$
Диаметр окружности выступов	D_e	$D_e = P_t / \operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}$
Диаметр окружности впадин	D_i	$D_i = d_d - 2h_2 / \cos \frac{180^\circ}{z}$
Радиальный зазор	e	$e = 0,1P_t$
Высота зуба	h_2	$h_2 = h_1 + e$
Угол поворота звена на звездочке	φ	$\varphi = 360^\circ / z$
Угол впадин зуба	2β	$2\beta = \alpha - \varphi$
Угол наклона рабочих граней	α	60°
Угол заострения зуба	γ	$\gamma = 30^\circ - \varphi$
Ширина зуба	b_3	$b_3 = b + 2s$
Расстояние от вершины зуба до линии центров	c_1	$c_1 \cong 0,4P_t$
Глубина проточки	h_3	$h_3 \cong 0,75P_t$
Ширина проточки	s_1	$s_1 = 2s$
Расстояние от точки пересечения рабочих граней до наружной окружности	c , при P_t : 12,7 15,875 19,05 25,4 31,75	20,52 25,65 30,76 41,03 51,34
Радиус закругления впадины зуба	r , при P_t : 12,7 15,875 19,05 25,4 31,75	1,5 2,0 2,0 2,5 3,5
Расстояние между кромками рабочих граней зубьев	T , при P_t : 12,7 15,875 19,05 25,4 31,75	14,11 17,73 21,22 28,33 35,35

Зубчатый венец соединяется со ступицей диском, толщина которого на 6...8 мм больше ширины зуба. Размер ступицы: диаметр $d_{ст} = (1,6...1,7)d_g$, длина $l_{ст} = (0,9...1,4)d_g$ (для посадок H7/k6) и $l_{ст} = (0,8...1,0)d_g$ (для посадок H7/r6), где d_g – диаметр посадочного места вала под звездочкой.

8.6. Примеры расчета

8.6.1. Рассчитать цепную передачу, используемую в приводе ленточного транспортера (рис. 8.11): мощность на ведущей звездочке $P_{z_1} = 13,27$ кВт; частота вращения быстроходной (ведущей) звездочки равна частоте вращения тихоходного (выходного) вала редуктора $n_{z_1} = 215,6$ мин⁻¹; передаточное число цепной передачи $u_{ц} = 2,8$; крутящий момент на ведущей звездочке $T_{z_1} = 587,8$ Н·м; угол наклона оси центров звездочек к горизонту $\theta = 30^\circ$; передача открытая, с периодическим регулированием натяжения цепи и внутришарнирной заменой консистентного смазочного материала, работа односменная.

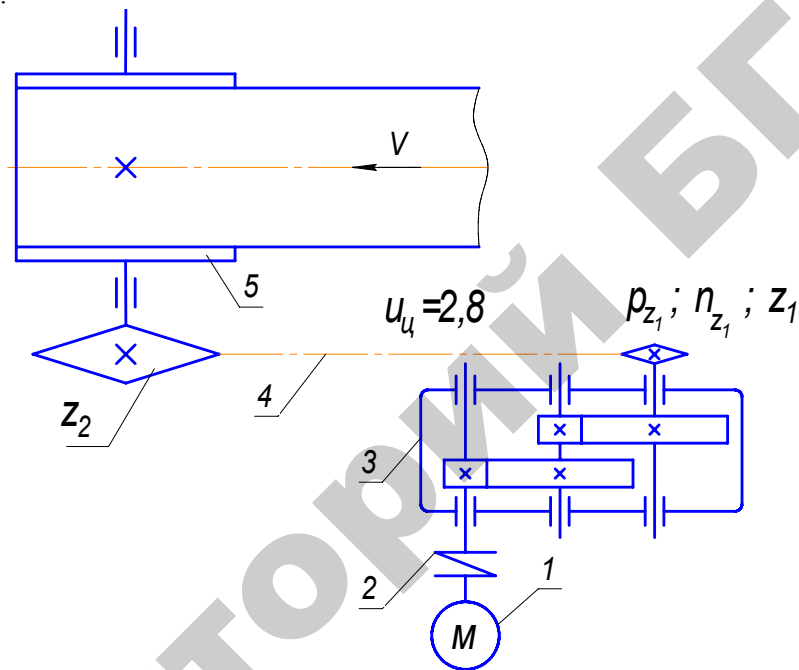


Рис. 8.11. Привод ленточного транспортера:

1 – электродвигатель; 2 – муфта соединительная; 3 – редуктор двухступенчатый с цилиндрическими колесами; 4 – цепная передача; 5 – приводной барабан ленточного транспортера

Решение.

1. Принимаем для передачи однорядную ($m = 1$) роликую цепь.
2. Минимальное число зубьев ведущей звездочки $z_{1\min} = 29 - 2 \cdot u_{ц} = 29 - 2 \cdot 2,8 = 23,4$, принимаем $z_1 = 25$, что согласуется с рекомендациями табл. 8.3.
3. Число зубьев большой (ведомой) звездочки $z_2 = z_1 \cdot u_{ц} = 25 \cdot 2,8 = 70$ (при $z_2 \leq 120$).
4. Предварительный выбор цепи. По табл. 8.6, а в зависимости от $P_{z_1} = 13,27$ кВт и $n_{z_1} = 215,6$ мин⁻¹ выбираем приводную роликую однорядную цепь ПР-31,75-89,0 с шагом $P_t = 31,75$ мм.
5. Для выбранной цепи по табл. 8.7 определяем допускаемое давление в шарнирах роликковой цепи $[p] = 29$ МПа.
6. По рекомендациям (см. п. 8.4) для расчета коэффициента эксплуатации выбраны следующие значения коэффициентов: динамической нагрузки $K_d = 1$ (привод ленточного транспортера); межосевого расстояния $K_a = 1$ при условии, что межосевое расстояние $a = (30...50) P_t$; наклона оси центров звездочек к горизонту $K_\theta = 1$, т.к. $\theta < 60^\circ$; коэффициент способа регулирования натяжения цепи $K_{пер} = 1,15$ (при периодическом регулировании); коэффициент смазки и степени загрязнения передачи

$K_c = 1,3$ (для открытой передачи и при периодической замене смазочного материала); коэффициент режима и продолжительности работы передачи в течение суток $K_{реж} = 1$ (при односменной работе).
Тогда

$$K_{\Sigma} = K_d \cdot K_a \cdot K_{\theta} \cdot K_{рег} \cdot K_c \cdot K_{реж} = 1 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1,495.$$

7. Шаг цепи расчетный

$$P_t = 2,83 \sqrt{\frac{T_{z_1} \cdot K_{\Sigma}}{z_1 \cdot [p] \cdot m}} = 2,83 \sqrt{\frac{587,8 \cdot 10^3 \cdot 1,495}{25 \cdot 29 \cdot 1}} = 29,848 \text{ мм},$$

следовательно, оставляем предварительно выбранную роликовую однорядную цепь ПР-31,75-89,0 с шагом $P_t = 31,75$ мм, статической разрушающей нагрузкой $F_p = 89,0$ кН и массой одного погонно-метра цепи $q = 3,8$ кг/м.

8. Размеры (мм) по ГОСТ 13568-97 цепи с $P_t = 31,75$ мм (см. табл. 8.8).

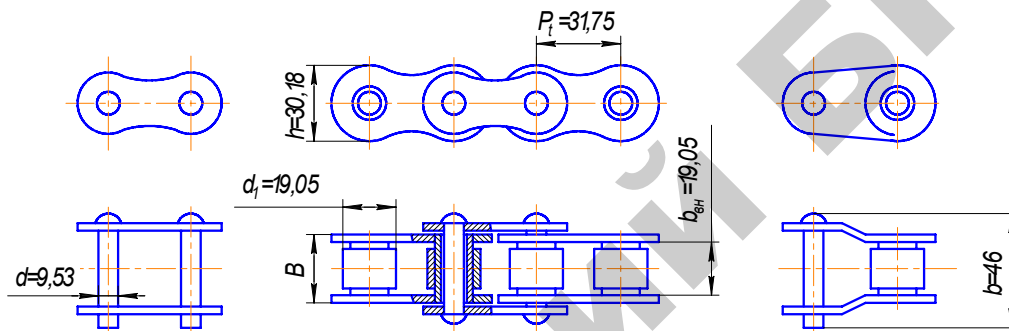


Рис. 8.12. Роликовая однорядная цепь ПР-31,75-89,0

9. Межосевое расстояние

$$a \approx (30 \dots 50) P_t = (30 \dots 50) \cdot 31,75 = 952,5 \dots 1587,5 \text{ мм},$$

используем $a = 1270$ мм.

10. Требуемое число звеньев цепи

$$W = \frac{2a}{P_t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{P_t}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \frac{2 \cdot 1270}{31,75} + 0,5(25 + 70) + \frac{31,75}{1270} \left(\frac{70 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 = 128,8,$$

округляем до целого четного числа: $W = 128$.

11. Уточненное значение межосевого расстояния

$$a = \frac{P_t}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{31,75}{4} \left[128 - \frac{25 + 70}{2} + \sqrt{\left(128 - \frac{25 + 70}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{70 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1257,3 \text{ мм}.$$

12. С учетом стрелы провисания $f_{ц} = 0,003 \cdot a = 0,003 \cdot 1257,3 = 3,8$ мм, окончательное значение межосевого расстояния $a = 1257,3 - 3,8 = 1253,5$ мм, устанавливаем $a = 1254$ мм.

13. Средняя скорость цепи

$$v = \frac{z_1 \cdot P_t \cdot n_{z_1}}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 215,6}{60 \cdot 1000} = 2,86 \text{ м/с.}$$

14. Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{1000 P_{z_1}}{v} = \frac{1000 \cdot 13,27}{2,86} = 4640 \text{ Н.}$$

15. Давление в шарнирах роликовой однорядной ($m = 1$) цепи шага $p_t = 31,75$ мм с опорной поверхностью шарнира $A = 260 \text{ мм}^2$ (табл. 8.6)

$$p = \frac{F_t \cdot K_{\text{э}}}{A \cdot m} = \frac{4640 \cdot 1,445}{260 \cdot 1} = 26,7 \text{ МПа.}$$

Условие $p < [p]$ соблюдается ($26,7 < 29$).

16. Проверка цепи по числу ударов цепи с секунду:

$$v = \frac{4z_1 \cdot n_{z_1}}{60W} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 215,6}{60 \cdot 128} = 2,8,$$

что $< [v] = 25 \text{ с}^{-1}$ (табл. 8.14).

17. Сила предварительного натяжения (провисания ведомой ветви) цепи

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot g \cdot a = 4 \cdot 3,8 \cdot 9,81 \cdot 1,254 = 187,0 \text{ Н.}$$

В этой формуле коэффициент провисания цепи $K_f = 4$ (см. п. 8.3), так как по условию примера угол наклона линии центров звездочек к горизонтали $\theta = 30^\circ$, что $< 40^\circ$; $q = 3,8 \text{ кг/м}$ (см. п. 7 решения примера); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

18. Натяжение цепи от центробежной силы

$$F_v = q \cdot v^2 = 3,8 \cdot 2,86^2 = 31 \text{ Н.}$$

19. Коэффициент запаса прочности цепи при разрушающей $F_p = 89,0 \text{ кН}$

$$S = \frac{F_p}{K_d \cdot F_t + F_v + F_0} = \frac{89000}{1 \cdot 4640 + 31 + 187,0} = 18,3.$$

Условие $S > [S]$ соблюдается, т.к. $[S] = 8,6$ (см. табл. 8.12).

Таким образом, выбранная роликовая однорядная цепь ПР-31,75-89,0 по своим параметрам для заданных условий работы подходит, так как условия $p < [p]$; $v < [v]$; $S > [S]$ и $n_{z_1} < n_{z_{1\text{max}}} = 1100 \text{ мин}^{-1}$ (табл. 8.1) соблюдаются.

20. Нагрузка на валы звездочек при коэффициенте $K_B = 1,15$ (табл. 8.5)

$$F_B = K_B \cdot F_t = 1,15 \cdot 4640 = 5336 \text{ Н.}$$

21. Параметры звездочек (рис. 8.13).

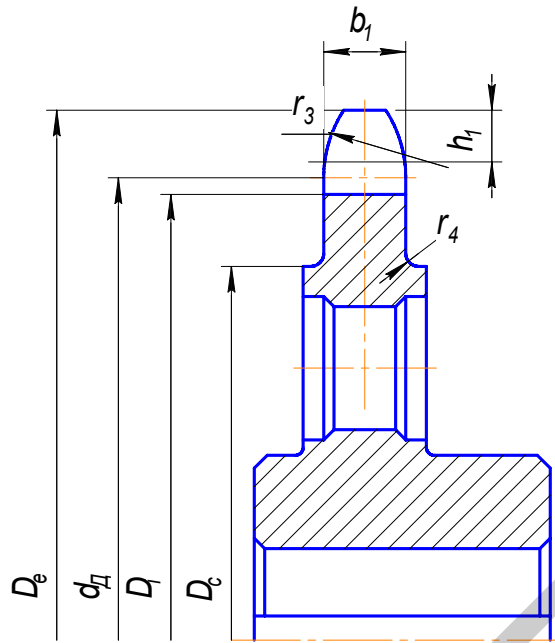


Рис. 8.13. Размеры зубьев звездочек в поперечном сечении

21.1. Диаметр делительной окружности звездочек:

$$\text{ведущей } d_{д1} = P_t / \sin \frac{180^\circ}{z_1} = 31,75 / \sin \frac{180^\circ}{25} = 253,39 \text{ мм};$$

$$\text{ведомой } d_{д2} = P_t / \sin \frac{180^\circ}{z_2} = 31,75 / \sin \frac{180^\circ}{70} = 708,7 \text{ мм}.$$

21.2. Диаметры окружности выступов звездочек:

$$\text{ведущей } D_{e1} = P_t / (\text{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} + 0,5) = 31,75 / \text{ctg} \frac{180^\circ}{25} + 0,5 = 267,2 \text{ мм};$$

$$\text{ведомой } D_{e2} = P_t / (\text{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} + 0,5) = 31,75 / \text{ctg} \frac{180^\circ}{70} + 0,5 = 724,2 \text{ мм}.$$

21.3. Диаметр окружности впадин звездочек при радиусе впадин

$$r = 0,5025 \cdot d_1 + 0,05 = 0,5025 \cdot 19,05 + 0,05 = 9,62 \text{ мм},$$

где $d_1 = 19,05$ диаметр ролика, см. рис. 8.12):

$$\text{ведущей } D_{i1} = d_{д1} - 2r = 253,39 - 2 \cdot 9,62 = 234,15 \text{ мм};$$

$$\text{ведомой } D_{i2} = d_{д2} - 2r = 708,7 - 2 \cdot 9,62 = 689,46 \text{ мм}.$$

21.4. Радиус закругления зуба $r_3 = 1,7d_1 = 1,7 \cdot 19,05 = 32,38 \text{ мм}$.

21.5. Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закругления радиусом r_3

$$h_1 = 0,8 \cdot d_1 = 0,8 \cdot 19,05 = 15,24 \text{ мм}.$$

21.6. Ширина зуба звездочек

$$b_1 = 0,93 \cdot b_{вн} - 0,15 = 0,93 \cdot 19,05 - 0,15 = 17,57 \text{ мм}, \text{ при } b_{вн} = 19,05 \text{ мм (см. рис. 8.12)}.$$

21.7. Радиус закруглений – при $P_t \leq 35 \text{ мм}$ $r_4 = 1,5 \text{ мм}$.

21.8. Диаметр обода звездочек при $h = 30,18 \text{ мм}$ (см. рис. 8.12):

$$\text{ведущей } D_{c1} = P_t \text{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} - 1,3h = 31,75 \cdot \text{ctg} \frac{180^\circ}{25} - 1,3 \cdot 30,18 = 212,1 \text{ мм};$$

$$\text{ведомой } D_{c2} = P_t \text{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} - 1,3h = 31,75 \cdot \text{ctg} \frac{180^\circ}{70} - 1,3 \cdot 30,18 = 668,13 \text{ мм}.$$

8.6.2. Рассчитать передачу с зубчатой цепью в схеме привода ленточной норрии от электродвигателя мощностью $P_3 = 3$ кВт с частотой вращения $n_3 = 950$ мин⁻¹. В схеме привода (рис. 8.14) кроме зубчатой цепи имеется клиноременная передача, снижающая частоту вращения электродвигателя на валу контрпривода до $n_2 = n_{z_1} = 487,5$ мин⁻¹. Передаточное число цепной передачи $u_{ц} = 2,5$, мощность на ведущей звездочке $P_{z_1} = 2,82$ кВт. Передача расположена вертикально ($\theta = 90^\circ$), с регулированием натяжения цепи нажимным роликом, с периодическим смазыванием шарниров и работой в две смены.

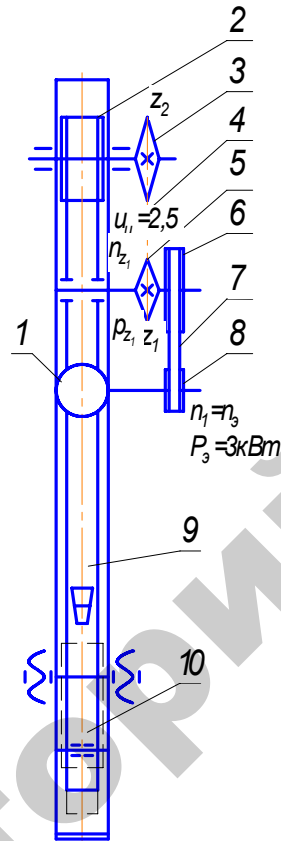


Рис. 8.14. Привод ленточной норрии:

1 – электродвигатель; 2 и 10 – приводной и натяжной барабаны; 3 и 5 – ведомая и ведущая звездочки; 4 – цепь; 6, 8 и 7 – шкивы и клиновой ремень; 9 – лента с ковшами

Решение.

1. Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки $z_1 = 35 - 2u_{ц} = 35 - 2 \cdot 2,5 = 30$, с учетом рекомендаций (табл. 8.3) и достижения более равномерного износа зубьев звездочек и шарниров цепи принимаем $z_1 = 29$.

2. Число зубьев большой (ведомой) звездочки $z_2 = z_1 \cdot u_{ц} = 29 \cdot 2,5 = 72,5$, принимаем также нечетное число $z_2 = 73$.

При этом передаточное число цепной передачи $u_{ц} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{73}{29} = 2,52$ с отклонением от заданного

$$\Delta u = \frac{2,52 - 2,50}{2,50} \cdot 100 \% = 0,8 \% < [\Delta u] = 4 \%$$

3. Установочное значение межосевого расстояния

$$a_y = 2000 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{z_1}}{n_{z_1}}} = 2000 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,82}{487,5}} = 359 \text{ мм.}$$

Принимаем предварительно $a < a_y$, т.е. $a = 340$ мм.

4. Наибольшее допустимое значение диаметра окружности выступов зубьев ведущей звездочки для принятого межосевого расстояния $a = 340$ мм и $u_{ц} = 2,5$

$$D_{e1 \max} = \frac{1,66 \cdot a}{u_{ц} + 1} = \frac{1,66 \cdot 340}{2,5 + 1} = 161,3 \text{ мм},$$

принимаем D_{e1} меньше $D_{e1 \max}$, т.е. $D_{e1} = 130$ мм.

5. Исходя из условия плавности работы цепного контура при $z_1 > 17$, определяем шаг цепи

$$P_t \leq 0,185 D_{e1} = 0,185 \cdot 130 = 24,04 \text{ мм},$$

принимаем $P_t = 19,05$ мм (табл. 8.10).

6. На основании заданных и выбранных по расчетным зависимостям параметров можно построить начальную схему цепного контура, достаточно обоснованную для принятия ее в качестве исходной (рис. 8.15) с уточнением:

диаметра окружности выступов ведущей звездочки

$$D_{e1} = \frac{P_t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{19,05}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{29}} = 175,09 \text{ мм};$$

межосевого расстояния $a = (30 \dots 50) P_t = (30 \dots 50) 19,5 = 571,5 \dots 952,5$ мм. С целью получения небольших габаритов передачи принимаем $a = 600$ мм, что удовлетворяет условию долговечности зубчатой цепи, связывающему межосевое расстояние a с шагом P_t :

$$0,0125 \cdot a \leq P_t \leq 0,04 \cdot a; \quad 7,5 \leq 19,05 \leq 24.$$

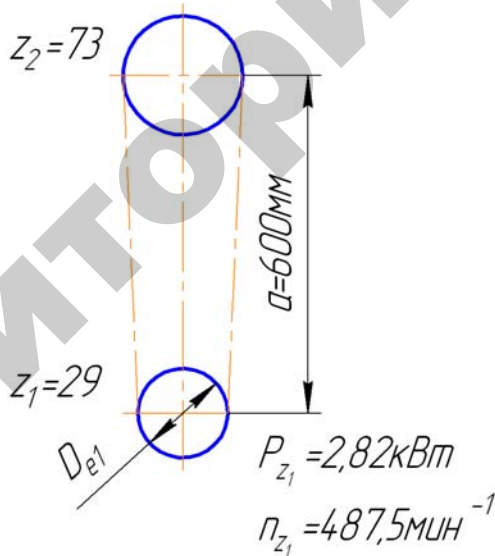


Рис. 8.15. Схема двухзвенного цепного контура зубчатой цепи (начальная)

7. Коэффициент эксплуатации

$$K_{\Sigma} = K_{д} \cdot K_{a} \cdot K_{\theta} \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{c} \cdot K_{\text{реж}},$$

принимаем: коэффициент динамической нагрузки для ленточного конвейера $K_{д} = 1$; коэффициент межосевого расстояния $K_{a} = 1$ при $a = (30 \dots 50) P_t$; коэффициент наклона передачи $K_{\theta} = 1,25$ ($\theta = 90^\circ$); коэффициент способа регулирования $K_{\text{рег}} = 1,1$ (натяжение нажимным роликом); коэффициент смазки и степени загрязнения передачи $K_{c} = 1,3$ (периодическое смазывание, открытая передача); коэффициент режима $K_{\text{реж}} = 1,25$ (двухсменная работа).

$$K_{\Sigma} = 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,1 \cdot 1,3 \cdot 1,25 = 2,23.$$

8. Скорость цепи

$$v = \frac{z_1 \cdot P_t \cdot n_{z_1}}{60 \cdot 1000} = \frac{29 \cdot 19,05 \cdot 487,5}{6 \cdot 10^4} = 4,49 \text{ мин}^{-1}.$$

9. Интерполированием по табл. 8.11 принимаем мощность $[P_{10}] = 2,05$ кВт, допускаемую для приводных зубчатых цепей условной ширины $b = 10$ мм.

10. Ширина цепи

$$b \geq 10 \frac{K_s \cdot P_t}{[P_{10}]} = 10 \frac{2,23 \cdot 2,82}{2,05} = 30,7 \text{ мм}.$$

По табл. 8.8 принимаем цепь ПЗ-1-19,05-74-45 с ближайшим стандартным значением $b = 45$ мм, разрушающей нагрузкой $F_p = 74$ кН, массой 1 м цепи $q = 3,9$ кг/м (рис. 8.16).

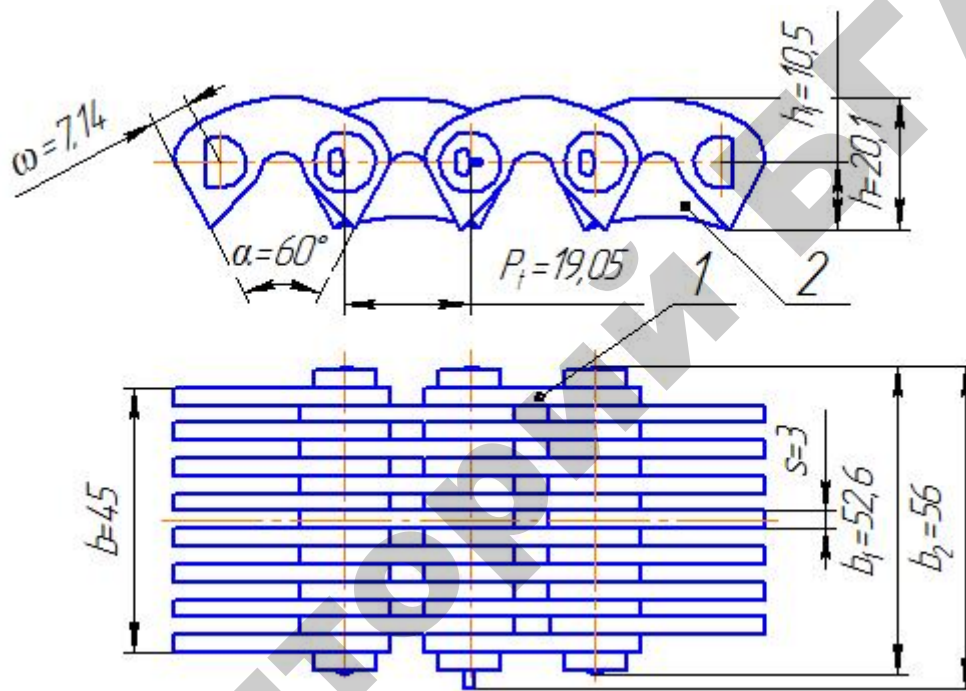


Рис. 8.16. Основные размеры (мм) зубчатой цепи ПЗ-1-19,05-74-45

11. Число звеньев в цепи

$$W = \frac{2a}{P_t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{P_t}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \frac{2 \cdot 600}{19,05} + 0,5(29 + 73) + \frac{19,05}{600} \left(\frac{73 - 29}{2 \cdot 3,14} \right)^2 = 115,55,$$

округляем до целого числа: $W = 116$;

при этом длина цепи $W_t = W \cdot P_t = 116 \cdot 19,05 = 2209,8$ мм = 2,2098 м,

масса цепи $m_{ц} = W_t \cdot q = 2,2048 \cdot 3,9 = 8,68$ кг.

12. Уточненное значение межосевого расстояния

$$a = \frac{P_t}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{19,05}{4} \left[116 - \frac{29 + 73}{2} + \sqrt{\left(116 - \frac{29 + 73}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{73 - 29}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 604,4 \text{ мм}.$$

Для обеспечения свободного провисания цепи уменьшаем межосевое расстояние примерно на 0,3 % (0,003а), тогда окончательное значение (с округлением до целого числа)

$$a = 604,4 - 0,003 \cdot 604,4 = 603 \text{ мм.}$$

13. Проверка цепи по числу ударов в секунду:

$$v = \frac{4z_1 \cdot n_{z_1}}{60W} = \frac{4 \cdot 29 \cdot 487,5}{60 \cdot 116} = 8,1,$$

что $< [v] = 50 \text{ с}^{-1}$ (табл. 8.14).

14. Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{P_{z_1}}{v} = \frac{2,82 \cdot 10^3}{4,49} = 628 \text{ Н.}$$

15. Нагрузка от центробежных сил

$$F_{ц} = q \cdot v^2 = 3,9 \cdot 4,49^2 = 78,6 \text{ Н.}$$

16. Нагрузка от провисания цепи

$$F_0 = 9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a = 9,81 \cdot 1 \cdot 3,9 \cdot 0,603 = 23,1 \text{ Н,}$$

где $K_f = 1$ – коэффициент провисания для вертикального расположения цепи (см. п. 8.3).

17. Коэффициент запаса прочности цепи

$$S = \frac{F_p}{K_d \cdot F_t + F_v + F_0} = \frac{74 \cdot 10^3}{1 \cdot 628 + 78,6 + 23,1} = 101,4,$$

что значительно превышает допустимый коэффициент запаса прочности $[S] = 28$ (табл. 8.13).

Таким образом, выбранная зубчатая цепь ПЗ-1-19,05-74-45 по своим параметрам для заданных условий работы подходит, так как условия $v < [v]$; $S > [S]$ и $n_{z_1} < n_{z_1 \max} = 2200 \text{ мин}^{-1}$ (табл. 8.2) соблюдаются.

18. Нагрузка цепной передачи на валы и опоры при коэффициенте $K_e = 1,15$ (табл. 8.5)

$$F_e = K_e \cdot F_t = 1,15 \cdot 628 = 722,2 \text{ Н.}$$

19. Параметры звездочек (рис. 8.17).

19.1. Диаметры делительных окружностей звездочек:

$$\text{ведущей } d_{д1} = P_t / \sin \frac{180^\circ}{z_1} = 19,05 / \sin \frac{180^\circ}{29} = 176,23 \text{ мм;}$$

$$\text{ведомой } d_{д2} = P_t / \sin \frac{180^\circ}{z_2} = 19,05 / \sin \frac{180^\circ}{73} = 443,02 \text{ мм.}$$

19.2. Диаметры окружности выступов звездочек:

$$\text{ведущей } D_{e1} = 175,09 \text{ мм (см. 6);}$$

$$\text{ведомой } D_{e2} = P_t / (\text{tg} \frac{180^\circ}{z_2}) = 19,05 / \text{tg} \frac{180^\circ}{73} = 442,0 \text{ мм.}$$

19.3. Радиальный зазор $e = 0,1P_t = 0,1 \cdot 19,05 = 1,9 \text{ мм.}$

19.4. Высота зуба $h_2 = h_1 + e = 10,5 + 1,9 = 12,4 \text{ мм, где } h_1 = 10,5 \text{ мм (см. рис. 8.16).}$

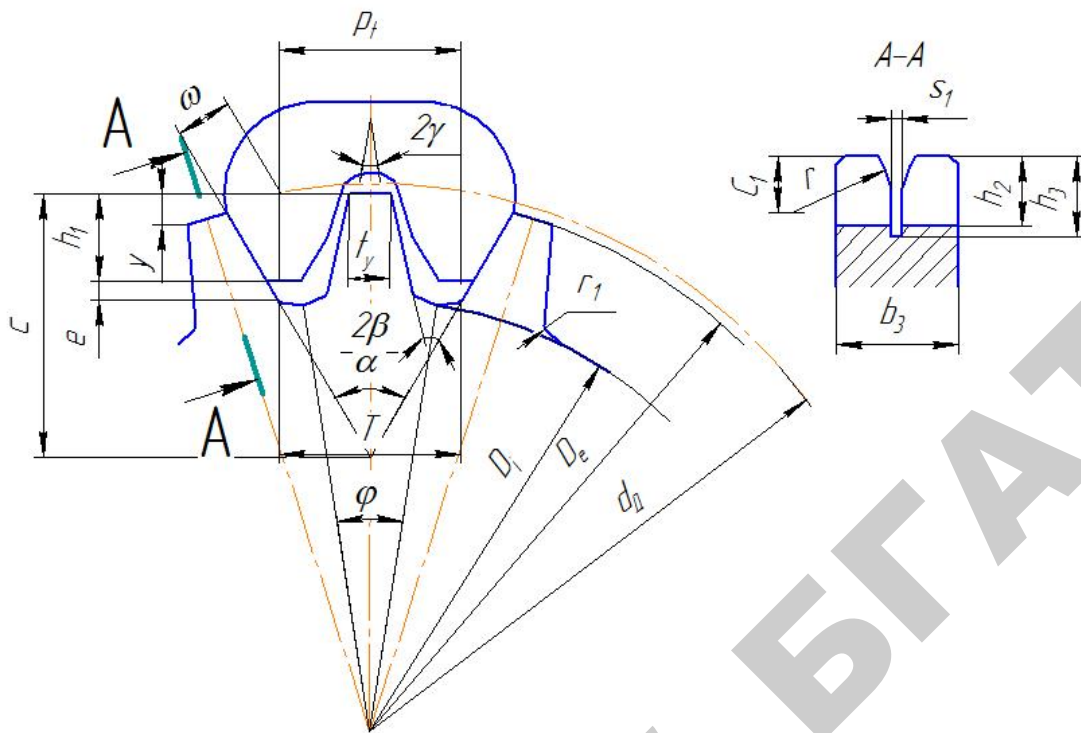


Рис. 8.17. Профиль зубьев звездочек цепи

19.5. Диаметр окружности впадин звездочек:

$$\text{ведущей } D_i = d_{d1} - 2h_2 / \cos \frac{180^\circ}{z_1} = 176,23 - 2 \cdot 12,4 / \cos \frac{180^\circ}{29} = 151,28 \text{ мм};$$

$$\text{ведомой } D_i = d_{d2} - 2h_2 / \cos \frac{180^\circ}{z_2} = 443,02 - 2 \cdot 12,4 / \cos \frac{180^\circ}{73} = 418,20 \text{ мм}.$$

19.6. Угол поворота звена на звездочках (град):

$$\text{ведущей } \varphi_1^0 = 360^\circ / z_1 = 360^\circ / 29 = 12,41^\circ;$$

$$\text{ведомой } \varphi_2^0 = 360^\circ / z_2 = 360^\circ / 73 = 4,93^\circ.$$

$$19.7. \text{ Угол впадины зуба } 2\beta^\circ = \alpha - \varphi_1^0 = 60 - 12,41 = 47,59^\circ.$$

$$19.8. \text{ Половина угла заострения зуба: } \gamma^\circ = 30^\circ - \varphi_1^0 = 30 - 12,41 = 17,59^\circ.$$

19.9. Ширина зуба звездочки

$$b_3 = b + 2s = 45 + 2 \cdot 3 = 51 \text{ мм},$$

где $b = 45$ мм, $s = 3$ мм (см. рис. 8.16).

19.10. Расстояние от вершин зуба до линии центров

$$c_1 \approx 0,4p_t = 0,4 \cdot 19,05 = 7,62 \text{ мм}.$$

19.11. Радиус закругления торца зуба и направляющей проточки

$$r \approx P_t = 19,05 \text{ мм}.$$

19.12. Глубина проточки

$$h_3 = 0,75P_t = 0,75 \cdot 19,05 = 14,29 \text{ мм}.$$

19.13. Ширина проточки $s_1 = 2s = 2 \cdot 3 = 6$ мм.

19.14. Контрольные размеры:
измерительная высота

$$y = u_{\text{ц}} \cdot \sin \gamma + 0,1P_t \cdot \cos \gamma = 2,52 \cdot \sin 17,59^\circ + 0,1 \cdot 19,05 \cdot \cos 17,59^\circ = 2,58 \text{ мм};$$

толщина зуба на высоте y

$$\begin{aligned} t_y &= P_t - 2(u_{\text{ц}} \cos \gamma - 0,1P_t \sin \gamma) = \\ &= 19,05 - 2(2,52 \cos 17,59^\circ - 0,1 \cdot 19,05 \sin 17,59^\circ) = 15,40 \text{ мм}, \end{aligned}$$

по табл. 8.17: $c = 30,76$ мм; $T = 21,22$ мм; $r_1 = 2,0$ мм.

8.6.3. Определить натяжение ведущей и ведомой ветвей роликковой цепи ПР-19,05-31,8 (ГОСТ 13568-91) и нагрузку на валы звездочек. Вращающий момент $T_{z_1} = 250$ Н·м; $d_{д_1} = 163,8$ мм; скорость цепи $v = 2,5$ м/с; межосевое расстояние $a = 1100$ мм; угол наклона линии центров звездочек к горизонту $\theta = 40^\circ$.

Решение.

1. Окружная сила на ведущей звездочке

$$F_t = \frac{2T_{z_1}}{d_{д_1}} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{163,8} = 3070 \text{ Н}.$$

2. По табл. 8.8 масса 1 м цепи $q = 1,9$ кг/м.

3. Натяжение цепи от провисания при $K_f = 4$ ($\theta = 40^\circ$)

$$F_0 = K_f \cdot g \cdot q \cdot a = 4 \cdot 9,81 \cdot 1,9 \cdot 1,1 = 82,0 \text{ Н}.$$

4. Натяжение ветвей цепи от центробежных сил

$$F_{\text{ц}} = q \cdot v^2 = 1,9 \cdot 2,5^2 = 11,85 \text{ Н}.$$

5. Суммарное натяжение ведущей ветви

$$F_1 = F_t + F_0 + F_{\text{ц}} = 3070 + 82,0 + 11,85 = 3164,0 \text{ Н}.$$

6. Натяжение ведомой ветви

$$F_2 = F_0 + F_{\text{ц}} = 61,5 + 11,85 = 73,35 \quad F_2 = F_0 + F_{\text{ц}} = 82,0 + 11,85 = 94,0 \text{ Н}.$$

7. Нагрузка на валы звездочек при $K_e = 1,15$

$$F_e = K_e \cdot F_t = 1,15 \cdot 3070 = 3530,5 \text{ Н}.$$

8.6.4. Определить, какую мощность может передать роликковая цепь ПР-25,4-60,0 (ГОСТ 13568-97). Частота вращения ведущей звездочки $n_{z_1} = 560$ мин⁻¹, работа двухсменная, нагрузка спокойная со слабыми толчками, передаточное отношение $u_{\text{ц}} = 3,15$, межосевое расстояние $a = 40p_t = 40 \cdot 25,4 = 1016$ мм; угол $\theta = 60^\circ$, регулирование натяжения производится нажимным роликом, смазывание капельное.

Решение.

1. Коэффициент эксплуатации

$$K_{\Sigma} = K_{\text{д}} \cdot K_a \cdot K_{\theta} \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_c \cdot K_{\text{реж}},$$

где $K_{\text{д}}$ – коэффициент динамической нагрузки ($K_{\text{д}} = 1,2$, работа с толчками);

K_a – коэффициент межосевого расстояния ($K_a = 1$, т.к. $a = 40P_t$);

K_{θ} – коэффициент наклона передачи к горизонту ($K_{\theta} = 1,25$ при $\theta = 60^\circ$);

$K_{\text{рег}}$ – коэффициент способа регулирования натяжения ($K_{\text{рег}} = 1,1$, регулирование производится нажимным роликом);

K_c – коэффициент смазки ($K_c = 1$ при капельной смазке);

$K_{\text{реж}}$ – коэффициент режима и продолжительности работы ($K_{\text{реж}} = 1,25$ при двухсменной работе).

$$K_{\Sigma} = 1,2 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,88.$$

2. Число зубьев ведущей звездочки

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u_{\text{ц}} = 29 - 2 \cdot 3,15 = 22,7,$$

принимаем нечетное число $z_1 = 23$.

3. Средняя окружная скорость цепи

$$v = \frac{z_1 \cdot P_t \cdot n_{z_1}}{60 \cdot 1000} = \frac{23 \cdot 25,4 \cdot 560}{60 \cdot 1000} = 5,45 \text{ м/с.}$$

4. Значение допускаемого давления в шарнирах роликовой цепи определяется по табл. 8.5: $[p] = 24,2$ МПа.

5. Принимаем число рядов цепи $m = 1$. По формуле

$$P_t \geq 60 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{z_1} \cdot K_{\Sigma}}{z_1 \cdot n_{z_1} \cdot [p] \cdot m}}, \quad 25,4 = 60 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{z_1} \cdot 1,88}{23 \cdot 560 \cdot 24,2 \cdot 1}},$$

откуда $P_{z_1} = 12576 \text{ Вт} = 12,58 \text{ кВт}$.

8.6.5. По условиям предыдущего примера 8.6.4 определить, какую мощность может передать зубчатая цепь такого же шага минимальной ширины $b = 57$ мм.

Решение.

1. Число зубьев ведущей звездочки

$$z_1 = 35 - 2 \cdot u_{\text{ц}} = 35 - 2 \cdot 3,15 = 28,7,$$

устанавливаем нечетное число $z_1 = 29$.

2. Средняя окружная скорость цепи

$$v = \frac{z_1 \cdot P_t \cdot n_{z_1}}{60 \cdot 1000} = \frac{29 \cdot 25,4 \cdot 560}{60 \cdot 1000} = 6,87 \text{ м/с.}$$

3. По табл. 8.11 допускаемое значение передаваемой мощности $[P_{10}] = 3,7$ кВт.

4. По формуле

$$b \geq \frac{10 \cdot P_{z_1} \cdot K_{\Sigma}}{[P_{10}]}, \quad P_{z_1} = \frac{b \cdot [P_{10}]}{10 \cdot K_{\Sigma}} = \frac{57 \cdot 3,7}{10 \cdot 1,88} = 11,22 \text{ кВт.}$$

8.7. Задачи для самостоятельной работы

8.7.1. Определить натяжение ведущей и ведомой ветвей роликовой цепи и давление на валы звездочек. Вращающий момент $T_{z_1} = 280$ Н·м, диаметр делительной окружности ведущей звездочки $d_{д1} = 201$ мм, передаточное число $u_{ц} = 3$, частота вращения ведущей звездочки $n_{z_1} = 500$ мин⁻¹, коэффициент эксплуатации $K_э = 2,1$.

8.7.2. Определить параметры и построить начальную схему двухзвездной зубчатой цепной передачи по следующим данным: передаваемая мощность $P_{z_1} = 9,3$ кВт; частота вращения ведущей звездочки $n_{z_1} = 920$ мин⁻¹; передаточное число $u_{ц} = 3$; межосевое расстояние $a = 1000$ мм; наибольшей диаметр ведущей звездочки $D_{e1\max} = 160$ мм.

8.7.3. Выбрать приводную зубчатую цепь для двухзвездной передачи в двигателе внутреннего сгорания по следующим исходным данным: передаваемая мощность $P_{z_1} = 15$ кВт; частота вращения ведущей звездочки $n_{z_1} = 3300$ мин⁻¹; передаточное число $u_{ц} = 2,5$; межосевое расстояние $a = 400$ мм, диаметр D_{e1} ведущей звездочки должен быть больше 100 мм. Нагрузка равномерная, работа односменная, наклон оси центров звездочек $\theta = 60^\circ$, регулирование натяжения цепи производится нажимным роликом с успокоителем, передача закрытая, смазывание капельное.

8.7.4. Определить мощность, которую может передать приводная, однорядная роликовая цепь с шагом $P_t = 19,05$ мм. Числа зубьев: $z_1 = 23$, $z_2 = 74$; частота вращения ведущей звездочки $n_{z_1} = 90$ мин⁻¹; коэффициент эксплуатации $K_э = 1,25$.

8.7.5. Рассчитать размеры ведущей звездочки роликовой однорядной цепи по следующим данным: передаваемая мощность $P_{z_1} = 8,7$ кВт; частота вращения звездочек: $n_{z_1} = 280$ мин⁻¹, $n_{z_2} = 200$ мин⁻¹; коэффициент эксплуатации $K_э = 1,88$; допускаемое давление в шарнирах $[p] = 31$ МПа.

8.7.6. Рассчитать размеры ведущей звездочки роликовой однорядной цепной передачи, работающей в приводе пластинчатого транспортера подачи заполненных бутылок с молоком в упаковочное отделение. Мощность электродвигателя $P_э = 4$ кВт; частота вращения вала электродвигателя $n_э = 1430$ мин⁻¹, передаточное число редуктора $u_p = 5,1$, частота вращения ведущей и ведомой звездочек: $n_{z_1} = 280$ мин⁻¹, $n_{z_2} = 200$ мин⁻¹. Транспортер работает со слабыми толчками в одну смену. Цепная передача расположена горизонтально, натяжение регулируется смещением одной из звездочек, смазывание капельное, межосевое расстояние $a = 40p_t$. КПД редуктора $\eta_{ред} = 0,92$.

8.7.7. Рассчитать размеры ведущей звездочки зубчатой цепи, передающей мощность $P_{z_1} = 7$ кВт. Частота вращения ведущей и ведомой звездочек: $n_{z_1} = 1440$ мин⁻¹, $n_{z_2} = 480$ мин⁻¹, ширина цепи $b = 54$ мм, коэффициент эксплуатации $K_э = 2,2$.

8.7.8. Каковы передаточные числа и частоты вращения всех ведомых звездочек, если $z_1 = 21$; $n_{z_1} = 900$ мин⁻¹; $z_2 = 60$; $z_3 = 45$? Определить силу от провисания горизонтальной ветви цепи, если масса 1 м цепи равна 1,9 кг, а межосевое расстояние $a = 770$ мм.

9.1. Общие сведения

Валы и оси являются неотъемлемыми деталями конструкций машин. Это одни из ответственных силовых элементов передач. На них устанавливаются зубчатые колеса, шкивы, звездочки, мазеудерживающие кольца, распорные втулки, элементы соединительных, предохранительных муфт и другие вращающиеся детали машин.

Вал предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей оси и преобразования его за счет различных частей вращения по величине и по направлению. При работе вал испытывает напряжения от изгиба и кручения, а в некоторых случаях также от растяжения и сжатия.

Примером могут служить валы редуктора (рис. 9.1).

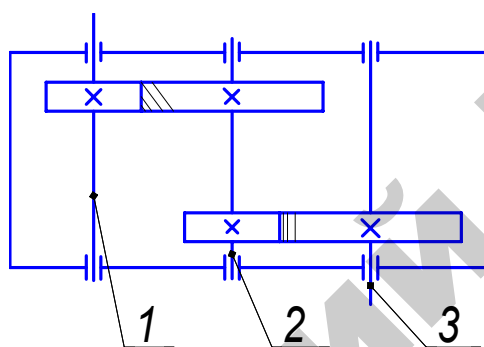


Рис. 9.1. Валы в редукторе

Ось в отличие от вала не передает вращающего момента и поэтому не испытывает скручивания. Оси могут быть неподвижными (рис. 9.2) или могут вращаться вместе с насаженными на них деталями (рис. 9.3). Подвижные (вращающиеся) оси обеспечивают лучшие условия работы подшипников; неподвижные – дешевле, но требуют усложненной конструкции встроенных подшипников во вращающихся на осях деталях (см. рис. 9.2).

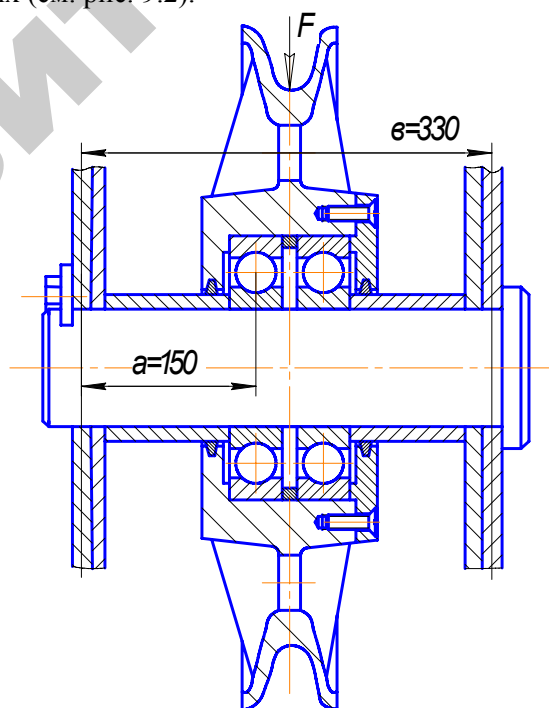


Рис. 9.2. Ось канатного направляющего блока

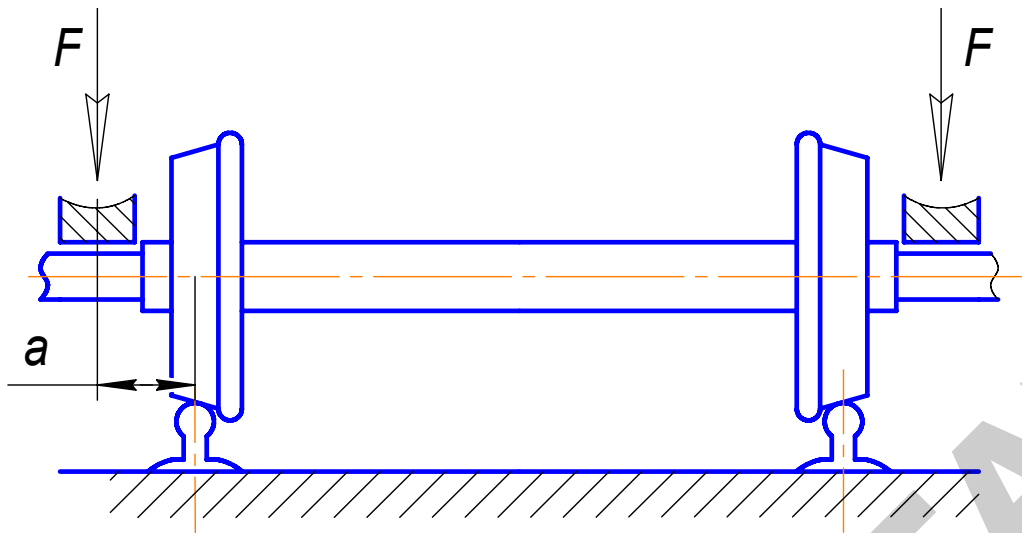


Рис. 9.3. Ось железнодорожного вагона

К валам и осям предъявляются следующие требования: высокая нагрузочная способность; удобство монтажа и демонтажа; возможная простота исполнения; износостойкость и долговечность работы; жесткость конструкции с точки зрения допустимых прогиба и угла закручивания.

Валы классифицируются по форме геометрической оси на прямые и не прямые – коленчатые (рис. 9.4, а), служащие для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (в двигателях внутреннего сгорания) или наоборот (в компрессорах), и эксцентриковые (жатвенные механизмы уборочных сельскохозяйственных машин). Особую группу составляют гибкие валы (рис. 9.4, б) с изменяемой формой геометрической оси (бормашины, вибраторы, рыбоочистки, механизированный инструмент, приборы дистанционного управления и контроля). Коленчатые и гибкие валы в этом пособии не рассматриваются.

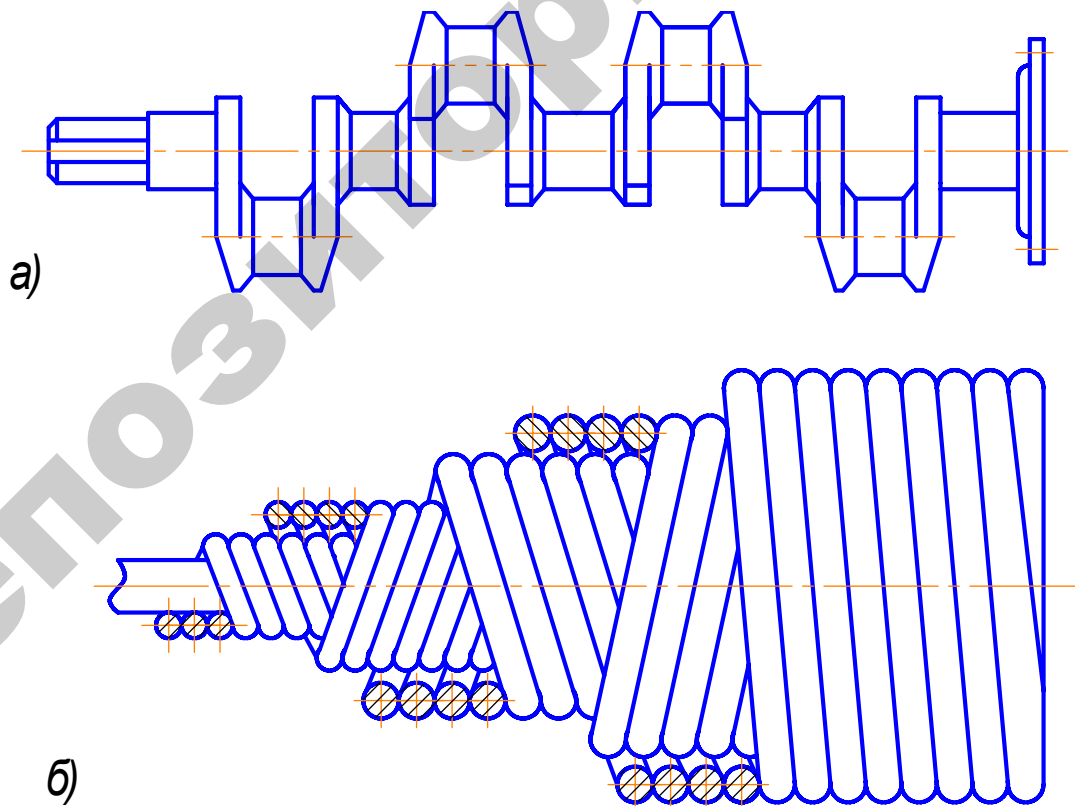


Рис. 9.4. Коленчатые и гибкие валы

Оси, как правило, изготавливают прямые. По конструкции они мало чем отличаются от валов.

Валы по виду поверхности участков могут быть ступенчатыми (рис. 9.5, *a*) или постоянного диаметра (гладкие, рис. 9.5, *б*), а по форме поперечного сечения – круглыми, фасонными (квадратными и др.), сплошными и полыми (с осевым отверстием, рис. 9.5, *з*). Валы изготавливают полыми для уменьшения массы, а так же пропускают сквозь них жидкостей (масла, газов) или других деталей. Полые валы имеют меньший вес, чем сплошные, но они более сложные в изготовлении.

Валы классифицируют также по условным признакам, например, по относительной скорости вращения в редукторе (рис. 9.1): быстроходный 1, среднескоростной 2, тихоходный 3, или по расположению в нем: входной 1 (ведущий), промежуточный 2 и выходной 3 (ведомый).

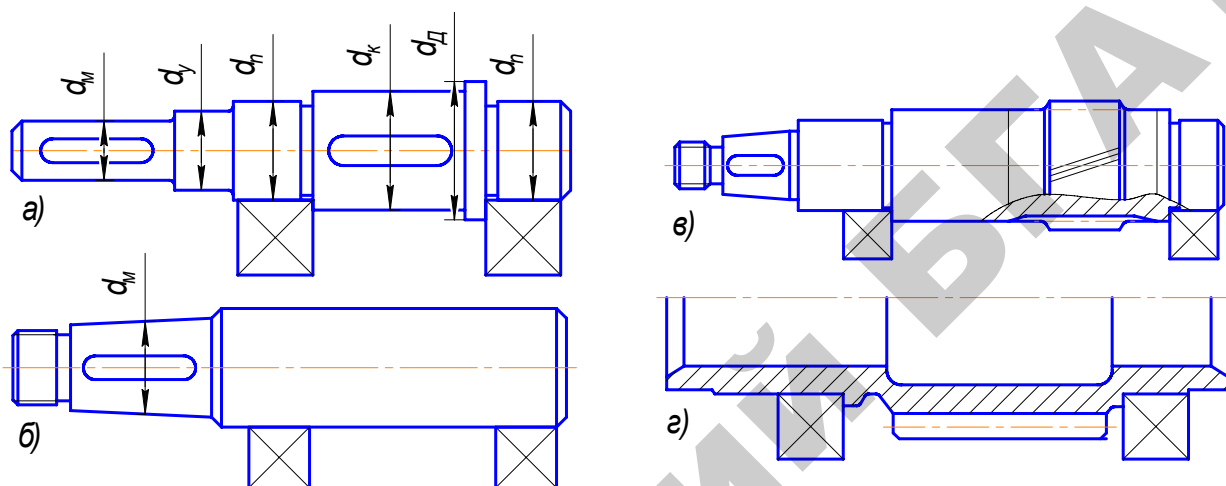


Рис. 9.5. Типовые конструкции валов:
a – ступенчатые; *б* – гладкие; *в* – вал-шестерня сплошной;
г – вал-шестерня пустотелый

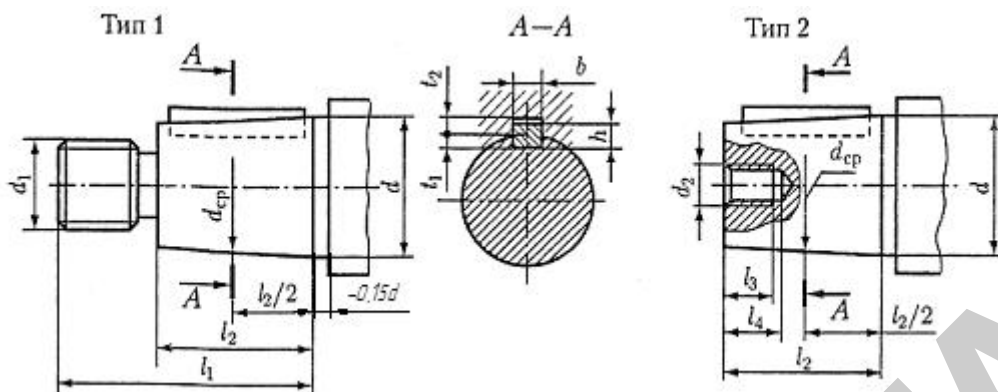
Следует отметить, что исходя из наличия и технологичности размещения вдоль оси вала деталей, предполагаемых эпюр изгибающих и крутящих моментов, а также соблюдения условия равной прочности, конструкции валов в большинстве своем проектируют ступенчатыми.

Размеры и конструкция отдельных участков вала определяются их назначением. Можно выделить следующие функциональные участки (рис. 9.5, *a*): концевые d_m (для размещения полу-муфт, шкивов, звездочек, зубчатых колес), под уплотнения d_y , опорные d_n (под подшипники), для соединения с различными деталями d_k (зубчатыми и червячными колесами, разбрызгивателями смазочного материала, элементами предохранительных муфт); для обеспечения расстояния между деталями d_d и фиксирования их вдоль оси вала. Каждый участок отличается своими особенностями конструктивного оформления.

Концевые участки валов для насаживания деталей (шкивы, звездочки, зубчатые колеса, полу-муфты) выполняют цилиндрическими (ГОСТ 12080-66) или коническими (ГОСТ 12081-72*). Посадка деталей на конус обеспечивает легкость сборки и разборки, высокую точность базирования, возможность соединения с большим диапазоном натяга. Поэтому концы валов редукторов серийного производства обычно конусные. Размеры оформления конических концов валов номинальных диаметров d от 20 до 90 мм приведены в табл. 9.1. ГОСТ 12081-72* распространяется на конические концы валов с конусностью 1:10 и диаметров от 3 до 630 мм.

Поскольку цилиндрические концы валов проще в изготовлении, то они также находят применение. Размеры цилиндрических концов валов приведены в табл. 9.2 (длинные – исполнение 1; короткие – 2).

Концы валов конические (размеры в мм)

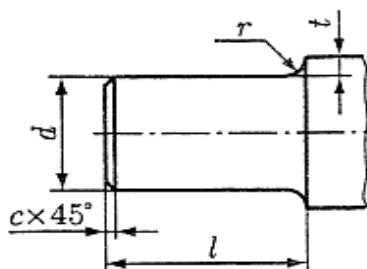


Номинальный диаметр, d	l_1	l_2	d_{cp}	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_3	l_4
20	50	36	18,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25	M6	9	11,3
22	36	22	20,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25	M6	9	11,3
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	14	15,7
28	42	24	25,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	14	15,7
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M10	17	19,0
36	58	36	33,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M12	20	22,3
40			35,9	10	8			M24×2	M12	20	22,3
45	110	82	40,9	12	8	5,0	3,3	M30×2	M16	26	28,5
50	82	54	45,9	12	8	5,0	3,3	M36×3	M16	26	28,5
56			51,9	14	9	5,5	3,8	M36×3	M20	32	35,0
63	140	105	57,75	16	10	6,0	4,3	M42×3	M20	32	35,0
71	105	70	65,75	18	11	7,0	4,4	M48×3	M24	36	39,3
80	170	130	73,5	20	12	7,5	4,9	M56×4	M30	44	47,9
90	130	90	83,5	22	14	9,0	5,4	M64×4	M30	44	47,9

Примечания. 1. Размеры l_1 и l_2 приведены для исполнения 1 – длинные конические концы валов в числителе и 2 – короткие концы валов в знаменателе.
 2. На концах валов типа 1 должны быть гайки по ГОСТ 5915-70 или ГОСТ 5916-70 и стопорные шайбы по ГОСТ 13465-77.
 3. Размеры l_2 для исполнения типа 2 приводятся также в числителе для длинных концов валов, а в знаменателе – для коротких.

Таблица 9.2

Концы валов цилиндрические (размеры в мм)



d	l		r	c	t	d	l		r	c	t
	Исполнение						Исполнение				
	1	2					1	2			
20, 22	50	36	1,6	1,0	3	50, 55	110	82	2,5	2,0	4,0
25, 28	60	42					140	105			
32, 36	80	58	2,0	1,6	3,5	80, 90	170	130	3,0	2,5	5,6
40, 45	110	82					210	165			

При наличии на концевом участке вала наружной метрической резьбы, предусматриваются проточки по ГОСТ 10549-80 (табл. 9.3).

Таблица 9.3

Проточки перехода резьбы концевой участка вала в цилиндрический или конический участок (размеры в мм)

Шаг резьбы	Тип I			Тип II		d_3
	b	r	r_1	b	r	
1	3	1	0,5	3,6	2	$d - 1,5$
1,25	4			4,4	2,5	$d - 1,8$
1,5				4,6	2,5	$d - 2,2$
1,75				5,4	3	$d - 2,5$
2	5			1,6	1,0	5,6
2,5	6	7,3	4			$d - 3,5$
3		7,6				$d - 4,5$

Если с одной стороны концевой участок вала используется для закрепления на нем деталей, то с другой стороны он обычно является опорной частью. Опорные части валов и осей называются цапфами, концевые цапфы – шипами (рис. 9.6, а, в, з), а промежуточные – шейками (рис. 9.6, б). Цапфы, воспринимающие осевую нагрузку, называются пятами.

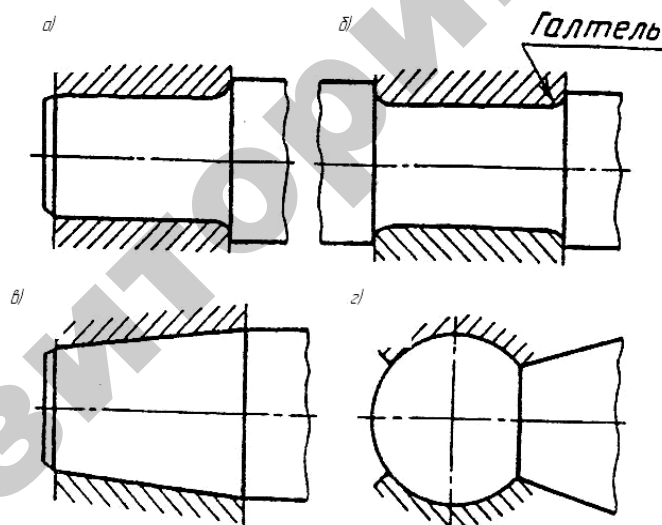


Рис. 9.6. Конструкции цапф

Переходные участки валов и осей между двумя ступенями разных диаметров выполняют с галтелью. На рис. 9.6 показаны галтели постоянного радиуса (галтель – поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему), а в табл. 9.2 приведены размеры радиуса r галтелей.

Следует отметить и то, что ширина плоской части перехода (упорного заплечика) должна обеспечивать осевую фиксацию относительного положения деталей. При проектировании сопряжения радиус R (рис. 9.7) сопрягаемой с валом детали должен быть больше радиуса галтели вала r . Соотношение диаметров d_1 и d обычно принимают: $d_1 = d + 2c_1 + (3...5)$ мм (рис. 9.7, а); $d_1 = d + 2R + (3...5)$ мм (рис. 9.7, б); $d_1 = d + 2c + (3...5)$ мм, где $c = r + c_2$ (рис. 9.7, в). Размеры галтельных переходов в неподвижных соединениях приведены в табл. 9.4 (размеры в мм).

Галтельный переход выполняют, когда посадочную поверхность вала не шлифуют или когда на валу по условиям его прочности нельзя допускать высоких концентраций напряжений.

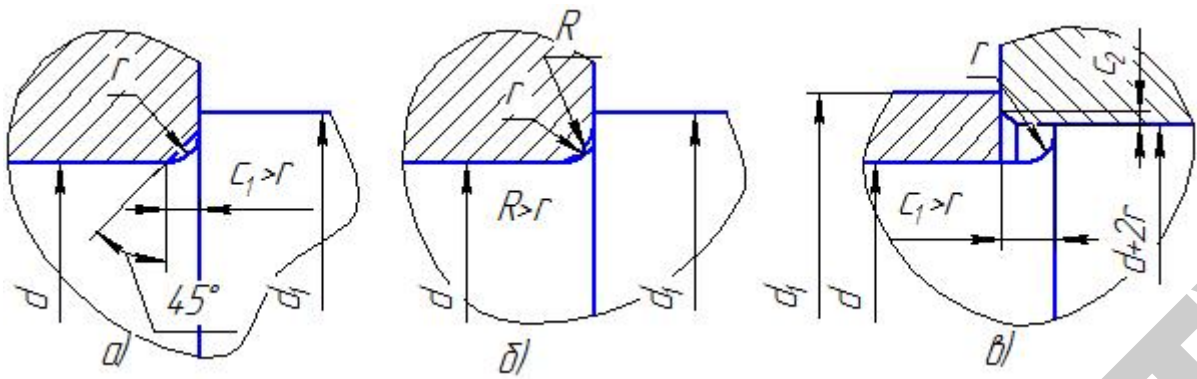


Рис. 9.7. Галтельные переходы между участками вала

Таблица 9.4

Размеры галтельных переходов на валах, мм

d	12...19	20...28	30...48	50...75	80...125	130...180	190...320
r	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
$R; c_1$	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
c_2	0,2	1,0	1,6	2,0	2,5	3,5	4,0

Примечание. Предельное отклонение размеров R и c_1 можно назначить $+0,5$ мм, а предельное отклонение r – $0,5$ мм.

Кроме галтельных переходов, при изготовлении валов выполняют переходы в виде канавок (рис. 9.8) для выхода шлифовального круга.

При этом размеры их углубления должны быть минимальными: $d_1 = d - (0,5...1,0)$ мм, а ширина канавки $b = (3...5)$ мм. Переходы канавками выполняют при значительном запасе прочности вала. Размеры канавок приведены в табл. 9.5.

Таблица 9.5

Размеры канавок для выхода шлифовального круга, мм

d	10...50	50...100	Свыше 100
d_1	$d - 0,5$ мм	$d - 1$ мм	$d - 1$ мм
b	3	5	8; 10
h	0,25	0,5	0,5
r	1	1,6	2; 3
r_1	0,5	0,5	1

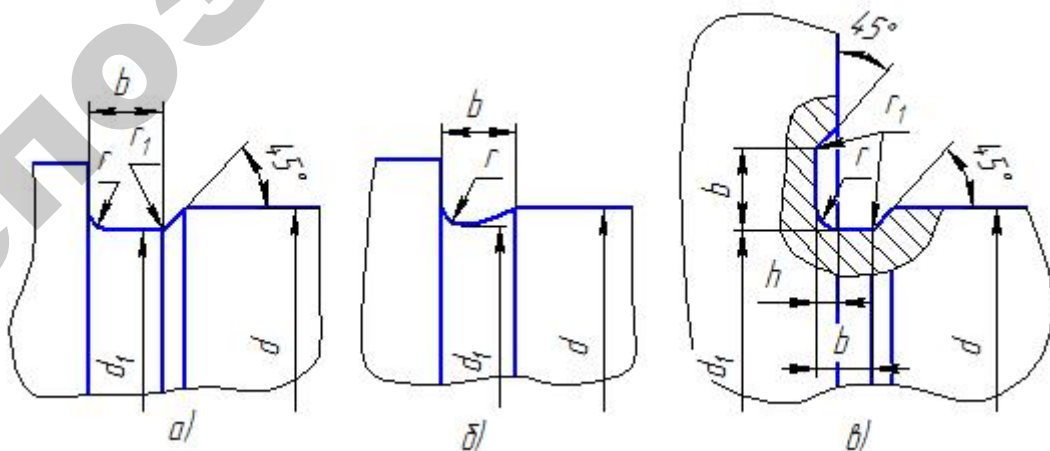


Рис. 9.8. Канавки для выхода шлифовального круга:

$a, б$ – для шлифования цилиндрической поверхности вала; $в$ – для шлифования цилиндрической поверхности и торца уступа

Если уступ или распорная втулка служат для осевой фиксации подшипника, то высота h (табл. 9.6) должна быть меньше толщины внутреннего кольца подшипника на величину t (рис. 9.9, а), достаточную для размещения лапок винтового съемника при демонтаже (рис. 9.9, б).

Таблица 9.6

Галтельные переходы у посадочных мест подшипников качения (в мм)

$R_{\text{п}}$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	3,5	5,0
r не более	0,3	0,6	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0
h не менее	1,0	2,5	3,0	3,5	4,5	5,0	6,0	7,0	9,0

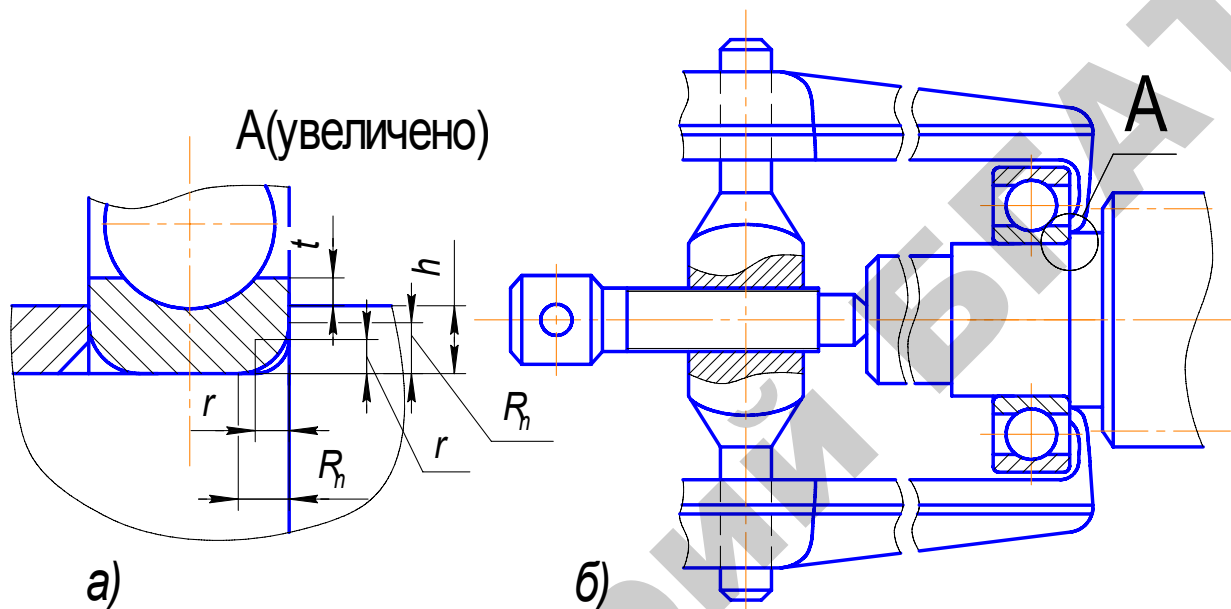


Рис. 9.9. Установка подшипника на валу (а) и сьем подшипника сьемником (б)

С учетом того, что в пазы вала шпонки устанавливают по прессовой посадке, их выемка из пазов в процессе сборки и разборки (например, замена подшипника) узла нежелательна, т.к. повторная установка шпонки не обеспечивает исходной плотности соединения. При этом желательно, чтобы $d_{\text{п}} \geq d + 2t_2 + 1$ (рис. 9.10), где t_2 – глубина шпоночного паза в ступице насаживаемой на вал детали. Полученное значение округляют в большую сторону до ближайшего стандартного посадочного размера внутреннего кольца подшипника.

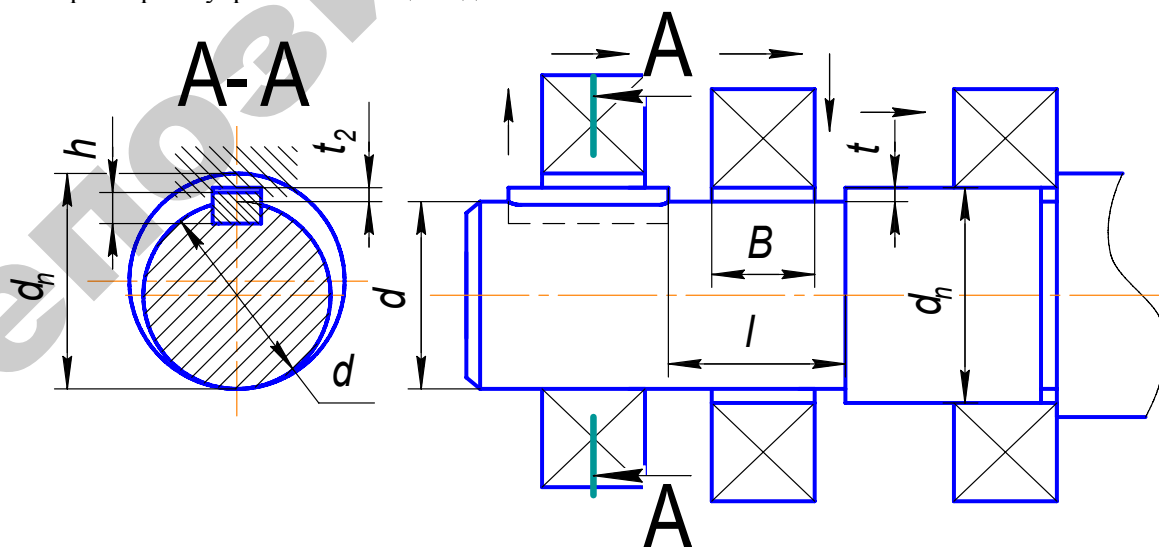


Рис. 9.10. Монтаж подшипников на валы при наличии призматической шпонки

Так как при этом величина заплечика t получается завышенной (значительная разность диаметров d_n и d), то при проектировании предусматривают расположение шпонки на расстоянии l (см. рис. 9.10), которое по размеру больше ширины B внутреннего кольца подшипника. В этом случае отличие в размерах d_n и d можно уменьшить ($d_n - d = 2t$). Последовательность монтажа подшипника показана на рис. 9.10.

Входной и выходной валы редуктора, коробок передач между цилиндрическими или коническими выходными частями и местом установки подшипника имеют переходный участок для установки уплотнения подшипникового узла. Наибольшее распространение в современном общем машиностроении получили манжетные уплотнения (по ГОСТ 8752-79). Размеры таких манжет приведены в табл. 9.7, в которой также указаны диаметры валов для их установки.

Таблица 9.7

Манжеты резиновые армированные для валов (по ГОСТ 8752-79), размеры в мм

Диаметр вала d	D	h_1	h_2 не более	Диаметр вала d	D	h_1	h_2 не более					
18	35	7	10	42	62	10	14					
20				45								
21	40	10	14	48	70	10	14					
22				50								
24				52								
25	42	10	14	55	85	10	14					
26	45											
30	52			60								
32				63								
35	58			65								
36				70								
38				71								
40	60			12				16	75	100	12	16
									80			
									90			
				95	120							

1 – резина; 2 – каркас; 3 – пружина

Быстроходные валы обычно изготавливают за одно целое с шестернями зубчатых передач (вал-шестерня). Поэтому при проектировании валов следует определить возможность отдельного (съёмного) изготовления шестерен или за одно целое с валом. На рис. 9.11 показаны конструкции валов-шестерен: a и b – варианты исполнения быстроходных с цилиндрическими и коническими шестернями, c – промежуточного.

Такое изготовление шестерен с валом принимается, если при расчете шпоночного соединения установлено, что толщина S тела шестерни между впадиной зуба и пазом шпонки меньше $2,5m$ (рис. 9.11, c) для цилиндрических шестерен и $1,8m_e$ для конических (рис. 9.11, d).

Недостатком объединенной конструкции является необходимость изготовления вала из того же материала, что и шестерня. Кроме того, при замене шестерни, например, вследствие износа или поломки зубьев, приходится заменять и вал. Одновременно цельная конструкция повышает жесткость и прочность вала, технологичность его изготовления, что уменьшает общую стоимость.

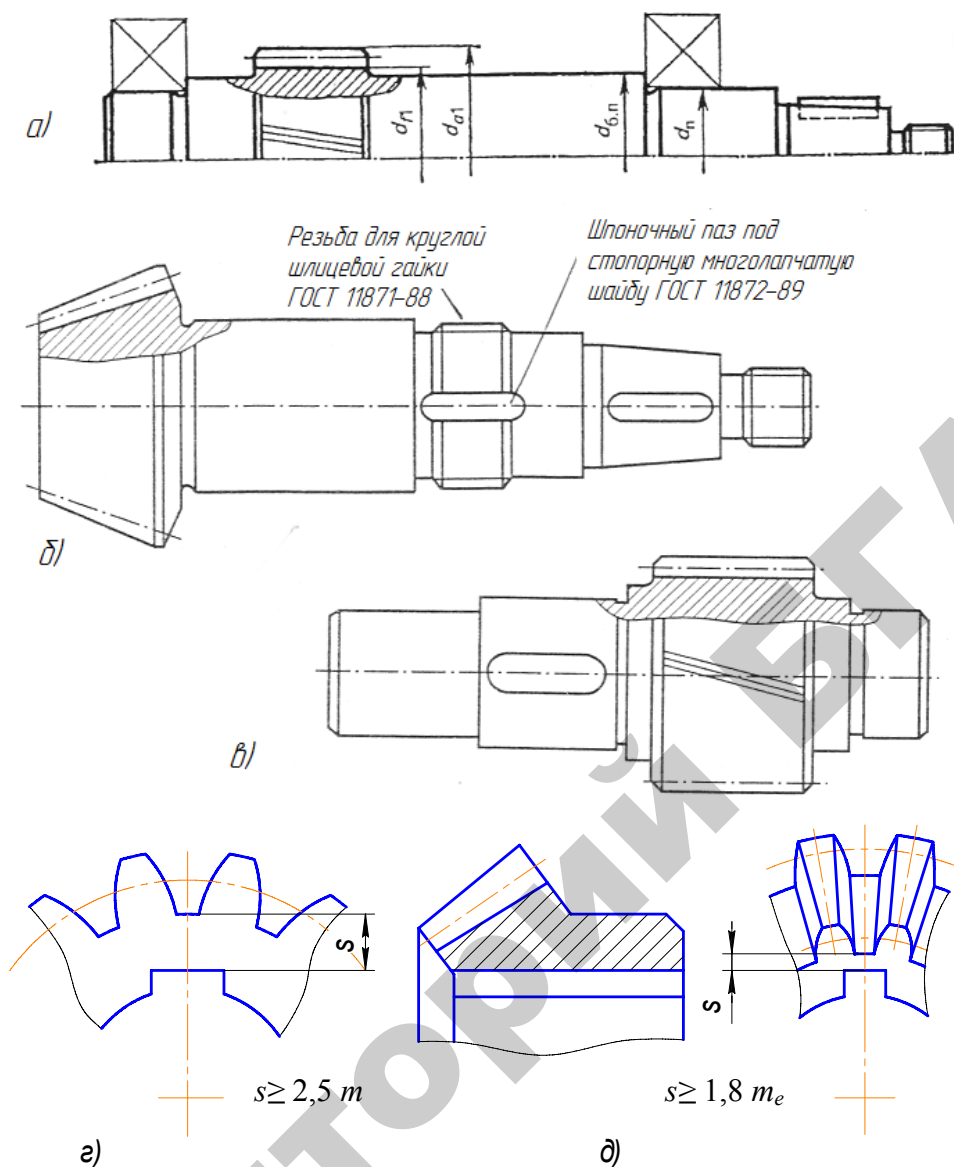


Рис. 9.11. Конструкция вала-шестерни

9.2. Материалы валов, осей, критерии работоспособности

Основными материалами для изготовления валов и осей служат углеродистые и легированные стали ввиду их прочности, большого модуля упругости, способности к упрочнению и легкости получения требуемых цилиндрических заготовок путем прокатки. Прямые валы и оси при средних нагрузках, размеры которых определяют из условия жесткости, изготавливаются без термообработки из сталей 20, 30, Ст3, Ст4, Ст5. Для большинства валов применяют термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали марок 45 и 40Х. Высоко нагруженные валы и оси изготавливаются из легированных сталей 40ХН, 40ХНМА, 30ХГТ и других с последующей термообработкой: улучшением, закалкой с высоким отпуском или поверхностной закалкой с нагревом ТВЧ и низким отпуском (шлицевые валы). При повышенных требованиях к твердости рабочих поверхностей, например, цапф, шлицев, применяют цементируемые стали 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ или азотируемые марки 38ХМЮА.

Механические характеристики материалов валов и осей приведены в табл. 9.8.

Применение легированных сталей позволяет при необходимости ограничить массу и габаритные размеры вала, повысить прочность шлицевых соединений, а так же зубьев при выполнении конструкций вал-шестерня, червячный вал.

Основными критериями работоспособности валов являются усталостная прочность, изгибная и крутильная жесткость, износостойкость сопряженных поверхностей (шеек под подшипником скольжения, шлицев и т.д.), виброустойчивость.

Механические характеристики наиболее распространенных материалов валов и осей

Сталь	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость, НВ, не менее	σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	Ψ_σ	Ψ_τ	$\frac{\sigma_T}{\sigma_B}$	$\frac{\sigma_T}{\sigma_{-1}}$	$[S]_{\min}$
			МПа									
Ст 5	Не ограничен	190	520	280	150	220	130	0	0	0,54	1,27	1,4
35	100	140	540	320	190	270	160	0,05	0	0,59	1,19	1,6
45	Не ограничен	200	560	280	150	250	150	0	0	0,50	1,12	1,6
	120	240	800	550	300	350	210	0,1	0	0,69	1,57	1,8
	80	270	900	650	390	380	230	0,1	0,05	0,72	1,71	1,8
40Х	Не ограничен	200	730	500	280	320	200			0,68	1,56	1,6
	200	240	800	650	390	360	210	0,1	0,05	0,81	1,80	1,9
	120	270	900	750	450	410	240			0,83	1,83	2,0
40ХН	Не ограничен	240	820	650	390	360	212	0,1	0,05	0,79	1,81	1,9
	200	270	420	750	450	420	250	0,1	0,05	0,82	1,79	1,9
20	60	145	400	240	120	170	100	0	0	0,60	1,41	2,0
20Х	120	197	650	400	240	300	60	0,05	0	0,62	1,33	1,6
12ХН3А	120	260	950	700	490	420	210	0,1	0,05	0,79	1,67	2,0
12Х2Н4А	120	300	1100	850	600	500	250	0,15	0,1	0,77	1,70	2,0
18ХГТ	60	330	1150	950	665	520	280	0,15	0,1	0,83	1,83	2,0
30ХГТ	Не ограничен	320	1150	950	665	520	310	0,15	0,1	0,83	1,83	2,0
38ХМЮА	Не ограничен	300	1000	850	510	500	250	0,15	0,1	0,85	1,70	2,0
40ХН2МА	150	270	900	700	420	410	240	0,1	0,05	0,78	1,71	2,0

Прочность оценивают коэффициентами запаса S_T при расчете валов и осей на статистическую прочность и S – на сопротивление усталости, а жесткость – углами поворота (θ), закручивания (φ) и прогибом (Y).

Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин обычно происходит из-за усталости. Здесь основными расчетными силовыми факторами выступают вращающие T и изгибающие M моменты. Влияние растягивающих и сжимающих сил на прочность вала незначительно и их обычно не учитывают.

9.3. Расчеты валов

Валы рассчитываются в несколько этапов. Вначале выполняется предварительный (ориентировочный) расчет вала только на кручение, конструктивная проработка его с оценкой способа исполнения (вал-шестерня или отдельно от шестерни). Затем после эскизной проработки конструкции узла (редуктора) с валом, опорами и насаживаемыми деталями (зубчатыми колесами, шкивом, звездочкой, чашкой муфты соединительной и др. деталями) расчет и конструкция вала уточняются с учетом совместного действия в его сечениях напряжений кручения и изгиба. После этого делается окончательный проверочный (уточненный) расчет по запасу прочности с учетом наличия и действия концентраторов напряжений. При необходимости выполняется специфическая проверка вала на продольную и крутильную жесткость, а также на колебания для исключения резонансных режимов работы.

9.3.1. Ориентировочный расчет и предварительная разработка конструкции вала

Обычно проектировщику-конструктору известны крутящий момент T (или мощность P и частота вращения n), характер нагрузки и размеры располагаемых на валу деталей. Поэтому вначале определяют диаметр вала d из расчета только на кручение по пониженным допускаемым напряжениям $[\tau]$ по формуле, известной из курса механики материалов:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}}$$

где d – диаметр вала, мм;

T – вращающий момент, действующий в расчетном сечении вала, Н·м;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа.

Для выходных концов ведущих и ведомых валов, изготовленных из сталей Ст5, Ст6 и 45, принимают $[\tau] = 20 \dots 28$ МПа и $[\tau] = 10 \dots 20$ МПа для участка промежуточного вала в месте установки зубчатого колеса. Расчетное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного d (мм): 16, 17, 18, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 55, 56, 60, 63, 65, 67, 70, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 110, 115, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250. Диаметральные размеры участков вала под уплотнения резиновыми, армированными манжетами назначают по ГОСТ 8752-79*, а под подшипники качения из ряда цифр: 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60 и т.д. кратных 5. Также для валов, соединяемых стандартной муфтой с валом электродвигателя d_3 , выходной диаметр проектируемого вала можно принимать равным $d = (0,8 \dots 1) \cdot d_3$, согласовав с посадочным диаметром муфты соединительной. В других случаях значения диаметров выходных концов валов, полученных расчетным путем, согласовывают с посадочными диаметрами муфт соединительных или с данными по ГОСТ 12081-72 и ГОСТ 12080-66 на конические и цилиндрические концы валов (табл. 9.1 и 9.2). Затем разрабатывают конструкцию вала с использованием рекомендаций 9.1. При проектировании валов редукторов за основу принимают конструкции, отработанные на практике и приводимые в атласах и электронных носителях информации. Так же определяется совместное или раздельное изготовление вала с шестернями для последующей прочностной оценки наиболее нагруженных его сечений.

После предварительной проработки конструкции вала назначают тип подшипника (шариковые радиальные однорядные (ГОСТ8338-75); шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831-75); роликовые конические однорядные (ГОСТ 333-71 и др.), исходя из действия нагружающих сил на опоры. По таблицам на подшипники (предварительно средней серии) по диаметру вала выписывают их размеры для последующего использования в эскизной компоновке. Для опор валов конических и червячных зубчатых передач необходимо использовать роликовые конические радиально-упорные подшипники, а при высокой частоте вращения ($n > 1500$ мин⁻¹) – шариковые радиально-упорные.

9.3.2. Расчет валов по эквивалентному моменту

После полного конструктивного оформления вала (или валов редуктора) выполняют расчет его по эквивалентному моменту.

К этому этапу расчета вала должны быть выполнены также расчеты механических передач (зубчатых, червячных, цепных и ременных) и (вычерчена) эскизная компоновка проектируемого изделия (редуктора).

Для расчета валов по эквивалентному моменту и в последующем на усталостную прочность, а также расчета и подбора подшипников необходимо вычислить значения реакций опор и изгибающих моментов, действующих в разных сечениях валов. Для этого необходимо иметь размеры расстояний между опорами валов, положение относительно них зубчатых колес, звездочек, шкивов и др. деталей, их нагружающих.

Нахождение этих расстояний осуществляется по расчетным схемам или эскизным компоновкам. При выполнении эскизной компоновки проектируемого редуктора предварительно выбирается прототип – его аналог из атласов, альбомов, технической литературы и базы ЭВМ. Эскизную компоновку в обязательном порядке следует выполнять при проектировании конических и червячно-цилиндрических редукторов. При проектировании цилиндрических редукторов можно ограничиться расчетными схемами. Эскизную компоновку желательно вычерчивать на листе миллиметровой бумаги в масштабе 1:1 с целью оценки возможности размещения хотя бы одной проекции изделия (редуктора) на стандартном чертежном формате А1.

На рис. 9.12 и 9.13 показаны варианты эскизных компоновок коническо-цилиндрического и червячно-цилиндрического редукторов.

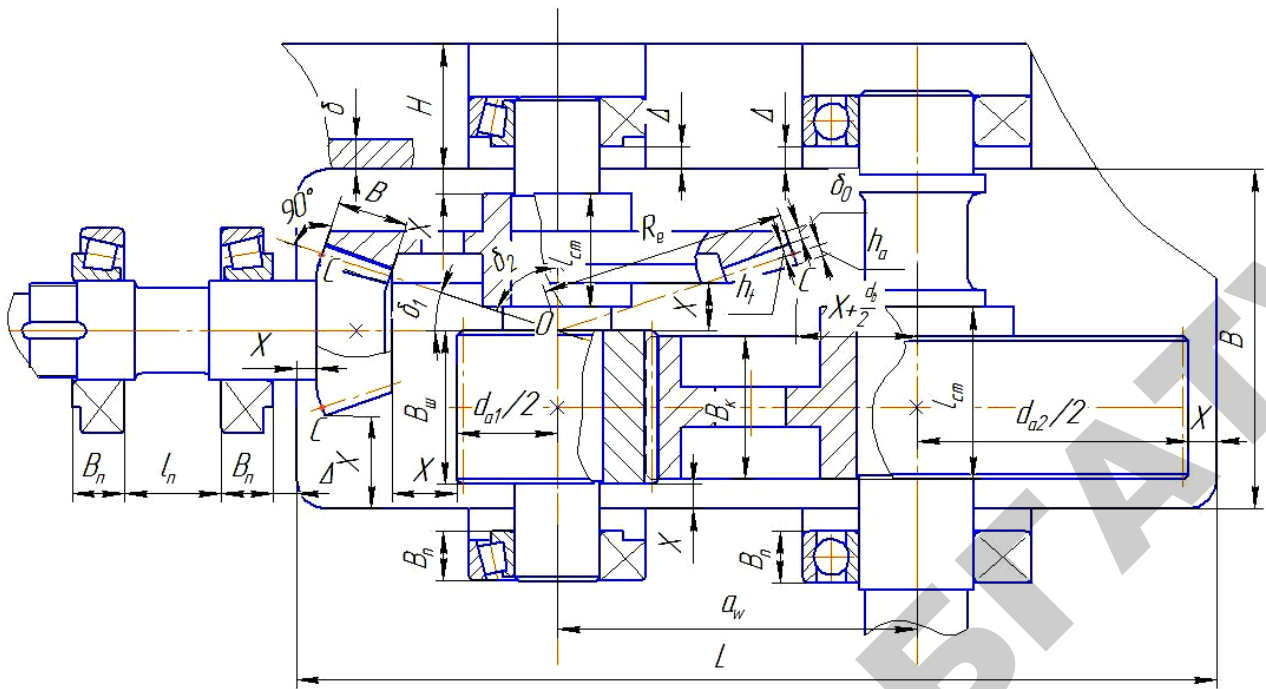


Рис. 9.12. Эскизная компоновка коническо-цилиндрического редуктора

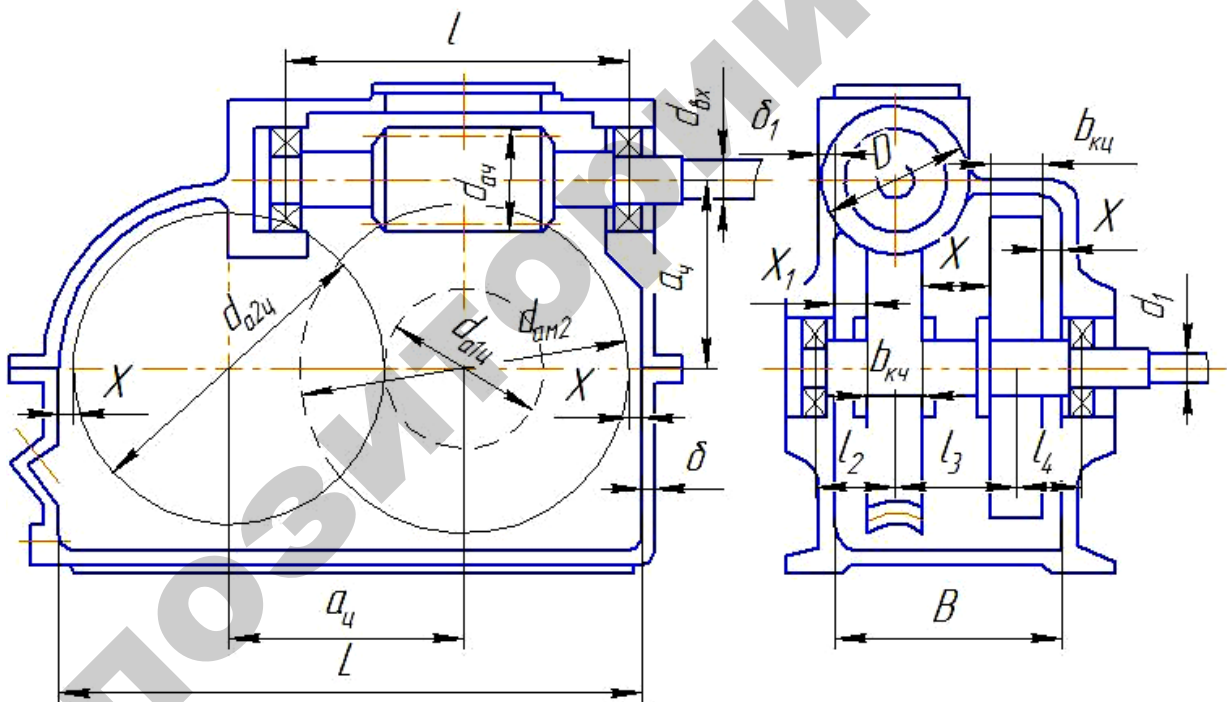


Рис. 9.13. Эскизная компоновка червячно-цилиндрического редуктора

Следует отметить, что, прежде чем начать вычерчивать эскизную компоновку, перед размещением подшипников на валу и в корпусе необходимо решить вопрос об их обеспечении смазочным материалом. Если скорость вращения цилиндрических колес $v \geq 3,5$ м/с, то возможно смазывание подшипников разбрызгиванием, а при меньшей скорости принимают раздельную систему смазывания зубчатых колес и подшипников. При этом для подшипников используют консистентную смазку с пластичным смазочным материалом. Для исключения вытекания разжиженного (за счет нагрева редуктора и подшипников) пластичного смазочного материала из подшипникового пространства, на валах между подшипниками и внутренней полостью редуктора устанавливают маслосдерживающие кольца.

В этом случае (см. рис. 9.14) подшипник должен находиться от внутренней стенки корпуса на расстоянии Δ , определяемом толщиной мазеудерживающего кольца ($\Delta = 8 \dots 12$ мм).

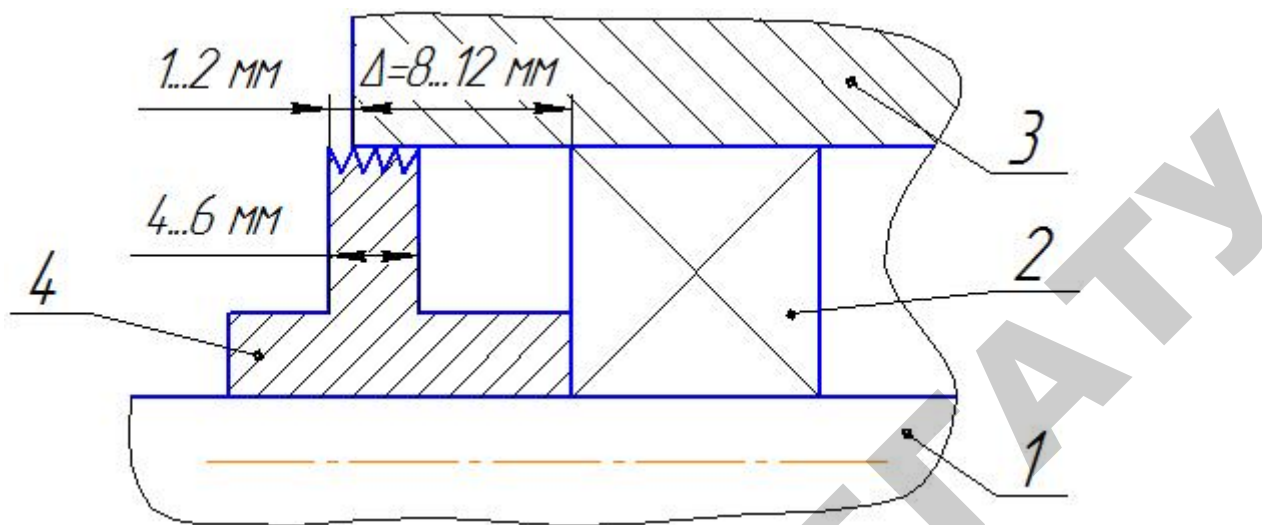


Рис. 9.14. Установка мазеудерживающего кольца:
1 – вал; 2 – подшипник; 3 – корпус редуктора; 4 – кольцо мазеудерживающее

В случае смазывания подшипников разбрызгиванием смазочного материала зубчатыми зацеплениями, подшипники располагают от внутренней стенки корпуса на расстоянии ($\Delta = 2 \dots 5$ мм) и мазеудерживающее кольцо не устанавливается.

Далее наносят осевые линии валов на расстояниях: $a_{ц}$ – межосевое расстояние цилиндрической передачи и $a_{ч}$ – червячного зацепления. Изображают положение колес через их ширину ($B_{шц}$, $B_{кц}$ – ширины венцов шестерни и колеса цилиндрического зацепления и $B_{кч}$ – червячного колеса), и диаметры: $d_{a1ц}$, $d_{a2ц}$ – внешние диаметры (диаметры выступов) цилиндрического зацепления; $d_{aч}$, $d_{ам2}$ – вершины червяка и максимальный диаметр колеса. Минимальный зазор X между внутренней стенкой корпуса, наружными и торцевыми поверхностями зубчатых передач определяют в зависимости от наибольшего расстояния L между стенками корпуса или толщин стенки корпуса $x = \sqrt[3]{L} + 4$, или $x = (1,1 \dots 1,2)\delta$, где δ – толщина стенки корпуса ($\delta = 0,025a_{ц} + 3 \geq 6$ мм).

Если длина ступицы зубчатых колес больше ширины зубчатого зацепления $l_{ст} > b$, то зазор x отмеряют от торца ступицы.

Определенными особенностями обладают эскизные компоновки конического и червячного зацеплений. Так, в коническом зацеплении под углами конусов δ_1 и δ_2 проводят лучи OC длиной, равной размеру конусного расстояния Re . В точках C к лучу OC перпендикулярно восстанавливают под углом 90° линии, на которых (см. рис. 9.12) откладывают высоту головки зуба $h_a = m_{ie}$ (здесь m_{ie} – внешний окружной модуль) и высоту ножки $h_f = 1,2 \cdot m_{ie}$. Концы отложенных отрезков соединяют с точкой O линиями, которые на длине зуба B представляют собой образующие конусов вершин и впадин зубьев. Толщину обода шестерни и колеса назначают равными $\delta_0 = 2,5 m_{ie} + 2$ мм. Расстояние между подшипниками l_n входного (ведущего) вала выбирают в зависимости от величины передаваемого этим валом момента. Так, при значении T до $10 \text{ Н} \cdot \text{м}$ $l_n = 35 \dots 60$ мм; свыше 10 до $20 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – $l_n = 40 \dots 65$ мм; аналогично 20 до $40 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – $l_n = 50 \dots 80$ мм; 40 до $60 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – $l_n = 50 \dots 80$ мм; 60 до $80 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – $l_n = 55 \dots 85$ мм; свыше 80 – $100 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – $l_n = 60 \dots 95$ мм.

Если расстояние x между торцом конической шестерни и радиусом $d_{a1ц}/2$ меньше расчетного (шестерня цилиндрического зацепления не вмещается), то размеры x между боковыми торцами конического и цилиндрического колес конструктивно увеличиваются до выхода цилиндрической шестерни за пределы торцевого пространства конической шестерни по промежуточному валу.

Эскизную компоновку червячного редуктора (рис. 9.13) выполняют в двух проекциях. На них проводят оси валов на расстояниях межосевых размеров червячного $a_{\text{ч}}$ и цилиндрического $d_{\text{ц}}$ зацепления. Вычерчивают упрощенно червячную и цилиндрическую пары в соответствии со схемой (верхнее или нижнее расположение червяка, правое или левое от червячного зацепления нахождение цилиндрических колес) и геометрическими параметрами, полученными при проектном расчете. Контуры внутренней стенки корпуса проводят на расстоянии x (см. в предыдущем примере). Конструктивно получают расстояние x_1 от стенки корпуса до боковой стороны червячного колеса. Этот размер регламентируется наружным диаметром D крышки подшипника, который устанавливается по наружному диаметру подшипника: $D_{\text{п}} \quad D = (1,5 \dots 1,8)D_{\text{п}}$.

В случае, когда $D_{\text{п}} < d_{\text{а4}}$ ($d_{\text{а4}}$ – диаметр вершин червяка) и возникает необходимость установки подшипников в стакан, то $D = (1 \dots 1,8)D_{\text{п}} + (8 \dots 10)$ мм.

Расстояние $x_1 = D/2 - (\delta_1 + 0,5e_{\text{кч}})$, где $\delta_1 = 0,25 a_{\text{ц}} + 1 \geq 6$ мм – толщина стенки крышки корпуса. В случае червячного зацепления с нижним расположением червяка δ – толщина основания корпуса, а $e_{\text{кч}}$ – ширина венца червячного колеса.

Расстояние между подшипниками червяка $l \approx (0,9 \dots 1)d_{\text{ам2}}$, где $d_{\text{ам2}}$ – наружный (наибольший) диаметр червячного колеса. Затем замером получают расстояния между подшипниками и находящимися на валу деталями (например, на рис. 9.13 – l_2 , l_3 и l_4).

Размеры расстояний между подшипниками, зубчатыми колесами, шкивами, звездочками и другими деталями, закрепленными на валу цилиндрических редукторов, можно получить расчетным путем. Для этого на листе пояснительной записки в произвольном масштабе с учетом задания на проектирование изделия (редуктора) вычерчивается схема с простановкой всех необходимых размеров (см. рис. 9.15). В проектируемом редукторе скорость в зацеплении быстроходной ступени $v_6 = 2,8$ м/с, что $< 3,5$ м/с, следовательно, смазывание подшипников раздельное с использованием пластичного смазочного материала. Поэтому в конструкции подшипниковых узлов предусмотрены мазеудерживающие кольца. Ширина фланцев крышки и основания по разьему $H = 2,5d + \delta$, где d – диаметр стягивающих болтов крышки с основанием корпуса у подшипников. Размер этих крепежных деталей $d > 0,75d_{\text{ф}} > 10$ мм. Болты крепления редуктора к раме (фундаментные болты) $d_{\text{ф}} \approx 0,036a_{\text{т}} + 12$. Здесь $a_{\text{т}}$ – межосевое расстояние тихоходной ступени редуктора. Расстояния между стенками корпуса и торцами шестерен, а также между ними и колесами на промежуточном валу получены по выражению $x = (1,1 \dots 1,2)\delta$, где δ – толщина стенки основания корпуса ($\delta = 0,25 a_{\text{т}} + 3 \geq 6$ мм).

Проектирование расположения на валах шкивов, звездочек и полумуфт сводится к тому, чтобы торец шкива и соединительный палец цепи находились на расстоянии не менее 10 мм от головок винтов крепления крышек подшипников, а торец ступицы полумуфты, насаживаемой на вал, не упирался в крышку подшипника ($h = 2 \dots 5$ мм, см. рис. 9.15). Размеры H'' крышки, пружинной шайбы и головки винта H' определяют по стандартам на крышки (ГОСТ 18511-73, ГОСТ 18512-73), шайбы (ГОСТ 6407-70) и болты (ГОСТ 7798-70), используя значение наружного диаметра $D_{\text{п}}$ предварительно выбранного подшипника.

Исходя из рис. 9.15, расчетом получим расстояние от вертикальной плоскости нахождения силы воздействия ремней на вал до вертикальной плоскости середины подшипника.

$$\frac{B_{\text{ш}}}{2} + 10 + H' + H'' + \left(H - H^* - \frac{B_{\text{п}}}{2} \right) = \frac{65}{2} + 10 + 5,2 + 10 + \left(48 - 12 - \frac{17}{2} \right) = 85,2 \text{ мм.}$$

Здесь $B_{\text{ш}}$, H' , H'' , H , H^* , $B_{\text{п}}$ см. на рис. 9.15.

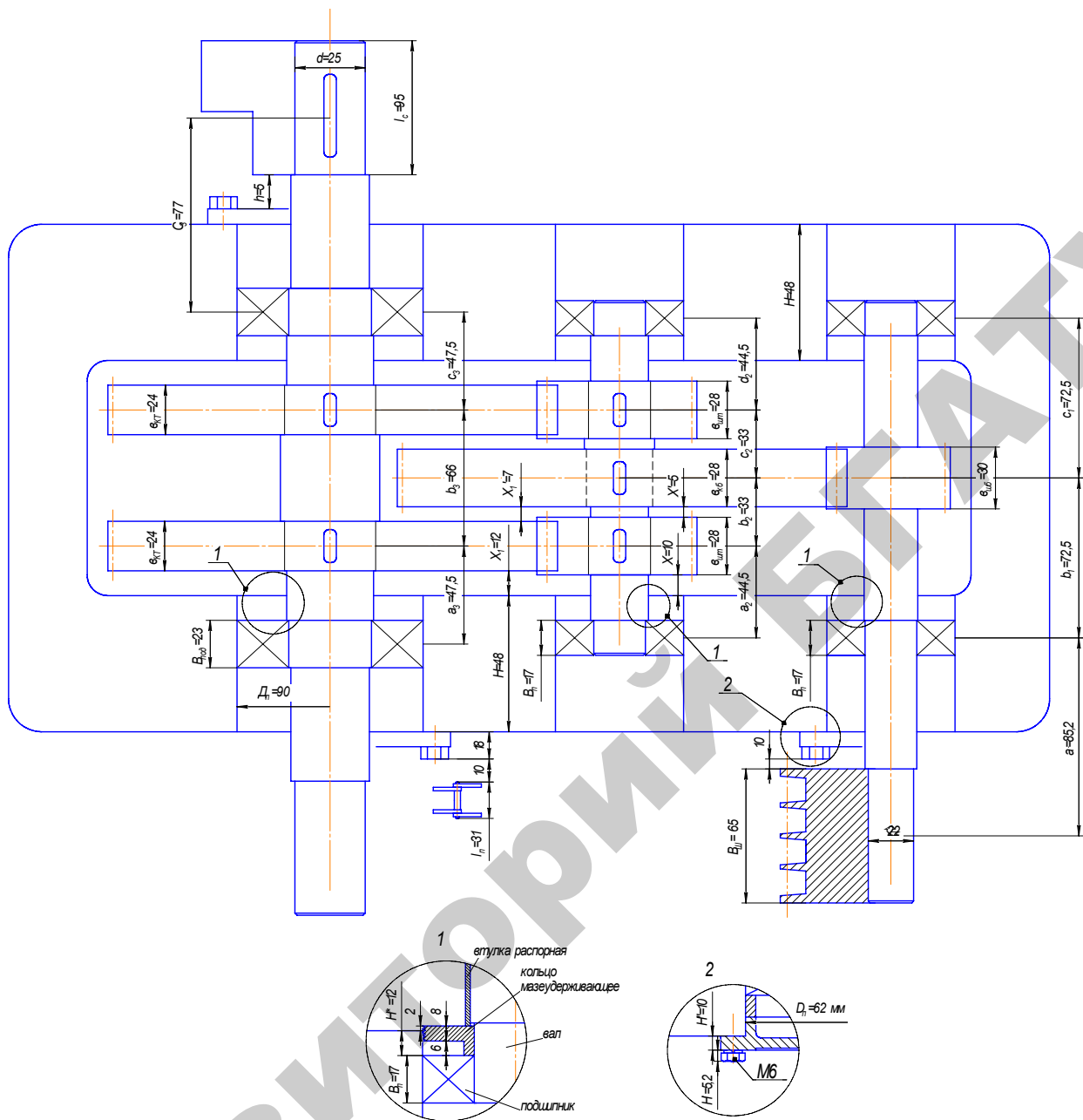


Рис. 9.15. Эскизная компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью и двумя выходами выходного вала

Аналогично расчетным путем получены расстояния $b_1 = c_1 = 72,5$ и др. В отличие от предыдущего редуктора для двухступенчатого, но соосного редуктора (см. рис. 9.16), следует определить ширину промежуточной опоры B_0 , размер которой зависит от ширины подшипников входного (ведущего) и выходного (тихоходного) валов, расстояния между подшипниками $x' = 10$ мм и двойного размера $x'' = 2 \dots 4$ мм. От их размеров зависит расположение на промежуточном валу колеса быстроходной и шестерни тихоходной ступени зубчатого зацепления, соответственно и размера l_7 между их серединами.

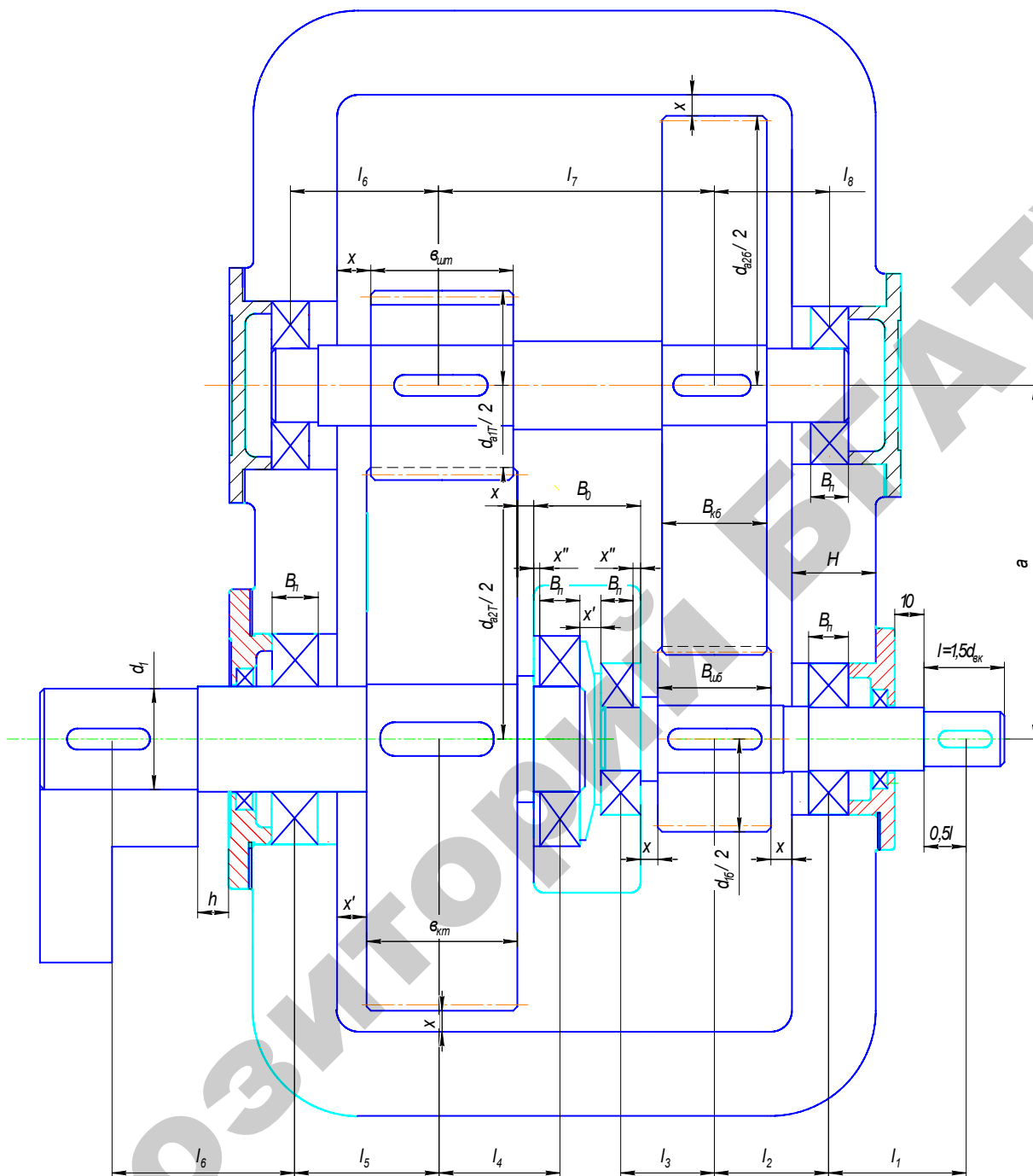


Рис. 9.16. Эскизная компоновка соосного двухступенчатого цилиндрического редуктора

Следует иметь в виду то, что в результате этих действий получаются лишь ориентировочные расстояния между плоскостями действия сил по той причине, что размеры опор (подшипников), регулировочных и крепежных средств приняты предварительно (без расчетов). Габариты этих изделий (ступиц зубчатых колес, шкивов и звездочек) устанавливаются по диаметру вала и зависят от его размера. Диаметральные размеры вала могут быть определены более точно по эквивалентному моменту.

На следующем этапе для правильного направления сил зубчатых зацеплений и их взаимодействия составляется схема нагружения валов (см. рис. 9.17).

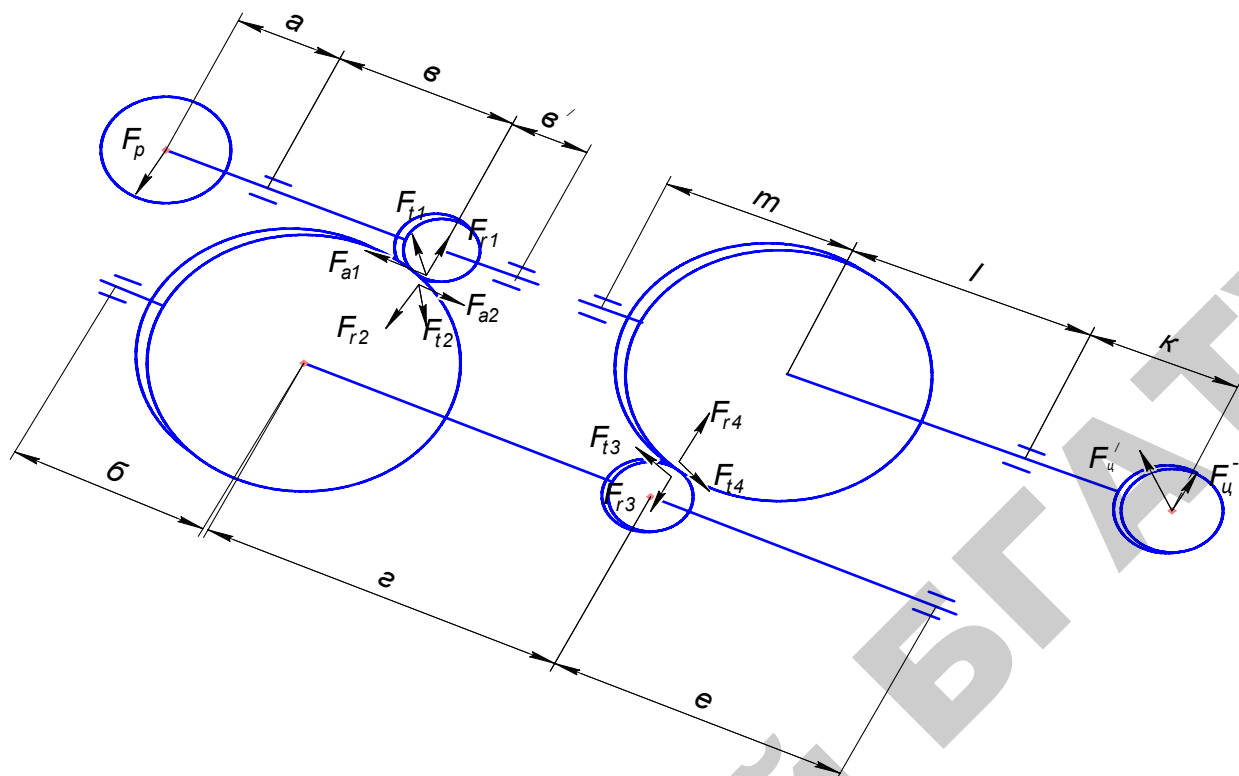


Рис. 9.17. Схема взаимодействия сил на валах в соосном двухступенчатом цилиндрическом редукторе

Обычно за начало берется колесо тихоходной ступени. По направлению его вращения показываются окружное усилие F_t и соответственно перпендикулярно валу радиальные силы F_r . После этого разрабатываются расчетные схемы валов с изображением векторов сил, действующих на них в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (вертикальной и горизонтальной) со стороны зубчатых, ременных (F_p), цепных (F_u) и других передач. Действие F_p и F_u под углом (передача не горизонтальная) выражают через F_p^- , F_u^- , F_p' и F_u' . Необходимо учитывать так же дополнительную нагрузку на валы со стороны муфт. Например, для входных и выходных валов редукторов сила F_M (Н) на свободном конце вала обычно принимается $F_M = 125 \dots 250 \sqrt{T}$, где T – вращающий момент на валу, Н·м. При этом меньшие значения из предельных принимаются для входных и выходных валов одноступенчатых и входных валов многоступенчатых редукторов. Большие значения (200...250) используются для тихоходных валов двух- и трехступенчатых редукторов, а также червячных передач.

Численные значения сил и моментов, нагружающих валы, выписывают из расчетов зубчатых, ременных и цепных передач.

Силы и моменты, передаваемые ступицей на вал, упрощенно принимают сосредоточенными и приложенными в середине их длины. Одновременно воспринимающие радиальные и осевые нагрузки подшипники схематизируются как шарнирно-неподвижные, а другие (не зафиксированные в осевом направлении) – шарнирно-подвижные. При установке вала в радиальных подшипниках на схемах точками условных опор принимается их середина (рис. 9.18, а, б). Для двух подшипников в одной опоре вала условная опора располагается так, как показано на рис. 9.18, в.

При установке радиально-упорных подшипников условная опора вала находится на пересечении линии, проходящей под углом α через точку контакта шарика (ролика) с обоймой и осью вала на расстоянии a от торца наружного кольца подшипника (рис. 9.18, з, д). Для конических роликовых подшипников $a = 0,5[T + (d + D)e/3]$ и радиально-упорных шарикоподшипников $a = 0,5B + (d + D)/2 \operatorname{tg} \alpha$, где T и B – монтажная ширина подшипника; d – диаметр отверстия внутреннего кольца; D – наружный диаметр; $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$ – коэффициент осевого нагружения; α – угол контакта. Численные значения перечисленных параметров подшипников приведены в каталогах или таблицах.

У валов, опирающихся на подшипники скольжения длиной l , опора располагается на расстоянии $(0,25 \dots 0,3)l$ от внутреннего торца подшипника (рис. 9.18, *e*) при условии, что $0,3l \leq 0,5d$.

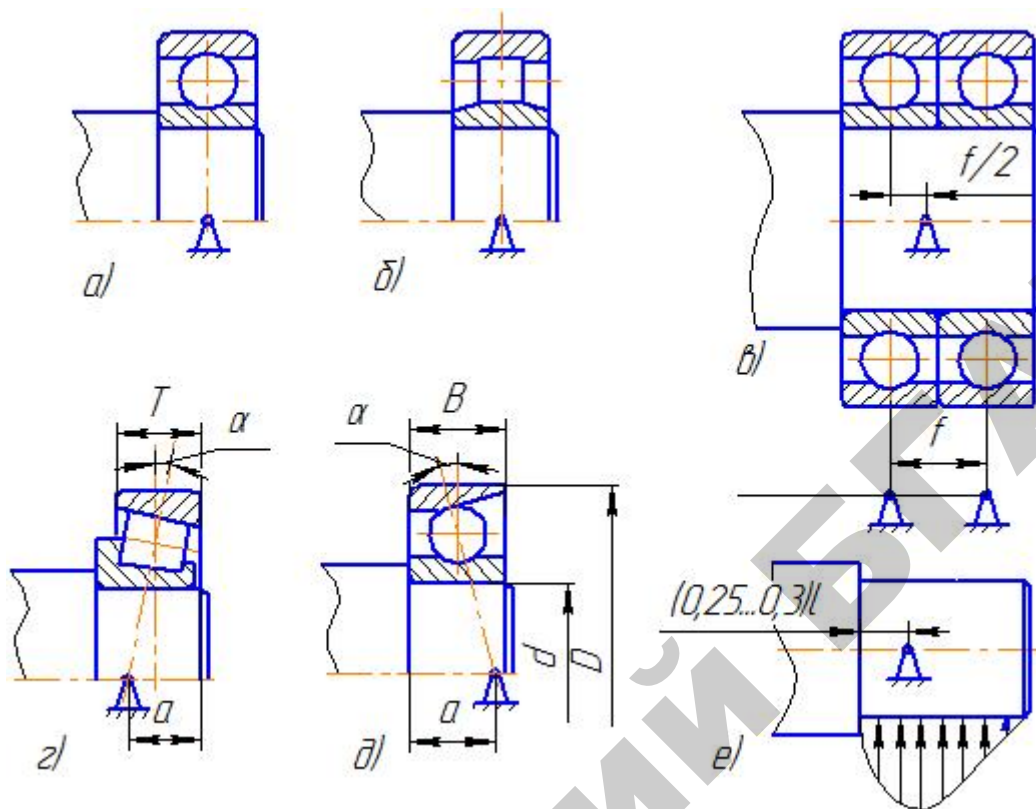


Рис. 9.18. Точки опоры вала:

a – на радиальном шариковом подшипнике; b – на радиальном роликовом подшипнике; c – на двух радиальных шарикоподшипниках в одной опоре; d – на радиально-упорном шарикоподшипнике; e – на подшипнике скольжения

Дальнейший расчет вала проводят в такой последовательности: по ориентировочному чертежу сборочной единицы вала с учетом эскизной компоновки и схемы взаимодействия сил составляют расчетную схему (рис. 9.19). В рассматриваемом случае за основу принят выходной вал (рис. 9.17).

Определяют положение опор и на схеме наносят все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной X и вертикальной Z). Расстояния между точками приложения сил и опорами принимают из эскизной компоновки. Затем определяют реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В этих же плоскостях строят эпюры изгибающих моментов M_x и M_z , а так же отдельно эпюру крутящего момента T .

Предположительно устанавливают наиболее нагруженное место вала. Так, на рис. 9.19 выходного вала редуктора таким местом может быть сечение под опорой B из-за наибольшего изгибающего и наличия крутящего моментов. Суммарный изгибающий момент

$$M_{и2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{z2}^2},$$

где M_{x2} и M_{z2} – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях, Н·м.

В этом же сечении определяют эквивалентный момент $M_{э2} = \sqrt{M_{и2}^2 + T_3^2}$, по которому рассчитывают диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{э2} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_и]}}$$

где $[\sigma_{из}]$ – допускаемое напряжение при изгибе, значение которого для обеспечения не только прочности, но и жесткости, принимают равным 50...60 МПа.

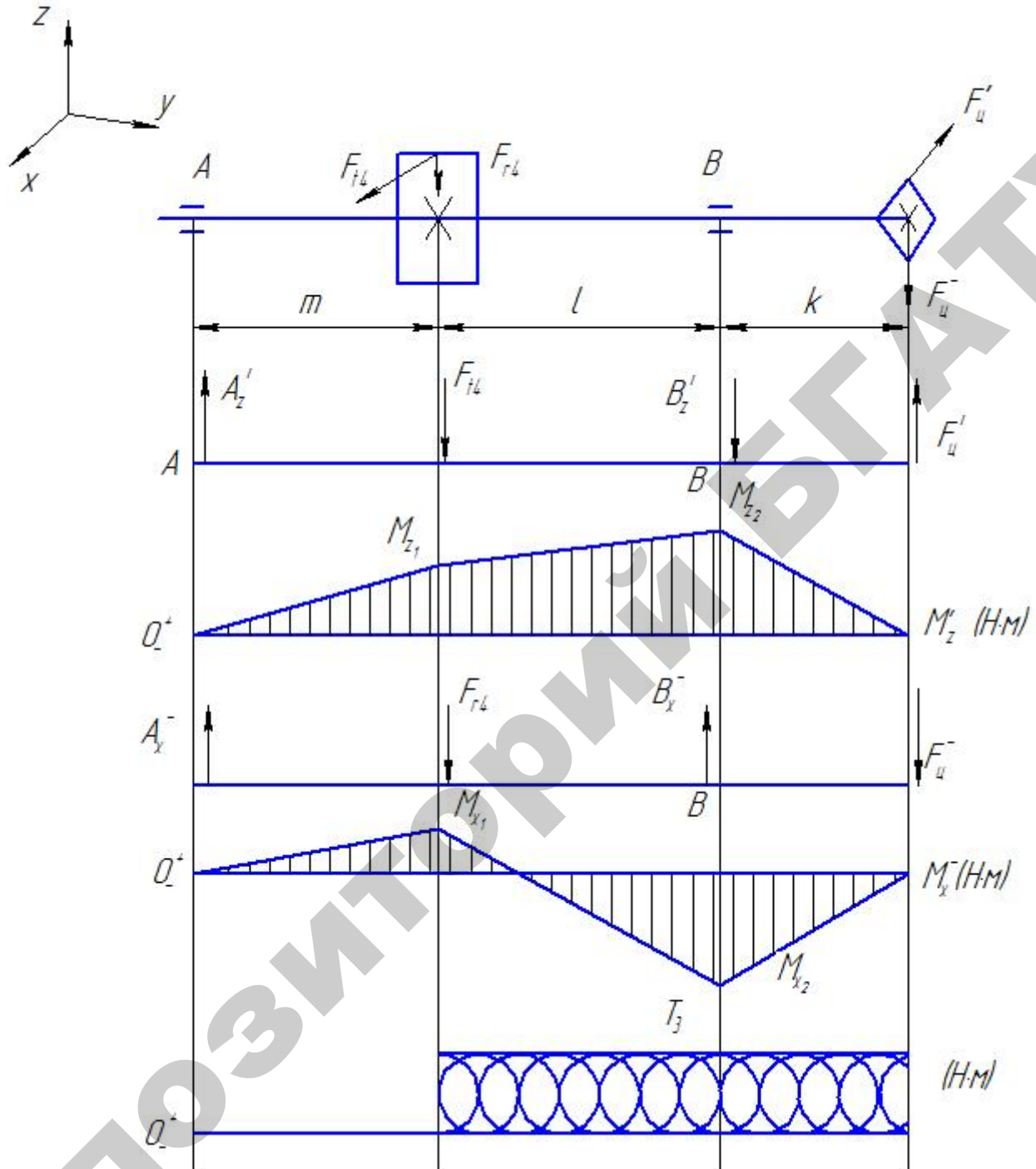


Рис. 9.19. Расчетная схема выходного вала

С учетом изменения напряжений изгиба по симметричному циклу

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{z2} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]}}$$

где точнее определяется допускаемое напряжение $[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon_{\sigma}}{[s] \cdot k_{\sigma}} \cdot \beta \cdot k_L$. Пояснение и определение составляющих этого выражения см. в главе 1.

Полученный диаметр вала под опорой B сравнивают с принятым при ориентировочном расчете и при необходимости проводят корректировку его и других диаметральных размеров вала.

Валы, работающие в режиме кратковременных перегрузок, на этом этапе расчета проверяют и на статическую прочность. Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок. Это возможно при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывании предохранительного устройства, что характерно для эксплуатирующихся механизмов грузоподъемных машин, оборудования перерабатывающих отраслей (жиро-, щебнеперерабатывающие машины и др.).

В расчетах с учетом действительного значения момента сопротивления проверяемого сечения вала W и W_k , площади поперечного сечения A (табл. 9.9 и 9.10, W и W_k в мм^3 и A , мм^2) определяют нормальные σ (МПа) и касательные τ (МПа) напряжения.

$$\sigma = \frac{10^3 \cdot M_n}{W} + \frac{F_a}{A}, \quad \tau = \frac{10^3 \cdot T}{W_k},$$

где M_n – суммарный изгибающий момент с учетом перегрузки, $M_n = k(\sqrt{M_x^2 + M_z^2})$, Н·м; F_a – осевая сила, Н; $T = k \cdot T_k$ – аналогично крутящий момент, Н·м. Здесь k – коэффициент перегрузки, значение которого $k = 2,0 \dots 3,0$.

Таблица 9.10

Геометрические характеристики поперечных сечений валов с эвольвентными шлицами наружного диаметра D , модулем m и числом зубьев z (ГОСТ 6033-80)

$D \times m \times z$	$W \cdot 10^3, \text{мм}^3$	$W_k \cdot 10^3, \text{мм}^3$	$J \cdot 10^4, \text{мм}^4$	$A \cdot 10^2, \text{мм}^2$
35×2×16	3,198	6,307	5,533	8,275
40×1,25×30	5,389	10,780	10,710	11,580
40×2×18	4,921	9,841	9,743	11,000
45×1,25×34	7,804	16,610	17,460	14,790
45×2×21	7,214	14,430	16,090	14,150
50×1,25×38	10,850	21,700	26,440	18,390
50×2×24	10,100	20,210	25,090	17,690
55×2×24	13,690	27,370	37,360	21,600
55×3×17	12,570	25,130	34,180	20,580
60×2×28	18,000	36,010	53,650	25,900
60×3×18	16,610	33,210	49,320	24,750

В дальнейшем расчете вала на статическую прочность определяются запасы прочности для опасных сечений по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma} = \sigma_T / \sigma; \quad S_{T\tau} = \tau_T / \tau.$$

Здесь σ_T и τ_T – пределы текучести материала вала при изгибе и кручении, МПа (табл. 9.8).

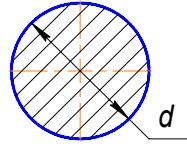
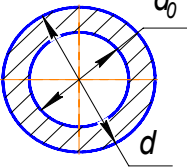
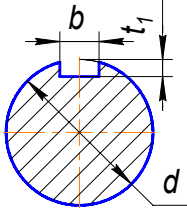
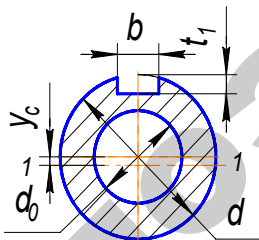
При совместном действии касательных и нормальных напряжений общий коэффициент запаса прочности

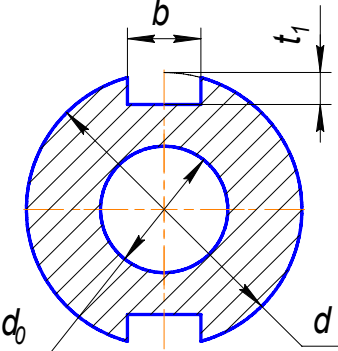
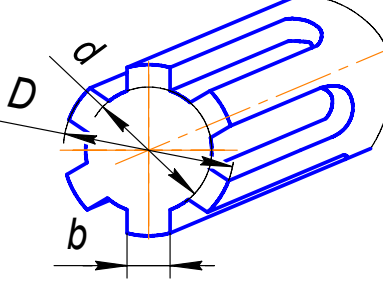
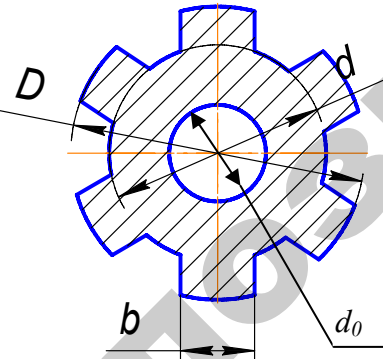
$$S_T = \frac{S_{T\tau} \cdot S_{T\sigma}}{\sqrt{S_{T\tau}^2 + S_{T\sigma}^2}} \geq |S_T|_{\min}.$$

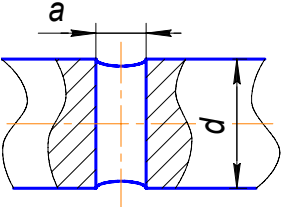
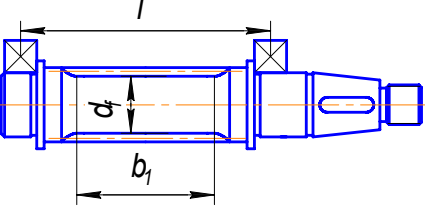
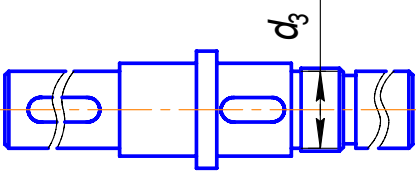
Допускаемый запас прочности $[S_T]_{\min}$ принимается в зависимости от степени пластичности материалов и точности осуществляемого расчета (табл. 9.11).

Таблица 9.9

Моменты сопротивления сечения вала при расчете на изгиб W , кручение W_k ,
моменты инерции J и площади поперечных сечений валов A

Формула сечения 1	Эскиз 2	W , мм ³ 3	W_{k_3} мм ³ 4	J , мм ⁴ 5	A , мм ² 6
Круглый вал		$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$	$\frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{\pi d^2}{4}$
Круглый вал с ослаблением отверстием		$\frac{2J}{d}$	$2W$	$\frac{\pi}{64}(d^4 - d_0^4)$	$\frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2)$
Круглый вал с ослаблением шпоночным пазом		$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$2W$	$\frac{\pi}{64}d^4 - \frac{bt_1^3}{12}$	$\frac{\pi}{4}d^2 - bt_1$
Круглый вал с ослаблением отверстием и шпоночным пазом		$\frac{J}{0,5d + y_c}$	$2W$	$\frac{\pi}{64}(d^4 - d_0^4) + \frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2)y_c - \frac{bt_1^3}{12} - bt_1\left(y_c + \frac{d-t_1}{2}\right)^2$ Здесь $y_c = \frac{2bt_1(d-t_1)}{\pi(d^2 - d_0^2) - 4bt_1}$	$\frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2) - bt_1$

1	2	3	4	5	6
<p>Круглый вал, ослабленный отверстием и двумя шпоночными пазами</p>		$\frac{2J}{d}$	$2W$	$\frac{\pi}{64}(d^4 - d_0^4) - \frac{bt_1}{6} \times \times \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2}$	$\frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2) - 2bt_1$
<p>Шлицевой участок вала диаметрами d и D, числом шлиц z и шириной b (шлицы прямобочн.)</p>		$\frac{1}{32}D \left[\pi d^4 - 2b(D - d)(D + d)^2 \right]$	$2W$	$\frac{\pi}{64}d^4 + \frac{bz}{64}(D - d)(D + d)^2$	$\frac{\pi}{4}d^2 + \frac{bz}{2}(D - d)$
<p>То же, что и в предыдущем с ослаблением отверстием</p>		$\frac{2J}{d}$	$2W$	$\frac{\pi}{64}(d^4 - d_0^4) + \frac{bz}{64}(D - d)(D + d)^2$	$\frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2) + \frac{bz}{2}(D - d)$

1	2	3	4	5	6
Круглый вал ослаблен поперечным отверстием $a/d = 0,05 \dots 0,25$		$\frac{\pi d^3}{32} \left(1 - 1,54 \frac{a}{d} \right)$	$\frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{a}{d} \right)$		
Вал с нарезанными витками червяка		$\frac{\pi d_f^3}{32}$	$\frac{\pi d_f^3}{16}$	$\frac{\pi d_f^3}{64}$	$\frac{\pi d_f^2}{4}$
Вал с резьбой		$\frac{\pi d_3^3}{32}$	$\frac{\pi d_3^3}{16}$	$\frac{\pi d_3^3}{64}$	$\frac{\pi d_3^2}{4}$

Значение $|S_T|_{\min}$

Пластичность материала вала и σ_T/σ_B	Степень точности расчетных нагрузок	$ S_T _{\min}$
Весьма пластичный $\sigma_T/\sigma_B \leq 0,6$	Высокая	1,2...1,4
Пластичный $\sigma_T/\sigma_B = 0,6...0,8$	Приближенная (большинство валов общего машиностроения)	1,4...1,8
Умеренной и малой пластичности $\sigma_T/\sigma_B = 0,8...0,9$	Пониженная	1,6...2,2
Для литых валов и валов из хрупких материалов	—	2,0...3,0

9.3.3. Расчет валов на сопротивление усталости

Третий этап расчета (уточненный) валов выполняется при длительно действующих нагрузках, повторяемость которых должна быть не менее $10^3 \dots 10^4$ циклов за весь срок службы. Поэтому в расчете усталостных показателей необходимо прежде всего установить характер соответствующего цикла напряжения. Вследствие вращения вала напряжения изгиба в его поперечных сечениях изменяются по симметричному или близкому к нему циклу (рис. 9.20, а), а для напряжений кручения несколько условно принимается отнулевой цикл (рис. 9.20, б). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения обосновывают тем, что большинство машин работает с переменным крутящим моментом, а знак момента (положительный или отрицательный) изменяется только у реверсивных механизмов.

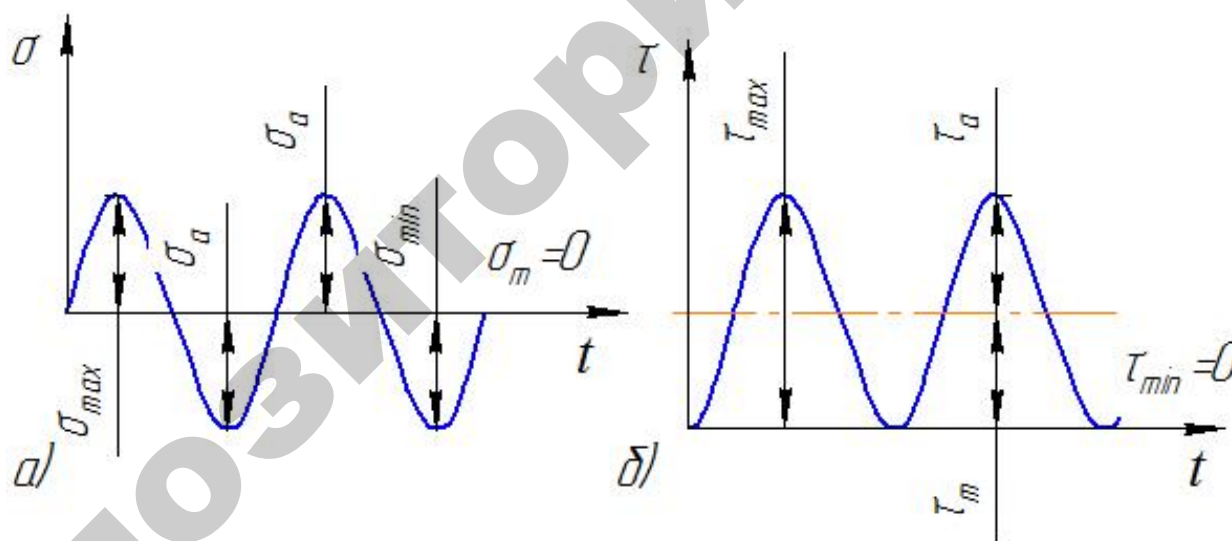


Рис. 9.20. Циклы действующих в поперечных сечениях вала напряжений:
а – симметричный; б – отнулевой

Уточненный расчет выполняется по уже известной конструкции вала с его размерами, расположением и видами концентраторов напряжений, построенными эпюрами моментов, назначенным материалом, способом обработки и упрочнения поверхностей. Расчет сводится к определению коэффициента запаса усталостной прочности

$$s = \frac{S_\tau \cdot S_\sigma}{\sqrt{S_\tau^2 + S_\sigma^2}} \geq [s],$$

где s_σ – коэффициент запаса прочности по изгибу (при отсутствии кручения),

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m};$$

s_{τ} – коэффициент запаса прочности по напряжениям кручения (при отсутствии изгиба),

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}.$$

Пределы выносливости при изгибе (σ_{-1}) и кручении (τ_{-1}), коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла изменения напряжений ($\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$), а также требуемые коэффициенты запаса усталостной прочности [s] приведены для материалов валов в табл. 9.8.

Постоянные составляющие циклов (см. рис. 9.20) изменения напряжений (средние напряжения цикла) $\sigma_m = 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$ и $\tau_m = 0,5(\tau_{\max} + \tau_{\min})$, переменные составляющие (амплитуды циклов) $\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$ и $\tau_a = 0,5(\tau_{\max} - \tau_{\min})$ для валов определяются расчетным путем по следующим зависимостям:

$$\sigma_a = \sigma_F = \frac{M_u}{W}; \quad \tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \tau = \frac{1}{2} \frac{T}{W_k}; \quad \sigma_m = 0.$$

В том случае, когда привод работает в реверсивном цикле, то и

$$\tau_a = \frac{T}{W_k}; \quad \tau_m = 0.$$

Моменты сопротивления сечения вала W и W_k определяются по зависимостям, приведенным в табл. 9.9, а другие составляющие, входящие в формулы коэффициентов запаса усталостной прочности, в частности, приведенные эффективные коэффициенты концентрации напряжений $K_{\sigma d} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{\sigma d}} + \frac{1}{\beta} - 1 \right) / \beta'$ и $K_{\tau d} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{\tau d}} + \frac{1}{\beta} - 1 \right) / \beta'$, принимаются по рекомендациям первой главы пособия (1.3 и 1.4).

Значения отношения коэффициентов концентрации напряжений $\frac{K_{\tau}}{K_{\tau d}}, \frac{K_{\sigma}}{K_{\sigma d}}$ для вала с насаженными деталями (например, внутреннее кольцо подшипника и вал) приведены в табл. 9.12.

Таблица 9.12

Отношения коэффициентов концентрации напряжений $\frac{K_{\tau}}{K_{\tau d}}, \frac{K_{\sigma}}{K_{\sigma d}}$ для валов с насаженными деталями

Диаметр вала d , мм	Посадка	σ_B , МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
		$K_{\sigma} / K_{\sigma d}$ (изгиб)							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\leq 30 \dots 50$	I	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	II	1,69	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	III	1,46	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
$> 50 \dots 100$	I	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,6	5,2
	II	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	III	1,8	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	3,40
100 и более	I	2,95	3,28	3,60	3,94	4,25	4,6	4,90	5,60
	II	2,22	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	4,20
	III	1,92	2,13	2,34	2,56	2,76	3,00	3,18	3,64

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
K_t/K_{td} (кручение)									
$\leq 30 \dots 50$	I	1,75	1,9	2,05	2,2	2,35	2,5	2,65	2,95
	II	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	III	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
$> 50 \dots 100$	I	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	II	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	III	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
100 и более	I	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	II	1,73	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	III	1,55	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58

Примечание. I – посадка с гарантированным натягом (H/r , H/s); II – переходные посадки (H/k); III – посадки типа H/h .

Если при уточненном расчете вала окажется, что $S < [S]_{\min}$ (значение $[S]_{\min}$ – см. табл. 9.8), то следует изменить конструкцию вала или технологически его упрочнить, при этом не исключается применение стали с более высоким пределом выносливости.

9.3.4. Расчет валов на жесткость

Продольная жесткость вала проверяется в тех случаях, когда его деформации (линейные или угловые) отрицательно сказываются на работе сопряженных деталей: подшипников, зубчатых колес, соединений. При чрезмерном прогибе вала f (рис. 9.21) происходит перекося зубчатых колес (ухудшается зацепление) и возникает концентрация нагрузки по длине зуба. Одновременно с увеличением угла наклона ν может произойти защемление тел качения в подшипниках. Чтобы исключить это явление, длинные валы сельскохозяйственных машин и оборудования, перерабатывающего сельскохозяйственное сырье, устанавливаются в радиальных сферических двухрядных шариковых (ГОСТ 28428-80) и роликовых (ГОСТ 5721-75) подшипниках. Валы редукторов на жесткость в большинстве случаев не проверяют из-за жесткой корпусной установки их в опорах и повышенного коэффициента запаса прочности s . Исключение составляют валы червяка, которые в обязательном порядке проверяют и на изгибную жесткость для обеспечения необходимого его взаимодействия с венцом колеса.

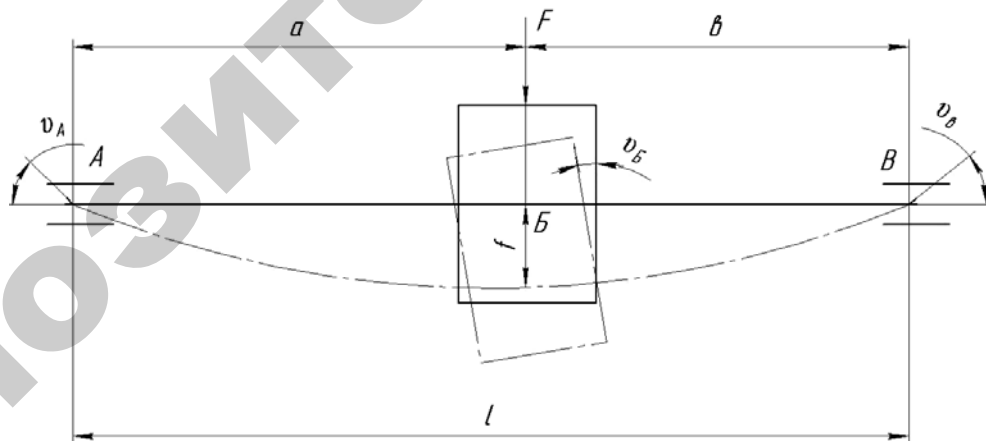


Рис. 9.21. Схема для расчета жесткости вала:

ν_A , ν_B и ν_B – углы наклона упругих линий; f – прогиб в средней части вала (оси)

Условие жесткости вала по величине прогиба и угла наклона в средней части его (рис. 9.21) имеет вид

$$f_B = \frac{Fa^2b^2}{3EJ(a+b)} \leq [f], \quad \nu_B = \frac{F \cdot a \cdot b(b-a)}{3EJ} \leq [\nu].$$

При симметричном расположении опор червяка относительно его середины максимальный прогиб в этом месте от действия нагрузок в вертикальной и горизонтальной плоскостях

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{t_0}^2 + F_{r_0}^2}}{48EJ_{np}} \leq [f].$$

В этих зависимостях f_B (f) – прогиб (мм) упругих линий вала от действия изгибающих сил: F (рис. 9.21), F_{t_0} (окружное усилие на червяке), F_{r_0} (радиальное усилие на червяке), ν_B – угол наклона упругих линий вала (рад); a , b и l – расстояния от условных мест приложения силы F до каждой из опор, а также расстояние между опорами червяка, мм; E – модуль продольной упругости оси или вала, МПа (для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа); J – осевой момент инерции сечения оси или вала, мм⁴; J_{np} – приведенный момент инерции сечения червяка (с учетом витков), мм⁴; $[f]$ и $[\nu]$ – допустимые значения прогиба и угла наклона в средней части вала.

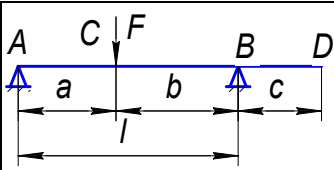
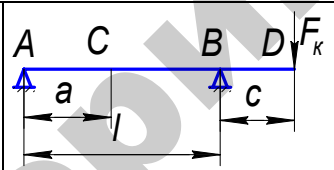
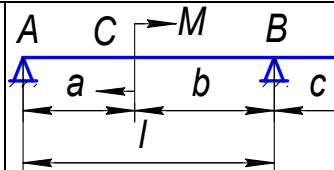
$$J_{np} = \frac{\pi d_{f_0}^4}{64} \cdot \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{ac}}{d_{f_0}} \right),$$

где d_{f_0} и d_{ac} – диаметры впадин и вершин витков червяка, мм.

В других расчетных случаях прогибы f и углы наклона упругой линии вала ν можно оценить, воспользовавшись данными табл. 9.13.

Таблица 9.13

Формулы для расчетов углов наклона сечений и прогибов двухопорных балок

Углы поворота ν и прогибы f			
ν_A	$\frac{Fab}{6EJ}(l+b)$	$-\frac{F_k cl}{6EJ}$	$-\frac{M(2l^2 + 6al + 3a^2)}{6EJ}$
ν_B	$-\frac{Fab}{6EJ}(l+a)$	$\frac{F_k cl}{6EJ}$	$\frac{M(l^2 - 3a^2)}{6EJ}$
ν_C	$\frac{Fab}{3EJ}(b-a)$	$\frac{F_k c(3a^2 - l^2)}{6EJ}$	$-\frac{M(2l^2 - 6al + 6a^2)}{6EJ}$
ν_D	ν_B	$\frac{F_k c(2l - 3c)}{6EJ}$	ν_B
f_C	$\frac{Fa^2 b^2}{3EJ}$	$\frac{F_k ca(l^2 - a^2)}{6EJ}$	$-\frac{M(2l^2 - 6al + 4a^2)}{6EJ}$
f_D	$c \cdot \nu_B$	$\frac{F_k c^2(l - c)}{3EJ}$	–

Как указывалось выше, изгибная жесткость обеспечивается при выполнении условий $f \leq [f]$ и $\nu \leq [\nu]$, где $[f]$ и $[\nu]$ – допускаемые прогибы и углы наклона упругих линий осей и валов.

Для валов и осей общего назначения в сечении под серединой их между опорами с расстоянием l принимают $[f] = (0,0002 \dots 0,0003)l$.

Рекомендуют принимать для валов зубчатых передач цилиндрических $[f] \approx 0,01m$; конических – $[f] \approx 0,01m_e$; для валов червяков – $[f] = (0,005 \dots 0,01)m$, где m и m_e – стандартные модули зацепления.

Допустимые значения углов поворота вала: в шариковых радиальных подшипниках – $[v] = 0,008$ рад, сферических – $[v] = 0,05$ рад, роликовых цилиндрических – $[v] = 0,0025$ рад, роликовых конических однорядных – $[v] = 0,0017$ рад, роликовых конических двухрядных – $[v] = 0,0006$ рад и подшипниках скольжения – $[v] = 0,001$ рад.

В случае действия на вал перпендикулярно к его оси сил в разных плоскостях, то, как и при определении суммарных реакций опор и изгибающих моментов, углы наклона упругих линий и прогибы вычисляются в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Величины этих прогибов и углов наклона суммируются геометрически и вычисляется полное их значение:

$$f = \sqrt{(f^-)^2 + (f')^2}; \quad v = \sqrt{(v^-)^2 + (v')^2},$$

где f^- , f' , v^- , v' – прогибы и углы наклона упругих линий в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Для ступенчато-фасонных валов и осей при вычислении значения момента инерции поперечного сечения вала $J = \frac{\pi d^4}{64}$ предварительно необходимо определить эквивалентный диаметр вала:

$$d_э = d_{\max} \sqrt{1 / \sum \frac{\lambda_i}{\delta_i^4}},$$

где d_{\max} – наибольший диаметр вала на соответствующем участке.

$$\lambda_i = \frac{l_1}{l} + \frac{l_2}{l} + \dots + \frac{l_i}{l}; \quad \delta_i = \frac{d_1}{d_{\max}} + \frac{d_2}{d_{\max}} + \dots + \frac{d_i}{d_{\max}},$$

здесь $l_1, l_2, l_i, d_1, d_2, d_i$ – длины и соответствующие им диаметры отдельных участков вала;

l – полная длина вала: $l = l_1 + l_2 + \dots + l_i$.

Для участка вала, ослабленного шпоночным пазом, в формулы определения φ и v вводят коэффициент понижения жесткости

$$K = \frac{1}{1 - \frac{4K't_1}{d}},$$

где t_1 – глубина шпоночной канавки; K' – коэффициент количества шпоночных пазов на валу в рассматриваемом месте: $K' = 0,5$ – при одной шпонке, $K' = 1$ – две шпонки под углом 90° , $K' = 1,2$ – две шпонки, установленные одна к другой под углом 180° , и $K' = 0,4$ – при двух тангенциальных шпонках с углом размещения в 120° .

При расчете вала со шлицами принимается приведенный диаметр:

$$d_n = d + 0,3(D - d),$$

где D и d – соответственно диаметры шлиц – наружный и внутренний.

Напрессованные ступицы рассматриваются как работающие совместно с валом и увеличивающие его диаметр. Длина условной ступицы на валу принимается равной $\frac{1}{2} l_{ст}$ (деталь посажена на вал между опорами) и $\frac{1}{4} l_{ст}$ (деталь посажена на конец (консоль) вала).

Угол закручивания цилиндрического участка вала (рад/м) длиной l (мм), диаметром d (мм) под действием крутящего момента T (Н·м) равен:

$$\varphi = \frac{T \cdot l \cdot 10^3}{GJ_p} = \frac{T \cdot l \cdot 10^3}{G\pi \frac{d^4}{32}} = \frac{T \cdot l \cdot 10^4}{G\pi d^4},$$

где G – модуль сдвига, для стали $G = 0,82 \cdot 10^5$ МПа;

J_p – полярный момент инерции, мм^4 .

Для ступенчатых валов угол закручивания определяется как и при расчете f и ν по его участкам с учетом соответствующих длин, диаметров и действующих нагрузок в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Тогда суммарный угол закручивания получается суммированием его частных значений, полученных расчетом по участкам.

Чтобы не нарушились условия зацепления, допустимые значения – $[\varphi] = 0,002 \dots 0,0003$ рад/м или $[\varphi] = 30'$ для валов редукторов и коробок передач. Для большинства конструкций валов жесткость на кручение не столь важна и специальный расчет не проводится.

9.4. Примеры расчета

9.4.1. Выполнить проектно-предварительный расчет с разработкой конструкции ведущего вала конического редуктора, соединяемого с валом электродвигателя посредством клиноременной передачи. Действующий крутящий момент $T_1 = 156,2$ Н·м. Размеры конической шестерни: конусное расстояние внешнее $R_e = 182$ мм; ширина зубчатого венца $\epsilon = 54$ мм; угол делительного конуса шестерни $\delta_1 = 15,945^\circ$; внешний окружной модуль $m_e = 5$ мм.

Решение.

1. Предварительная оценка диаметра вала под шкивом и шестерней (момент T_1 передается валом от шкива к шестерне) при $[\tau] = 20$ МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{156,2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 33,93 \text{ мм},$$

назначаем диаметр в соответствии с ГОСТ 6636-69 и ГОСТ 12080-66 под шкивом и шестерней 34 мм.

2. Так как коническое зацепление нуждается в точном фиксировании в осевом направлении, то используем установку подшипников «враспор» из-за простоты конструкции опорной части вала. Для дальнейшего рассмотрения вопроса назначения диаметров вала, выполним оценку способа изготовления шестерни за одно целое с валом (вал-шестерня, рис. 9.22, в) или съемной (рис. 9.22, а, б).

Для этого определим размер Δ – расстояние от впадины зуба со стороны малого конуса (см. вид А, рис. 9.22, а) до шпоночного паза.

$$\Delta = \frac{d_{f1}^*}{2} - \left(\frac{d_e}{2} + t_2 \right) = 0,5d_{f1}^* - (0,5d_e + t_2),$$

где d_{f1}^* – диаметр впадин зубьев с внутреннего торца;

d_e – диаметр вала, на который насаживается шестерня 5, в рассматриваемом примере $d_e = 34$ мм;

t_2 – глубина шпоночного паза шестерни, $t_2 = 3,3$ мм (см. табл. 5.1).

Здесь (согласно рис. 9.22, а)

$$\frac{0,5d_{f1}^*}{(R_e - \epsilon)} = \sin(\delta_1 - \theta_f),$$

где при внешней высоте ножки зуба $h_{fe} = 1,2m_e$ значение θ_f (угол ножки зуба)

$$\operatorname{tg} \theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e} = \frac{1,2 \cdot 5}{182} = 0,033, \text{ или } \theta_f = 1,888^\circ,$$

тогда $0,5d_{f1}^* = (R_e - \epsilon) \cdot \sin(\delta_1 - \theta_f) = (182 - 54) \cdot \sin(15,945^\circ - 1,888^\circ) = 31,09$ мм и соответственно $\Delta = 31,09 - (0,5 \cdot 34 + 3,3) = 31,09 - 20,3 = 10,8$ мм, что больше $[\Delta] = 1,8m_e = 1,8 \cdot 5 = 9,0$ мм, а при $\Delta > [\Delta]$ шестерня изготавливается съемной.

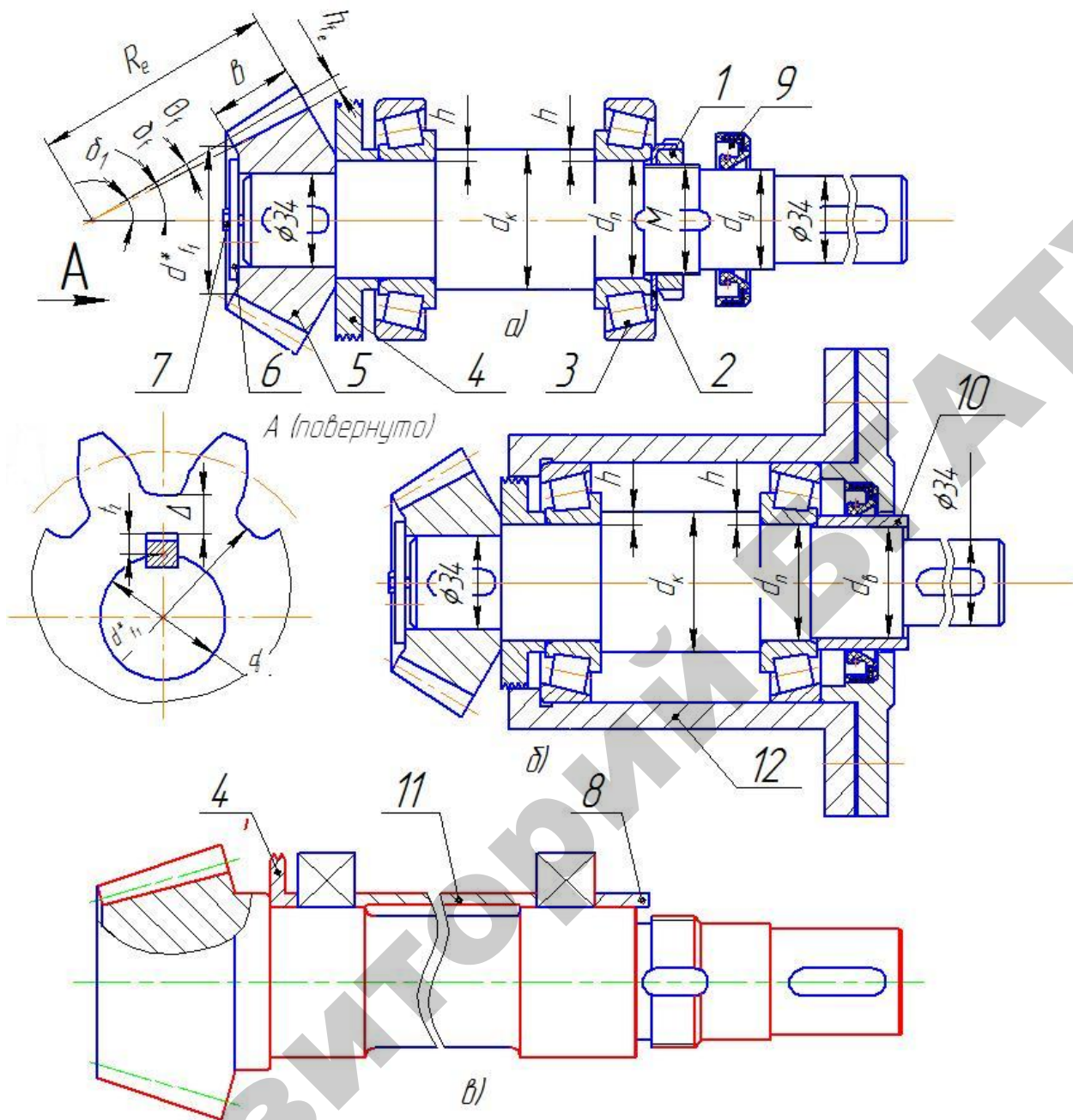


Рис. 9.22. Схема вала конической шестерни:

а и б – вал со съемной шестерней и фиксацией подшипников резьбовыми соединениями 1, 7 и втулкой 10;
в – вал-шестерня

3. Конструкция вала.

Со стороны входного конца вала (под шкивом) следующий участок его можно конструктивно исполнять под резиновую армированную манжету 9 (ГОСТ 8752-70) или упорную втулку 10. Тогда в первом варианте диаметр $d_9 = 38$ мм (табл. 9.7), а во втором $d_6 = 36$ мм. Следующий участок вала – резьбовой под гайку круглую шлицевую 1 (ГОСТ 11872-89). Здесь следует предусмотреть такой размер метрической резьбы, чтобы внутренний диаметр резьбы превышал диаметр d_7 и обеспечивал свободное получение шпоночного паза под усик шайбы многолапчатой 2, не затрагивая участок вала с диаметром d_7 . Для рассматриваемого примера подходит резьба М42×1,5 с внутренним диаметром $d_3 = 39$ мм, что $> d_7 = 38$ мм.

Тогда диаметр вала под подшипниками 3 $d_4 = 45$ мм, а следующий диаметр вала между подшипниками d_5 , также и наружный диаметр втулки 11 устанавливаются по табл. 9.6 согласно размеру радиуса r_4 после расчета и выбора подшипников.

На участках вала с диаметрами d_n устанавливаются распорные втулки 8, 11 и мазеудерживающее кольцо 4.

Фиксирование шестерни на валу предусматривается торцевым диском 6 (ГОСТ 14734-69), шайбой стопорной с носиком 7 (ГОСТ 13465-77) и винтом (ГОСТ 7798-70) при диаметре вала до 50 мм.

В варианте установки втулки 10 (рис. 9.22, б) диаметр вала в рассматриваемом примере под подшипником $d_n = 40$ мм. Этим уменьшаются габариты вала, подшипников и стакана 12. Однако повышение стоимости конструкции из-за втулки и торцевого крепления ее и усложнения фиксации подшипников на валу является отрицательным.

На рис. 9.22, в приведен вариант вала, изготавливаемого совместно с шестерней (вал-шестерня).

9.4.2. Выполнить ориентировочный расчет и проектно-предварительную разработку ведущего вала двухступенчатого редуктора с цилиндрическими колесами. Вал соединяется с валом электродвигателя муфтой упругой втулочно-пальцевой (ГОСТ 21424-93) и передает крутящий момент $T_1 = 42$ Н·м. Диаметр вала электродвигателя $d_3 = 24$ мм. На валу установлена шестерня с модулем зубьев $m = 3$ мм, диаметром впадин $d_{f1} = 35$ мм и скоростью в зацеплении $v = 3,8$ м/с.

Решение.

1. Диаметр выходного конца быстроходного вала согласовываем с диаметром вала электродвигателя. Этим определяется возможность использования стандартной муфты соединительной. Диаметр вала

$$d = (0,8...1,0)d_3 = (0,8...1,0)24 = 19,2...24 \text{ мм.}$$

Используем размер $d = 22$ мм, что позволяет применить для соединения валов муфту МУВП-22 с условием растачивания отверстия полумуфты, насаживаемой на вал электродвигателя, до диаметра 24 мм и углубления шпоночного паза до размера $t_2 = 3,3$ мм.

2. Остальные диаметральные размеры вала устанавливаем (рис. 9.23) с учетом $v = 3,8$ м/с, что $> 3,5$ м/с:

под уплотнением – $d_y = 24$ мм (манжета резиновая армированная по ГОСТ 8752-79);

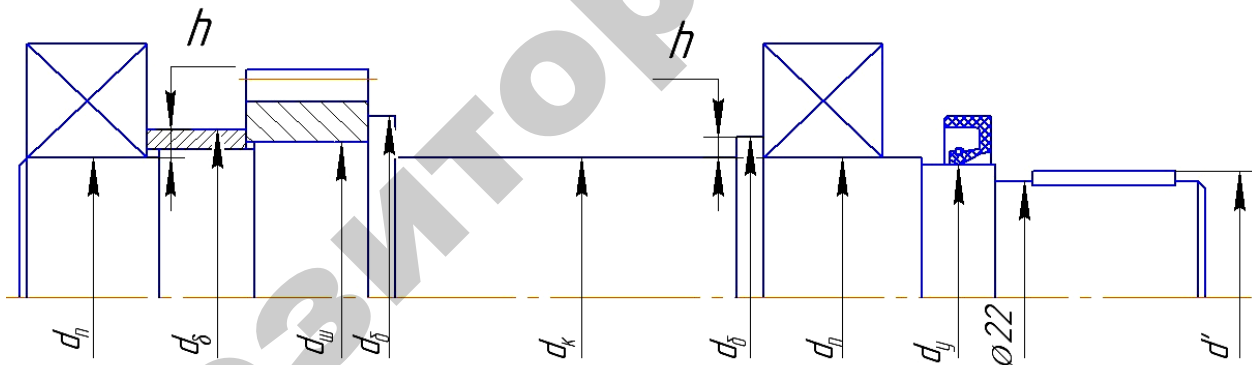


Рис. 9.23. Схема входного (ведущего) вала редуктора с цилиндрической шестерней

под подшипником (справа) $d_n = 25$ мм, что позволяет демонтировать подшипник не извлекая шпонки из шпоночного паза, т.к. размер $d' = 22 + (h - t_1) = 22 + (6 - 3,8) = 24,2$ мм, что $< d_n = 25$ мм, где $h = 6$ мм – высота шпонки и $t_1 = 3,8$ мм – глубина паза в валу (табл. 5.1);

слева под втулкой распорной $d_8 = 26$ мм, что соответствует Ra40 (ГОСТ 6636-69);

так же в соответствии с ГОСТ 6636-69 устанавливаем диаметр вала под шестерней $d_{ш} = 28$ мм; диаметр упорной части вала d_8 следует устанавливать по размеру h (см. рис. 9.9 и табл. 9.6) после расчета и выбора подшипников и получения $r_{ш}$;

диаметр

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{42 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (15...20)}} = 24,4...21,9 \text{ мм,}$$

используем $d_k = 22$ мм.

3. Оценка изготовления шестерни за одно целое с валом (вал-шестерня) или съемной (рис. 9.24). По табл. 5.1 для $d_{ш} = 28$ мм глубина паза в шестерне $t_2 = 3,3$ мм.

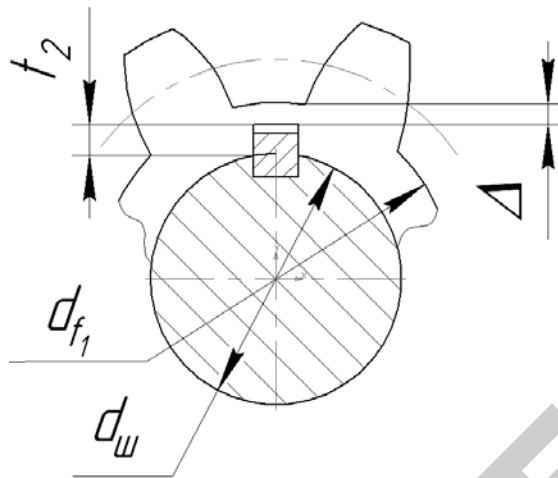


Рис. 9.24. Схема для определения Δ

Размер

$$\Delta = \frac{d_{f1}}{2} - \left(\frac{d_{ш}}{2} + t_2 \right) = \frac{35}{2} - \left(\frac{28}{2} + 3,3 \right) = 17,5 - 17,3 = 0,2 \text{ мм},$$

что значительно меньше $[\Delta] = 2,5m = 2,5 \cdot 2 = 5$ мм.

Следовательно, шестерня изготавливается совместно с валом. Предварительная конструкция ведущего вала (уточненная) показана на рис. 9.25.

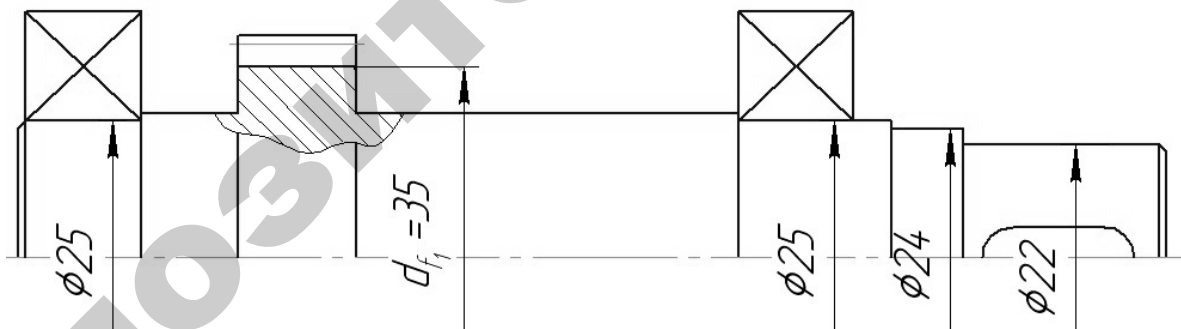


Рис. 9.25. Уточненная конструкция ведущего вала (вал-шестерня)

9.4.3. Выполнить ориентировочный расчет и разработать конструкцию вала червяка. Вал принимает крутящий момент $T_1 = 51,25$ Н·м и вращение от электродвигателя через ременную передачу и ведомый шкив. Модуль червячного зацепления $m = 2$ мм, диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = 40$ мм, впадин $d_{f1} = 30,4$ мм.

Решение.

1. Обычно червяки изготавливают за одно целое с валом. В рассматриваемом случае диаметр выходного конца вала под ведомым шкивом, принимая $[\tau] = 20$ МПа,

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{51,25 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 23,4 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение диаметра $d = 24$ мм.

2. Конструктивное исполнение и назначение диаметров участков вала (рис. 9.26):

под манжету резиновую армированную (ГОСТ 8752-79) $d_y = 28$ мм;

диаметр под подшипниками $d_n = 30$ мм;

диаметр участков вала между подшипниками и червяком d^* определяются исходя из диаметров d_n и d_n .

В случаях, когда конструкции червяков с витками за габаритами примыкающей к ним поверхности вала ($d_n > d^*$, рис. 9.26, б), то фиксация подшипников осуществляется заплечиками h с двух сторон. В примере $d_n \approx d^*$, и в конструкции вала предусматривают буртики (рис. 9.26, а), диаметр которых d_6 получают после расчета и выбора подшипников, а d^* можно ограничить размерами 28 или 30 мм, но не менее 23,4 мм.

На рис. 9.26 также для эскизной компоновки приведены размеры B_n и D_n предварительно выбранного по $d_n = 30$ мм роликового конического однорядного подшипника 7306 (ГОСТ 27365-87), а также крышки подшипника (ГОСТ 13219.1-81 и ГОСТ 13219.5-81) и их крепление (винт, ГОСТ 7798-70, шайба пружинная, ГОСТ 6402-70).

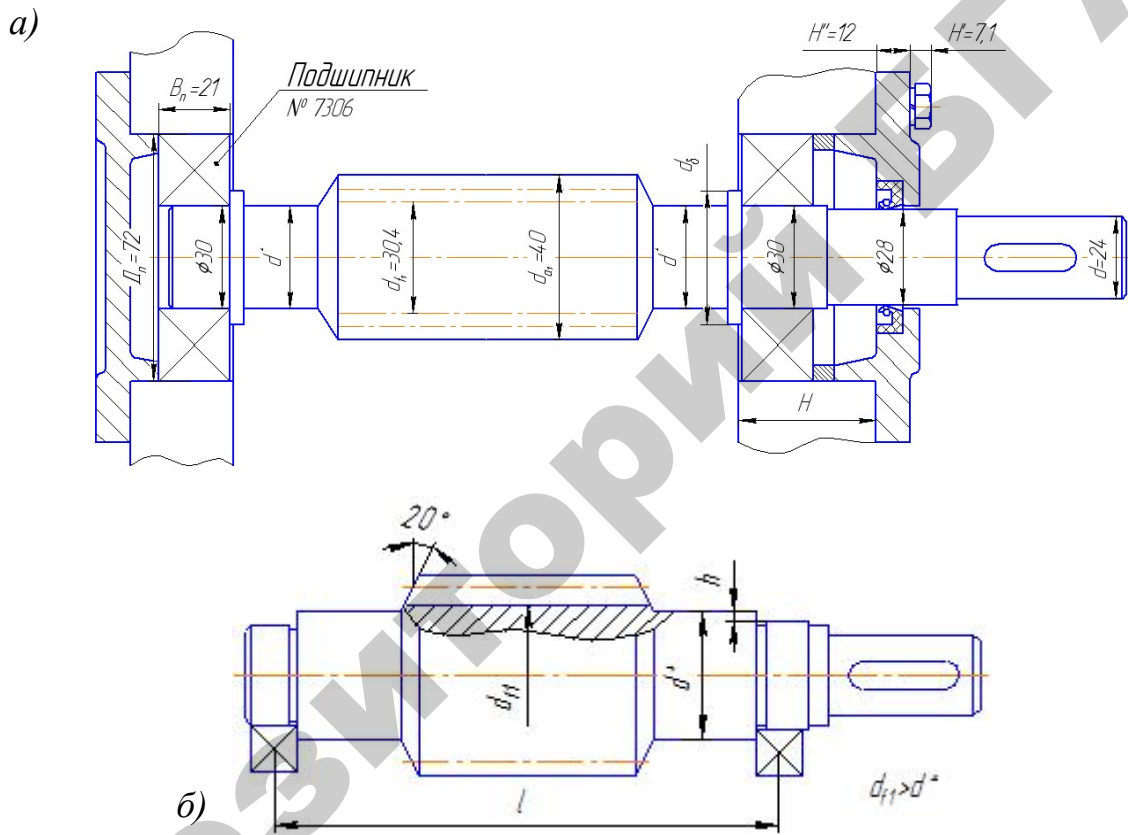


Рис. 9.26. Конструктивное исполнение вала червяка с буртиками (а) и заплечиками (б) для фиксации подшипников

9.4.4. Выполнить проектно-предварительный расчет и разработку конструкций промежуточного и выходного валов двухступенчатого с цилиндрическими колесами редуктора. Скорость в быстроходной ступени $v = 4,8$ м/с. Валы передают крутящие моменты соответственно $T_n = 81,7$ Н м и $T_b = 237,6$ Н м. На промежуточном валу предусмотреть установку (кроме косозубого колеса) прямозубой шестерни с $d_f = 67$ мм и модулем $m = 2$ мм, а на выходном – зубчатого прямозубого колеса и звездочки цепной передачи.

Решение.

1. Диаметры валов под колесом и шестерней промежуточного вала, а на выходном – под звездочкой:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{T_n \cdot 10^3}{0,2[\tau]_n}} \quad \text{и} \quad d_b = \sqrt[3]{\frac{T_b \cdot 10^3}{0,2[\tau]_b}},$$

используя для расчета значения $[\tau]_n = 20$ МПа и $[\tau]_в = 25$ МПа.

Тогда

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{81,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 27,3 \text{ мм}; \quad d_в = \sqrt[3]{\frac{237,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 36,2 \text{ мм}.$$

Назначаем диаметры под зубчатым колесом и шестерней промежуточного вала $d_n = 28$ мм, а под звездочкой выходного вала $d_в = 36$ мм (см. стандартные значения диаметров в 9.3).

2. Способ изготовления шестерни промежуточного вала. Для этого определим Δ (см. рис. 9.24):

$$\Delta = \frac{d_f}{2} - \left(\frac{d_n}{2} + t_2 \right) = \frac{67}{2} - \left(\frac{28}{2} + 3,3 \right) = 16,2 \text{ мм},$$

что значительно больше $[\Delta] = 2,5m = 2,5 \cdot 2 = 5$ мм.

Следовательно, шестерня съемная и изготавливается отдельно от вала. Здесь $t_2 = 3,3$ мм принято по $d_n = 28$ мм по табл. 5.1.

3. На рис. 9.27 показаны валы с диаметрными размерами, а также предварительно выбранные подшипники, соответственно для промежуточного вала шариковые радиально-упорные однорядные 46305 (основание – косозубое цилиндрическое колесо с осевой силой в зацеплении) и выходного – радиальные 308 (на выходном валу прямозубое цилиндрическое колесо). А так как скорость $v = 4,8$ м/с $>$ $v = 3,5$ м/с, то в конструкции мазеудерживающие кольца не предусматриваются. Смазывание подшипников осуществляется разбрызгиванием смазочного материала колесом быстроходной ступени.

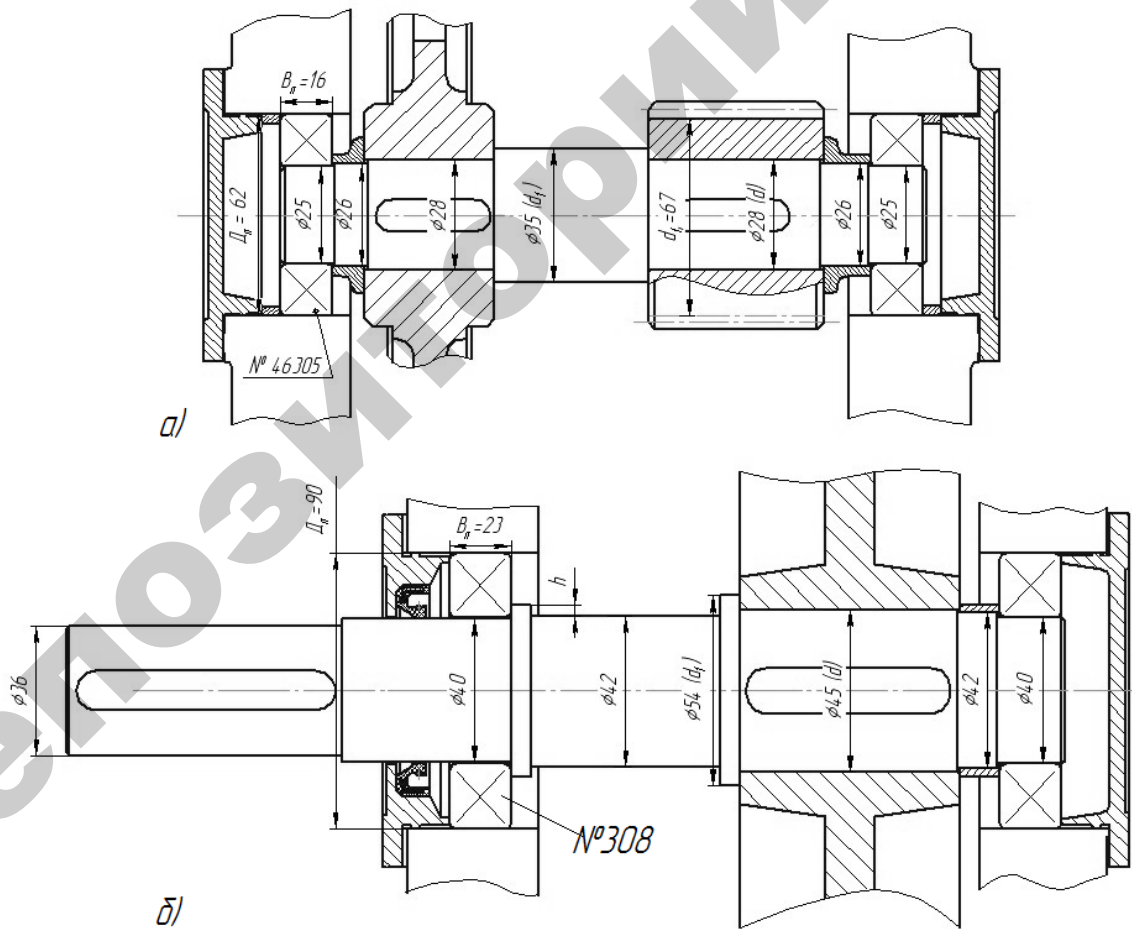


Рис. 9.27. Диаметрная конструкция валов:
а – промежуточного и б – выходного

Диаметральный размер участка вала между шестерней и колесом (рис. 9.27, а)

$$d_1 = d + (3...5) + 2R = 28 + 3 + 2 \cdot 2 = 35 \text{ мм},$$

а также буртик для упора зубчатого колеса на выходном валу (рис. 9.27, б)

$$d_1 = d + (3...5) + 2R = 45 + 4 + 2 \cdot 2,5 = 54 \text{ мм}.$$

Значения радиуса R принимаются по табл. 9.4 согласно рис. 9.7. Размер h буртика перед подшипником на выходном валу определяется после расчета и подбора подшипников, диаметр $d = 42$ мм на этом же валу принят конструктивно из условия $d = 42 > 36$ мм.

9.4.5. Рассчитать быстроходный (входной) вал конического редуктора (рис. 9.28) с горизонтальным разъемом и прямозубыми колесами. Вал термически не обработан. Исходные данные зубчатой передачи: частота вращения вала $n_1 = 950 \text{ мин}^{-1}$; срок службы (долговечность) $l_h = 6 \cdot 10^3 \text{ ч}$; окружная сила $F_t = 3597 \text{ Н}$; радиальная сила $F_r = 1265 \text{ Н}$; осевая сила $F_a = 339 \text{ Н}$; консольная нагрузка на валу от соединительной муфты $F_m = 263,5 \text{ Н}$; вращающий момент вала $T_1 = 96 \text{ Н м}$; средний делительный диаметр конической шестерни $d_1 = 53,38 \text{ мм}$; из эскизной компоновки $a = 36 \text{ мм}$, $\vartheta = 72 \text{ мм}$, $\delta = 108 \text{ мм}$.

Решение.

1. Так как редуктор конструируется с горизонтальным разъемом и таким же расположением валов, то окружное усилие F_t будет действовать в вертикальной плоскости, а осевое F_a с радиальным F_r усилием и консольной нагрузкой F_m – в горизонтальной.

На основании этого составим расчетную схему и поэтапно определим опорные реакции, построим эпюры изгибающих и крутящего моментов вала.

2. Опорные реакции и эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости.

$$\begin{aligned} \sum M_C = 0; \quad -F_r a + F_a \frac{d_1}{2} - R_D^- \vartheta + F_m (\vartheta + \delta) &= 0; \\ -1265 \cdot 36 + 339 \frac{53,4}{2} - R_D^- \cdot 72 + 263,5(72 + 108) &= 0; \\ R_D^- &= \frac{-45540 + 9051,3 + 47430}{72} = 152 \text{ Н}. \\ \sum M_D = 0; \quad -F_r (a + \vartheta) + F_a \frac{d_1}{2} + R_C^- \vartheta + F_m \delta &= 0; \\ -1265(36 + 72) + 339 \frac{53,4}{2} + R_C^- \cdot 72 + 263,5 \cdot 108 &= 0; \\ R_C^- &= \frac{136620 - 9051,3 - 28458}{72} = 1376,5 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Проверка: $-F_r + R_C^- + R_D^- - F_m = -1265 + 1376,5 + 152 - 263,5 = 0$.

Изгибающие моменты:

$$\begin{aligned} \sum M_E = 0; \quad M_D &= -F_m \cdot \delta \cdot 10^{-3} = 263,5 \cdot 108 \cdot 10^{-3} = -28,5 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ M_B &= F_a \frac{d_1}{2} = 339 \frac{53,4}{2} \cdot 10^{-3} = 9,1 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ M_C &= -F_m (\vartheta + \delta) + R_D^- \vartheta = -263,5(72 + 108) \cdot 10^{-3} + 152 \cdot 72 \cdot 10^{-3} = -36,5 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

3. Опорные реакции и эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости:

$$\sum M_C = 0; \quad -F_t a + R_D^l \vartheta = 0; \quad -3597 \cdot 36 + R_D^l \cdot 72 = 0;$$

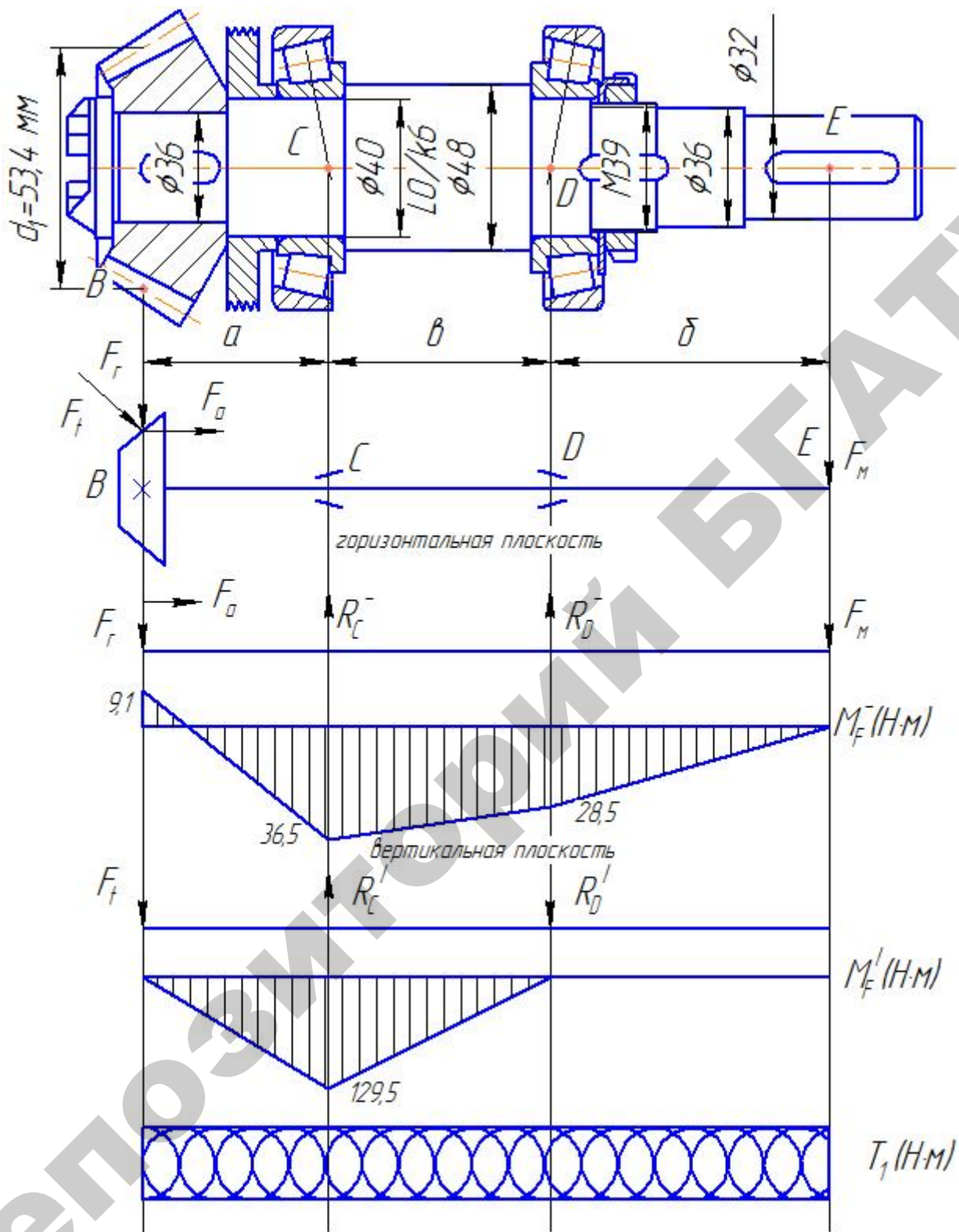


Рис. 9.28. Расчетная схема ведущего вала

$$R'_D = \frac{3597 \cdot 36}{72} = 1798,5 \text{ Н};$$

$$\sum M_D = 0; -F_t(a+b) + R'_C \cdot b = 0; -3597(36+72) + R'_C \cdot 72 = 0;$$

$$R'_C = \frac{3597(36+72)}{72} = 5395,5 \text{ Н}.$$

Проверка: $-F'_t + R'_C - R'_D = 3597 + 5395,5 - 1798,5 = 0$.

Изгибающие моменты:

$$M_B = 0; M_C = -F'_t a = -3597 \cdot 36 \cdot 10^{-3} = -129,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_D = 0; M_C = -R'_D b = -1798,5 \cdot 72 \cdot 10^{-3} = -129,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Эпюра крутящего момента T_1 . Условно $T_1 = 96,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$ от середины выходного конца вала передается к шестерне.

5. Проверка вала по эквивалентному моменту. Анализ эпюр изгибающих моментов в двух плоскостях и крутящего момента указывает на опасное сечение под опорой «С». Здесь наибольшие значения изгибающих моментов и действует крутящий момент.

5.1. Результирующий изгибающий момент, приведенный в одну плоскость в сечениях под опорой «С»,

$$M_C = \sqrt{(M_C^-)^2 + (M_C^+)^2} = \sqrt{36,5^2 + 129,5^2} = 134,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5.2. Эквивалентный момент (от изгиба и кручения совместно)

$$M_{\text{эс}} = \sqrt{M_C^2 + T_1^2} = \sqrt{134,5^2 + 96^2} = 165,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5.3. Назначаем для изготовления вала материал – сталь 45, у которой (см. табл. 9.8): $\sigma_{-1} = 380 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 230 \text{ МПа}$; $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$; $\sigma_b = 900 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$; $\tau_T = 390 \text{ МПа}$; $\epsilon_\sigma = 0,88$ (табл. 1.3) для углеродистой стали; $\beta = 0,90$ (см. главу 1) шлифование; $K_\sigma = 1,75$ (табл. 1.4) при $r = 2 \text{ мм}$ (табл. 9.4) и отношение $h/r = 1$ ($h = (40 - 36)/2$); $[S] = 3,0$ (см. главу 1); коэффициент долговечности

$$K_L = \sqrt[6]{\frac{10^7}{60n_1L_h}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{60 \cdot 950 \cdot 6 \cdot 10^3}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{34,2 \cdot 10^7}} < 1,$$

принимаем $K_L = 1$.

Тогда допускаемое напряжение для материала вала

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \epsilon_\sigma \beta K_L}{[S] K_\sigma} = \frac{380 \cdot 0,88 \cdot 0,90 \cdot 1,0}{3,0 \cdot 1,75} = 57,3 \text{ МПа},$$

что соответствует рекомендуемому диапазону допускаемого напряжения изгиба для материалов валов $[\sigma_n] = 50 \dots 60 \text{ МПа}$.

5.4. Диаметр вала в рассматриваемом опасном сечении по эквивалентному моменту

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эс}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{165,3 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 57,3}} = 30,7 \text{ мм},$$

что меньше принятого в конструкции $d_n = 40 \text{ мм}$ (см. рис. 9.28).

6. Производим проверку вала по кратковременной перегрузке на статическую прочность. Предполагая, что эта перегрузка случайная и действует ограниченно раз, применяем коэффициент перегрузки $k = 2$.

6.1. Наибольшие напряжения изгиба и кручения в опасном сечении (под опорой «С» с $d_n = 40 \text{ мм}$) при кратковременной перегрузке:

$$\sigma_F = \frac{kM_C}{0,1d_n^3} + \frac{F_a}{0,785d_n^2} = \frac{2 \cdot 134,5 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40^3} + \frac{339}{0,785 \cdot 40^2} = 42,3 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{kT_1}{0,2d_n^3} = \frac{2 \cdot 96 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 40^3} = 15 \text{ МПа.}$$

6.2. Запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$s_{\tau_\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_F} = \frac{650}{42,3} = 15,4;$$

$$s_{\tau_\tau} = \frac{\tau_T}{\tau} = \frac{390}{15} = 26.$$

6.3. Общий запас прочности

$$s_T = \frac{s_{T_\sigma} \cdot s_{T_\tau}}{\sqrt{s_{T_\sigma}^2 + s_{T_\tau}^2}} = \frac{15,4 \cdot 26}{\sqrt{15,4^2 + 26^2}} = 13,2, \quad \text{что } > [s_T]_{\min} = 1,5,$$

где $[s_T]_{\min} = 1,5$ по табл. 9.10 при $\frac{\sigma_\tau}{\sigma_b} = \frac{650}{900} = 0,72$.

Следовательно, и по этому показателю достаточен запас статической прочности и жесткости вала.

7. Проверка вала по сопротивлению усталости (уточненный расчет вала).

В сечении вала под опорой «С», как установлено выше, действует наибольший изгибающий момент $M_c = 134,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и крутящий момент $T_1 = 96,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Концентрация напряжения вызывается напрессовкой подшипника на вал и галтелью для выхода шлифовального круга в месте перехода вала диаметром 40 мм в диаметр 48 мм (рис. 9.29). Размеры канавки (см. табл. 9.5 и рис. 9.8).

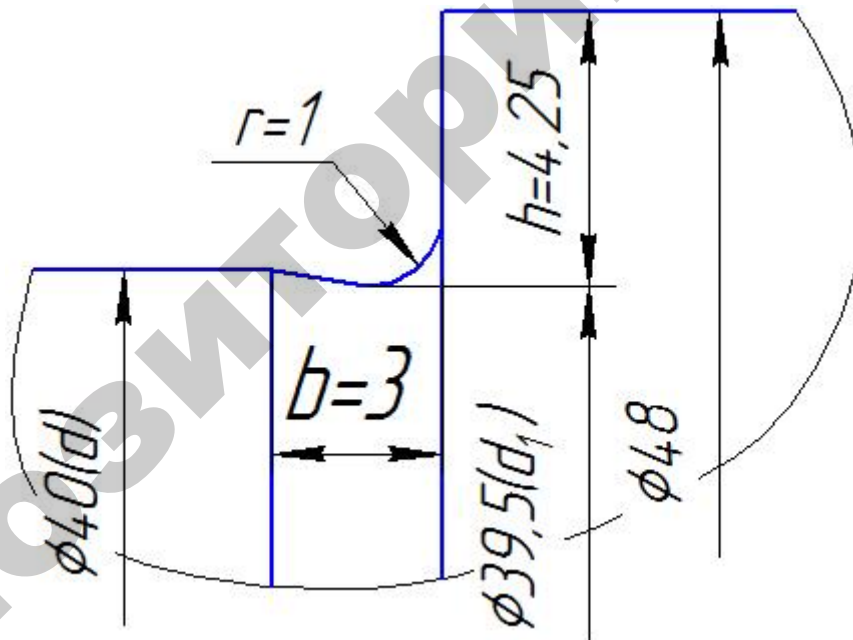


Рис. 9.29. Канавка для выхода шлифовального круга

7.1. Эффективные коэффициенты концентраций:

для сечения вала под подшипником (табл. 9.11)

$$\frac{K_\sigma}{K_{\sigma d}} = 2,63; \quad \frac{K_\tau}{K_{\tau d}} = 1,98;$$

для сечения вала ослабленного галтелью (при $h/r \cong 4$):

$$K_{\sigma} = 2,33; K_{\tau} = 2,0 \quad (\text{табл. 1.4});$$

$$K_{\sigma d} = 0,85; K_{\tau d} = 0,78 \quad (\text{табл. 1.3}).$$

7.2. Коэффициенты качества обработки и упрочнения (см. 1.3):

под подшипником $\beta = 0,96$ (шлифование); $\beta' = 1,0$ (без термической обработки);

галтели $\beta = 0,91$ (чистое обтачивание); $\beta' = 1,0$ (без термической обработки).

7.3. Постоянные и переменные составляющие циклов изменения напряжений при симметричном цикле изменения напряжений изгиба и пульсирующем (отнулевом) цикле изменения напряжений кручения (вал работает в нереверсивном режиме), принимая из-за малого расстояния от точки С до галтели (см. рис. 9.28) значения суммарного момента изгиба равный M_c :

средние и переменные составляющие цикла (т.к. диаметры d и d_1 обоих сечений вала отличаются друг от друга незначительно):

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \frac{1}{2\tau} = \frac{1}{2} \cdot \frac{T_1}{0,2d^3} = \frac{1}{2} \cdot \frac{96 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 40^3} = 3,75 \text{ МПа};$$

амплитуда циклов:

$$\sigma_a = \sigma_F = \frac{M_c}{0,1d^3} = \frac{134,5 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40^3} = 21,0 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_m = 3,75 \text{ МПа}.$$

7.4. Приведенные эффективные коэффициенты концентраций напряжений:

под подшипником

$$K_{\sigma d} = \frac{(K_{\sigma} / K_{\sigma d} + 1/\beta - 1)}{\beta'} = \frac{(2,63 + 1/0,96 - 1)}{1} = 2,56;$$

$$K_{\tau d} = \frac{(K_{\tau} / K_{\tau d} + 1/\beta - 1)}{\beta'} = \frac{(1,98 + 1/0,96 - 1)}{1} = 1,90;$$

под галтелью

$$K_{\sigma d_2} = \frac{(K_{\sigma} / K_{\sigma d} + 1/\beta - 1)}{\beta'} = \frac{(2,33/0,85 + 1/0,91 - 1)}{1} = 2,2;$$

$$K_{\tau d_2} = \frac{(K_{\tau} / K_{\tau d} + 1/\beta - 1)}{\beta'} = \frac{(2,0/0,78 + 1/0,91 - 1)}{1} = 1,89.$$

7.5. Коэффициенты запаса усталостной прочности вала в сечениях по изгибу и кручению:

под подшипником

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{380}{2,56 \cdot 21 + 0,1 \cdot 0} = 7,1;$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{230}{1,9 \cdot 3,75 + 0,05 \cdot 3,75} = 31,5;$$

под галтелью

$$s_{\sigma_2} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D_2} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{380}{2,2 \cdot 21 + 0,1 \cdot 0} = 8,2;$$

$$s_{\tau_2} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D_2} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{230}{1,89 \cdot 3,75 + 0,05 \cdot 3,75} = 31,6.$$

7.6. Общий коэффициент запаса прочности вала:
под подшипником

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{7,1 \cdot 31,5}{\sqrt{7,1^2 + 31,5^2}} = 6,93;$$

под галтелью

$$s_T = \frac{s_{\sigma_2} \cdot s_{\tau_2}}{\sqrt{s_{\sigma_2}^2 + s_{\tau_2}^2}} = \frac{8,2 \cdot 31,6}{\sqrt{8,2^2 + 31,6^2}} = 7,94.$$

Коэффициенты запаса усталостной прочности превышают минимально допускаемое значение $[s] = 1,8$ (табл. 9.8). Следовательно, по всем прочностным показателям размеры вала, назначенный материал и технология изготовления обеспечивают его работоспособность.

9.4.6. Рассчитать промежуточный вал цилиндрического редуктора, передающий крутящий момент $T = 123,8$ Н·м, на усталостную прочность. На валу-шестерне (см. рис. 9.30) также на диаметре $d_e = 32$ мм находится зубчатое косозубое колесо с делительным диаметром $d_{dk} = 215$ мм.

Шестерня прямозубая с $d_{fш} = 54,25$ мм. Материал вала-шестерни – сталь 40XH ($\sigma_b = 920$ МПа; $\sigma_T = 750$ МПа; $\sigma_{-1} = 420$ МПа; $\tau_{-1} = 230$ МПа $\psi_{\sigma} = 0,1$; $\psi_{\tau} = 0,14$, см. табл. 1.2).

В результате расчета зубчатых передач редуктора полученные усилия:

окружные – $F_{тк} = 1151,3$ Н, $F_{тш} = 3930$ Н;

радиальные – $F_{рк} = 423,3$ Н, $F_{рш} = 1431$ Н;

осевая сила – $F_{ак} = 161,8$ Н.

Расстояние между шестерней и колесом (52 мм) и от точек приложения реакций подшипников к оси вала до колеса (38 мм) и шестерни (56 мм) приняты по эскизной компоновке и аналитическому расчету расстояний a между точками A, B и торцами подшипников (см. рис. 9.30).

Решение.

1. Расчетная схема. Рассматриваем вал как балку, расположенную на двух опорах. На колесо и шестерню переносятся расчетные нагрузки, действующие в зацеплениях зубчатых колес. Направление и места приложения сил принимаются из общей схемы (например, рис. 9.17).

2. Реакции опор (подшипников) вала в горизонтальной плоскости от сил $F_{рк}$, $F_{рш}$, $F_{ак}$:

$$\sum M_A = 0; -F_{рк} \cdot 38 + F_{ак} \frac{d_{dk}}{2} + F_{рш} (38 + 52) - B^- (38 + 52 + 56) = 0;$$

$$B^- = \frac{-F_{рк} \cdot 38 + F_{ак} \frac{d_{dk}}{2} + F_{рш} \cdot 90}{146} = \frac{-423,3 \cdot 38 + 161,8 \frac{215}{2} + 1431 \cdot 90}{146} = 891,1 \text{ Н};$$

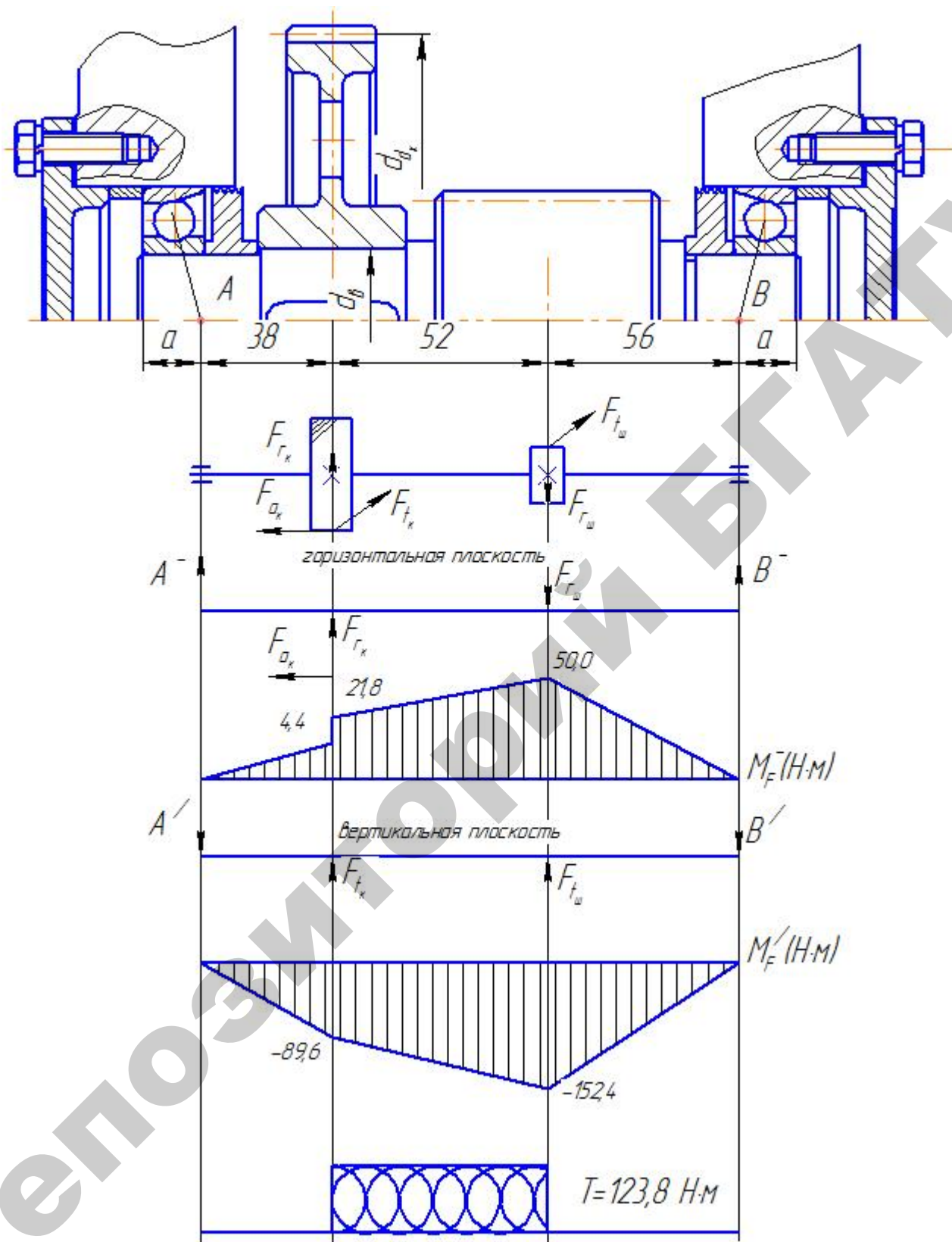


Рис. 9.30. Расчетная схема промежуточного вала редуктора

$$\sum M_B = 0; A^- (38 + 52 + 56) + F_{rk} (52 + 56) + F_{ak} \frac{d_{dk}}{2} - F_{rш} \cdot 56 = 0;$$

$$A^- = \frac{-F_{rk} \cdot 108 - F_{ak} \frac{d_{dk}}{2} + F_{rш} \cdot 56}{146} = \frac{-423,3 \cdot 108 - 161,8 \frac{215}{2} + 1431 \cdot 56}{146} = 116,6 \text{ Н.}$$

Проверка: $A^- + F_{rk} - F_{rш} + B^- = 116,6 + 423,3 - 1431 + 891,1 = 0$.

3. Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:
посередине ширины ступицы цилиндрического колеса слева

$$M_{F_{кол}}^- = A^- \cdot 38 \cdot 10^{-3} = 116,6 \cdot 38 \cdot 10^{-3} = 4,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

посередине ширины цилиндрической шестерни справа

$$M_{F_{шест}}^- = B^- \cdot 56 \cdot 10^{-3} = 981,1 \cdot 56 \cdot 10^{-3} = 50 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Также посередине ширины ступицы зубчатого колеса справа

$$M_{F_{кол}}^- = B^- \cdot 108 \cdot 10^{-3} - F_{rш} \cdot 52 \cdot 10^{-3} = 891,1 \cdot 108 \cdot 10^{-3} - 1431 \cdot 52 \cdot 10^{-3} = 21,81 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Образовавшейся скачок изгибающего момента в $21,8 - 4,4 = 17,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ обуславливается сосредоточенным моментом от действия в этом месте осевой силы

$$F_{ak} \frac{d_{dk}}{2} = 161,8 \cdot \frac{215}{2} \cdot 10^{-3} = 17,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

4. Реакции опор (подшипников) от сил F_{rk} и $F_{rш}$, действующих на вал в вертикальной плоскости:

$$\sum M_A = 0; -F_{rk} \cdot 38 - F_{rш} (38 + 52) + B' (38 + 52 + 56) = 0;$$

$$B' = \frac{F_{rk} \cdot 38 + F_{rш} \cdot 90}{146} = \frac{1151,3 \cdot 38 + 3930 \cdot 90}{146} = 2722,3 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; -A' (38 + 52 + 56) + F_{rk} (52 + 56) + F_{rш} \cdot 56 = 0;$$

$$A' = \frac{F_{rk} \cdot 108 + F_{rш} \cdot 56}{146} = \frac{1151,3 \cdot 108 + 3930 \cdot 56}{146} = 2359,0 \text{ Н.}$$

Проверка: $-A' + F_{rk} + F_{rш} - B' = -2359,0 + 1151,3 + 3930 - 2722,3 = 0$.

5. Изгибающие моменты в вертикальной плоскости рассчитываются как в пункте 3:

$$M_{F_{кол}}' = -A' \cdot 38 \cdot 10^{-3} = -2359,0 \cdot 38 \cdot 10^{-3} = -89,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{F_{шест}}' = -B' \cdot 56 \cdot 10^{-3} = -2722,3 \cdot 56 \cdot 10^{-3} = -152,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

6. Эпюра $T = 123,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ распространится на валу от середины ширины ступицы колеса до середины ширины цилиндрической шестерни. Эпюры изгибающих и крутящего моментов показаны на рис. 9.30.

7. Суммарные изгибающие моменты вала в сечениях под колесом и шестерней:

$$M_{F_{кол}} = \sqrt{(M_{F_{кол}}^-)^2 + (M_{F_{кол}}')^2} = \sqrt{21,8^2 + 89,6^2} = 92,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{F_{шест}} = \sqrt{(M_{F_{шест}}^-)^2 + (M_{F_{шест}}')^2} = \sqrt{50^2 + 152,4^2} = 160,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

8. Эквивалентные моменты в этих же сечениях:

$$M_{\text{экол}} = \sqrt{M_{F_{\text{кол}}}^2 + T^2} = \sqrt{92,2^2 + 123,8^2} = 154 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{эшест}} = \sqrt{M_{F_{\text{шест}}}^2 + T^2} = \sqrt{160,42^2 + 123,8^2} = 202,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9. Вал-шестерня выполняется из стали 40ХН. Для легированной стали $\sigma_{-1} = 420$ МПа (табл. 1.2), масштабный фактор $\varepsilon_{\sigma} = 0,77$ (табл. 1.3), коэффициент влияния качества обработки $\beta = 0,96$ (шлифование, 1.3), эффективный коэффициент концентрации напряжений $k_{\sigma} = 2,14$ (табл. 1.5), допустимый коэффициент безопасности $[s] = 2,5$ (см. 1.3) и коэффициент долговечности $K_L = 1$, так как условиями задачи долговечность не оговорена.

10. Допускаемое напряжение для материала вала

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_{\sigma} \cdot \beta \cdot K_L}{[s] \cdot K_{\sigma}} = \frac{420 \cdot 0,77 \cdot 0,96 \cdot 1,0}{2,5 \cdot 2,14} = 58 \text{ МПа}.$$

11. Диаметры вала в наиболее нагруженных сечениях (под зубчатым колесом и шестерней):

$$d_{\text{кол}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экол}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{154 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 58}} = 29,86 \text{ мм},$$

что $< d_{\text{в}} = 32$ мм принятого в конструкции (см. рис. 9.30);

$$d_{\text{шест}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эшест}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{202,6 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 58}} = 32,7 \text{ мм},$$

что значительно меньше $d_{\text{ш}} = 54,25$ мм.

12. Проверочный расчет вала на усталостную выносливость (прочность). Для выполнения этого этапа расчета вала рассмотрим сечения с концентраторами напряжений. Одно из них – сечение под зубчатым колесом (концентратором напряжения выступает паз под шпонку) и второе – переход от посадочного диаметра под колесом к буртику перед шестерней. В этом сечении концентратором напряжений является галтельный переход.

В сечении под шестерней действует максимальный изгибающий момент. Диаметр вала $d_{\text{ш}} = 54,25$ мм и в 1,7 раза больше, чем под колесом ($d_{\text{в}} = 32$ мм), соответственно, момент сопротивления изгибу и кручению в этом сечении в $1,7^3$ выше, чем для сечения под колесом. Следовательно, сечение под шестерней не является опасным.

Таким образом, в качестве расчетных рассмотрим сечения вала под колесом. При этом длина вала в месте соединения с зубчатым колесом назначена в соответствии с длиной ступицы насаживаемого колеса. Размер ступицы по длине принят из условия $l_{\text{ст}} = l + (5 \dots 10) \geq b_{\text{к}}$. Здесь $b_{\text{к}}$ – ширина венца колеса, l – длина шпонки, выбранная наряду с другими ее размерами: b – ширина, h – высота, t_1 и t_2 соответственно глубина паза в валу и ступице (см. рис. 9.31) по ГОСТ 23360-78. В рассматриваемом примере полная расчетная длина шпонки $l_{\text{рас}} = l_{\text{п}} + b = 24,2 + 10 = 34,2$ мм получена исходя из рабочей длины ($l_{\text{р}} = 2T/d(h - t_1)[\sigma_{\text{см}}] = 2 \cdot 123,8 \cdot 10^3 / 32(9 - 5) \cdot 80 = 24,2$ мм) и согласована со стандартной длиной $l = 36$ мм.

12.1. Значения изгибающих моментов в сечении вала со смещением относительно середины зубчатого колеса в сторону увеличения изгибающих моментов до конца рабочей длины шпонки (см. рис. 9.30 и 9.31):

$$M_{F_{\text{к}}}^- = \left(A(38+13) + F_{\text{рк}} \cdot 13 + F_{\text{ак}} \frac{d_{\text{дк}}}{2} \right) \cdot 10^{-3} = \left(116,6 \cdot 51 + 423,3 \cdot 13 + 161,8 \frac{215}{2} \right) \cdot 10^{-3} = 28,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M'_{F_k} = (A' (38 + 13) - F_{F_k} \cdot 13) \cdot 10^{-3} = (2359 \cdot 51 - 1151,1 \cdot 13) \cdot 10^{-3} = 105,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный момент изгиба в этом сечении вала

$$M_{F_k} = \sqrt{(M_{F_k}^-)^2 + (M'_{F_k})^2} = \sqrt{28,9^2 + 105,3^2} = 109,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

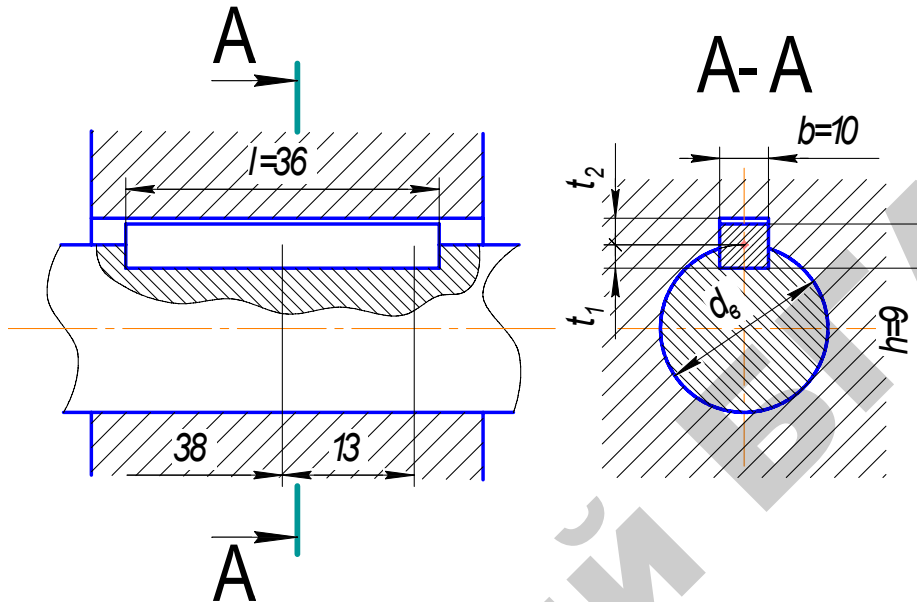


Рис. 9.31. Обозначение шпоночного паза

12.2. Так как в сечении вала имеется шпоночный паз, то моменты сопротивления (табл. 9.9) изгибу и кручению вала при $b = 10$ мм, $t_1 = 5$ мм для вала $d_e = 32$ мм (табл. 5.1):

$$W = \frac{\pi d_b^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d_b - t_1)^2}{2 d_b} = \frac{3,14 \cdot 32^3}{32} - \frac{10 \cdot 5 (32 - 5)^2}{2 \cdot 32} = 2646 \text{ мм}^3;$$

$$W_k = \frac{\pi d_b^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d_b - t_1)^2}{2 d_b} = \frac{3,14 \cdot 32^3}{16} - \frac{10 \cdot 5 (32 - 5)^2}{2 \cdot 32} = 5861,2 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба и кручения в рассматриваемом сечении вала (на краю шпонки):

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{F_k}}{W} = \frac{109,2 \cdot 10^3}{2646} = 41,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{к}} = \frac{T}{W_k} = \frac{123,8 \cdot 10^3}{5861,2} = 21,1 \text{ МПа}.$$

12.3. Коэффициенты снижения предела выносливости вала при действии нормальных и касательных напряжений:

$$K_{\sigma \text{д}} = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / \beta - 1)}{\beta'}; \quad K_{\tau \text{д}} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / \beta - 1)}{\beta'},$$

где эффективные коэффициенты концентрации напряжений для сечения с пазом под шпонку $K_{\sigma} = 2,14$, $K_{\tau} = 2,05$ (см. табл. 1.5); масштабный фактор $K_{d\sigma} = 0,77$, $K_{d\tau} = 0,81$ (см. табл. 1.3); коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности при $1,25Ra$, $\beta = 0,97$ – шлифование (см. 1.3); коэффициент, учитывающий поверхностное упрочнение, $\beta' = 1$, так как вал не подвергался поверхностному упрочнению. Таким образом, имеем:

$$K_{\sigma d} = \frac{(2,14/0,77 + 1/0,97 - 1)}{1} = 2,78; \quad K_{\tau d} = \frac{(2,05/0,81 + 1/0,97 - 1)}{1} = 2,53.$$

12.4. Изменение нормальных напряжений происходит по симметричному, а касательных – по отнулевому (нереверсивное вращение вала) циклам. Тогда переменные составляющие (амплитуды) и постоянные составляющие (средние напряжения) циклов равны:

$$\sigma_a = \sigma_m = 41,3 \text{ МПа}, \quad \sigma_m = 0;$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{21,1}{2} = 10,55 \text{ МПа}.$$

12.5. Коэффициенты запаса усталостной прочности вала по изгибу и кручению в рассматриваемом сечении при коэффициенте долговечности $K_L = 1$ равны:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1} K_L}{K_{\sigma d} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{420 \cdot 1}{2,78 \cdot 41,3 + 0,1 \cdot 0} = 3,7;$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1} K_L}{K_{\tau d} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{230 \cdot 1}{2,53 \cdot 10,55 + 0,15 \cdot 10,55} = 8,1.$$

12.6. Общий коэффициент запаса прочности по усталостной прочности для сечения вала ослабленного шпоночным пазом

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{3,7 \cdot 8,1}{\sqrt{3,7^2 + 8,1^2}} = 3,4 > [s]_{\min} = 1,9 \text{ (табл. 9.8)}.$$

12.7. Значения изгибающих моментов в сечении вала со смещением относительно середины зубчатого колеса в сторону увеличения изгибающих моментов до конца посадочного места зубчатого колеса перед буртиком (галтельный переход), см. рис. 9.30 и 9.32.

По $d_b = 32 \text{ мм}$, $d = d_b - 0,5 = 31,5 \text{ мм}$, $r = 1 \text{ мм}$ (см. табл. 9.5) и $h = 3,5 \text{ мм}$ (см. табл. 9.2):

$$M_{F_r}^- = \left(A^- (38 + 22) + F_{rk} \cdot 22 + F_{ak} \frac{d_{ak}}{2} \right) \cdot 10^{-3} = \left(116,6 \cdot 60 + 423,3 \cdot 22 + 161,8 \frac{215}{2} \right) \cdot 10^{-3} = 33,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{F_r}' = \left(A' (38 + 22) - F_{rk} \cdot 22 \right) \cdot 10^{-3} = (2359 \cdot 60 - 1151,3 \cdot 22) \cdot 10^{-3} = 116,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

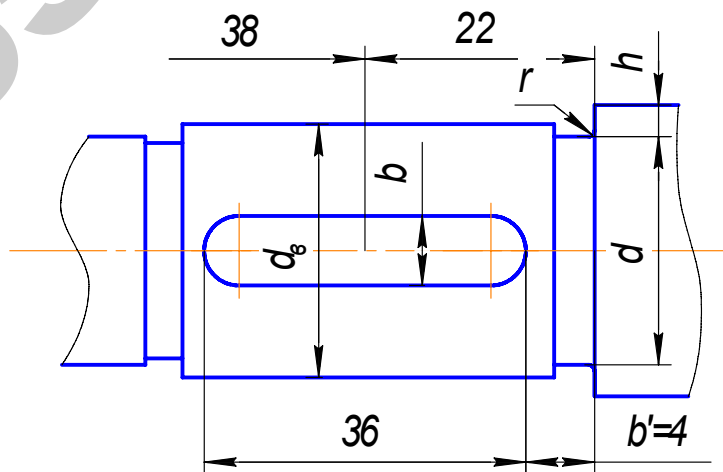


Рис. 9.32. Шпоночный паз и переходные участки вала

Суммарный момент изгиба в галтельном переходе

$$M_{Fr} = \sqrt{(M_{Fr}^-)^2 + (M_{Fr}'^2)} = \sqrt{33,7^2 + 116,2^2} = 121 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

12.8. Моменты сопротивления изгибу и кручению:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 31,5^3}{32} = 3067 \text{ мм}^3;$$

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 31,5^3}{16} = 6134 \text{ мм}^3.$$

12.9. Напряжения изгиба и кручения в галтельном переходе:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{Fr}}{W} = \frac{121 \cdot 10^3}{3067} = 39,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_k = \frac{T}{W_k} = \frac{123,8 \cdot 10^3}{6134} = 20,2 \text{ МПа}.$$

12.10. Коэффициенты (см. описание в пункте примера 12.3):

$K_\sigma = 2,25$, $K_\tau = 1,75$ (см. табл. 1.4) при $h/r = 3,5/1 = 3,5$ и $r/d = 1/31,5 = 0,032$.

$K_{d\sigma} = 0,77$; $K_{d\tau} = 0,81$ (см. табл. 1.3), $\beta = 0,9$ – чистовая обточка (см. 1.3); $\beta' = 1,6$ (накатка роликом при $K_\sigma > 1,8$) (см. 1.3).

12.11. Коэффициенты снижения предела выносливости вала в галтельном переходе:

$$K_{\sigma Д} = \frac{(K_\sigma / K_{d\sigma} + 1/\beta - 1)}{\beta'} = \frac{(2,25/0,77 + 1/0,9 - 1)}{1,6} = 1,83;$$

$$K_{\tau Д} = \frac{(K_\tau / K_{d\tau} + 1/\beta - 1)}{\beta'} = \frac{(1,75/0,81 + 1/0,9 - 1)}{1,6} = 1,35.$$

12.12. Переменные составляющие (амплитуды) и постоянные составляющие (средние напряжения) циклов:

$$\sigma_a = \sigma_{и} = 39,5 \text{ МПа}, \sigma_m = 0;$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{20,2}{2} = 10,1 \text{ МПа}.$$

12.13. Коэффициенты запаса прочности по напряжениям изгиба и кручения и общий коэффициент запаса усталостной прочности в галтельном переходе вала равны:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1} K_L}{K_{\sigma Д} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{420 \cdot 1}{1,83 \cdot 39,5 + 0,1 \cdot 0} = 5,8;$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1} K_L}{K_{\tau Д} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{230 \cdot 1}{1,38 \cdot 10,1 + 0,15 \cdot 10,1} = 15,2.$$

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{5,8 \cdot 15,2}{\sqrt{5,8^2 + 15,2^2}} = 5,4 > [s]_{\min} = 1,9 \text{ (табл. 9.8)}.$$

Следовательно, коэффициенты безопасности вала в сечении вала со шпоночным пазом и в галтельном переходе достаточны для его работы.

9.4.7. Проверить вал червяка из стали 40X на прочность и жесткость. Исходные данные для расчета приняты из расчета червячной и ременной передач редуктора. Окружная, осевая и радиальная силы: $F_{ac} = 2476$ Н, $F_{tc} = 1178$ Н, $F_{rc} = 901$ Н. Модуль, диаметры впадин, делительный, и вершин витков червяка: $m = 5,0$ мм, $d_{fc} = 38$ мм, $d_{ac} = 60$ мм, $d_c = 50$ мм. Усилие от ременной передачи $F_{рем} = 580$ Н. Вращающий момент на валу $T = 29,4$ Н·м, диаметр вала под подшипниками $d_{п} = 25$ мм, между подшипниками и червяков $d_b = 32$ мм.

Расчетная схема вала на рис. 9.33 составлена исходя из эскизной компоновки и ориентировочного расчета вала червяка. Определены все необходимые геометрические размеры вала и расстояния между точками приложения реакций подшипников к оси вала до середины червяка и посадочного места на валу шкива.

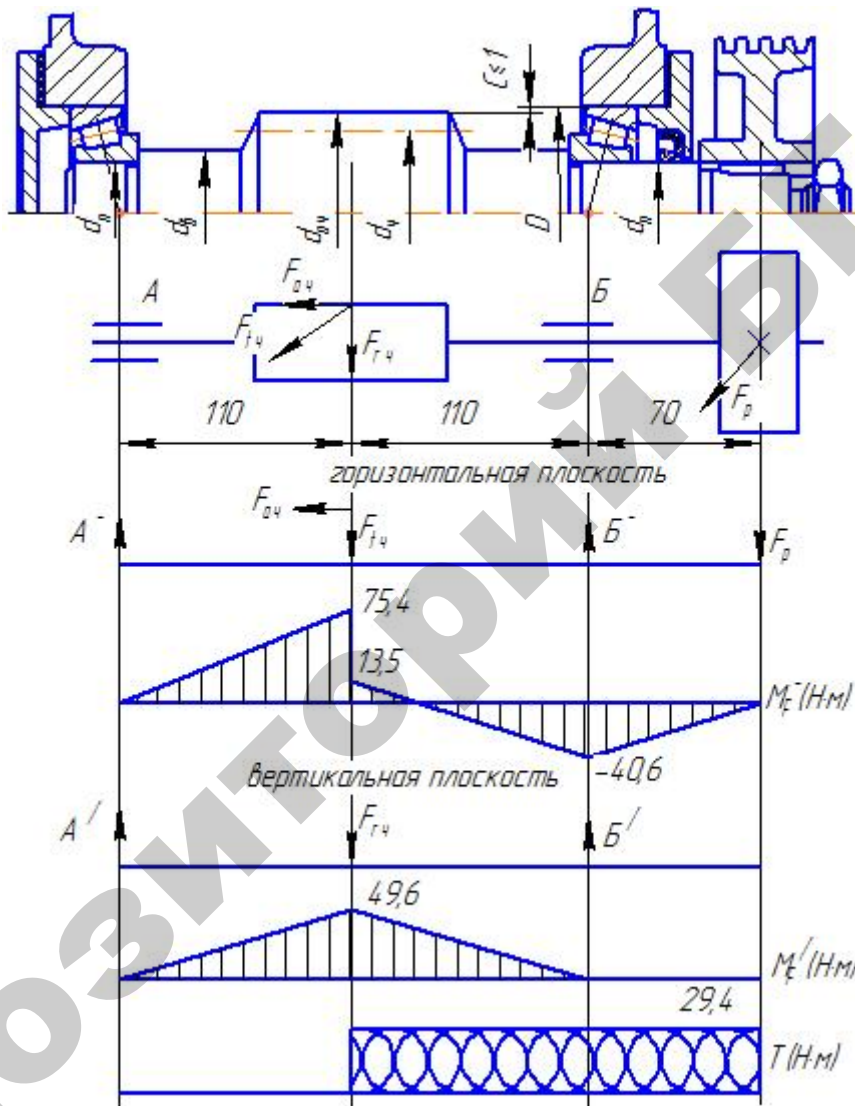


Рис. 9.33. Расчетная схема вала червяка

Решение.

1. Опорные реакции и эпюры изгибающих моментов в горизонтальной плоскости от сил F_{tc} , F_{ac} и F_p :

$$\sum M_A = 0; F_{tc} \cdot 110 - F_{ac} \frac{d_c}{2} - B^- \cdot 220 + F_p \cdot 290 = 0;$$

$$B^- = \frac{F_{tc} \cdot 110 - F_{ac} \frac{d_c}{2} + F_p \cdot 290}{220} = \frac{1178 \cdot 110 - 2476 \frac{50}{2} + 580 \cdot 290}{220} = 1072,2 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; A^- \cdot 220 - F_{rc} \cdot 110 - F_{ac} \cdot 25 + F_p \cdot 70 = 0;$$

$$A^- = \frac{F_{rc} \cdot 110 + F_{ac} \cdot 25 + F_p \cdot 70}{220} = \frac{1178 \cdot 110 + 2476 \cdot 25 + 580 \cdot 70}{220} = 685,8 \text{ Н.}$$

Проверка: $A^- - F_{rc} + B^- - F_p = 685,8 - 1178 + 1072,2 - 580 = 0$.

Изгибающие моменты:

слева под серединой червяка

$$M_{сл_ч}^- = A^- \cdot 110 \cdot 10^{-3} = 685,8 \cdot 110 \cdot 10^{-3} = 75,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

справа под опорой «Б»

$$M_{сп_Б}^- = -F_p \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 580 \cdot 70 \cdot 10^{-3} = -40,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

справа под серединой червяка

$$M_{сп_ч}^- = (-F_p \cdot (70 + 110) + B^- \cdot 110) \cdot 10^{-3} = (-580 \cdot 180 + 1072,2 \cdot 110) \cdot 10^{-3} = 13,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Скачок моментов $M_{сл_ч}^- - M_{сп_ч}^- = 75,4 - 13,5 = 61,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$ обуславливается моментом от $F_{ac} \frac{d_ч}{2} \cdot 10^{-3} = 2476 \cdot \frac{50}{2} \cdot 10^{-3} = 61,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

2. Опорные реакции и эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости от силы F_{rc} , а так как расстояния справа и слева от силы F_{rc} до опор «А» и «Б» равны между собой, то

$$A' = B' = \frac{F_{rc}}{2} = \frac{901}{2} = 450,5 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в сечении под серединой червяка

$$M_ч' = A' \cdot 110 \cdot 10^{-3} = 450,5 \cdot 110 \cdot 10^{-3} = 49,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Суммарные изгибающие моменты вала в сечениях посередине червяка и опоры «Б»:

$$M_{F_ч} = \sqrt{(M_{F_ч}^-)^2 + (M_ч')^2} = \sqrt{75,4^2 + 49,6^2} = 90,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{F_Б} = \sqrt{(M_{F_Б}^-)^2 + (M_ч')^2} = \sqrt{40,6^2 + 0^2} = 40,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Эквивалентные моменты и диаметры вала (при пониженных значениях $[\sigma_{-1}] = 40 \text{ МПа}$) в сечениях вала – по пункту 3 примера. Крутящий момент $T = 29,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ передается валом от шкива к виткам червяка (см. эпюру T на рис. 9.33).

$$M_{э_ч} = \sqrt{(M_{F_ч})^2 + T^2} = \sqrt{90,3^2 + 29,4^2} = 95 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{э_Б} = \sqrt{(M_{F_Б})^2 + T^2} = \sqrt{40,6^2 + 29,4^2} = 50,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$d_ч = \sqrt[3]{\frac{M_{э_ч} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{95 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40}} = 28,7 \text{ мм},$$

что меньше $d_{f_ч} = 38 \text{ мм}$

$$d_{нБ} = \sqrt[3]{\frac{M_{эБ} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{50,1 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40}} = 23,2 \text{ мм}, \text{ что } < d_{н} = 25 \text{ мм}.$$

5. Проверка червяка на жесткость:

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{rч}^2 + F_{tч}^2}}{48EJ_{пр}} \leq f = (0,01 \dots 0,005)m,$$

где $l = 220$ мм – расстояние между опорами;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала червяка;

$$J_{пр} = \frac{\pi d_{fч}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{aч}}{d_{fч}} \right) = \frac{\pi \cdot 38^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{60}{38} \right) = 1,39 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Тогда

$$f = \frac{220^3 \sqrt{901^2 + 1178^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,39 \cdot 10^5} = 0,0113 \text{ мм}, \text{ что } < 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 5 = 0,05 \text{ мм}.$$

Следовательно, полученный расчетный прогиб обеспечивает надежную работу зацепления, так как допустимый значительно больше полученной расчетом величины.

6. Угол закрутки вала, приняв средний диаметр вала между опорами

$$d = 35 \text{ мм} \left(d_{в} = 32 \text{ мм}, d_{fч} = 38 \text{ мм} \right),$$

$$\varphi = \frac{T \cdot l \cdot 10^3}{G \cdot J_p},$$

где $G = 0,82 \cdot 10^5$ – модуль сдвига для стали;

J_p – полярный момент инерции и для усредненного диаметра вала.

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 35^4}{32} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Тогда

$$\varphi = \frac{29,4 \cdot 220 \cdot 10^3}{0,82 \cdot 10^5 \cdot 1,5 \cdot 10^5} = 0,0005 \text{ рад} \approx 0,03^\circ \approx 1,8',$$

т.е. действительный угол закрутки мал по сравнению с допускаемым значением $[\varphi] = 30'$.

9.5. Задачи для самостоятельной работы

9.5.1. Рассчитать ось блока, нагруженную сосредоточенной силой $F = 50$ кН. Ось блока не вращается (рис. 9.2). Материал оси – сталь Ст3, нагружение – статическое, размеры указаны на рис. 9.2.

9.5.2. Определить диаметр оси барабана грузовой лебедки (рис. 9.34) при следующих данных: окружная сила на колесе $F_t = 4420$ Н; радиальная сила $F_r = 1610$ Н; расстояния: $a = 120$ мм; $b = 350$ мм. Материал оси – сталь Ст5.

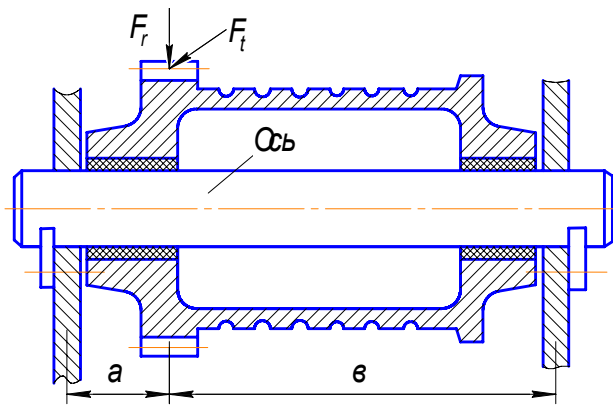


Рис. 9.34. Ось барабана

9.5.3. Разработать конструкцию выходного вала двухступенчатого редуктора с цилиндрическими колесами. Вал передает крутящий момент $T = 220 \text{ Н}\cdot\text{м}$ от колеса на ведущую звездочку (рис. 9.35).

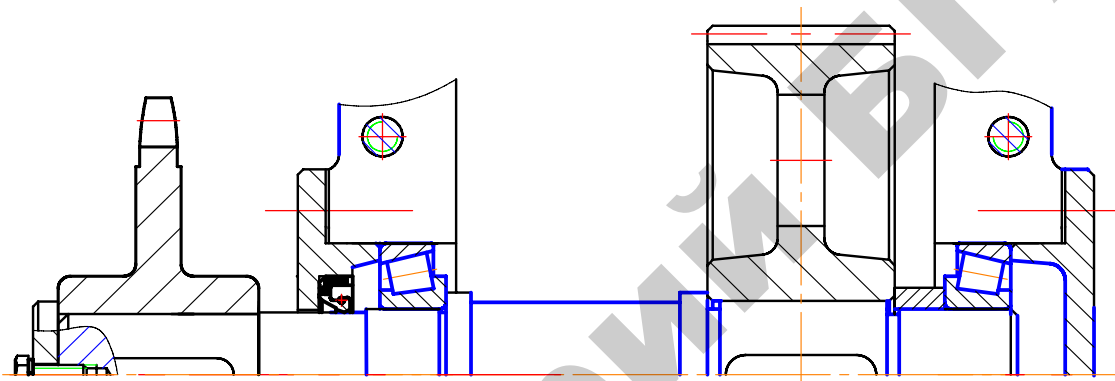


Рис. 9.35. Выходной вал с цилиндрическим зубчатым колесом и ведущей звездочкой

9.5.4. Разработать конструкцию промежуточного вала и оценить изготовление его с шестерней (отдельно или совместно). Вал передает крутящий момент $T = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Размеры шестерни с $m_n = 4 \text{ мм}$ и колеса с $m = 5 \text{ мм}$ показаны на рис. 9.36.

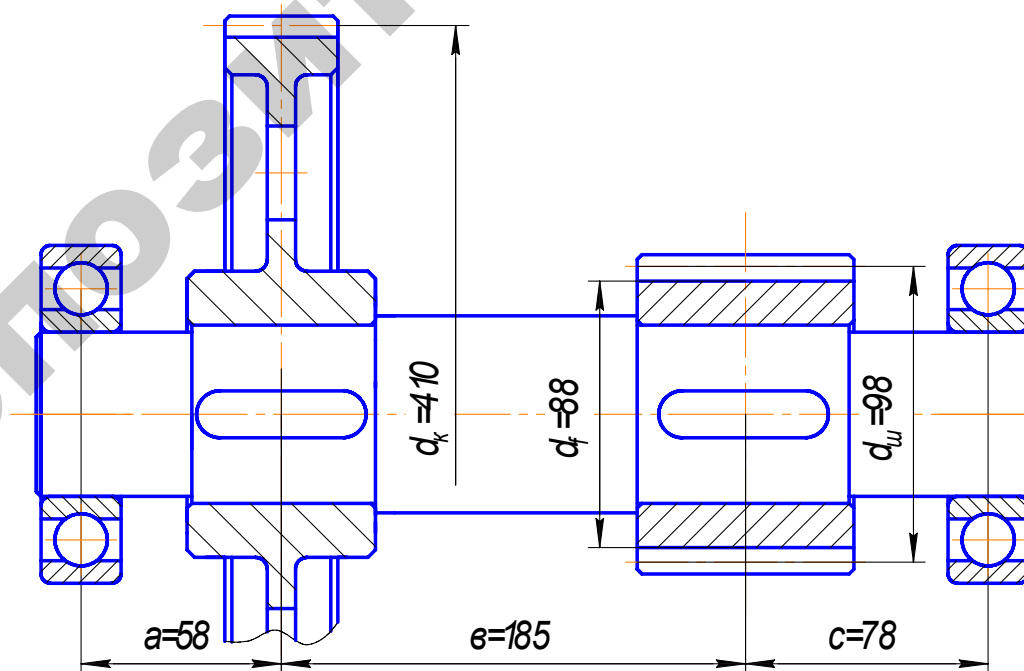


Рис. 9.36. Промежуточный вал с цилиндрическими зубчатыми колесами (размеры в мм)

9.5.5. Разработать конструкцию вала-червяка в двух вариантах с концевыми участками (рис. 9.37): цилиндрическим (а) и коническим (б). Вал передает мощность $P = 4,2$ кВт, частота вращения $n = 960$ мин⁻¹. Делительный диаметр $d_{\text{ч}} = 54$ мм, модуль $m = 4,5$ мм, число заходов червяка $z_{\text{ч}} = 4$, число зубьев червячного колеса $z_{\text{к}} = 40$.

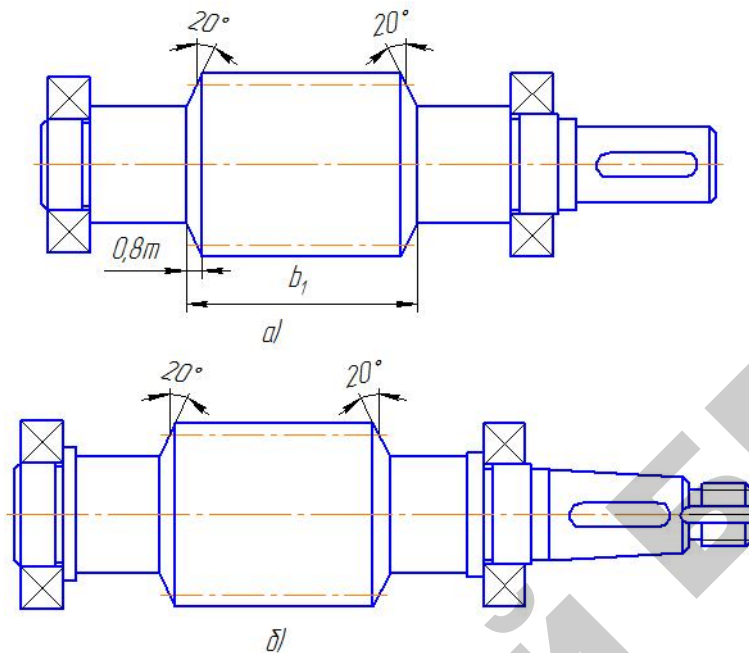


Рис. 9.37. Вал червяка и цилиндрическим концевым участком (а) и коническим (б)

9.5.6. Рассчитать промежуточный вал коническо-цилиндрического редуктора (рис. 9.38). Данные для расчета: крутящий момент на валу $T = 477$ Н·м, усилия в коническом зацеплении: окружное $F_{\text{тк}} = 3490$ Н; радиальное $F_{\text{рк}} = 379$ Н; осевое $F_{\text{ак}} = 1212,4$ Н; средний диаметр колеса $d_{\text{мк}} = 273,28$ мм и средний модуль $m = 4$ мм. Усилия в цилиндрическом прямозубом зацеплении при модуле $m = 4$ мм, делительном диаметре шестерни $d_{\text{ш}} = 120$ мм, окружное $F_{\text{тш}} = 7950$ Н и радиальное $F_{\text{рш}} = 2894$ Н. Расстояние между подшипниками $l = 205$ мм, цилиндрическая шестерня расположена от ближайшего подшипника на расстоянии $a = 75$ мм; коническое колесо – $b = 80$ мм. Режим работы вала – с незначительными толчками, нереверсивный.

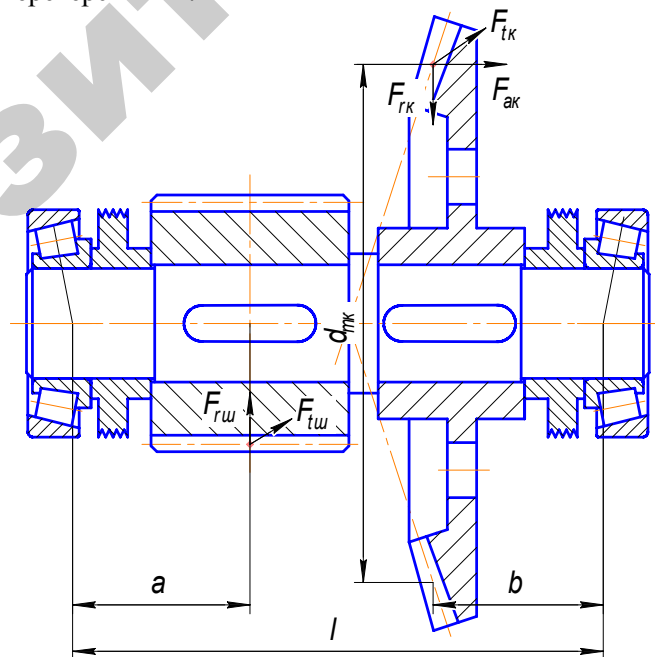


Рис. 9.38. Промежуточный вал коническо-цилиндрического редуктора

9.5.7. Рассчитать вал (рис. 9.36) на усталостную прочность по данным задачи 9.5.4. Прямоугольное зубчатое колесо и косозубая шестерня с $\beta = 11,595^\circ$ насажены на вал диаметром $d_b = 35$ мм по напряженной посадке. Материал вала – сталь 45. Для этой стали $\sigma_b = 900$ МПа, $\sigma_T = 650$ МПа, $\sigma_{-1} = 380$ МПа, $\tau_{-1} = 230$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $[s_{\min}] = 1,8$.

9.5.8. Найти реакции в опорах ведущего вала с цилиндрической косозубой шестерней ($d_{ш} = 51$ мм) и шкивом ременной горизонтального расположения передачи (рис. 9.39). Построить эпюры изгибающих и крутящего моментов. Диаметр вала в месте посадки подшипников $d_n = 35$ мм; крутящий момент $T = 142$ Н·м. окружная сила $F_t = 5568,6$ Н; радиальная сила $F_r = 2067,5$ Н; осевая сила $F_a = 1119$ Н и ременной передачи $F_p = 1690$ Н. Выполнить проверочный расчет вала под подшипником со стороны шкива по эквивалентному моменту при $[\sigma_{-1}] = 45$ МПа.

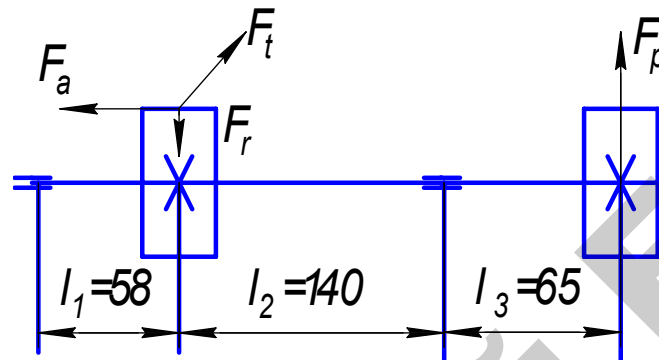


Рис. 9.39. Расчетная схема ведущего вала

9.5.9. Определить коэффициент запаса прочности S и стрелу прогиба f червячного вала (рис. 9.40), передающего крутящий момент $T = 27,3$ Н·м. Вал имеет размеры: делительный диаметр $d_q = 25$ мм при $m = 2,5$ мм, расстояние между подшипниками $l = 210$ мм, диаметр вала под подшипником $d_n = 20$ мм. Силы в зацеплении: окружная $F_t = 2184$ Н; радиальная $F_r = 1729$ Н; осевая $F_a = 4750$ Н. Материал вала – сталь 45, модуль продольной упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

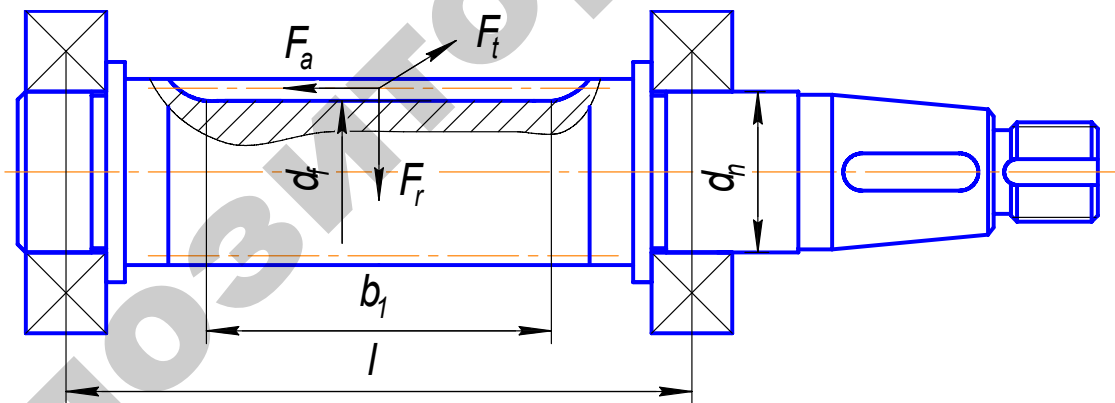


Рис. 9.40. Схема нагружения вала червяка

9.5.10. Определить угол закручивания вала φ на длине $l = 320$ мм от муфты соединительной до зубчатого колеса. Крутящий момент $T = 550$ Н·м; усредненный диаметр вала $d = 48$ мм; материал вала – сталь 50, $G = 0,82 \cdot 10^5$ МПа.

10.1. Общие сведения

Подшипники скольжения служат опорами валов осей или направляющих движущихся деталей элементов передач, частей узлов, перемещающихся относительно друг друга (рис. 10.1).

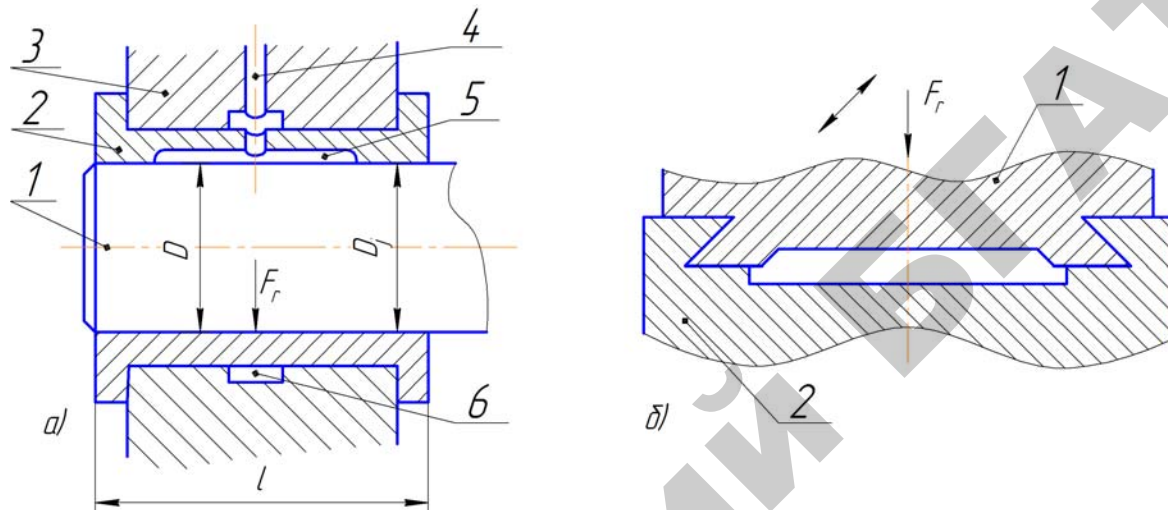


Рис. 10.1. Подшипники скольжения:

a – радиальный: 1 – вал; 2 – подшипник; 3 – корпус; 4 – отверстие для подачи смазочного материала; 5 – смазочная канавка продольная; 6 – смазочная кольцевая канавка; *б* – направляющий: 1 – движущая часть; 2 – станина (направляющая часть)

Подшипник скольжения, воспринимающий нагрузку F_r , направленную перпендикулярно оси вращения (радиальный подшипник скольжения ГОСТ ИСО 7904-1-2001, ГОСТ ИСО 7904-2-2001, ГОСТ ИСО 4378-1-2001, ГОСТ ИСО 4378-4-2001), состоит (рис. 10.1, *a*) из опорного участка вала (цапфы) 1 длиной l и диаметром D ; и соответственно подшипника (вкладыш, втулка) 2 диаметром D , в котором скользит цапфа.

Подшипники, выполняющие рабочие функции на основе трения скольжения, используются в конструкциях, в которых применение подшипников качения невозможно из-за значительных ударных и вибрационных нагрузок и особенно низких или высоких частот вращения, а также в местах с повышенными требованиями к стабильности и точности положения валов, деталей, движущихся по направляющим, в средах с агрессивными составляющими и воде, при недостаточном смазывании или без смазывания, необходимостью работы без шума и частой разборки механизма.

Одновременно тяжело нагруженные подшипники, работающие при высоких частотах вращения, в процессе работы требуют постоянного надзора из-за высоких требований к наличию смазочного материала, нуждаются в принудительном подводе его под давлением, так как перерыв в подаче ведет к разрушению подшипника. Также при работе в условиях пониженных температур возрастет пусковой момент из-за загустения смазочного материала. Подшипники скольжения имеют сравнительно большие осевые размеры.

Благодаря бесшумности и указанным выше достоинствам их применяют во многих отраслях машиностроения и приборостроения: в двигателях внутреннего сгорания, центробежных насосах, компрессорах, центрифугах, металлообрабатывающих станках, прокатных станах, паро- и газотурбинах, опорах телескопов, сельскохозяйственных машинах и оборудовании перерабатывающих отраслей.

По воспринимаемой нагрузке различают:

- радиальные (опорные) подшипники для восприятия радиальной силы F_r (рис. 10.1);

- упорные (осевые) – предназначены для восприятия осевой силы F_a , их часто называют подпятниками (рис. 10.2, а);
- радиально-упорные – воспринимают радиальные F_r и осевые нагрузки F_a (рис. 10.2, б и в).

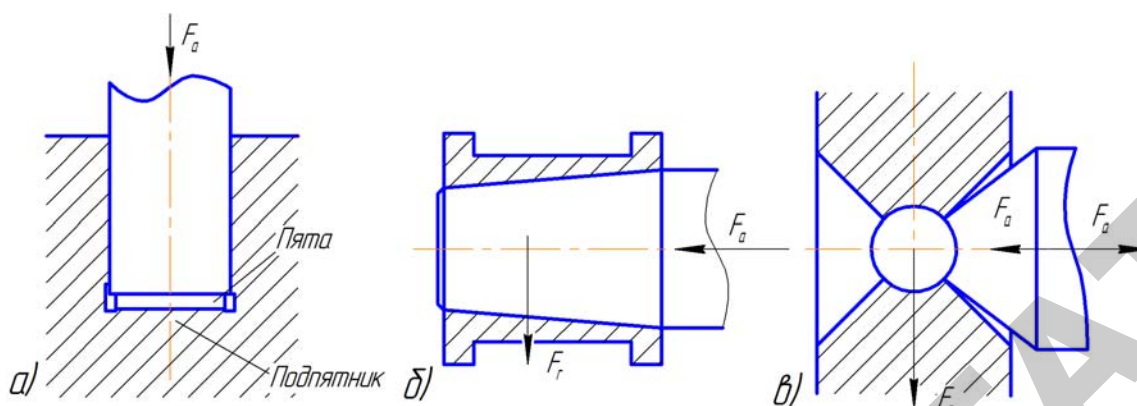


Рис. 10.2. Подшипники скольжения

Подшипники скольжения в конструкционном исполнении делят на три основных типа: неразъемные (в простейших конструкциях), отливаемые за одно целое со станиной (рис. 10.3, а); разъемные, применяемые при отношении длины цапфы к ее диаметру $\varphi = l/D_j = 0,4 \dots 1,5$ (рис. 10.3, б); с самоустанавливающимися вкладышами, применяемые при $\varphi = 1,5 \dots 2,5$ (рис. 10.3, в).

Основным элементом подшипника является вкладыш 1 из антифрикционного материала или с тонким слоем его на опорной поверхности. Вкладыш устанавливается в специальном корпусе подшипника 2 (неразъемные корпуса выполняются по ГОСТ 11521-82...11525-82, а разъемные – по ГОСТ 11607-82...11611-82 (рис. 10.3)) или непосредственно в корпусе машины (станине, раме и т.д.). Вкладыши подшипников представляют неразъемную или разъемную втулку, часто имеющую выступающие по наружному диаметру (рис. 10.3, в) или торцу (рис. 10.3, б) буртики для предохранения от осевого сдвига и другие конструктивные элементы.

Подшипники скольжения работают при наличии смазочного материала в зазоре между валами и вкладышем или без него (самосмазывающиеся подшипники). Подшипники, работающие без смазочного материала (подшипники «сухого» трения), применяют в опорах, эксплуатируемых в агрессивных, абразивных, радиационных, пищевых и других средах.

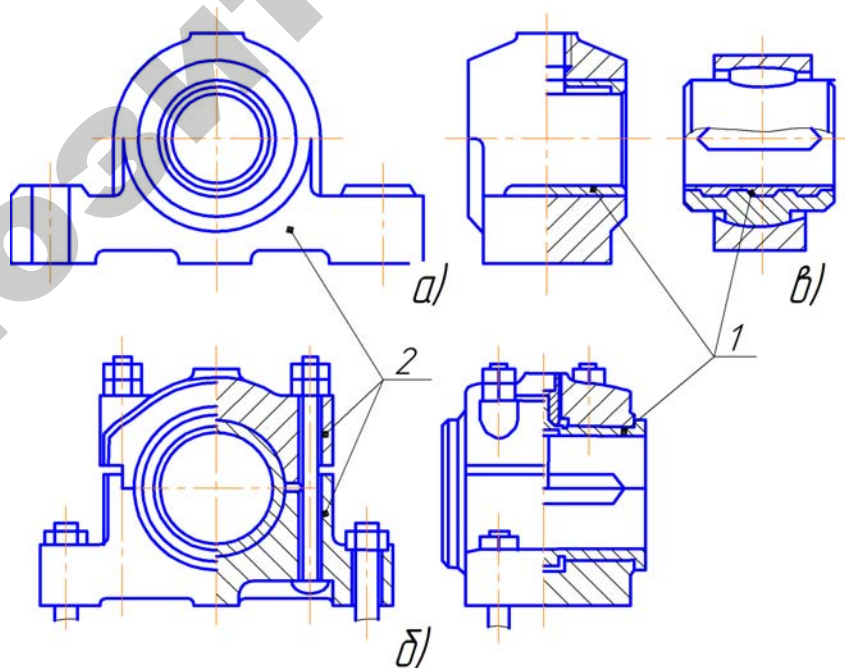


Рис. 10.3. Подшипники:
а – неразъемный; б – разъемный; в – самоустанавливающийся

Когда вал не вращается, цапфа и втулка (рис. 10.4, а) подшипника соприкасаются между собой (точка А).

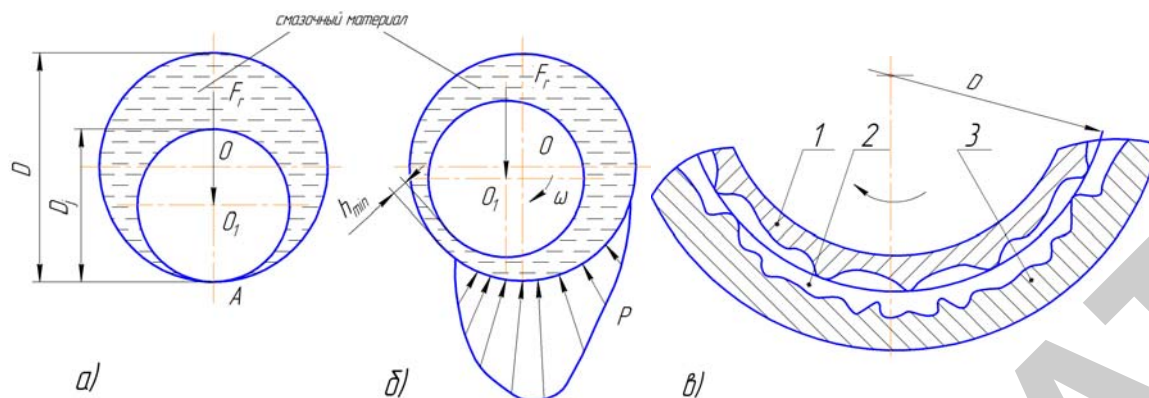


Рис. 10.4. Схема работы подшипника скольжения

В момент пуска и при малой угловой скорости вала (рис. 10.4, в) на поверхностях цапфы 1 и вкладыша 3 сохраняется тонкая масляная пленка 2. Толщина ее около 0,1 мкм, что недостаточно для полного разделения поверхностей трения. Работу подшипника в этот момент характеризует режим граничной смазки (свойства смазочного материала отличаются от объемных). Обычно граничная смазка происходит по тончайшим масляным пленкам, образовавшимся в результате адсорбции – поглощения поверхностями элемента подшипника скольжения из окружающей среды смазочных веществ в результате взаимодействия их полей (физическая адсорбция). При этом не исключается и хемосорбция – образование на трущихся поверхностях соединений в результате химического взаимодействия с веществами (смазочными материалами), находящимися между ними. В местах сосредоточения давления, где высота микронеровностей цапфы вала и внутренней поверхности вкладыша подшипника максимальна, чистые трущиеся металлические (металлопластмассовые) поверхности соприкасаются, происходит их схватывание и отрыв частиц материала. В результате происходит износ трущихся поверхностей и возникают большие потери энергии. Граничное трение характерно для большинства пар трения, особенно работающих с пластичным смазочным материалом. Оно может сопровождаться такими явлениями, как абразивное изнашивание (попадание в зону трения абразивных частиц), схватывание (наблюдается при больших давлениях и температурах и связано с молекулярным переносом частиц, например, незакаленной цапфы вала на поверхность втулки из твердых бронз), усталостные разрушения и отслаивание (например, баббитовой заливки) фрикционного слоя вкладыша подшипника.

Как только вал начинает вращаться (рис. 10.4, б) смазочный материал вовлекается в клиновидный зазор между цапфой и вкладышем. В масляном слое возникает гидродинамическое давление, которое заставляет ось O_1 цапфы сместиться относительно своего положения (см. рис. 10.4, а) в направлении вращения. По мере увеличения скорости толщина смазывающего слоя увеличивается, но отдельные микровыступы трущихся поверхностей задевают при вращении друг за друга. Работу подшипника в этот момент характеризует режим полужидкостной смазки (рис. 10.5, а) с нестабильным коэффициентом трения $f = (0,008)0,015 \dots 0,1$. После увеличения угловой скорости до определенной величины под действием гидродинамического давления смазочного клина цапфа отделяется от поверхности вкладыша. Рабочие поверхности полностью разделены слоем смазочного материала. Возникает режим жидкостной смазки (рис. 10.5, б), при котором изнашивание и заедание отсутствуют.

При этом коэффициент трения $f = 0,001 \dots 0,05$ и потери энергии минимальные. Жидкостное трение возникает в специальных подшипниках (например, подшипники скольжения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания), в которых режим жидкостной смазки создают за счет подвода смазочного материала под цапфу или под пяту насосом (гидростатические подшипники). В гидростатических подшипниках создание несущего смазочного слоя не зависит от угловой скорости вала. Как отмечалось выше, за счет гидродинамического или гидростатического эффекта происходит разделение трущихся поверхностей. Полное разделение поверхностей обеспечивает слой смазочного материала толщиной h_{\min} . Минимальная толщина определяется запасом надежности K .

$$K = \frac{h_{\min}}{(R_{z1} + R_{z2})},$$

где R_{z1} и R_{z2} – высота профилей микронеровностей трущихся поверхностей.

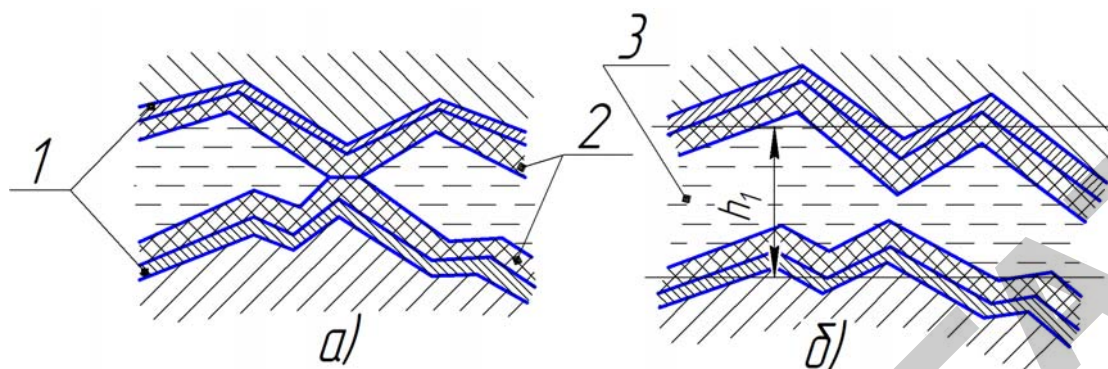


Рис. 10.5. Виды трения в зоне контакта:

a – полужидкостная смазка; *б* – жидкостная смазка (1 – поверхностная пленка; 2 – масляная пленка; 3 – масляный слой)

Если скорость скольжения $v \leq 0,5$ м/с, то запас надежности можно принимать несколько меньше, так как при этом зацепление единичных микронеровностей не вызывает заметного нагрева или износа. Обычно цапфы валов обрабатывают тонким точением до R_z 6,3...1,6 (7...8 классов шероховатости), шлифованием до R_z 3,2...0,4 (8...10 классов шероховатости), полированием и др. отделочными операциями до R_z 0,8...0,05 (10...13-го классов).

Рабочие поверхности вкладышей обрабатывают протягиванием или развертыванием до R_z 10,0..1,6 (6...8 классов шероховатости), шабрением до R_z 10,0..3,2 (6...7 классов), тонким растачиванием до R_z 6,3..1,6 (7...8 классов).

На практике стремятся реализовать в подшипниках скольжения работу в режиме жидкостного трения. В этом случае процесс трения переносится в слой жидкого смазочного материала, обладающий невысоким сопротивлением сдвигу и предохраняющий поверхности деталей от повреждений и изнашивания. В результате изнашивания образуется износ, который может быть измерен в единицах длины, объема, массы и др. Материалы трущихся поверхностей характеризуются износостойкостью – способностью этих поверхностей сопротивляться изнашиванию. Оценкой износостойкости служат: скорость изнашивания $J_\tau = h/\tau$ (h – износ, τ – время); интенсивность изнашивания $J_\tau = h/S$ или $J_\tau = h/A$ (S – путь трения, $A = F_{\text{тр}}v$ – работа трения, $F_{\text{тр}}$ – сила трения, v – скорость перемещения, вращения, например, цапфы).

10.2. Виды изнашивания и отказов подшипников скольжения

Виды изнашивания зависят от характера смазки, состояния трущихся поверхностей, величины нагрузки и химической активности (агрессивности) окружающей среды.

Когда в процессе трения нагрузка, скорость перемещения и температура невелики, масляная пленка не нарушена, в условиях граничной смазки наблюдается механическое изнашивание в форме истирания поверхностей. Этот вид изнашивания протекает в хорошо изолированных от абразивной пыли передачах винт – гайка скольжения, цепных передачах, шарнирных подшипниках скольжения. При этом увеличение твердости и снижение шероховатости трущихся поверхностей, применение антифрикционных пар и смазочных материалов с противоизносными присадками положительно влияют на повышение износостойкости.

Процесс возникновения и развития изнашивания трущихся поверхностей при скудном смазывании или повышении величины нагрузочных факторов, низком качестве контактирующих поверхностей может сопровождаться схватыванием (местным свариванием) их. Этот процесс развития повреждений трущихся поверхностей элементов подшипника скольжения вследствие схватывания называют заеданием.

Начальная стадия заедания – намазывание в отдельных точках более слабого материала на другой, например, оловянистой бронзы на сталь. Также повышенная склонность к схватыванию обнаруживается в контакте деталей из коррозионно-стойких, кислото- и жаропрочных сталей и сплавов.

Эти материалы образуют более слабые и тонкие оксидные пленки, а также хуже адсорбируют на своей поверхности молекулярные пленки других веществ.

Наиболее эффективными средствами предотвращения заедания являются смазочные материалы, а также покрытия, окисные пленки. Применяют смазочные материалы с противозадирными присадками, а также поверхности пары трения полируют, ограничивают нагрузочные факторы.

При повышенной загрязненности твердыми частицами окружающей среды и недостаточной эффективности уплотнений подшипникового узла не исключается попадание в зону трения частиц, твердость которых выше твердости контактирующих поверхностей. Вследствие этого возникает абразивное изнашивание – разрушение поверхностей шейки вала и вкладыша в результате взаимодействия с твердыми частицами (царапающее действие) при взаимном перемещении с некоторой относительной скоростью. Абразивными частицами могут служить также продукты изнашивания. Интенсивному абразивному изнашиванию подвержены рабочие органы землеройной техники, передачи, открытые элементы подшипников транспортных, дорожных, сельскохозяйственных и других машин, работающих в технологических средах, содержащих абразивные частицы и их элементы. В этом случае для уменьшения изнашивания сборочные единицы и их составные детали оснащают эффективными уплотнениями, проточной (циркуляционной) системой смазывания с полнопоточной фильтрацией, повышают твердость материалов деталей (закалкой, поверхностным пластическим деформированием).

Усталостные разрушения подшипников возникают при циклически действующих нагрузках, например, в поршневых машинах, установках ударного и вибрационного действия. При этом возможно отслаивание фрикционного слоя (например, баббитовой заливки), а иногда и выплавление заливки вкладыша.

10.3. Подшипниковые материалы

К подшипниковым материалам предъявляются комплексные требования, соответствующие основным критериям работоспособности подшипников скольжения. Они должны иметь низкий коэффициент трения в паре со стальной шейкой вала, быть износостойкими и обладать высоким сопротивлением усталости.

Вкладыши изготавливают из различных материалов в зависимости от назначения и условий работы. Выбор материала подшипниковой втулки (вкладыша) зависит от нагрузки, скорости скольжения цапфы, смазочного материала, объемов производства и других факторов. Исходя из этого, вкладыши и втулки подшипников скольжения бывают металлические, металлокерамические и неметаллические.

Для изготовления металлических вкладышей и втулок используются бронзы оловянно-фосфористые, оловянные по ГОСТ 613-79 (БрОФ 10-1, БрОЦС 5-5-5, БрОЦС 4-4-17), алюминиевые по ГОСТ 493-79 (БрАЖ 9-4, БрАЖ 9-31) и свинцовые (БрС 30), а также латуни по ГОСТ 17711-93 (ЛЦ40Мц1,5, ЛЦ16К4). Эти материалы используют для подшипников скольжения, работающих при больших нагрузках и малых скоростях скольжения. Алюминиевые и свинцовые бронзы вызывают повышенное изнашивание цапф вала, поэтому их принимают в паре с закаленными цапфами. Свинцовые бронзы имеют большую ударную вязкость и успешно работают в подшипниковых узлах, работающих при знакопеременных и ударных нагрузках. Эти бронзы имеют более высокий по сравнению с баббитами предел выносливости, допускают нагрузки до 30 МПа (БрС 30) и 35 МПа (БрОС1-22) при скорости до 12 м/с.

При небольших нагрузках и сравнительно высоких скоростях скольжения принимают стальные, чугунные или бронзовые вкладыши с баббитовой заливкой. Баббит (ГОСТ 1320-74, ИСО 4383-91) – сплав на основе олова или свинца – на внутреннюю поверхность вкладышей и втулок заливают центробежным способом, а на наружную поверхность осей – под гидростатическим давлением. Толщина слоя составляет $S \approx 0,01D$ (D – диаметр подшипника в мм). Баббиты хорошо прирабатываются, но имеют невысокую прочность. С уменьшением толщины слоя баббита повышается его сопротивление усталости, но снижается прирабатываемость. Лучшими являются высокооловянные баббиты Б83, Б88. Эти баббиты выдерживают максимальную нагрузку 18...20 МПа и рабочую температуру до 110 °С.

В дизельных тракторных двигателях используют безоловянные алюминиевые подшипниковые сплавы типа АСМ и алюминиево-оловянистые подшипниковые сплавы АО9-2 (9 % олова, 2 % меди), АО9-2Б (литье, биметалл) и АО9-1, АО20-1 (прокат, биметалл).

Следует отметить, что сплавы АСМ при высоких скоростях скольжения обладают недостаточным сопротивлением задиру, чувствительны к загрязнению смазочного материала, а также имеют повышенный коэффициент линейного расширения. Сплавы АО, наоборот, в режимах масляного голодания способны образовывать на поверхностях шеек вала защитную пленку из олова.

Из цинковых подшипниковых сплавов наиболее распространены ЦАМ 10-5 (10 % алюминия, 5 % меди, остальное – цинк) и ЦАМ 9-1,5. Благодаря хорошим антифрикционным свойствам, высокой износостойкости, недефицитности исходных материалов и простоте изготовления их широко применяют вместо баббитов и бронз.

В массовом производстве вкладыши получают из стальной ленты (сталь 10 или сталь 20), на которую и наносят тонкий антифрикционный слой (оловянистые и свинцовые бронзы, баббиты).

В тихоходных слабонагруженных опорах применяют втулки из антифрикционных чугунов АЧС-1, АЧВ-1, АЧК-1 (ГОСТ 1585-85).

Металлокерамические подшипники скольжения изготавливаются из порошков путем их прессования и спекания в защищенной атмосфере. Они имеют пористую структуру с объемом пор 15...35 %, которую заполняют смазочным материалом. Вкладыши, пропитанные им, могут долго работать без подвода смазочного материала. Наиболее широко используют железографитовые вкладыши, содержащие до 3 % графита, а остальное – железо. Применяют также бронзографитовые вкладыши, содержащие 10 % олова, 1...4 % графита (остальное – медь). Это самосмазывающиеся подшипники, для которых при средней пористости 20...25 % и спокойной нагрузке допускаемые режимы работы по скорости v и давлению $[p]$ равны:

v , м/с	0,1	0,5	1	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
$[p]$, МПа	15	7	6,5	6,0	5,5	4,5	3,5	1,8	0,8

Эти подшипники обеспечивают низкий коэффициент трения (0,04...0,05), сохраняют свои антифрикционные свойства в широком диапазоне температур (до 1000 °С) и характеризуются высокой теплопроводностью и коррозионной стойкостью. Их применяют в тихоходных механизмах и в сборочных единицах с затруднениями в подводе смазочного материала.

Из неметаллических материалов для вкладышей подшипников применяют следующие: пластмассы, прессованную древесину, твердые породы дерева (дуб, бук и др.), резину. Особенностью этих материалов из-за низкой их теплопроводности является то, что для них лучшим смазочным материалом служит вода, обеспечивающая хорошее охлаждение. Это имеет существенное значение для подшипников пищевых машин, насосов гребных винтов, так как только при малых скоростях и больших давлениях необходимы смазочные материалы (масла или эмульсии).

Полимерные самосмазывающиеся материалы на основе полиамидов, полиацетилена, политетрафторэтилена и эпоксидных смол используют для подшипников, работающих в температурном диапазоне $-200...+800$ °С при значительных скоростях скольжения. Особую группу составляют фторопластовые подшипники. Из-за низкого коэффициента трения (0,05...0,1), химической инертности они способны работать в вакууме. Для повышения износостойкости фторопласт наполняют металлическими порошками (бронзовыми, медными, никелевыми), минеральными (тальк, графитовое и стеклянное волокно), а также твердыми смазочными материалами (графит, дисульфид молибдена, нитрид бора и др.).

Известны подшипники с пористым бронзовым поверхностным слоем на стальной основе, пропитанным фторопластом-4 и свинцом, с добавками графита и двусернистого молибдена. Такие подшипники (благодаря тонкому слою фторопласта-4 и его высоким антифрикционным свойствам и самосмазываемости) при легких режимах работают без смазочного материала и в широком диапазоне температур.

Области применения пластмассовых вкладышей в подшипниках:

- при отсутствии возможности применять жидкий смазочный материал и необходимости обеспечивать полную или частичную самосмазываемость (подвески автомобиля, подшипники химических и текстильных машин);
- при смазывании рабочей средой (подшипники погруженных насосов, некоторых пищевых машин);
- в тяжелых тихоходных машинах, в которых не всегда обеспечивается жидкостная смазка, что связано с частыми пусками и остановками.

Для изготовления подшипников, постоянно работающих в условиях жидкостной смазки, применяют пластмассы нецелесообразно.

10.4. Расчет подшипников скольжения для условий с несовершенной смазкой

К таким условиям относят подшипники скольжения, работающие в режиме граничной и полужидкостной смазки. Расчет производится по условию триботехнической надежности (работе трения) $p_m v \leq [p_m v]$, где $[p_m v]$ – допускаемое произведение среднего давления p_m на рабочих поверхностях на окружную скорость поверхности цапфы v .

При небольших скоростях скольжения условие триботехнической надежности упрощается, считая, что $p_m \leq [p_m]$. Режим работы подшипников скольжения при высоких скоростях скольжения и небольших удельных давлениях сопровождается повышением температуры на поверхности трения. В этом случае работоспособность подшипника ограничивают предельно допускаемой скоростью скольжения v и условие надежности приобретает вид $v \leq [v]$.

Параметры $[p_m v]$, $[p_m]$, $[v]$ позволяют в простейшей форме оценивать правильность выбора материала и размеров подшипников для конкретных условий работы на основе опыта конструирования и эксплуатации машин.

Для шипов вала (оси) и втулок (вкладышей) радиальных подшипников скольжения расчет по условию требований триботехнической надежности выполняют по следующим формулам:

$$p_m = F_r / l D_j \leq [p_m]; \quad v = \frac{\pi D_j n}{60 \cdot 1000} \leq [v] \quad \text{и} \quad p_m v \leq [p_m v],$$

где p_m – среднее условное давление в подшипнике, МПа; F_r – радиальная нагрузки на подшипник (реакция опоры), Н, l – площади $l D_j$ проекции цапфы на плоскость, параллельную оси (здесь l и D_j – длина и диаметр участка вала или оси, опирающихся на радиальный подшипник); v и n – окружная скорость, м/с, и частота вращения цапфы, мин⁻¹.

Задавшись отношением l/D_j из преобразованного $p_m = F_r / D_j^2 (l/D_j) \leq [p_m]$ получим зависимость для определения ориентировочного значения диаметра цапфы $D_j \geq \sqrt{F_r / [p_m] (l/D_j)}$.

При проектировании подшипников скольжения принимают $l/D_j = 0,5 \dots 1,1$; в отечественных скоростных подшипниках $l/D_j = 0,6 \dots 0,9$; в редукторах $l/D_j = 0,8 \dots 1,2$. С увеличением D_j отношение l/D_j можно доводить до 1,4...1,5 с использованием в конструкции самоустанавливающегося вкладыша.

В табл. 10.1 приведены допускаемые значения $[p_m]$, $[v]$ и $[p_m v]$ для некоторых подшипниковых материалов, используемых при основных расчетах подшипников с полужидкостной смазкой и в предварительных расчетах подшипников с жидкостной смазкой.

Таблица 10.1

Допускаемые режимы работы подшипниковых материалов

Материал	$[p_m]$, МПа	$[v]$, м/с	$[p_m v]$, МПа · м/с
1	2	3	4
Чугун:			
АЧС-1	2,5	5,0	10,0
АЧС-1	9,0	0,2	1,8
АЧС-3	6,0	0,75	4,5
АЧС-5	20,0	1,0	20,0
АЧК-1	0,5	5,0	2,5
АЧК-2	0,05	2,0	0,1
Бронза:			
БрО10Ф1	15	10	15
БрО5Ц5С5	8	3	12
БрА9Ж4Л	15	4	12
БрС30	25	12	30

1	2	3	4
Латунь: ЛЦ14КЗСЗ ЛЦ40Мц1,5	12 10	2 1	10 10
Баббит: Б16 Б88	15 20	12 50	10 75
Сплав ЦАМ10-5	20	7	10
Полиамид АК-7	15...20	4	20
Капрон Б	2...2,5	5	20
Текстолит	15	8	25

Допускаемые режимы работы подшипниковых материалов, работающих без смазочного материала (подшипника «сухого» трения), приведены в табл. 10.2.

Осевые (упорные) подшипники воспринимают осевые силы. Плоские упорные подшипники или подпятники обычно выполняют кольцевыми. Подпятник 1 (рис. 10.6, а) для самоустановки соприкасается с корпусом 2 подпятника по сферической поверхности.

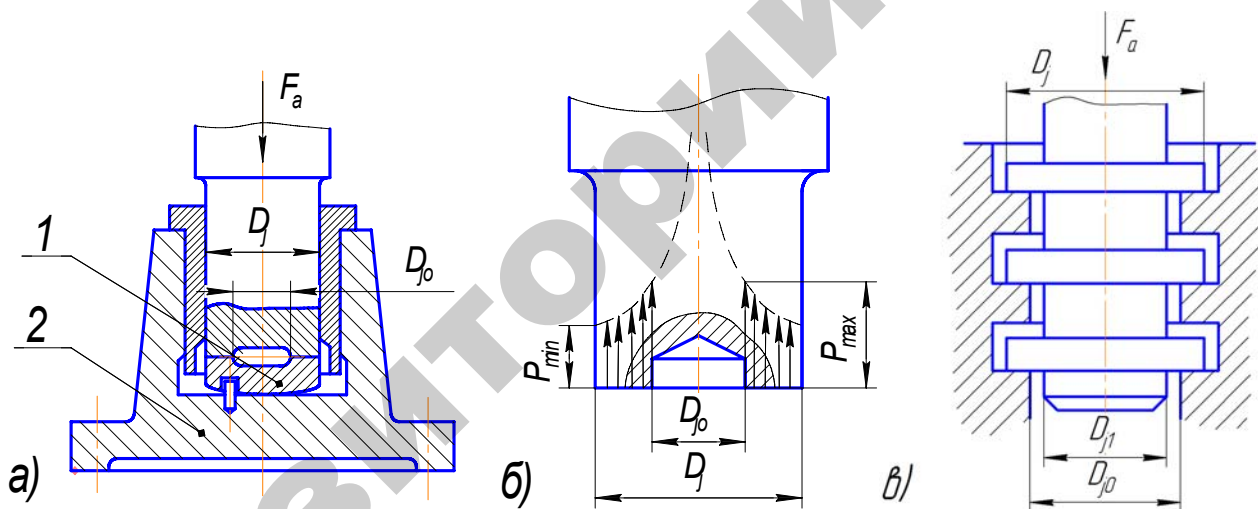


Рис. 10.6. Подшипники скольжения:
а – упорный; б – шейка вала; в – гребенчатый

Упорные подшипники со сплошной пятой рассчитывается по среднему давлению

$$p_m = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4} \cdot D_j^2 \cdot \psi} \leq [p_m].$$

Таблица 10.2

Допускаемые режимы работы подшипников без смазочного материала («сухое» трение)

Материал подшипника	$[p_m]$, МПа	$[v]$, м/с	$[p_m v]$, МПа · м/с	$[t]$, °С	Область применения
Графит	0,3...0,5	1,5	1	400	Опоры центробежных и газодувных машин, механизмов, работающих в среде агрессивных газов и жидкостей при повышенных температурах
Графит, пропитанный металлом	0,3...1	3	1,5	200...300	
Углепластик АМС-1, АФ-3Т	0,5	1,5...2	1,5	200	
Полиамид на основе смол АК-7, П-610	2...3	0,5	0,1...0,15	75	Опоры ленточных конвейеров, редукторов, сельскохозяйственных, текстильных и бытовых машин
Капрон	1,5...2,5	0,2	0,07...0,1	80...90	
Капрон с наполнителем АТМ-2	2...2,5	2,5...3	3,5	140	
Текстолит	5	1	1	80	
Фторпласт-4	0,5...0,7	0,5	0,04...0,06	120	Опоры механизмов, аппаратов, работающих с агрессивными жидкостями и газами, механизмов криогенной, медицинской, пищевой техники и др.
Фторпласт-4 с наполнителем	1...2,5	1	0,2...0,4	120	
Металлофторопластовая лента	10...30	5	0,4	От -200 до +280	Подвесники и шарниры в механизмах управления самолетов, вертолетов, автомобилей, сельскохозяйственных машин и бытовых приборов
Металлокерамика, пропитанная смазочным материалом	18...25	4...6	0,7...1	70-80	
Металлокерамические твердые сплавы	30	15	1...1,5	300	
Минералокерамика	0,5	2	1	500	

Расчет кольцевого упорного подшипника так же ведется по среднему давлению (рис. 10.6, а и б).

$$p_m = \frac{4F_a}{\pi \cdot (D_j^2 - D_{j0}^2) \cdot \psi} \leq [p_m],$$

где F_a – осевая нагрузка, Н; D_j – наружный диаметр опорной части вала (цапфы); D_{j0} – внутренний диаметр, принимаемый равным $(0,6 \dots 0,8) D_j$; ψ – коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности смазочными канавками ($\psi = 0,8 \dots 0,9$).

После этого находят произведение давления и скорости подшипника скольжения $p_m v \leq [p_m v]$.

Для упорного подшипника со сплошной пятой $v = \omega D_j / 3$, с кольцевой пятой $v = \omega R_c$, а

$$R_c = \frac{1}{3} \cdot (D_j^3 - D_{j0}^3) / (D_j^2 - D_{j0}^2),$$

где ω – угловая скорость вала, рад/с.

Значения $[p_m]$ и $[p_m v]$ принимаются так же, как и для радиальных подшипников скольжения.

Гребенчатый упорный подшипник (рис. 10.6, в) рассчитывается так же по условиям $p_m \leq [p_m]$ и $p_m v \leq [p_m v]$. При этом с учетом z (число гребней)

$$p_m = \frac{4F_a}{\pi \cdot z \cdot (D_j^2 - D_{j0}^2)} \leq [p_m],$$

$$v = \omega R_c,$$

где R_c – средний радиус гребней

$$R_c = (D_j + D_{j1}) / 2.$$

Так как охлаждение гребней затруднено, то допускаемые значения $[p_m]$ и $[p_m v]$ следует снижать на 25...40 % по сравнению с $[p_m]$ и $[p_m v]$ для кольцевых пят или радиальных подшипников.

При эксплуатации подшипников скольжения $[p_m] = 2 \dots 5$ МПа и $[p_m v] = 2 \dots 10$ МПа·м/с в большинстве стационарных машин; в автомобильных двигателях $[p_m] = 4 \dots 20$ МПа и $[p_m v] = 25 \dots 35$ МПа·м/с.

10.5. Расчет подшипников скольжения жидкостного трения

Подшипники скольжения, работающие в режиме жидкостного трения, используются в большинстве конструкций машин, валы которых вращаются с большой угловой скоростью (например, в компрессорах, двигателях внутреннего сгорания, турбинах и др.)

В расчетах таких подшипников используют решение задач о течении жидкости между двумя параллельными пластинами (например, в плоском подпятнике), одна из которых движется со скоростью v (рис. 10.7, а) в своей плоскости.

Частицы жидкости в этом случае перемещаются только под действием сил трения, которые постоянны по высоте зазора. При этом верхний слой смазочного материала (жидкости), примыкающий к плоскости, перемещается со скоростью v , а скорость нижнего слоя $v = 0$. По высоте зазора скорость v изменяется по линейному закону. Расход жидкости, пропорциональный скорости течения, одинаков по всему сечению. Избыточного давления в смазочном материале не возникает. Небольшие гидродинамические силы могут возникнуть в связи с тепловыми и деформационными процессами, сопровождающими движение.

Условия образования клина смазочного материала в подшипнике возможны и аналогичны таковым между плоскостью и наклонной к ней под небольшим углом пластиной (рис. 10.7, б), причем плоскость движется относительно пластины по стрелке. Из условия неразрывности потока вытекает, что в каждом сечении в единицу времени должно проходить одинаковое количество смазочного материала, т.е. средняя скорость потока должна возрастать по мере уменьшения зазора. Из-за наклона пластины под небольшим углом к плоскости эпюра скорости по высоте зазора становится нелинейной, так как в клине смазочного материала имеет место повышенное давление p , которое

действует также и на пластину. Изменение этого давления по длине клина смазочного материала описывают уравнением Рейнольдса

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^3},$$

где μ – динамическая вязкость смазочного материала; v – скорость; h_m – зазор в сечении максимального давления (рис. 10.7, б); h – зазор в произвольном сечении слоя смазочного материала.

Из этих рассуждений следует, что одним из условий образования режима жидкостной смазки является наличие сужающегося зазора – клинового.

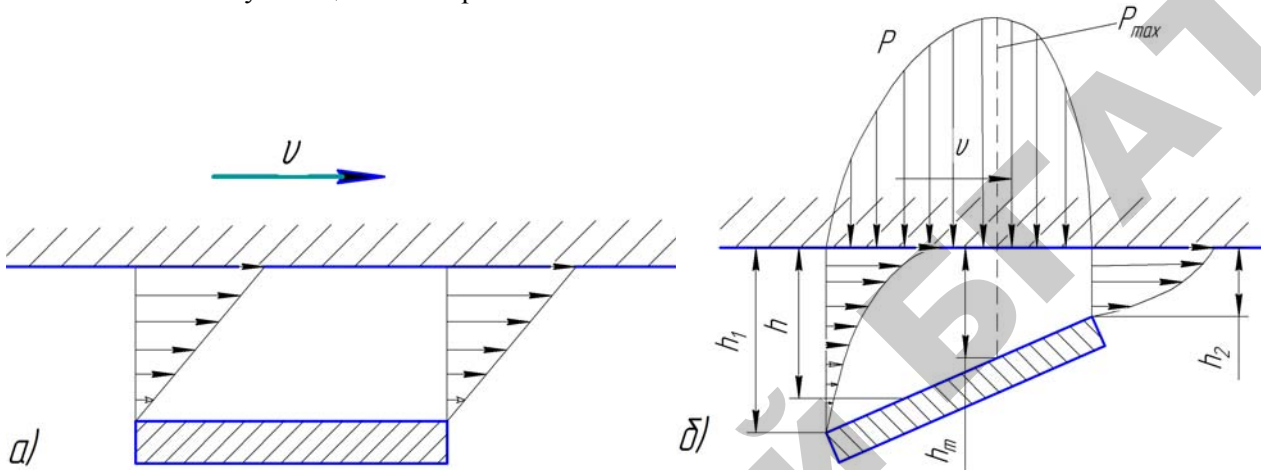


Рис. 10.7. Расчетная схема плоской опоры жидкостного трения

Применительно к радиальному подшипнику в соответствии с ГОСТ ИСО 4378-4-2001 диаметр (радиус) D (R) отверстия вкладыша (см. рис. 10.8) несколько больше диаметра (радиуса) D_j (R_j) шейки вала (цапфы).

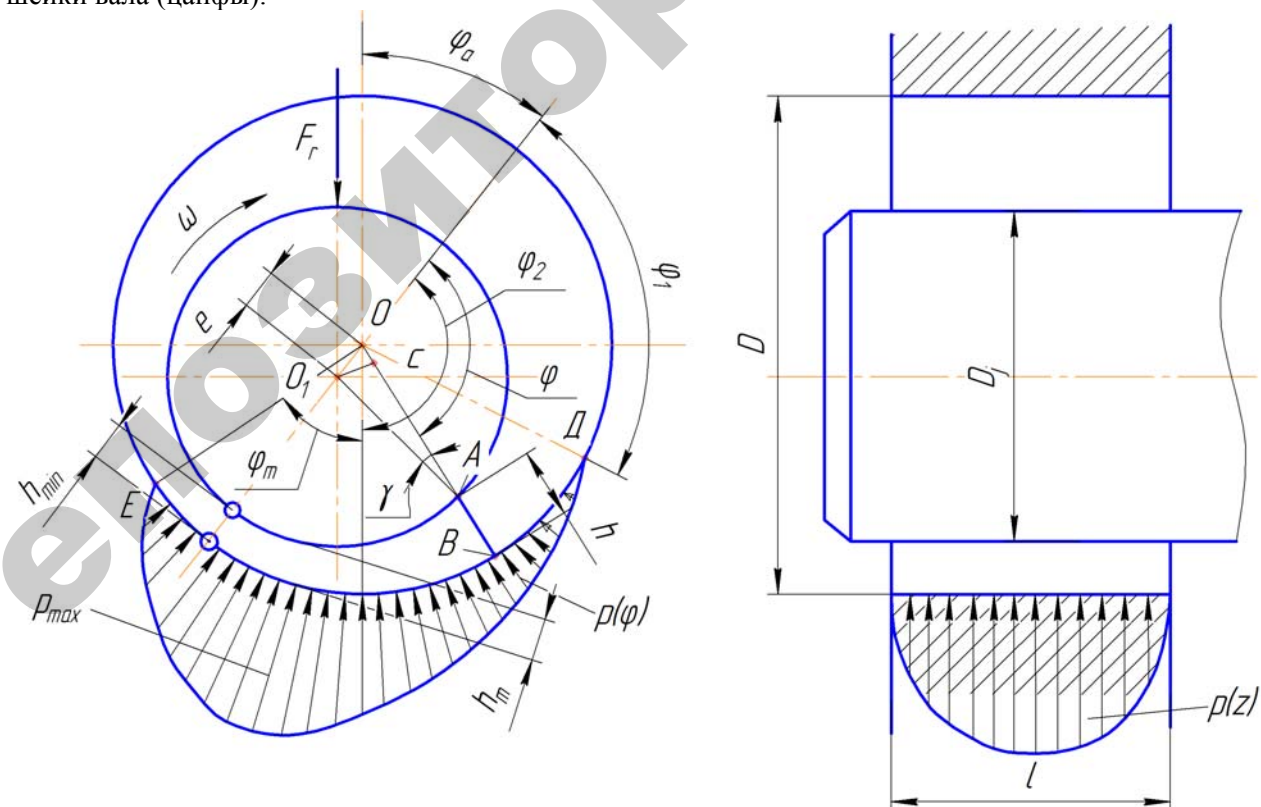


Рис. 10.8. Расчетная схема подшипника скольжения

Зазоры в подшипнике: диаметральный $\Delta = D - D_j$, радиальный $C_R = \Delta / 2 = (D - D_j)/2$, относительный $\psi = C_R / R_j = \Delta / D_j$. Относительный зазор принимают большим при высоких частотах вращения вала и больших значениях отношений l/D_j , а также низких давлениях и большой твердостью материала вкладышей. Средние значения относительного зазора при рабочей температуре $\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} v^{0,25}$, где v – окружная скорость на шейке, м/с. При работе подшипника скольжения оси отверстия вкладыша и шейки вала смещены друг относительно друга на расстояние OO_1 – абсолютного эксцентриситета e . Положение шейки вала во вкладыше характеризуют относительным эксцентриситетом $\varepsilon = e / C_R$.

Для валов сравнительно небольших диаметров (до 250 мм) зазор обычно согласовывается с одной из следующих посадок: $H7/f7$, $H7/e7$, $H7/e8$, $H7/c8$, $H7/d8$, $H9/d9$, $H9/e8$.

При этом выбирают сорт смазочного материала и его среднюю рабочую температуру. Следует отметить, что вязкость и, как следствие, несущая способность слоя смазочного материала зависят от его температуры (табл. 10.3).

Таблица 10.3

Динамическая вязкость смазочных материалов

Температура, °С	Вязкость μ смазочного материала, Па·с				
	Турбинного 22	Индустриального 12	Индустриального И-20А	Индустриального 30	Индустриального 440А
30	0,040	0,038	0,060	0,080	0,100
40	0,026	0,019	0,030	0,038	0,060
50	0,018	0,010	0,018	0,027	0,040
60	0,012	0,005	0,010	0,013	0,022
70	0,008	0,003	0,008	0,011	0,017
80	0,006	0,001	0,005	0,006	0,010

Основные сведения по указанным посадкам приведены в табл. 10.4.

Толщина h слоя смазочного материала в сечении под произвольным углом φ (отсчитывается от линии центров, положение которой определяется углом φ_a) равна:

$$h = OB - CA - OC.$$

Рассматривая в треугольнике O_1OA его элементы, определяем: угол O_1OA равен $(180^\circ - \varphi)$; $CA = R_j \cdot \cos \gamma \approx R_j$, так как угол мал; $OC = e \cdot \cos(180^\circ - \varphi) = -e \cdot \cos \varphi$. Подставляя значения составляющих $(D/2 - R_j) = C_R$ и $e = \varepsilon C_R$, получаем

$$h = D/2 - R_j + e \cdot \cos \varphi = C_R + e \cdot \cos \varphi = C_R (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi).$$

Толщина слоя смазочного материала в сечении, где $p = p_{\max}$,

$$h_m = h_{\max} = C_R (1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi_m).$$

Минимальный зазор в подшипнике или наименьшая толщина слоя смазочного материала (рис. 10.8)

$$h_{\min} = (D - D_j)/2 - e = C_R - C_R \cdot \varepsilon = C_R (1 - \varepsilon).$$

Минимальная толщина смазочного слоя должна быть больше сумм высот микронеровностей цапфы R_{z1} и вкладыша R_{z2} и прогиба цапфы y_0 :

$$h_{\min} = 1,1(\sum R_z + y_0).$$

Подставив в уравнение Рейнольдса полученные значения h и h_m , заменив $dx = R_j \cdot d\varphi$ и $v = \omega R_j$ и осуществив преобразование, получим:

$$dp = \frac{6\mu\omega}{\psi} \cdot \frac{\varepsilon(\cos\varphi - \cos\varphi_m)}{(1 + \varepsilon\cos\varphi)^3} d\varphi.$$

Давление p под произвольным углом φ определяют интегрированием по дуге DB от начала зоны давления:

$$p = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dp.$$

Радиальную силу F_r (несущую способность подшипника), выдерживаемую слоем смазочного материала, определяют интегрированием по всей дуге DE нагружения с получением выражения [11].

$$F_r = \frac{\mu\omega}{\psi^2} l D_j^3 \Phi_p.$$

Подставим в выражение определения F_r значение относительного зазора $\psi = \Delta / D_j$, тогда преобразованная формула примет вид

$$F_r = \frac{\mu\omega}{\Delta^2} l D_j^3 \Phi_p.$$

В этих формулах Φ_p – коэффициент нагруженности, являющийся безразмерной функцией положения шейки вала в отверстии вкладыша и границ зоны несущего слоя смазочного материала, зависящей также от отношения длины контакта вкладыша l с диаметром шейки вала $D_j \rightarrow l / D_j$.

Таблица 10.4

Предельные отклонения и зазоры для основных посадок подшипников скольжения

Номинальные размеры, мм	Поля допусков по квалитетам и предельные отклонения								Предельные зазоры посадок $\Delta_{\max}/\Delta_{\min}$, мкм						
	ES/EI , мкм		Es/ei , мкм						$H7/f7$	$H7/e7$	$H7/e8$	$H7/d8$	$H9/e8$	$H9/d9$	$H7/c8$
	$H7$	$H9$	$f7$	$e7$	$e8$	$d8$	$d9$	$c8$							
Св. 18 до 30	+21 0	+52 0	-20 -41	-40 -61	-40 -73	-65 -98	-40 -92	-110 -143	62 20	82 40	94 40	119 65	125 40	169 65	164 110
Св. 30 до 50	+25 0	+65 0	-25 -50	-50 -75	-50 -89	-80 -110	-50 -112	-120/-159 -130/-169	75 25	110 50	114 50	144 50	151 50	204 80	184/120 194/130
Св. 50 до 80	+30 0	+74 0	-30 -60	-60 -90	-60 -106	-100 -146	-60 -134	-140/-186	90 30	120 60	136 60	176 100	180 60	248 100	216/140 226/150
Св. 80 до 120	+35 0	+87 0	-36 -71	-72 -107	-72 -126	-120 -174	-72 -154	-170/-224 -180/-234	106 36	142 72	161 72	209 120	213 72	294 120	259/170 269/180
Св. 120 до 180	+40 0	+100 0	-45 -83	-85 -125	-85 -148	-145 -208	-85 -185	-200/-263 -210/-273 -230/-296	123 43	165 85	158 85	248 145	346 85	345 145	303/200 313/210 333/230
Св. 180 до 225	+46 0	+115 0	-50 -46	-100 -146	-100 -172	-170 -242	-100 -215	-240/-312 -260/-332 -280/-352	142 50	192 100	218 100	288 170	287 100	400 170	358/240 378/260 398/280

Примечание. Предельные отклонения для валов квалитета $c8$ и зазоры посадки $H7/c8$ для номинальных размеров, начиная св. 30 с разделением: св. 30 до 40; св. 40 до 50; св. 50 до 65; св. 65 до 80; св. 80 до 100; св. 100 до 120; св. 120 до 140; св. 140 до 160; св. 160 до 180; св. 180 до 200; св. 200 до 225; св. 225 до 250.

Значения коэффициента нагруженности подшипников Φ_p в зависимости от относительного эксцентриситета ε , отношения l/D_j и угла обхвата $\varphi_2 - \varphi_1$ приведены в табл. 10.5 [10]. По опытным данным для цилиндрических подшипников ориентировочно принимают $\varphi_1 \approx 60^\circ$ и $\varphi_2 \approx 180^\circ$.

Таблица 10.5

Значение безразмерного коэффициента Φ_p нагруженности подшипника

l/D_j	Φ_p при ε											
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95
Угол обхвата 180° (половинный подшипник)												
0,5	0,13	0,21	0,32	0,49	0,62	0,82	1,10	1,57	2,43	4,26	6,62	10,7
0,6	0,18	0,28	0,43	0,66	0,82	1,07	1,42	2,00	3,04	5,21	7,96	12,6
0,7	0,23	0,36	0,54	0,82	1,01	1,31	1,72	2,40	3,58	6,03	9,07	14,1
0,8	0,29	0,44	0,65	0,97	1,20	1,54	1,95	2,75	4,05	6,72	9,99	15,4
0,9	0,34	0,52	0,75	1,12	1,37	1,74	2,26	3,07	4,46	7,29	10,8	16,4
1,0	0,39	0,59	0,85	1,25	1,53	1,93	2,47	3,37	4,81	7,77	11,4	17,2
1,1	0,44	0,66	0,95	1,38	1,67	2,01	2,66	3,58	5,11	8,19	11,9	17,9
1,2	0,49	0,72	1,03	1,49	1,80	2,25	2,84	3,79	5,36	8,53	12,4	18,4
1,3	0,53	0,78	1,11	1,59	1,91	2,38	2,99	3,97	5,59	8,83	12,7	18,9
1,5	0,61	0,89	1,25	1,76	2,10	2,60	3,24	4,27	5,95	9,30	13,34	19,7
Угол обхвата 120°												
0,5	0,1	0,19	0,26	0,46	0,62	0,83	1,14	1,68	2,67	4,72	6,88	12,6
0,6	0,14	0,24	0,36	0,59	0,79	0,98	1,42	2,05	3,21	5,56	7,99	13,6
0,7	0,17	0,30	0,44	0,71	0,94	1,22	1,66	2,36	3,65	6,21	8,85	14,8
0,8	0,20	0,35	0,51	0,82	1,07	1,38	1,86	2,63	4,01	6,75	9,54	15,8
0,9	0,22	0,40	0,58	0,91	1,18	1,52	2,04	2,86	4,31	7,18	10,1	16,6
1,0	0,24	0,44	0,63	0,99	1,28	1,64	2,18	3,04	4,54	7,51	10,5	17,2
1,1	0,28	0,47	0,68	1,06	1,37	1,75	2,31	3,21	4,77	7,80	10,9	17,7
1,2	0,29	0,51	0,72	1,13	1,45	1,84	2,42	3,34	4,94	8,08	11,2	18,1
1,3	0,30	0,54	0,77	1,18	1,51	1,91	2,52	3,45	5,09	8,28	11,5	18,5
1,5	0,33	0,58	0,83	1,27	1,62	2,04	2,66	3,67	5,33	8,62	11,9	19,1

Также коэффициент нагруженности можно определять по эмпирическим зависимостям: при значении $\varepsilon = 0,3 \dots 0,95$

$$\Phi_p = \frac{0,505}{\frac{1-\varepsilon}{2} \left[1 + 4,62(D_j/l)^2 \left(0,026 + \frac{1-\varepsilon}{2} \right) \right]}$$

при значении l/D_j 0,8; 0,9; 1; 1,2; 1,5;

$$m \quad 0,66; \quad 0,75; \quad 0,85; \quad 1,0; \quad 1,1 \quad \text{и} \quad \Phi_p = \frac{m}{1-\varepsilon} - m.$$

Для определения F_r необходимо знать динамическую вязкость смазочного материала, которая зависит от температуры масляного слоя. В этой связи производят тепловой расчет подшипника, который, помимо определения вязкости смазочного материала, необходим для оценки его количества, прокатываемого через подшипник и обеспечивающего требуемый температурный режим при его работе.

Температуру находят из уравнения теплового баланса между теплообразованием и теплоотдачей при установившемся режиме. Теплообразование в подшипнике оценивается по мощности (Вт).

$$W = T_{\text{тр}} \omega = f F_r v,$$

где $T_{\text{тр}}$ – момент сил трения в подшипнике с учетом радиальной нагрузки $F_r = p_m l D_j$ на подшипник, коэффициента трения f и среднего условного давления в подшипнике p_m .

$$T_{\text{тр}} = f F_r D_j / 2 = 0,5 f p_m l D_j^2.$$

Теплоотвод осуществляется через корпус подшипника циркулирующим смазочным материалом и через вал. Теплоотвод через вал обычно невелик. Мощность теплоотвода через корпус подшипника за счет теплопроводности и конвекции $W_1 = K_t A (t_n - t_0)$, где K_t – коэффициент теплоотдачи, который для металлического корпуса и вкладыша равен 15...20 Вт/(м²·°С), меньшие значения – для подшипников с затрудненным теплоотводам; A – наружная поверхность корпуса подшипника, охлаждаемая воздухом, м²; t_n и t_0 – средняя температура соответственно корпуса и воздуха, охлаждающего подшипник. Наружная поверхность принимается в среднем $2D_j^2$ или $20lD_j$, где l и D_j – длина и диаметр цапфы. Также поверхность корпуса подшипника, имеющего суммарную высоту H и длину по оси L , определяют по упрощенной зависимости: $A = \pi H(L + 0,5H)$. Теплоотвод через вал учитывают условно увеличив площадь поверхности корпуса на величину (5...8) D_j^2 на каждый конец вала, выходящий из него.

Отводимый циркулирующим смазочным материалом тепловой поток

$$W_2 = C V_m \rho (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}),$$

где C – удельная теплоемкость смазочного материала (1,7...2,1)·10³ Дж/(кг·К); V_m – объемный расход смазочного материала, прокачиваемый через подшипник, м³/с; ρ – плотность смазочного материала (870...890), кг/м³; $t_{\text{вых}}$, $t_{\text{вх}}$ – температуры смазочного материала соответственно на выходе из подшипника и входе в него, °С.

Из уравнения теплового баланса $W = W_1 + W_2$ находят среднюю температуру смазочного материала, которая во избежание его перегрева и быстрого старения не должна превышать 80 °С. В случае ее превышения необходимо принимать меры искусственного охлаждения.

Объем смазочного материала, прокачиваемый через подшипник,

$$V_m = \psi D_j l v (q_1 + q_2 + q_3),$$

где q_1 – коэффициент относительного расхода смазочного материала через торцы подшипника в нагруженной зоне,

$$q_1 = 0,3(0,2 + \varepsilon) \frac{1,05 - \varepsilon + 0,08(l/D_j)^2}{1,05 - \varepsilon + 0,43(l/D_j)^2};$$

q_2 – коэффициент торцевого расхода в ненагруженной зоне,

$$q_2 = \beta \Phi_p (D_j / l)^2 p_e / p_m,$$

где $\beta \approx \frac{\pi}{24}(1 + 4\varepsilon^2)$ – для угла обхвата 180° (половинный подшипник); p_e – давление смазочного материала, подаваемого насосом;

q_3 – коэффициент расхода через торцы смазочной канавки,

$$q_3 = 0,185 C_r (D_j / l)^2 (b/a - 2) \frac{b}{D_j} \frac{p_e}{p_m},$$

где b и a – соответственно ширина и длина закрытой части смазочной канавки.

В случае работы с большими эксцентриситетами расход приближенно оценивается через q_2 при двойном значении β , пренебрегая величинами q_1 и q_3 .

Выбор способа смазки может определяться по следующим рекомендациям:

$\sqrt{p_m} v^3 < 16 \cdot 10^3$ – кольцевая смазка без охлаждения подшипника;

$\sqrt{p_m v^3} < (16...32) \cdot 10^3$ – кольцевая смазка с охлаждением корпуса или смазочного материала в корпусе;
 $\sqrt{p_m v^3} > 32 \cdot 10^3$ – циркуляционная смазка под давлением.

10.6. Трение в подшипниках скольжения

Смазочный материал оказывает сопротивление вращению жидкости, и в условиях жидкостной смазки сила трения определяется ее объемными свойствами. В простейшем расчетном случае при малых значениях нормальной силы F_r к поверхности, отсутствии торцевого истечения и малом эксцентриситете (рис. 10.9) окружная сила трения $F_T = F_f = p_m D_j e f$, где p_m – среднее условное давление в подшипнике.

При относительном движении слоев смазочного материала в них возникают силы вязкого сдвига, определяемые по закону Ньютона:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy},$$

где τ – напряжение вязкого сдвига при взаимном смещении слоев смазочного материала в зазоре; μ – динамическая вязкость смазочного материала; dv/dy – градиент скорости смазочного материала по толщине слоя. Так как толщина слоя C_R незначительна, то можно принять изменение градиента скорости по линейному закону:

$$\frac{dv}{dy} = \frac{v}{C_R} = \frac{\omega R_j}{\psi R_j} = \frac{\omega}{\psi}.$$

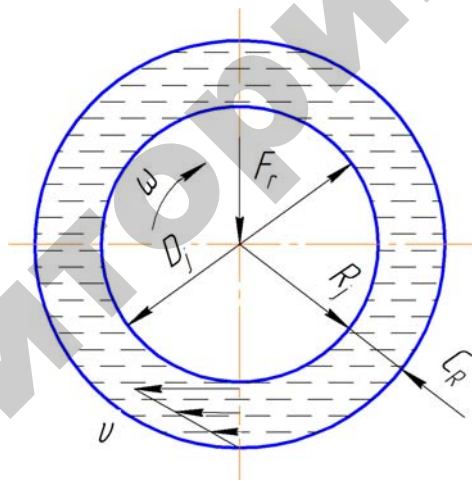


Рис. 10.9. Распределение скорости смазочного материала в радиальном зазоре C_R при полном его заполнении

Тогда сдвигающая слой смазочного материала сила трения по закону Ньютона

$$F_T = \tau A = \mu A \frac{\omega}{\psi},$$

где A – площадь смоченной поверхности цапфы, $A = \pi D_j l$. Тогда коэффициент трения из равенства

$$p_m D_j l f = \mu \pi D_j l \frac{\omega}{\psi}$$

$$f = \frac{\pi \mu \omega}{p_m \psi}.$$

Эту формулу называют формулой профессора Н. П. Петрова. Она справедлива, как указывалась выше, при относительном эксцентриситете $\varepsilon = 0$ и $l \gg D_j$.

В действительных условиях $\varepsilon \neq 0$ и градиент скорости в слое смазочного материала изменяется из-за изменения величины зазора. В этой связи формула, рассмотренная Н. П. Петровым, уточнена и используется в расчетах подшипников в виде

$$f = \frac{C_T \mu \omega}{\Psi p_m} = \frac{\Psi C_T}{\Phi_p},$$

где C_T – безразмерный коэффициент сопротивления вращению, который может быть вычислен по приближенной формуле

$$C_T = \frac{\pi}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} + 0,438\varepsilon\Phi_p\sqrt{1-\varepsilon^2}.$$

На рис. 10.10 приводится зависимость коэффициент C_T от относительного эксцентриситета ε при различных отношениях l/D_j .

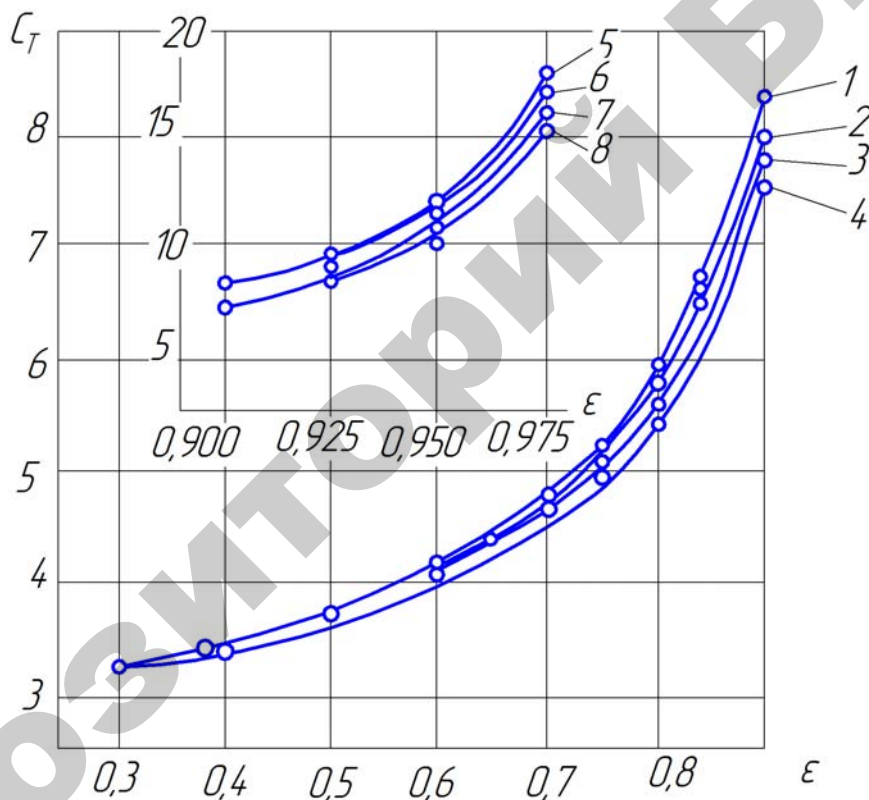


Рис. 10.10. Зависимость коэффициента сопротивления вращению от относительного эксцентриситета при: $l/D_j = 0,7$ – кривые 1 и 5; $l/D_j = 0,6$ – кривые 2 и 6; $l/D_j = 0,4$ – кривые 3 и 7; $l/D_j = 0,3$ – кривые 4 и 8

С учетом уточненного определения коэффициента трения сила трения

$$F_T = \frac{C_T \mu \omega}{\Psi p_m} F_r.$$

Соответственно, момент сил трения на поверхности цапфы, необходимый для преодоления сил трения в слое смазочного материала,

$$T_{тр} = \frac{C_T}{2\Psi} \mu \omega l D_j^2.$$

10.7. Примеры расчета

10.7.1. Проверить на работоспособность подшипник скольжения, состоящий из вкладыша (материал БрО5Ц5С5), работающий в условиях граничного трения. Предусматривается, что диаметр стальной (сталь 45) цапфы $D_j = 55$ мм, длина опорной части цапфы $l = 80$ мм, радиальная сила $F_r = 26,5$ кН, скорость вращения вала $\omega = 30,5$ с⁻¹.

Решение.

1. Окружная скорость

$$v = \frac{\omega D_j \cdot 10^{-3}}{2} = \frac{30,5 \cdot 55 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,84 \text{ м/с.}$$

По табл. 10.1 для бронзы БрО5Ц5С5

$$[p_m] = 8 \text{ МПа}; [p_m v] = 12 \text{ МПа} \cdot \text{м/с.}$$

2. Среднее давление на цапфу p_m и произведение $p_m v$:

$$p_m = \frac{F_r}{l D_j} = \frac{26,5 \cdot 10^3}{80 \cdot 55} = 6,0 \text{ МПа} < [p_m] = 8 \text{ МПа};$$
$$p_m v = 6 \cdot 0,84 = 5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с},$$

что также $< [p_m v] = 12 \text{ МПа} \cdot \text{м/с.}$

Следовательно, для данного режима работы размеры подшипника скольжения и материал вкладыша подходят.

10.7.2. Подобрать материал вкладыша для подшипников вала цилиндрического прямозубого колеса (рис. 10.11), имеющего число зубьев $z = 40$, модуль $m = 5$ мм. Колесо вращается со скоростью $\omega = 6$ с⁻¹, передает мощность $P = 42 \cdot 10^3$ Вт и расположено симметрично относительно подшипников. Диаметр цапф и длина их опорной поверхности указаны на рисунке 10.11.

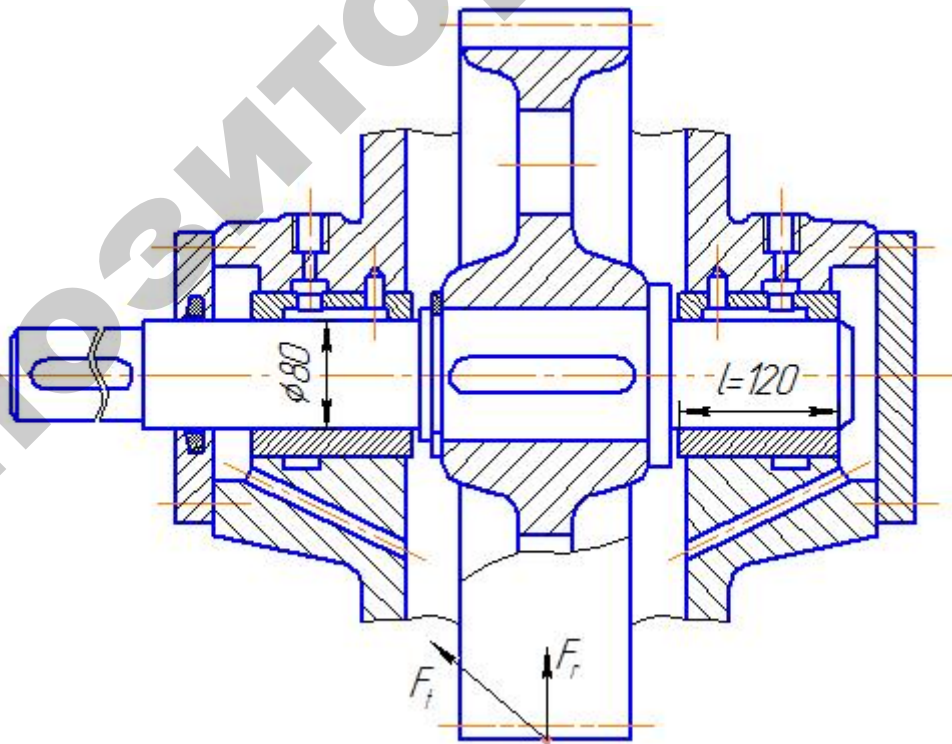


Рис. 10.11. Подшипниковые опоры скольжения вала цилиндрического колеса

Решение.

1. Крутящий момент на колесе

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{42 \cdot 10^3}{6} = 7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Силы в зацеплении зубьев колеса:

окружная

$$F_t = \frac{2T \cdot 10^3}{m \cdot z} = \frac{2 \cdot 7 \cdot 10^6}{5 \cdot 40} = 7,0 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

распорная

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 7,0 \cdot 10^4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2,55 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

3. Реакции сил в опорах, исходя из симметричного расположения колеса относительно них,

$$F_r^l = \sqrt{0,5(F_t^2 + F_r^2)} = \sqrt{0,5 \left[(7 \cdot 10^4)^2 + (2,55 \cdot 10^4)^2 \right]} = 4,05 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

4. Давление на единицу поверхности вкладыша

$$p_m = \frac{F_r^l}{lD_j} = \frac{4,05 \cdot 10^4}{120 \cdot 80} = 4,22 \text{ Н/мм}^2 \text{ (МПа)}.$$

5. Окружная скорость цапфы и произведение $p_m v$:

$$v = \frac{\omega D_j \cdot 10^{-3}}{2} = \frac{6 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,24 \text{ м/с};$$
$$p_m v = 4,22 \cdot 0,24 = 1,01 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

6. По таблице 10.1 принимаем материал – антифрикционный чугун АЧС-3, для которого допускаемые режимы работы равны:

$$[p_m] = 6,0 \text{ МПа} > p_m = 4,22 \text{ МПа};$$

$$[v] = 0,75 \text{ м/с} > v = 0,24 \text{ м/с};$$

$$[p_m v] = 4,5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} > p_m v = 1,01 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

10.7.3. Рассчитать кольцевую пяту (рис. 10.12) из закаленной стали, опирающуюся на подпятник из бронзы БрА9Ж4Л с осевой нагружающей силой $F_a = 35 \cdot 10^3 \text{ Н}$. Угловая скорость вращения пяты относительно опоры $\omega = 9 \text{ с}^{-1}$. Коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности, $\psi = 0,85$.

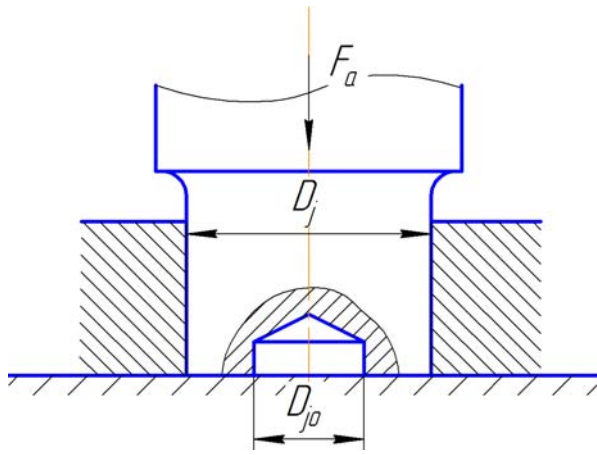


Рис. 10.12. Кольцевой упорный подшипник

Решение.

1. Принимаем по таблице 10.1: $[p_m] = 15 \text{ МПа}$; $[p_m v] = 12 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$.

2. Из
$$p_m = \frac{4F_a}{\pi \cdot (D_j^2 - D_{j0}^2) \cdot \psi} \leq [p_m]$$

$$D_j^2 - D_{j0}^2 \geq \frac{4F_a}{\pi \cdot [p_m] \cdot \psi} = \frac{4 \cdot 35 \cdot 10^3}{\pi \cdot 15 \cdot 0,85} = 3,5 \cdot 10^3 \text{ мм}^2.$$

Приняв $D_{j0} = 0,7 D_j$, получаем $D_j^2 - (0,7 D_j)^2 = 3,5 \cdot 10^3 \text{ мм}^2$.

$$0,51 D_j^2 = 3,5 \cdot 10^3 \text{ мм}^2, \quad D_j = \sqrt{\frac{3,5 \cdot 10^3}{0,51}} = 82,84 \text{ мм},$$

принимая $D_j = 85 \text{ мм}$.

Тогда $D_{j0} = 0,7 D_j = 0,7 \cdot 85 = 59,5 \text{ мм}$. Принимаем $D_{j0} = 60 \text{ мм}$.

3. Проверка принятых размеров D_{j0} и D_j по $p_m v$:

средний радиус кольца и средняя скорость скольжения

$$R_c = \frac{1}{3} \frac{(D_j^3 - D_{j0}^3)}{(D_j^2 - D_{j0}^2)} = \frac{1}{3} \frac{(85^3 - 60^3)}{(85^2 - 60^2)} = 36,6 \text{ мм}; \quad v = \omega R_c = 9 \cdot 36,6 \cdot 10^{-3} = 0,33 \text{ м/с};$$

среднее давление в подшипнике

$$p_m = \frac{4F_a}{\pi \cdot (D_j^2 - D_{j0}^2) \cdot \psi} = \frac{4 \cdot 35 \cdot 10^3}{\pi \cdot (85^2 - 60^2) \cdot 0,85} = 14,5 \text{ МПа},$$

что $< [p_m] = 15 \text{ МПа}$. Тогда $p_m v = 14,5 \cdot 0,33 = 4,8 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$, что $\ll [p_m v] = 12 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$. Следовательно, определенные расчетом размеры кольцевого упорного подшипника при назначенных материалах обеспечивают его работоспособность.

10.7.4. Проверить возможность работы радиального подшипника скольжения в режиме жидкого трения и определить коэффициент трения в подшипнике.

Дано: $D_j = 150 \text{ мм}$; $l = 180 \text{ мм}$; $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $F_r = 50 \text{ кН}$; смазочный материал — масло индустриальное И-20А с динамической вязкостью $\mu_{50} = 0,018 \text{ Па} \cdot \text{с}$, сумма высоты микронеровностей $\sum R_z = 2 \cdot 3,3 = 6,6 \text{ мкм}$, прогиб цапфы $y_0 = 10 \text{ мкм}$, угол обхвата подшипника равен 360° .

Решение.

1. Угловая и окружные скорости:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 600}{30} = 62,8 \text{ с}^{-1}; \quad v = \frac{\omega D_j}{2} = \frac{62,8 \cdot 150 \cdot 10^{-3}}{2} = 4,7 \text{ м/с.}$$

2. Относительный зазор

$$\Psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot v^{0,25} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 4,7^{0,25} = 0,0012.$$

3. Коэффициент нагруженности

$$\Phi_p = \frac{F_r \Psi^2}{\mu \omega D_j} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,0012^2}{0,018 \cdot 62,8 \cdot 0,18 \cdot 0,15} = 2,36.$$

4. По табл. 10.5 – для $l/D_j = 0,18/0,15 = 1,2$, $\Phi_p = 2,36$ и при значении угла обхвата подшипника 360° относительный эксцентриситет $\varepsilon = 0,72$.

5. Минимальная толщина смазочного слоя (при радиусе шипа $R_j = D_j/2 = 150/2 = 75 \text{ мм}$)

$$h_{\min} = C_R (1 - \varepsilon) = R_j \Psi (1 - \varepsilon) = 75 \cdot 0,0012 (1 - 0,72) = 0,025 \text{ мм} = 25 \text{ мкм.}$$

6. Проверка:

$$h_{\min} = 25 \text{ мкм} > 1,1 (\sum R_z + y_0) = 1,1 (6,6 + 10) = 18,3 \text{ мкм,}$$

что удовлетворительно.

7. Безразмерный коэффициент сопротивления вращению

$$C_T = \frac{\pi}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} + 0,438 \varepsilon \Phi_p \sqrt{1 - \varepsilon^2} = \frac{3,14}{\sqrt{1 - 0,72^2}} + 0,438 \cdot 0,72 \cdot 2,36 \cdot \sqrt{1 - 0,72^2} = 5,04.$$

8. Коэффициент трения

$$f = \frac{\Psi C_T}{\Phi_p} = \frac{0,0012 \cdot 5,04}{2,36} = 0,0026.$$

10.7.5. Проверить работоспособность подшипника жидкостного трения при $D_j = 100 \text{ мм}$; $l = 130 \text{ мм}$; ($l/D_j = 1,3$); $n = 850 \text{ мин}^{-1}$ ($\omega = 89 \text{ с}^{-1}$); $F_r = 50 \text{ кН}$; $v = 4,45 \text{ м/с}$. Свободная поверхность корпуса подшипника $A_{\text{кор}} = 0,6 \text{ м}^2$. Вал – стальной с поверхностной закалкой цапф, вкладыш – из сплава ЦАМ 10-5. Относительный зазор в подшипнике $\Psi = 0,00116$. Цапфа и вкладыш обработаны соответственно с $R_{z1} = 1,6 \text{ мкм}$ и $R_{z2} = 3,2 \text{ мкм}$.

Решение.

1. Диаметральный зазор

$$\Delta = D_j \cdot \Psi = 0,1 \cdot 0,00116 = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,116 \text{ мм.}$$

2. Подбираем посадку, у которой среднее значение зазора соответствовало бы значению $\Delta = 0,116 \text{ мм}$. Принимаем (по табл. 10.4) $H7/e8$: вал – $D_j = 100_{-0,126}^{-0,072}$, отверстия – $D = 100_{+0}^{+0,035}$, зазоры – $\Delta_{\min} = 0,072 \text{ мм}$, $\Delta_{\max} = 0,161 \text{ мм}$, средний $\Delta_{\text{ср}} = 0,116 \text{ мм}$.

3. Назначаем в качестве смазочного материала масло индустриальное 30 и среднюю температуру $t = 60^\circ \text{С}$. По таблице 10.3 находим вязкость $\mu = 0,013 \text{ Па}\cdot\text{с} = 0,013 \cdot 10^{-6} \text{ МПа}\cdot\text{с}$.

4. Коэффициент нагруженности

$$\Phi_p = \frac{F_r \Psi^2}{\mu \omega D_j} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,00116^2}{0,013 \cdot 89 \cdot 0,13 \cdot 0,1} = 4,47.$$

5. Относительный эксцентриситет $\varepsilon = 0,82$ находим интерполированием по табл. 10.5 для $l/D_j = 1,3$, $\Phi_p = 4,47$ и значении угла обхвата подшипника 360° .

6. Минимальная толщина смазочного слоя (при радиусе шипа $R_j = D_j/2 = 100/2 = 50$ мм)

$$h_{\min} = R_j \psi (1 - \varepsilon) = 50 \cdot 0,00116 (1 - 0,82) = 0,0104 \text{ мм} = 10,4 \text{ мкм.}$$

7. Коэффициент безопасности по толщине смазочного слоя

$$K = \frac{h_{\min}}{R_{z1} + R_{z2}} = \frac{10,4}{1,6 + 3,2} = 2,2 > 2.$$

8. Безразмерный коэффициент сопротивления вращения

$$C_T = \frac{\pi}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} + 0,438 \varepsilon \Phi_p \sqrt{1 - \varepsilon^2} = \frac{3,14}{\sqrt{1 - 0,82^2}} + 0,438 \cdot 0,82 \cdot 2,36 \cdot \sqrt{1 - 0,82^2} = 6,4.$$

9. Момент трения на цапфе

$$T = \frac{\mu \omega l D_j^2}{2 \psi} C_T = \frac{0,013 \cdot 89 \cdot 0,13 \cdot 0,1^2}{2 \cdot 0,00116} \cdot 6,4 = 4,14 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

10. Среднее теплообразование в подшипнике при 65 % рабочего времени от основного

$$W_1 = 0,65 T \omega = 0,65 \cdot 4,14 \cdot 89 = 240 \text{ Вт.}$$

11. Суммарная поверхность теплоотдачи A подшипникового узла

$$A = A_{\text{кор}} + 7 D_j^2 = 0,6 + 7 \cdot 0,1^2 \approx 0,67 \text{ м}^2.$$

12. Температура подшипника при отсутствии искусственного охлаждения и значении коэффициента теплоотдачи $K_t = 17,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$$t_n = t_0 + \frac{W_1}{K_t A} = 20^\circ + \frac{240}{17,5 \cdot 0,67} = 40,5 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Следовательно, при $t_n = 40,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ нет необходимости применять искусственное охлаждение.

13. Способ смазки подшипника:

$$\sqrt{\left(\frac{F_r}{D_j l} v\right)^3} = \sqrt{\left(\frac{50 \cdot 10^3}{100 \cdot 130} \cdot 4,45\right)^3} = 7,08 \ll 16 \cdot 10^3,$$

что подтверждает достаточность кольцевой смазки без охлаждения подшипника.

10.8. Задачи для самостоятельной работы

10.8.1. Дать заключение о возможности применения бронзы БрО1Ф1 для вкладыша подшипника скольжения, работающего в режиме полужидкостной смазки, если диаметр и длина цапфы $D_j = 60$ мм, $l = 45$ мм, нагрузка $F_r = 16,5$ кН, частота вращения вала $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$.

10.8.2. Стальная ось установлена в подшипниках скольжения, радиальная нагрузка, приходящая на подшипник, $F_r = 11,4$ кН. Рабочая длина подшипника $l = 45$ мм, диаметр цапфы $D_j = 130$ мм. Угловая скорость вращения оси $\omega = 26 \text{ с}^{-1}$. Выбрать материал для подшипников скольжения (вкладышей). ($l/D_j = 1,3$); $n = 850 \text{ мин}^{-1}$ ($\omega = 89 \text{ с}^{-1}$); $v = 4,45 \text{ м/с}$.

10.8.3. Для предыдущей задачи определить температуру подшипника. Подшипник кольцевой со свободной поверхностью корпуса $A_{\text{кор}} = 0,45 \text{ м}^2$.

10.8.4. Определить размеры подпятника для кольцевой пяты вала червяка ручной тали подъема груза. Скорость вращения вала – $0,4 \text{ м/с}$. Подпятник изготовлен из серого чугуна АСЧ-1 и воспринимает осевую нагрузку $F_a = 28 \text{ кН}$. Принять $D_{j0}/D_j = 0,65$ (см. рис. 10.6, а).

10.8.5. Радиальный подшипник скольжения должен работать с жидкостным трением в период установившегося режима нагрузки при следующих данных: $F_r = 10 \text{ кН}$, $D_j = 100 \text{ мм}$, $n = 920 \text{ мин}^{-1}$, $l/D_j = 0,8$. Назначить материал втулки, входящей в контакт со стальной закаленной цапфой, и подобрать посадку.

10.8.6. Проверить бронзовый вкладыш подшипников барабана (рис. 10.13). Радиальная нагрузка в опорах равна $F_r = 5 \text{ кН}$, частота вращения барабана $n = 20 \text{ мин}^{-1}$, диаметр шипа $D_j = 50 \text{ мм}$, длина шипа $l = 60 \text{ мм}$.

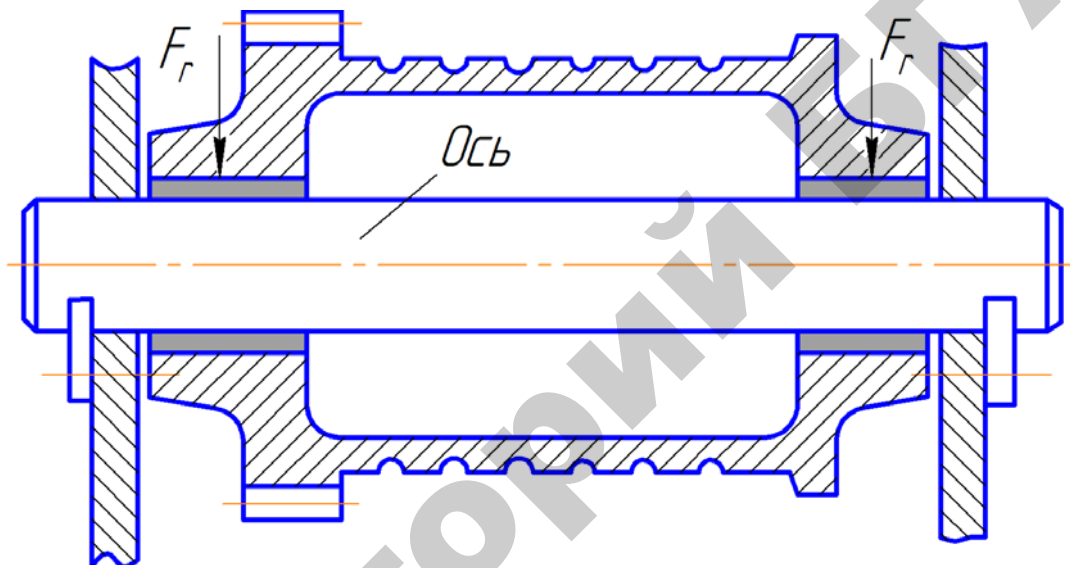


Рис. 10.13. Барабан лебедки на подшипниках скольжения

10.8.7. Провести расчет на износостойкость цапфы тихоходного вала редуктора. Нагрузка $F_r = 30 \text{ кН}$, частота вращения вала $n = 400 \text{ мин}^{-1}$. Вал – стальной, а вкладыш подшипника – баббитовый.

10.8.8. По условию невыдавливания смазочного материала определить длину l вкладышей подшипников скольжения для оси ходовых колес тележки мостового крана. Окружная скорость цапфы $v = 0,6 \text{ м/с}$; диаметр цапфы $D_j = 50 \text{ мм}$; нагрузка на колесо $F_r = 30 \text{ кН}$. Материал вкладыша подшипника – бронза БрО5Ц5С5; материал оси – сталь.

10.8.9. Проверить возможность работы радиального подшипника скольжения в режиме жидкостного трения и определить коэффициент трения. Нагрузка на подшипник $F_r = 8,5 \text{ кН}$; диаметр и рабочая длина цапфы $D_j = 120 \text{ мм}$; $l = 100 \text{ мм}$; угловая скорость $\omega = 125 \text{ с}^{-1}$; цапфа обработана с $R_{z1} = 0,8 \dots 1,2 \text{ мкм}$, а вкладыш – с $R_{z2} = 1,7 \dots 3,0 \text{ мкм}$.

11.1. Общие сведения

Подшипники качения работают по принципу трения качения, служат опорами валов, вращающихся осей, при этом эти детали фиксируются подшипниками в определенном положении относительно других частей механизмов (ГОСТ 24955-81). Они воспринимают радиальные и осевые усилия, приложенные к валу или оси. От качества их работы в значительной степени зависит долговечность и работоспособность машин.

Конструкция подшипников качения (ГОСТ 3395-89) позволяет изготавливать их как массовую стандартную продукцию с малой стоимостью, осуществлять полную взаимозаменяемость, эксплуатировать без дополнительной подгонки и приработки. К достоинствам подшипников относятся следующие их свойства: малые осевые размеры по сравнению с подшипниками скольжения, простота монтажа и эксплуатации, меньший расход смазочных материалов и незначительные потери на трение (особенно при трогании с места и не на высоких частотах вращения), отсутствие значительного нагрева при работе.

Однако подшипники качения чувствительны к ударным и вибрационным нагрузкам, менее быстроходны, обладают шумной работой, имеют большие габариты в радиальном направлении, чем подшипники скольжения.

Разнообразные условия работы подшипников качения потребовали создания большого количества их конструкций и разновидностей. По форме тел качения (рис. 11.1) различают шариковые и роликовые подшипники (ISO 12297:2012, ГОСТ 3722-81, ГОСТ 6870-81, ГОСТ 22696-77, ГОСТ 25255-82).

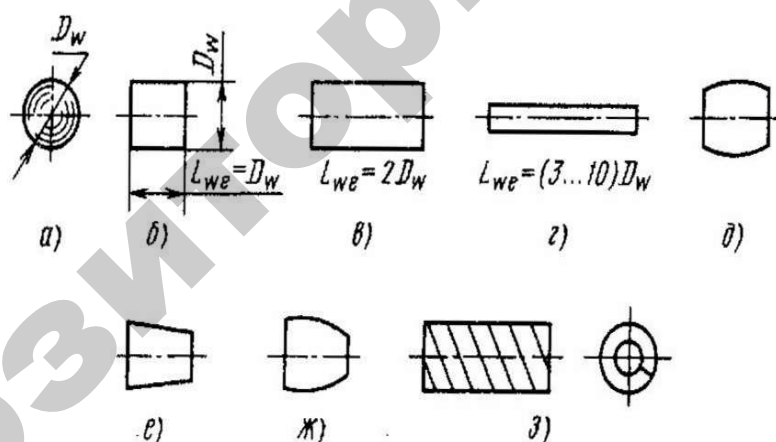


Рис. 11.1. Формы тел качения:

a – шариковая; *б* – цилиндрическая с коротким роликом; *в* – цилиндрическая с длинным роликом; *г* – игольчатая; *д* – бочкообразная; *е* – коническая; *ж* – с небольшой (7...30 мкм на сторону) выпуклостью поверхности качения; *з* – витая и пустотелая

Также подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

по направлению воспринимаемой нагрузки – радиальные шариковые, роликовые (восприятие радиальных сил F_r и незначительных осевых F_a); радиально-упорные шариковые, роликовые воспринимают F_r и F_a ; упорные шариковые, роликовые – нагружение только осевое F_a ; упорно-радиальные шариковые, роликовые для восприятия преимущественно осевых F_a и небольших радиальных F_r сил;

по числу рядов тел качения – одно-, двух- и четырехрядные;

по нагрузочной способности (или габаритам) – серии: сверхлегкая, особо легкая, средняя, тяжелая, легкая широкая, средняя широкая;

по основным конструктивным особенностям – самоустанавливающиеся (сферические шарико-

вые, роликовые) и самоустанавливающиеся с посадочным цилиндрическим или коническим отверстием внутреннего кольца;

по классам точности (ГОСТ 520-71): 0 (нормального), 6 (повышенного), 5 (высокого), 4 (особо высокого) и 2 (сверхвысокого) классов.

В общем машиностроении применяют подшипники классов 0 и 6.

На рис. 11.2 показаны осевые сечения подшипников. Элементы (детали) подшипников кольца имеют желоба (канавки) по форме шариков, роликов, иглолок, служащие направляющими для них. Сепаратор предназначен для направления, удержания и разделения тел качения. Для невысоких частот вращения и качательного движения изготавливают подшипники без сепараторов (подшипники крестовин карданных валов).

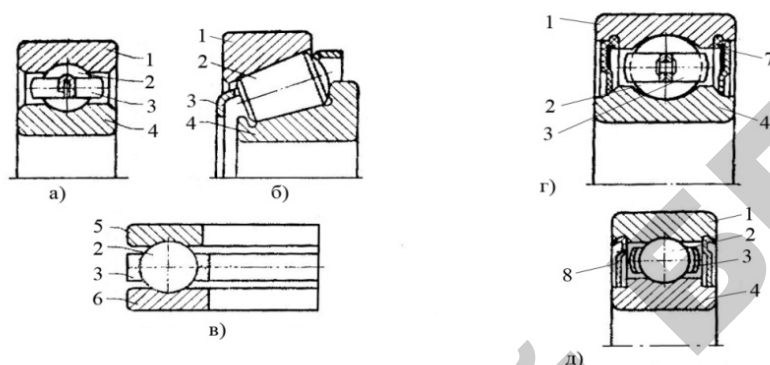


Рис. 11.2. Основные детали подшипников:

a, c, d – радиальный шариковый; *б* – радиально-упорный конический; *в* – упорный шариковый.

Детали: 1 – наружное кольцо; 2 – тело качения (шарик, ролик конический); 3 – сепаратор; 4 – внутреннее кольцо; 5 – свободное кольцо; 6 – тугое кольцо; 7 – контактное уплотнение; 8 – защитная шайба

В конструктивном исполнении наибольшее применение нашли змейковые сепараторы (рис. 11.3), состоящие из двух волнистых кольцеобразных по форме тел качения полусепараторов, соединенных между собой заклепками. В качестве материала для таких сепараторов используется мягкая углеродистая сталь марок 08кп, 10кп. Для быстровращающихся опор и подшипников высокой точности используют массивные сепараторы (цельные или составные), обеспечивающие более точное положение тел качения относительно колец подшипников. Материалами для таких сепараторов выступают текстолит, фторопласт, латунь и бронза.

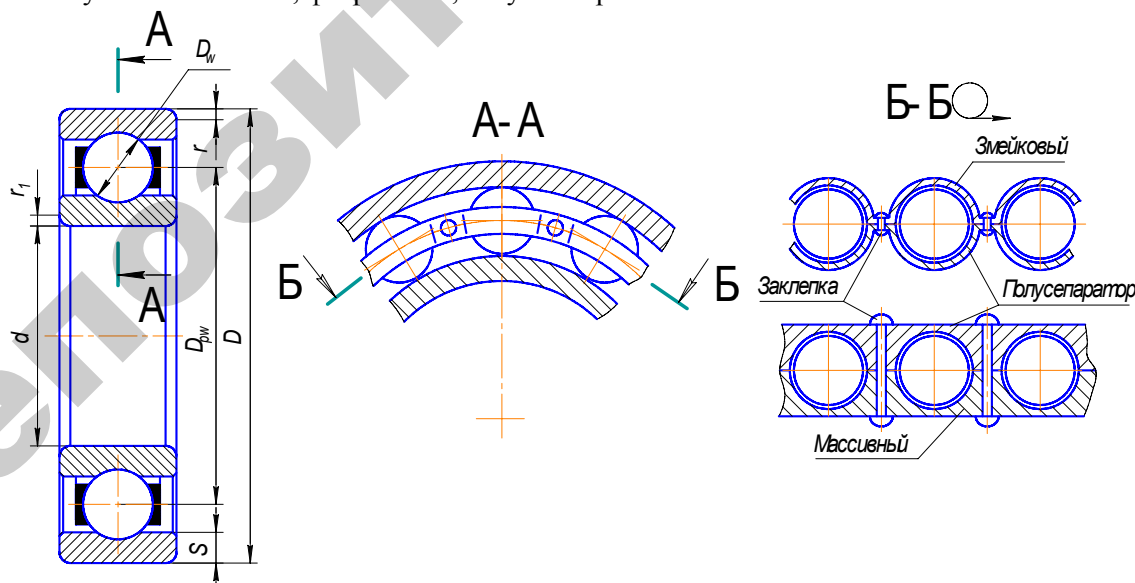


Рис. 11.3. Размеры шарикового радиального однорядного подшипника и конструктивное исполнение сепаратора

Как кольца, так и шарики, ролики, иглолки изготавливают из специальных шарикоподшипниковых сталей марок ШХ15, ШХ20СГ, а также из цементируемых легированных сталей марок 18ХГТ, 20Х2Н4А. Твердость колец – 61...65 HRC, а элементов качения – 63...67 HRC.

Условные обозначения подшипника (см. ГОСТ 3189-89) наносятся на торец колец. Наряду с обо-

значением предприятия-изготовителя подшипника на торец кольца отдельно наносятся основное его обозначение, которое может иметь семь цифр, и дополнительные к ним буквенные или цифровые знаки слева и справа от них.

Две первые цифры справа образуют число, обозначающее диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника. Внутренний диаметр d определяют умножением этих двух чисел на 5 для подшипников с $d = 20 \dots 495$ мм. Так, подшипники 50208 и 7211 имеют диаметры d соответственно 40 и 55 мм.

Третья цифра справа обозначает серию диаметров и совместно с седьмой цифрой – серией ширин определяет размерную серию подшипника. При одном и том же внутреннем диаметре третья цифра характеризует наружный диаметр его и обозначает: особо легкую серию – 1, легкую – 2, среднюю – 3, тяжелую – 4 и др. Приведенный ранее в качестве примера подшипник 7211 легкой серии диаметров 2 имеет $d = 55$ мм, наружный диаметр $D = 100$ мм, а 7311 (средняя серия диаметров 3) – тот же $d = 55$ мм, но $D = 120$ мм.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника.

- Шариковый радиальный однорядный..... 0
- Шариковый радиальный сферический двухрядный..... 1
- Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами..... 2
- Роликовый радиальный сферический двухрядный..... 3
- Шариковый радиально-упорный однорядный..... 6
- Роликовый конический..... 7
- Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный..... 8

Приведенные в качестве примера подшипники 50208 и 7211 являются: первый – шариковым радиальным однорядным, второй – роликовым коническим однорядным.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивную разновидность подшипников (значение номинального угла контакта в радиально-упорных подшипниках, наличие уплотнений, защитных шайб или канавки на наружном кольце под упорное кольцо и др.). Приведенный в качестве примера подшипник 50208 имеет канавку на наружном кольце под пружинное стопорное (упорное) кольцо по ГОСТ 13942-86.

Седьмая цифра справа обозначает серию по ширине и совместно с третьей цифрой, обозначающей серию диаметров, определяет размерную серию подшипника. В порядке увеличения ширины подшипника (при одних и тех же наружном и внутреннем диаметрах) серии ширин бывают 0, 1, 2, 3 и др.

Подшипники разных типов и серий имеют отличающиеся размеры, массу m , динамическую C_r и статическую грузоподъемность C_0 , предельную частоту вращения $[n]$ (рис. 11.4). Наиболее быстроходными из представленных являются радиальные шарикоподшипники легкой (02) серии. Подшипники тяжелых (04) серий менее быстроходны, но грузоподъемность их выше. Роликовые конические подшипники характеризуются большей, чем у шарикоподшипников равных размеров, грузоподъемностью и меньшей предельной частотой вращения.

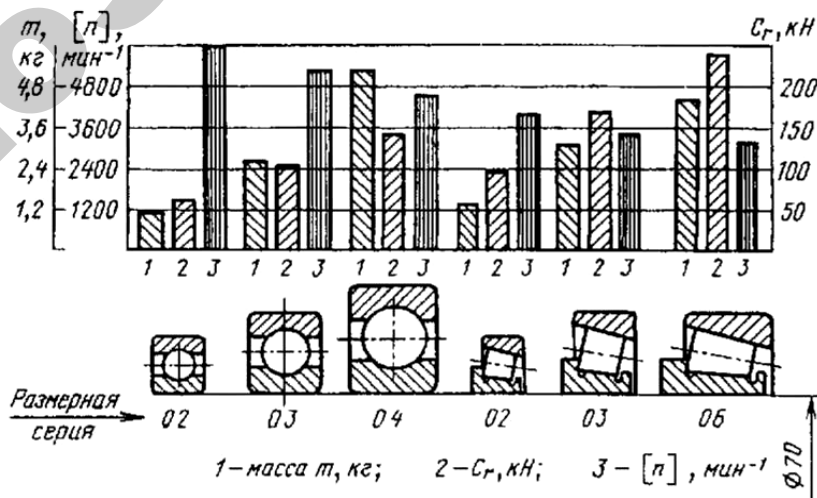


Рис. 11.4. Зависимость m , C_r , $[n]$ подшипников от серии и типа

Приведенные семь основных цифровых обозначений присутствуют в том или ином составе. Кроме этих цифр, слева и справа могут быть дополнительные буквенные или цифровые знаки. Слева через тире от основного обозначения в порядке повышения маркируется класс точности: 0, 6, 5, 4, 2. В примерах 50208 и 7211 – класс точности 0.

В зависимости от наличия дополнительных требований к уровню вибраций, отклонениям формы и расположения поверхностей качения, моменту трения и др. установлены три категории подшипников: А – повышенные регламентированные нормы; В – регламентированные нормы; С – без дополнительных требований. Категорийность указывается слева после обозначения класса точности.

Кроме того, справа от основного обозначения буквы несут следующую информацию: А – подшипник повышенной грузоподъемности; Е – сепаратор из полимеров; Р – детали подшипника из высокопрочных сталей; С – подшипник закрытого типа с заполнением смазочным материалом.

11.2. Характер и причины отказов подшипников качения

Усталостное выкрашивание контактируемых поверхностей тел качения и колец наблюдается у подшипников после длительной работы в нормальных условиях. К основным источникам зарождения трещин относятся неметаллические включения в стали, глубокие шлифовальные риски, микронеровности. Проявляются в виде раковин или отслаивания под действием переменных контактных напряжений.

Износ от истирания возникает из-за плохой защиты подшипника от попадания пыли, грязи, абразивных частиц (сельскохозяйственные, строительные, дорожные машины). Применение совершенных конструкций уплотнений подшипниковых узлов уменьшает изнашивание их рабочих поверхностей.

Раскалывание колец, шариков, роликов, иголок связано с ударными и вибрационными перегрузками, неправильным монтажом. При качественной сборке и правильной эксплуатации разрушение колец и элементов качения не должно иметь места.

Повреждения и отказы сепараторов часто происходят от действия центробежных сил и воздействия на эту сборочную единицу разных по массе шариков, роликов. Этот вид отказов – основная причина потери работоспособности быстроходных подшипников.

Потеря точности вращения, появление шума и вибрации, повышение сопротивления вращению и температуры – основные признаки нарушения работоспособности подшипников.

Многолетний эксплуатационный анализ работы, характера и причин отказов подшипников качения определил, что основными критериями их работоспособности являются сопротивление контактной усталости и статическая контактная прочность.

Термины, характеристика и причины повреждений и отказов подшипников регламентируются ISO 15243:2004.

11.3. Нагружение тел качения

Подшипники обычно нагружаются центральной осевой силой F_a и радиальной F_r . Если линия действия осевой силы F_a совпадает с осью подшипника, то принимают нагружение шариков, роликов одинаковое (рис. 11.5, а, б и в) $F'_a = F_a/z$. Здесь z – число элементов качения (шариков, роликов).

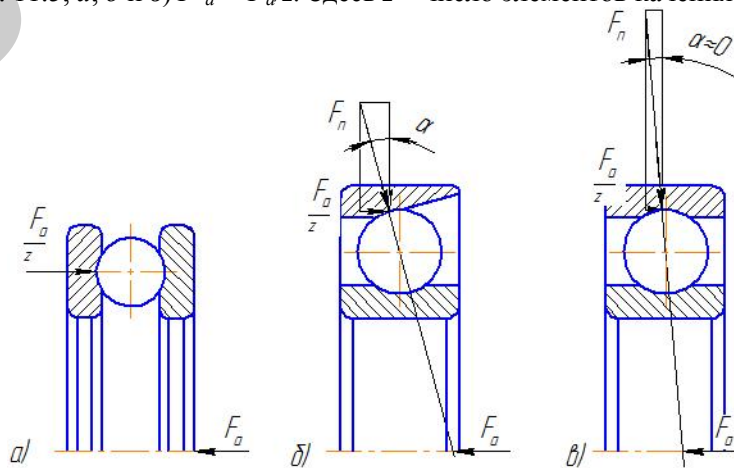


Рис. 11.5. Нагружение тел качения подшипников шариковых:
а – упорного; б – радиально-упорного; в – радиального

В радиально-упорных и радиальных подшипниках возникает в контакте с элементом качения нормальная к поверхности сила $F_n = F_r/z \cdot \sin \alpha$.

Угол α между радиальным направлением и прямой линией, проходящей через точки контакта тел качения с дорожками качения колец, называют углом контакта.

При отсутствии натяга между кольцами и элементами качения действующая со стороны вала на подшипник радиальная нагрузка F_r распределяется по шарикам неравномерно на дуге не более 180° (рис. 11.6).

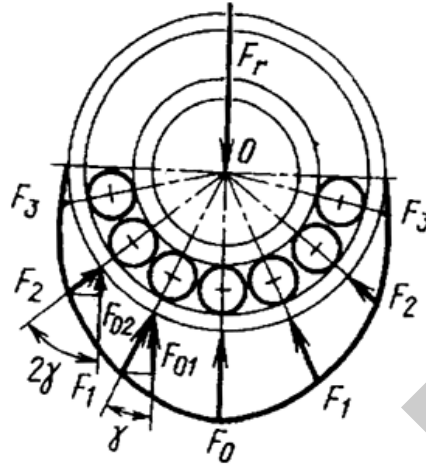


Рис. 11.6. Нагружение тел качения радиальной силой F_r

Задача распределения силы F_r между элементами качения в зоне нагружения является статически неопределимой. Решение ее по условию равновесия внутреннего кольца нагруженного радиальной силой F_r и с учетом реальных зазоров в подшипнике, деформаций и перемещений колец, позволяет получать расчетную зависимость наибольшей силы F_0 , нагружающей шарик или ролик. В соответствии с этим наибольшую силу F_0 для однорядных шарикоподшипников с числом шариков $z = 10 \dots 20$ оценивают $F_0 = 5F_r/z$ и аналогично для роликовых подшипников – $F_0 = 4,5F_r/z$.

В рабочем состоянии подшипника, нагруженного силой F_r , каждая точка рабочей поверхности при контакте элементов качения и колец подвержена действию нагрузок, изменяющихся по отнуплевому циклу и вызывающих действие контактных напряжений. Значения их вычисляют по формулам Герца для точечного (шариковые подшипники) и линейного (роликовые подшипники) контакта. Из-за разницы радиусов кривизны для всех подшипников качения (кроме сферических) напряжения σ_H в контакте шариков, роликов с внутренним кольцом выше, чем в зоне контакта с наружным кольцом. Так, для шарикового радиального однорядного подшипника при обычных геометрических соотношениях деталей в контакте шарика диаметром D_w с внутренним кольцом

$$\sigma_H \approx 1035 \sqrt[3]{F_0 / D_w^2} \approx 1035 \sqrt[3]{5 \cdot F_r / (z \cdot D_w^2)} \leq [\sigma_H],$$

а с наружным кольцом

$$\sigma_H \approx 827 \sqrt[3]{F_0 / D_w^2} \approx 827 \sqrt[3]{5 \cdot F_r / (z \cdot D_w^2)} \leq [\sigma_H].$$

Значения допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$, МПа, принимаются для подшипников: радиальных, радиально-упорных, упорных и упорно-радиальных шариковых – 4200; радиальных шариковых самоустанавливающихся – 4600; радиальных, радиально-упорных, упорных и упорно-радиальных роликовых – 4000.

11.4. Статическая расчетная грузоподъемность подшипника

При статическом нагружении повреждения подшипников проявляются в виде смятия рабочих поверхностей.

Методика расчета стандартизирована ГОСТ 18854-94 (ISO 76-87). Подшипники рассчитывают и выбирают по статической грузоподъемности при медленном вращении (при частоте вращения до 10 мин^{-1}).

Основное условие: внешняя радиальная F_r или осевая F_a нагрузка не должна превосходить базовую статическую грузоподъемность C_0 .

Значения базовой статической грузоподъемности C_0 приводятся в каталогах для каждого типа-размера подшипника.

В случае нагружения радиальных, радиально-упорных шариковых и радиально-упорных роликовых подшипников комбинированной нагрузкой, состоящей из радиальной F_r и осевой F_a сил, определяют статическую эквивалентную радиальную нагрузку P_0 . Впоследствии выбирается подшипник из каталога по условию $P_0 \leq C_0$.

Для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников и радиально-упорных роликоподшипников

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \text{ при условии } P_0 \leq F_r.$$

Значения коэффициента X_0 статической радиальной нагрузки и коэффициента Y_0 статической осевой нагрузки приведены в табл. 11.1.

Таблица 11.1

Значения коэффициентов X_0 и Y_0

Тип подшипника	Подшипник			
	Однорядный		Двухрядный	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Шариковый радиальный	0,6	0,50	0,6	0,50
Шариковый радиально-упорный с углом контакта α , равным 12°	0,5	0,47	1,0	0,94
15°	0,5	0,46	1,0	0,92
20°	0,5	0,42	1,0	0,84
25°	0,5	0,38	1,0	0,76
26°	0,5	0,37	1,0	0,74
30°	0,5	0,33	1,0	0,66
36°	0,5	0,28	1,0	0,56
40°	0,5	0,26	1,0	0,52
Шариковый сферический с углом контакта $\alpha \neq 0$ и роликовый радиально-упорный	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1,0	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$

11.5. Расчетный ресурс подшипников и подбор по динамической грузоподъемности

Ресурс подшипника качения – продолжительность работы до появления первых признаков усталости материала элементов качения или колец. Принято ресурс подшипника выражать в миллионах оборотов L или часах L_h , которые связаны между собой соотношением

$$L_h = 10^6 L / 60 \cdot n,$$

где n – частота вращения кольца подшипника, мин^{-1} .

На основании экспериментальных исследований и проверки работы в производственных условиях опор валов, осей получены расчетные зависимости для подбора подшипников. В их основе заложены кривые выносливости, оцениваемые известной зависимостью $\sigma_H^q \cdot N = \text{const}$. На рис. 11.7, а приведена кривая выносливости, по оси ординат отложены контактные напряжения σ_H , а по оси абсцисс – ресурс (долговечность), выраженный числом N циклов перемен напряжений до разрушения. Показатель степени $q = 9$ для точечного (шарикоподшипников) и $q = 20/3$ линейного (роликоподшипников) контакта. Аналогичными исследованиями также установлена зависимость между действующей на подшипник нагрузкой F_r и его ресурсом (долговечностью) L (рис. 11.7, б): $F_r L^{1/p} = \text{const}$, где $p = 3$ для шарико- и $p = 10/3$ для роликоподшипников.

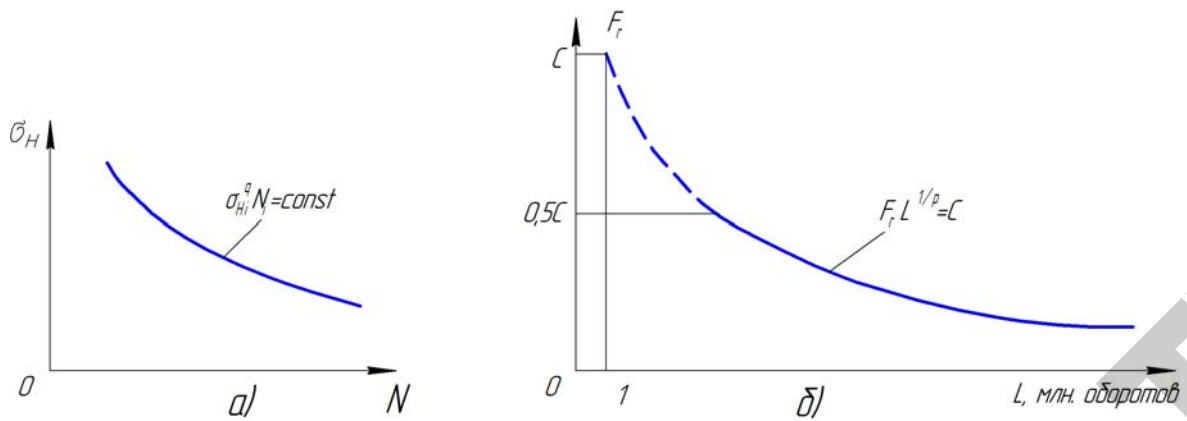


Рис. 11.7. Кривые усталости подшипника

Из приведенной степенной зависимости (см. рис. 11.7, а) следует, что чем больше напряжения в контакте шариков (роликов) с кольцами подшипника, тем раньше начинается процесс усталостного разрушения.

Уравнение кривой усталости можно представить также в виде $F_r L^{1/p} = C$ или $(L = C/F_r)^p$, принимая ресурс подшипника $L = 1$ миллион оборотов и обозначая в области больших нагрузок (штриховой участок на рис 11.7, б) ее через C . Нагрузку C (Н) называют базовой динамической грузоподъемностью подшипника (ISO 281:2007, ГОСТ 18855-94).

Базовая динамическая грузоподъемность для радиальных и радиально-упорных подшипников – это такая условная радиальная нагрузка, которую подшипник (с невращающимся наружным кольцом) может теоретически воспринимать при базовом расчетном ресурсе, составляющем один миллион оборотов. Действительно, при $L = 1$ значение $C = F_r$. Однако при этом контактные напряжения превышают допустимые $\sigma_H > [\sigma_H]$ и при $L = 1$ величина F_r соответствует только экстраполированному теоретическому участку (штриховой участок) кривой усталости. Поэтому формула $L = (C/F_r)^p$ справедлива при $F_r \leq 0,5C$.

Значения базовой динамической грузоподъемности C , как отмечалось ранее, по статической грузоподъемности C_0 для каждого типоразмера подшипника заранее подсчитаны и приводятся в соответствующих каталогах или таблицах.

Базовый расчетный ресурс L_{10} (млн оборотов), соответствующий 90 % надежности для подшипников, выполненных из обычных материалов с применением обычной технологии и работающих в одинаковых эксплуатационных условиях,

$$L_{10} = (C/P)^p,$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка, которая учитывает условия нагружения и конструкцию подшипника. Индекс 10 обозначает вероятность отказа: $100 - 90 = 10\%$. Формула справедлива при $P \leq 0,5C$ и частоте вращения $n > 10 \text{ мин}^{-1}$, но не выше предельного значения n по каталогу. Следовательно, эквивалентная динамическая нагрузка P – это такая постоянная нагрузка (радиальная – для радиальных и радиально-упорных подшипников, осевая – для упорных и упорно-радиальных), при которой обеспечиваются такой же ресурс и надежность, как и при действительных условиях нагружения.

Для радиальных шариковых, радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников $P = P_r = (XV F_r + Y F_a) K_\sigma K_t$, подшипников с короткими цилиндрическими роликами $P = P_r = F_r X K_\sigma K_t$, упорных $P = P_r = F_a K_\sigma K_t$, упорно-радиальных $P = P_r = (X F_r + Y F_a) K_\sigma K_t$.

В этих формулах F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки на подшипник, Н; X и Y – коэффициенты радиальной и осевой динамических нагрузок; V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца относительно вектора нагрузки $V = 1$ и $V = 1,2$ при вращении наружного кольца; K_t – температурный коэффициент, значения которого приведены ниже.

Рабочая температура подшипника (°С): $\leq 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250$, соответственно коэффициент K_t : 1,00; 1,05; 1,1; 1,15; 1,25; 1,35; 1,40.

Коэффициент K_σ учитывает динамичность нагрузки (коэффициент безопасности). Его значения приведены в табл. 11.2.

Значения коэффициента K_σ

Характер нагрузки на подшипник	Применение, использование подшипников	K_σ
Спокойная нагрузка без толчков	Ролики ленточных конвейеров	1,0
Легкие толчки (кратковременная перегрузка до 125 % от номинальной)	Блоки грузоподъемных машин, электродвигатели и вентиляторы малой мощности, металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных)	1,0...1,2
Умеренные толчки (кратковременная перегрузка до 150 % от номинальной, работа с вибрацией)	Зубчатые передачи редукторов всех конструкций, приводные валы транспортирующих машин	1,3...1,5
То же в условиях повышенной надежности	Центрифуги, мощные электрические машины	1,5...2,8
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией (кратковременные перегрузки до 200 % от номинальной)	Дробилки, кривошипно-шатунные механизмы, валки плющилок и прокатных станов, мощные вентиляторы, бильные барабаны	1,8
Нагрузки с сильными ударами (кратковременные перегрузки до 300 % от номинальной расчетной нагрузки)	Лесопильные рамы, рабочие органы крупносортовых станов, блюмингов и слябингов, тяжелые ковочные машины	2,5...3,0

Следует отметить, что подшипники в реальных условиях могут работать при различных по значению нагрузках и соответствующим им частотам вращения. Как и при расчетах зубчатых передач, за основу принимается реальный режим нагружения, представленный в виде циклограммы (рис. 11.8).

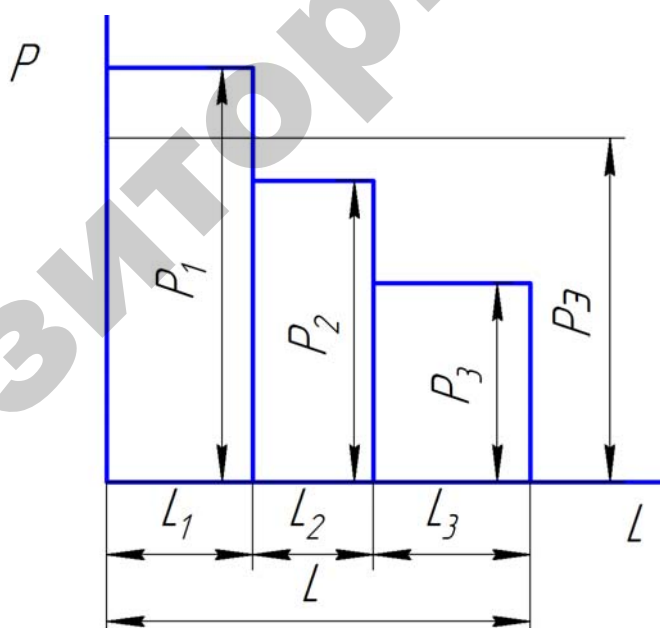


Рис. 11.8. Циклограмма нагружения механизма с подшипниковыми узлами

Расчетом определяют эквивалентную нагрузку F_3 , которая вызывает такой же эффект усталости, что и весь комплекс действующих нагрузок. Так, для шарико- и роликоподшипников

$$F_3 = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_i^3 L_i + \dots + P_n^3 L_n}{L}},$$

где $P_1, P_2, \dots, P_i, \dots, P_n$ – постоянные эквивалентные динамические нагрузки, действующие в течение $L_1, L_2, \dots, L_i, \dots, L_n$ млн оборотов; $L = L_1 + L_2 + \dots + L_i + \dots + L_n$ – общее число (млн оборотов) за время действия всех нагрузок. В случае решения задачи по определению F_3 , в которой продолжительность L_{hi} работы на каждом режиме задана в часах, ее пересчитывают в млн оборотов с учетом частоты вращения подшипников n_i (мин⁻¹) на каждом режиме.

$$L_i = 60 \cdot n_i \cdot L_{hi} / 10^6.$$

По приведенной формуле F_3 определяют и эквивалентную динамическую радиальную нагрузку F_{3r} , и эквивалентную динамическую осевую нагрузку F_{3a} .

У радиально-упорных подшипников от действия радиальной нагрузки F_r и из-за наклона контактных площадок (при условии отсутствия осевых зазоров и натягов) возникают дополнительные (внутренние) осевые нагрузки (рис. 11.9): $S = e \cdot F_r$ – для радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ (для подшипников с $\alpha < 18^\circ$ $S = e' \cdot F_r$), $S = 0,83e \cdot F_r$ – для конических роликоподшипников. Здесь e – параметр осевого нагружения, который находится по табл. 11.4 в зависимости от отношения внешней осевой нагрузки на подшипник F_a' (осевые силы в цилиндрическом косозубом, коническом, червячном зацеплениях) к его статической грузоподъемности C_0 . Коэффициент e' для шариковых радиально-упорных подшипников вычисляют по следующим зависимостям:

$$\text{при } \alpha = 12^\circ \quad e' = 0,57 \left(\frac{F_r}{C_0} \right)^{0,22}; \quad \text{при } \alpha = 15^\circ \quad e' = 0,58 \left(\frac{F_r}{C_0} \right)^{0,14}.$$

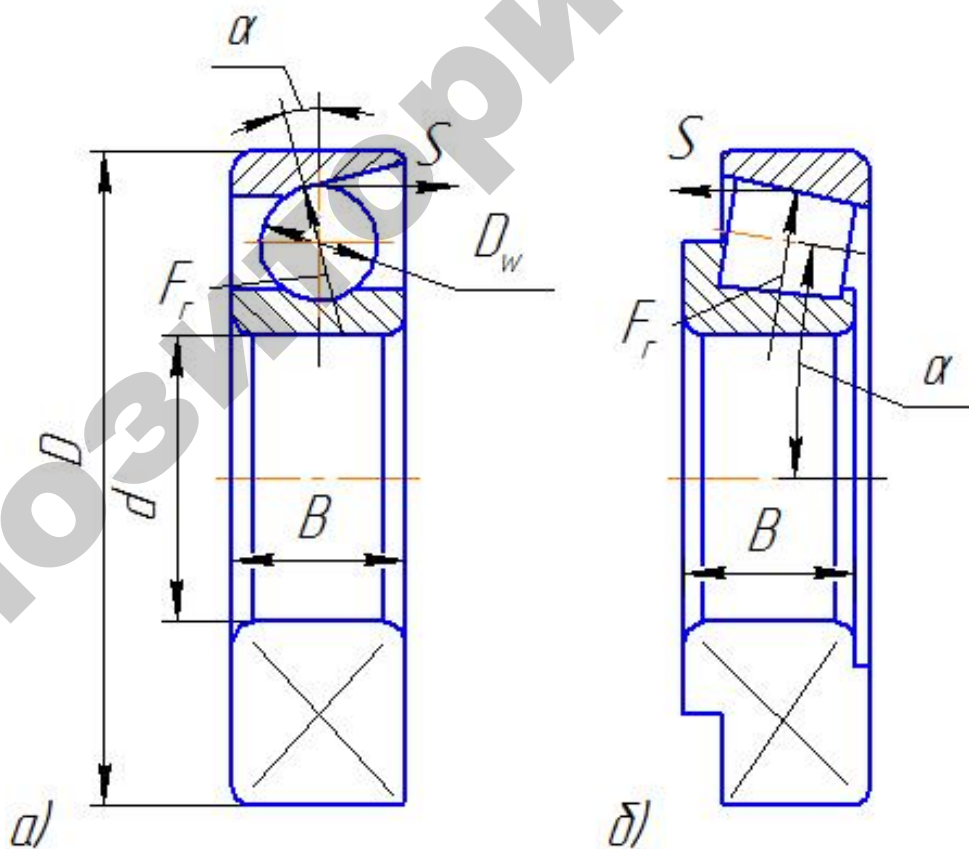


Рис. 11.9. Дополнительные осевые нагрузки S подшипников

При установке вала на двух опорах нужно иметь в виду, что в формуле $P = P_r = (XV F_r + Y F_a) K_o K_t$ осевая сила F_a может являться суммой осевой нагрузки на подшипник от внешних осевых усилий

(например, от осевых сил в цилиндрическом косозубом, коническом и червячном зацеплениях) и дополнительной (внутренней) осевой нагрузки S , возникающей в подшипнике от радиальной нагрузки.

В табл. 11.4 приведены значения коэффициентов радиальной и осевой динамических нагрузок X и Y , величины которых зависят от типа и конструктивных особенностей подшипника (однорядный, двухрядный, значение угла α контакта), а также от соотношений результирующей осевой и радиальной нагрузок опоры F_a/F_r . Это связано с тем, что с ростом осевой нагрузки при $F_a/F_r \leq e$ увеличивается дуга нагружения и более равномерно распределяется нагрузка между шариками и роликами подшипника. В этом случае в однорядных подшипниках основное действие оказывает радиальная сила и осевую силу при определении P_r не учитывают, т.е. при $F_a/F_r \leq e$ $X = 1$, $Y = 0$ и, следовательно, $P = P_r = F_r \cdot X \cdot K_\sigma \cdot K_\tau$. Если $F_a/F_r > e$, то при определении эквивалентной динамической радиальной нагрузки P_r совместное действие радиальной и осевой нагрузок учитывают с помощью коэффициентов X и Y (табл. 11.4).

Для условий работы, отличающихся от обычных, а также при повышенных требованиях к надежности подшипника и свойствам его материала, определяют скорректированный расчетный ресурс L_{na} :

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \text{ или } L_{na} = a_1 a_{23} (C/F_r)^p,$$

где n – разность между 100 %-ной и заданной надежностью;

a_1 – коэффициент надежности, корректирующий ресурс в зависимости от требуемой надежности. Обычно при расчете подшипников качения принимают $a_1 = 1$ (уровень надежности 90 %), $a_1 = 0,63$ (95 %) и $a_1 = 0,25$ (98 %);

a_2 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств материала и/или конструкции подшипника;

a_3 – коэффициент смазки, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника;

a_{23} – обобщенный коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс особых свойств подшипника и условий его эксплуатации (табл. 11.3).

Таблица 11.3

Значение коэффициента a_{23}

Тип подшипника	Условия применения		
	Гидродинамический режим смазки		
	Не гарантирован. Подшипник из стали марки ШХ15	Гарантирован. Перекос колец отсутствует	Гарантирован. Кольца, шарики, ролики из сталей электрошлакового переплава
Шарикоподшипники (кроме сферических)	0,75	1,0	1,3
Роликподшипники конические	0,65	0,9	1,2
Роликподшипники цилиндрические и шарикоподшипники сферические	0,55	0,8	1,1
Роликподшипники сферические	0,35	0,6	0,9

Таблица 11.4

Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок

Тип подшипника	α , град (см. рис. 11.9)	F'_a/C_0	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e
			$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Радиальный	0	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19
		0,028		1,99				1,99	0,22
		0,056		1,71				1,71	0,26
		0,084		1,55				1,55	0,28
		0,110		1,45				1,45	0,30
		0,170		1,31				1,31	0,34
		0,280		1,15				1,15	0,38
		0,420		1,04				1,04	0,42
		0,560		1,00				1,00	0,44
Радиально-упорный шариковый	12	0,014	0,45	1,81	1,0	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,69		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
		0,110		1,22		1,39		1,98	0,45
	15	0,170	1,13	1,30	1,84	0,48			
		0,290	1,04	1,20	1,69	0,52			
		0,430	1,01	1,16	1,64	0,54			
		0,570	1,00	1,16	1,62	0,54			
		0,015	1,47	1,65	2,39	0,38			
		0,029	1,40	1,57	2,28	0,40			
		0,058	1,30	1,46	2,11	0,43			
		0,087	1,23	1,38	2,00	0,46			
		0,114	1,19	1,34	1,93	0,47			
		0,176	1,12	1,26	1,82	0,50			
		0,290	1,02	1,14	1,66	0,55			
		0,440	1,00	1,12	1,63	0,56			
		0,580	1,00	1,12	1,63	0,56			

Окончание таблицы 11.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	26	-	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
	36	-	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95
	40	-	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14
Роликовые конические радиально-упорные	10...18	-	0,4	$0,4\text{ctg}\alpha$	1	0,45	0,67	0,67	$1,5\text{tg}\alpha$
Упорно-радиальный шариковый	45	-	0,66	1,0	1,18	0,59	0,66	1,0	1,25
	60	-	0,92	1,0	1,90	0,54	0,92	1,0	2,17
	75	-	1,66	1,0	3,89	0,52	1,66	1,0	4,67
Упорно-радиальный роликовый	-	-	$\text{tg}\alpha$	1,0	$1,5\text{tg}\alpha$	0,17	$\text{tg}\alpha$	1	$1,5\text{tg}\alpha$
<p><i>Примечание.</i> F'_a – внешнее осевое воздействие на подшипник. F_a – результирующие осевые нагрузки на подшипники с учетом F'_a и дополнительных (внутренних) осевых сил S самих подшипников.</p>									

11.6. Опоры качения, конструкции, общие положения

Конструкция опор определяется типом подшипника качения, схемой его установки, способом крепления на валу и в корпусе. Это зависит: от условий работы – величины, направления и характера нагрузки, частоты вращения, длины и жесткости вала, вида смазочного материала и способа его подачи к подшипникам, нагрева подшипников и наличия их охлаждения, защиты от загрязнения; технологии изготовления и сборки – точности изготовления вала, корпуса (соосности отверстий), монтажа деталей, ресурса (долговечности) до замены подшипника; экономичности – стоимости подшипников, вала и опор в целом.

Детальное рассмотрение конструкций опор в зависимости от расстояний между ними, насаженных деталей на валах, способов смазывания подшипников представлены в атласах курса «Детали машин» и изложено в [1, 6].

В пособии на примерах рассмотрены общие положения об опорах подшипников, позволяющие выполнять их конструкции, расчеты и выбор подшипников. Простейшая подшипниковая опора состоит из вала, корпуса и подшипника между ними. Она может содержать крышки, детали крепления колец подшипников на валу и в корпусе, смазочные и уплотняющие устройства.

Валы устанавливают, как правило, на двух опорах, где возможны различные сочетания их фиксирования. Различают две группы валов: фиксированные в осевом направлении в опорах и самоустанавливающиеся в осевом направлении. В первую группу входят валы с точной фиксацией – валы конических зубчатых и червячных передач и не требующие точной фиксации – валы цилиндрических зубчатых колес.

Самоустанавливающиеся (плавающие) в осевом направлении валы обеспечиваются возможностью самоустановки относительно другого вала, зафиксированного от осевых перемещений. Примером может служить один из валов шевронной зубчатой передачи или косозубой цилиндрической с раздвоенным по типу шеврона зубчатым колесом (см. рис. 11.10). Осевую фиксацию вала в этом случае осуществляют не в опорах, а зубьями шевронных или раздвоенных колес. Другой же вал этих передач фиксируется на опорах, при этом обычно не требует точной установки в осевом направлении.

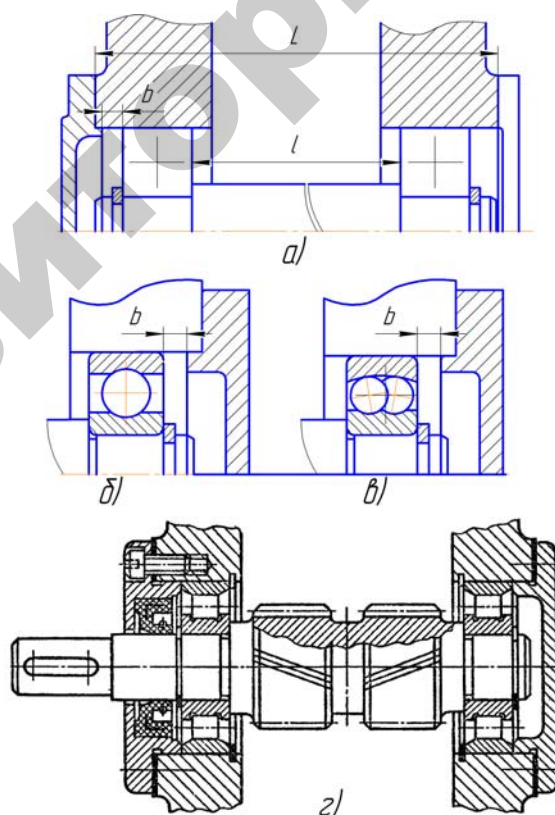


Рис. 11.10. Схема и конструкция плавающего вала на двух опорах:
а – схема вала; б и в – самоустановка вала с помощью шариковых подшипников однорядных (б) или двухрядных (в); г – вал, установленный на роликовых радиальных подшипниках

В конструкциях плавающих валов чаще используют подшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 11.10, *з*). Эти подшипники значительно снижают износ отверстия корпуса, т.к. осевое движение вала происходит по наружному кольцу подшипника. В таких схемах, показанных на рис. 11.10, между торцами наружного кольца подшипника и крышки должен быть зазор $b = 0,01l$, где l – расстояние между торцами подшипников. Схема вала с полным фиксированием одного подшипника (подшипников) на валу и в корпусе приведена на рис. 11.11.

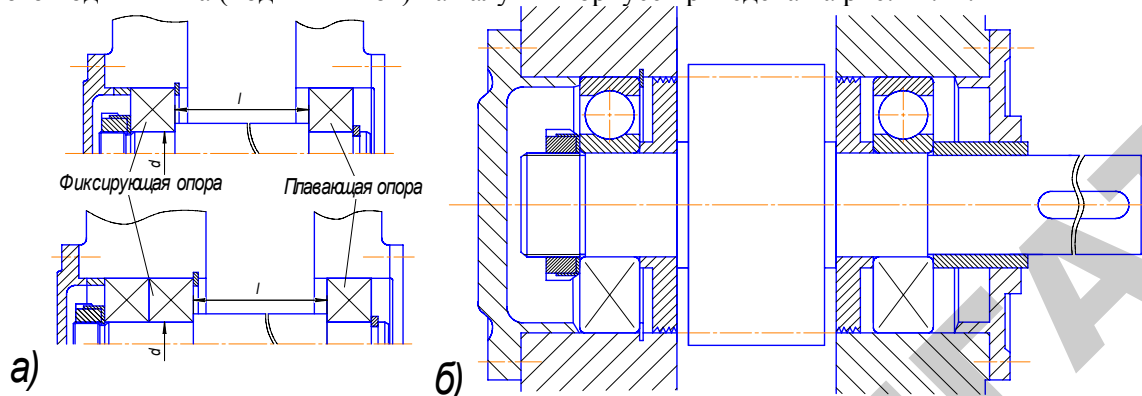


Рис. 11.11. Схема и конструкция вала с фиксированными подшипниками на одной опоре:
а – схема валов; *б* – конструкция подшипниковых опор ведущего вала редуктора

В фиксированной опоре в зависимости от нагрузки устанавливают один или два радиальных подшипника, или два радиально-упорных. На рис.11.11, *б* вал зафиксирован одним радиальным подшипником, у которого внутреннее кольцо закреплено на валу, а наружное – в корпусе. Внутреннее кольцо второй опоры также закреплено на валу, а наружное в корпусе не закреплено (плавающее). Такая схема фиксации вала в опорах применяется в коробках передач, в редукторах с цилиндрическими зубчатыми передачами.

При относительно длинном валу наиболее распространенной является схема его осевого фиксирования в одной опоре двумя однорядными роликовыми или двумя радиально упорными шариковыми (рис. 11.12, *а* и *б*) или одним сдвоенным подшипниками. В этом случае внутренние кольца обеих опор закреплены на валу. Наружные кольца подшипников, расположенных в фиксирующей опоре 1 , закрепляют в корпусе или в стакане.

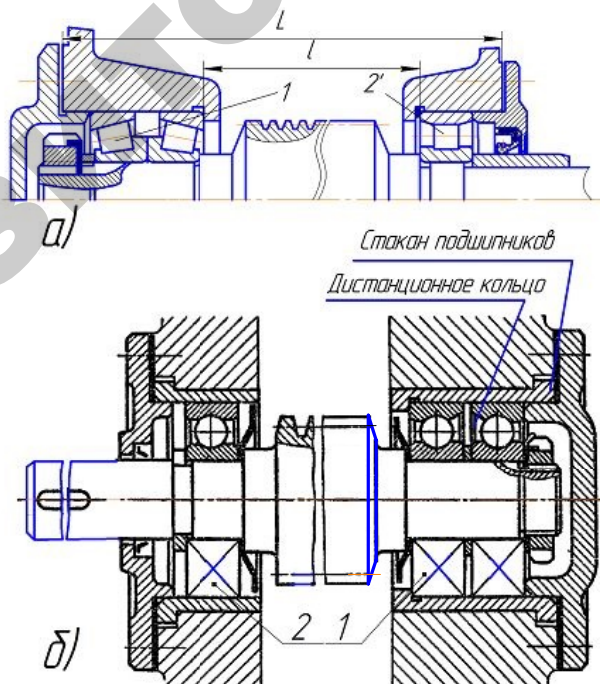


Рис. 11.12. Установка подшипников на валу червяка:
а – фиксированное в корпусе, *б* – фиксированное в стакане

В случае применения в плавающей опоре вала роликового подшипника $2'$ наружное кольцо

также закрепляется с двух сторон, а в варианте с шариковым радиальным 2 – наружное кольцо оставляют свободным. При такой схеме осевого фиксирования валов температурные удлинения вала не вызывают его защемления в подшипниках, поскольку плавающая опора перемещается вдоль оси отверстия корпуса и занимает новое положение, соответствующее изменившейся длине вала.

В схемах *a* и *б* и конструкциях валов на подшипниках *в* и *г* (рис. 11.13) обе опоры фиксирующие, причем в каждой опоре подшипник фиксирует вал в одном направлении. Установку подшипников по этой схеме производят «враспор». Отличается эта схема от описанных выше тем, что внутренние кольца подшипников, как правило, дополнительно не крепят. Их торцы упираются в буртики вала или торцы находящихся на нем деталей (втулок, колец) и удерживаются от проворачивания на валу за счет посадок.

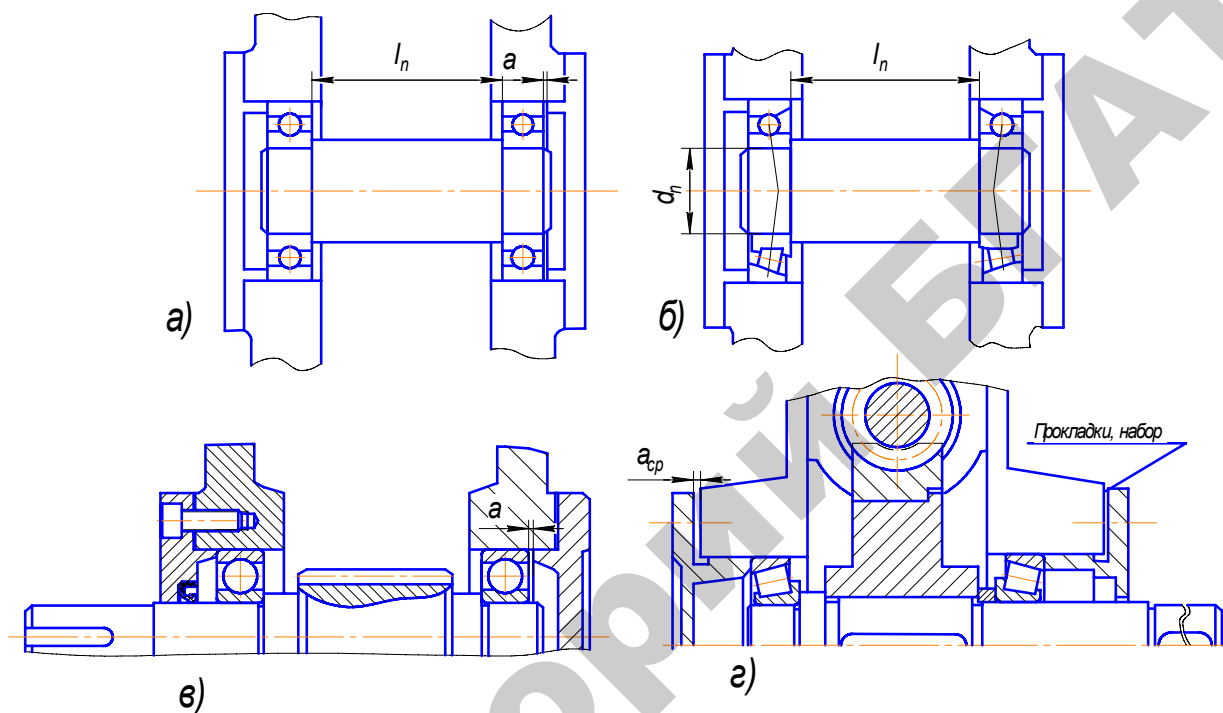


Рис. 11.13. Схемы и конструкции вала с установкой подшипников «враспор»:

a и *б* – схемы «враспор»; *в* – вал-шестерня на шариковых радиальных подшипниках; *г* – вал червячного колеса на конических роликовых подшипниках

Наружные кольца подшипников установлены непосредственно в сквозных расточках корпуса, их осевое перемещение ограничено фланцевыми или закладными крышками.

Схема «враспор» конструктивно наиболее проста и применяется при относительно коротких валах. Отношение $l_n / d_n \approx 8 \dots 10$ для установки в опорах радиальных шарикоподшипников.

На рис. 11.13, *б* и *г* по этой же схеме применены радиально-упорные подшипники, для которых $l_n / d_n \approx 6 \dots 8$. Меньшие значения относят к роликовым, большее – к шариковым подшипникам. Из-за чувствительности радиально-упорных подшипников к осевым зазорам их применение по схеме «враспор» ограничивается углом контакта $\leq 16^\circ$.

Для исключения защемления шариков и роликов при нагреве предусматривают осевой зазор *a* (см. рис. 11.13, *a* и *в*). Этот зазор при $l_n \leq 300$ мм равен 0,2...0,5 мм и его устанавливают с помощью набора тонких металлических прокладок между корпусом и крышкой подшипника (см. рис. 11.13, *г*) толщиной a_{cp} .

Типовая конструкция вала конической шестерни, установленного в подшипниках «враспор», показана на рис. 11.14. Узел шестерни с подшипниками обычно заключают в стакан, образуя этим самостоятельную сборочную единицу, что позволяет осуществлять регулирование осевого положения зубчатых конических колес с помощью набора регулировочных металлических прокладок 2. Зазоры в подшипниках регулируют также набором тонких металлических прокладок 1, которые устанавливают под фланец крышки подшипника.

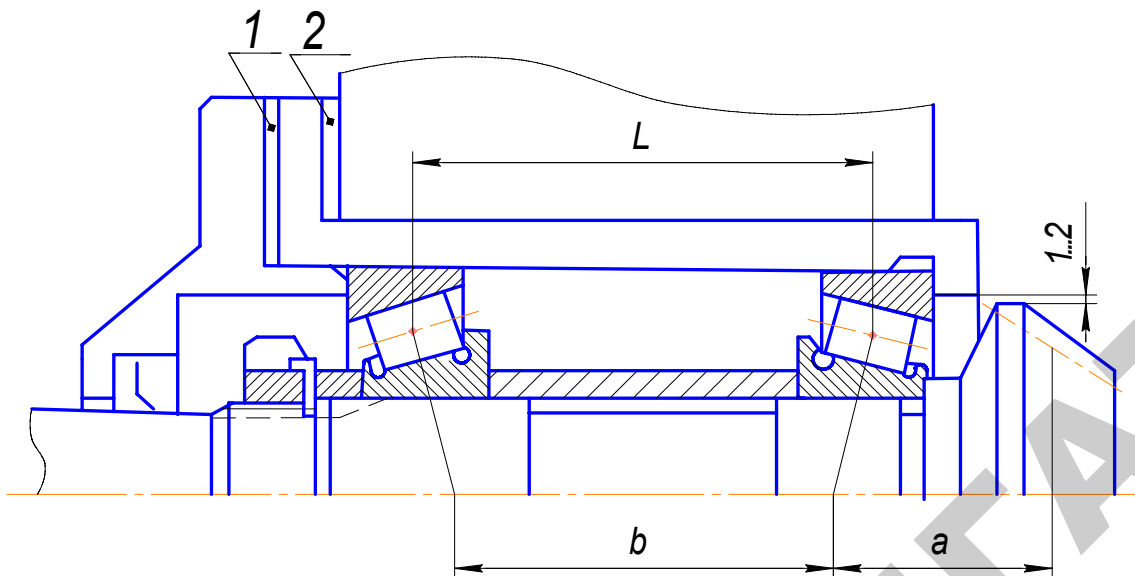


Рис. 11.14. Установка вала конической шестерни в подшипниках «враспор»

Схему установки подшипников на валах «врастяжку» применяют, как и схему «враспор», для валов небольшой длины (рис. 11.15, *a* и *б*). Внутренние торцы наружных колец подшипников упираются в буртики корпуса (рис. 11.15, *a*) или стакана (рис. 11.15, *б*), а наружные торцы внутренних колец – в гайки или гайку и торец мазеудерживающего кольца или шестерни. Конструкция опор вала «врастяжку» исключает опасность защемления подшипников.

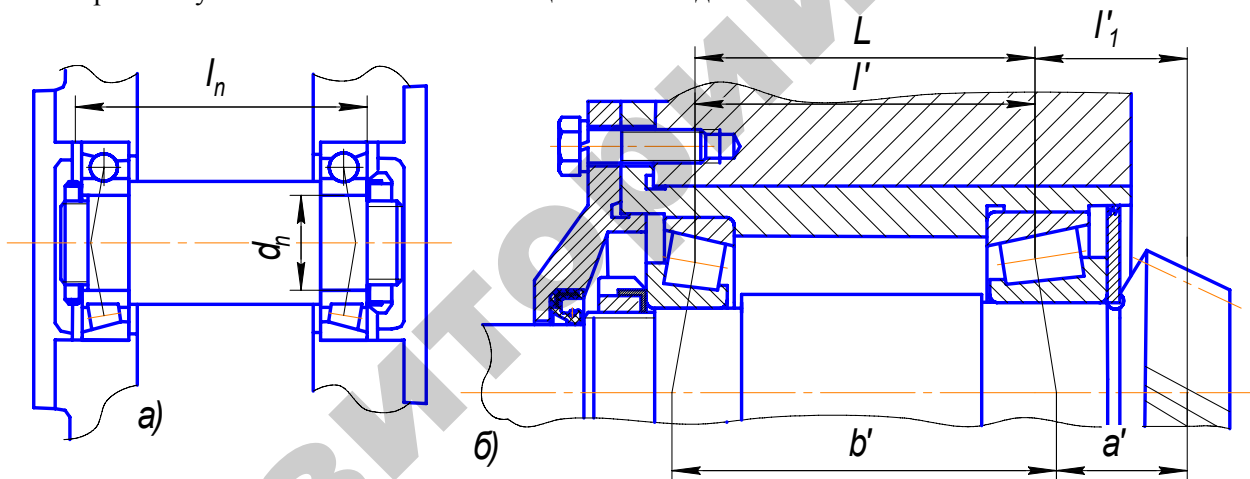


Рис. 11.15. Схема и конструкция вала с установкой подшипников «врастяжку»: *a* – схема; *б* – конструкция вала конической шестерни с подшипниками роликовыми коническими, установленными по схеме «врастяжку»

Однако на практике схема установки подшипников «врастяжку» применяется, в основном, для расположенных консольно конических шестерен на коротких валах. Сравнивая установку подшипников на рис. 11.14 и рис. 11.15, *б*, можно отметить, что при одном и том же расстоянии L между подшипниками конструкция, приведенная на рис. 11.15, *б*, имеет большую базу $b' > b$, следовательно, этим обеспечивается меньшая величина реакций и большая жесткость.

Подшипник, расположенный ближе к конической шестерне, нагружен большей радиальной силой и, кроме того, воспринимает осевую силу, возникшую в зацеплении шестерни с колесом. Поэтому в таких конструкциях этот подшипник больше по габаритам, чем подшипник у гайки. В целом подшипниковый узел регулируется перемещением по валу подшипника с гайкой. Внутреннее кольцо этого подшипника устанавливают на валу с полем допуска L_0/j_6 , обеспечивающим его свободное перемещение.

Из-за отсутствия защемления тел качения вследствие нагрева при работе, расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме «враспор»: $l_n \leq (8 \dots 10)d_n$ (рис. 11.15, *a*).

Меньшее значение – для роликовых, большее – для шариковых радиально-упорных подшипников. Для шариковых радиальных подшипников $l_n \leq 12d_n$.

11.7. Определение осевых сил, нагружающих радиально-упорные подшипники

Поскольку радиально-упорные подшипники устанавливаются на одном валу попарно либо навстречу друг другу широкими торцами наружных колец, или наоборот, то силы S (рис. 11.9) также направлены либо навстречу друг другу, или в противоположные стороны. Поэтому результирующая осевая сила подшипника зависит от расположения его на валу, направления внешней осевой силы (осевая сила в зубчатом или червячном зацеплении) и взаимодействия ее с дополнительными (внутренними) осевыми нагрузками S_1 и S_2 (индексы 1 и 2 относятся к обозначению подшипников – соответственно левого и правого). Необходимую осевую результирующую силу воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевые перемещения вала под действием этой силы. Для определения результирующих осевых сил подшипников F_{a1} и F_{a2} (рис. 11.16) находят алгебраическую сумму всех внешних осевых сил F_a и дополнительных (внутренних) осевых составляющих S_1 и S_2 .

Например (см. рис. 11.16), при $S_1 > S_2$ вал-шестерня цилиндрической косозубой шестерней будет стремиться смещаться вправо из-за того, что и осевое внешнее усилие F_a направлено слева направо. В этом случае правый подшипник 2 будет препятствовать осевому смещению вала и осевая нагрузка на него $F_{a2} = F_a + S_1$, осевая нагрузка на левый подшипник $F_{a1} = S_1$.

Когда $S_1 < S_2$, но $F_a > S_2 - S_1$, то осевые нагрузки F_{a1} и F_{a2} на подшипники будут определяться аналогично. В случае $S_1 < S_2$, а $F_a < S_2 - S_1$, то осевому смещению вала будет препятствовать левый подшипник 1 и осевые нагрузки на подшипники будут определяться как $F_{a1} = S_2 - F_a$, $F_{a2} = S_2$.

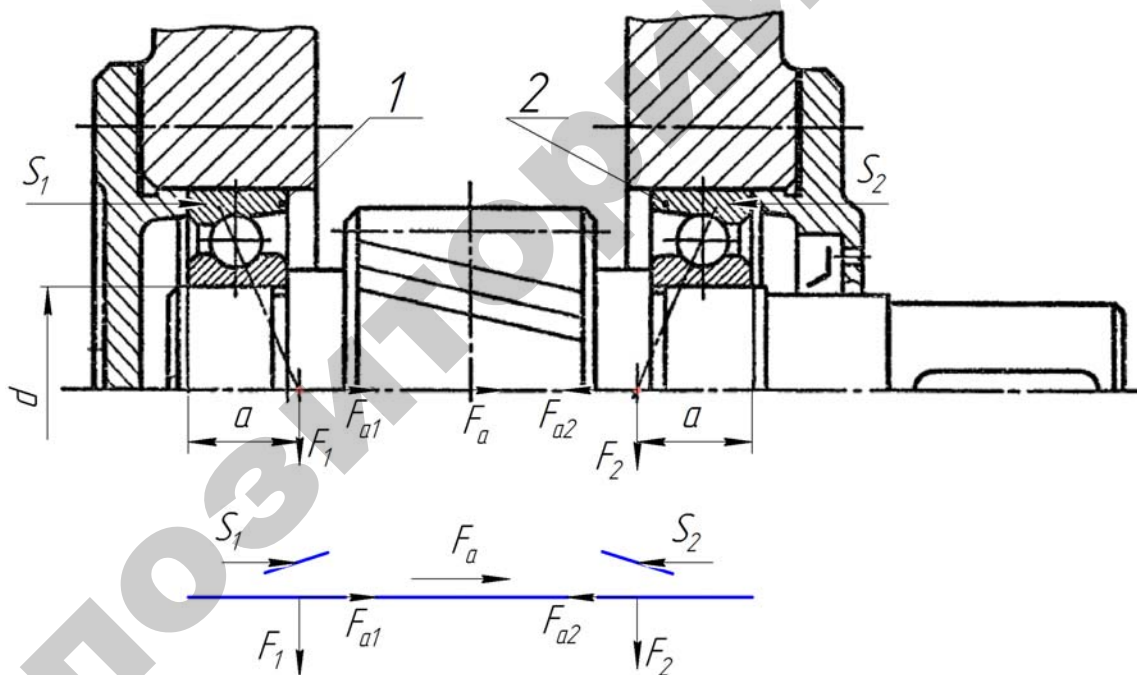


Рис. 11.16. Установка радиально-упорных шарикоподшипников «враспор» (расстояние между торцом подшипника и точкой приложения радиальной реакции F : $a = 0,5[B + 0,5(d + D)\text{tg}\alpha]$, размеры (см. рис. 11.9, а))

Рассуждая подобным образом, для подшипников вала червяка (рис. 11.17) можно установить: если $S_1 \geq S_2$, $F_a \geq 0$ или $S_1 < S_2$, но $F_a > S_2 - S_1$, то вал стремится сдвинуться справа налево, большим суммарным осевым воздействием нагружен подшипник 2 и $F_{a2} = F_a + S_1$, а $F_{a1} = S_1$.

При соотношении дополнительных (внутренних) осевых сил $S_1 < S_2$ и $F_a < S_2 - S_1$, от осевого смещения вал удерживает правый подшипник 1, тогда $F_{a1} = S_2 - F_a$, а $F_{a2} = S_2$.

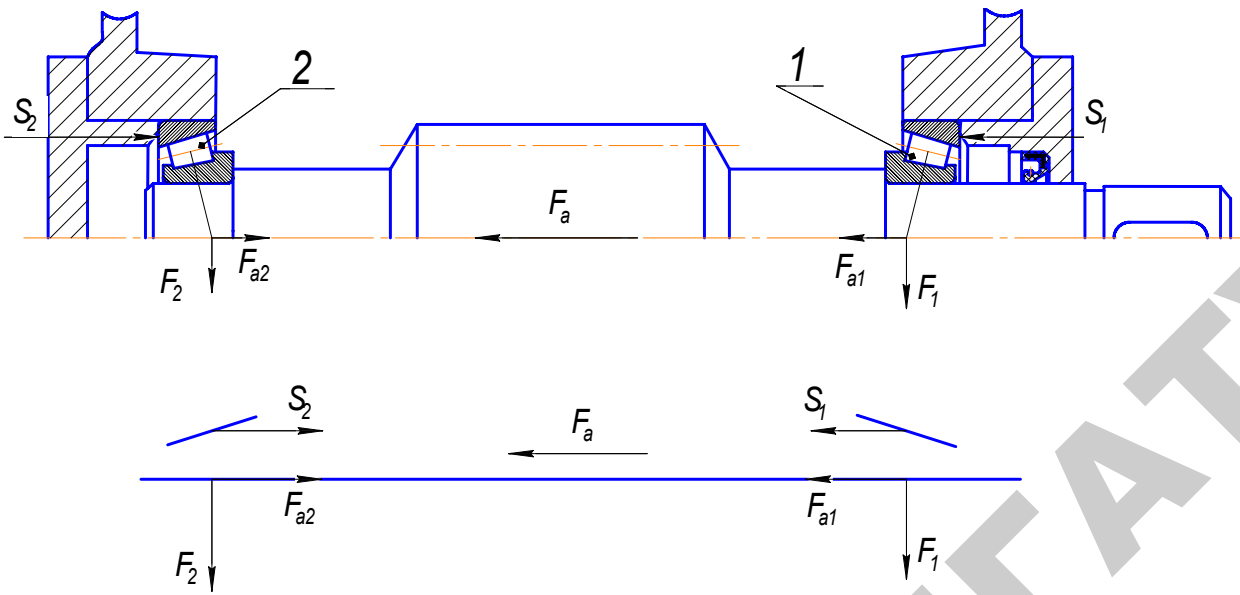


Рис. 11.17. Установка радиально-упорных роликовых подшипников «враспор»

Для рис. 11.18 подшипники на валу конической шестерни установлены «враспяжку»: если $S_2 \leq S_1$ или $S_2 > S_1$, но $F_a > S_2 - S_1$, то нагруженным суммарной осевой силой будет левый подшипник 2 и $F_{a2} = F_a + S_1$, а правый $-F_{a1} = S_1$.

Когда $S_2 > S_1$ и $F_a < S_2 - S_1$, вал стремится сдвинуться справа налево и этому движению препятствует подшипник 1. В этом случае $F_{a2} = S_2$, $F_{a1} = S_2 - F_a$.

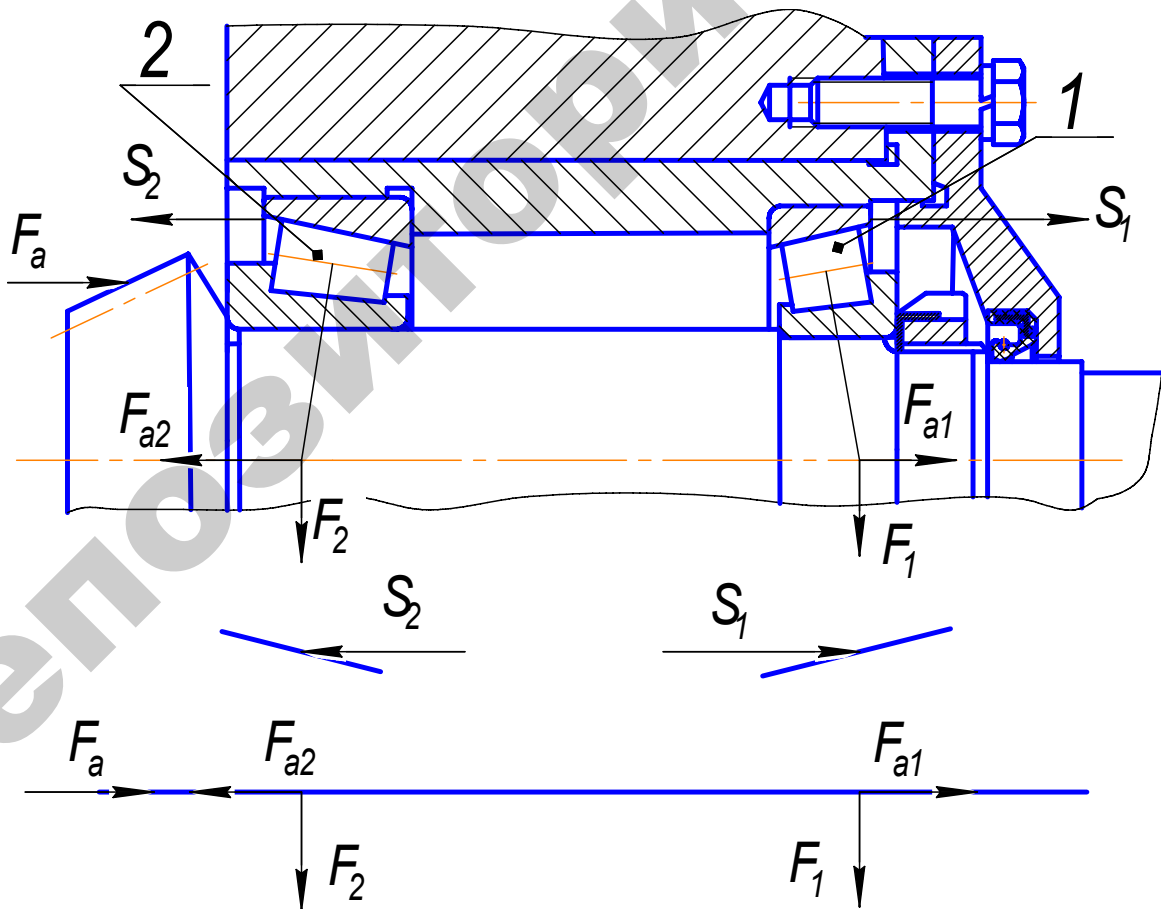


Рис. 11.18. Установка радиально-упорных роликовых подшипников «враспяжку»

11.8. Последовательность расчета и выбора подшипников качения

Исходными данными для расчета и выбора подшипников являются: расчетная схема вала с нагрузками (внешними и на опорах), известными по величине и направлению, диаметрами ступеней вала для установки подшипников и расстояниями между ними; частота вращения вала; эксплуатационные режимы работы подшипниковых узлов, включая расчетный ресурс (долговечность). Для подшипниковых узлов редуктора расчетная схема вала с размерами, внешними нагрузками и их направлением воздействия принимается из расчета вала в той части, где определяются реакции опор от внешних сил, действующих на вал, устанавливаются диаметры вала под подшипниками. Частота вращения выписывается из кинематического расчета. Эксплуатационные режимы: расчетный ресурс (срок службы) принимается из задания, характер внешних нагрузок и температурные условия работы назначаются исходя из предназначения проектируемого механизма, его рабочей нагрузки (спокойная или с толчками, величина перегрузки и т.п.).

Выбор подшипников качения начинается с установления их типа (табл. 11.5) по отношению действующей на подшипник внешней осевой нагрузки F_a к радиальной F_r . Здесь F_r – суммарная реакция опоры, в направлении которой действует осевая сила зубчатого или червячного зацепления F_a .

Таблица 11.5

Рекомендации по выбору типа подшипника

Отношение F_a/F_r	Подшипник с углом контакта α	Осевая составляющая S в долях от F_r	Примечание
$< 0,35$	Радиальные шариковые и роликовые	–	Роликовым отдается предпочтение для коротких жестких валов. Грузоподъемность $\approx 1,5$ раза выше шарикоподшипников
от 0,35 до 0,7	Радиально-упорные шариковые (тип 36000, $\alpha \geq 12^\circ$)	$S/F_r \approx 0,3$	Допускается применение особо легкой и легкой серии
от 0,71 до 1,0	Радиально-упорные шариковые (тип 46000, $\alpha = 26^\circ$)	$S/F_r \approx 0,6$	При высоких скоростях легкая серия предпочтительнее
свыше 1,0	Радиально-упорные шариковые (тип 66000, $\alpha = 36^\circ$)	$S/F_r \approx 0,6$	Не рекомендуется для высоких скоростей
$\geq 1,5$	Радиально-упорный роликовый или спаренные радиально-упорные шариковые	–	–

При действии на подшипник только радиальных нагрузок принимают любой тип радиальных подшипников, имея в виду их невысокую стоимость, простоту монтажа. В этом случае следует учитывать способность воспринимать этими подшипниками комбинированные нагрузки (осевая нагрузка не должна превышать одной трети радиальной).

Для опор с комбинированными нагрузками определяют возможность установки одного или двух радиально-упорных подшипников. Чаще всего их ставят парными комплектами, обеспечивая при этом строго фиксированное положение вала в обоих направлениях. Для входных и выходных валов конического зубчатого зацепления при наличии консольной нагрузки от ременной или цепной передач зачастую отношение F_a/F_r получается меньше 0,35, но несмотря на это для опор этого зубчатого зацепления следует использовать радиально-упорные подшипники.

При наличии значительной по величине осевой нагрузки по отношению к радиальной (опоры винтовых механизмов транспортеров, машин и оборудования, перерабатывающих сельскохозяйственное пищевое сырье), применяют упорные подшипники в комбинации с радиальными.

В случаях относительно большой длины вала (расстояние между опорами $l > 350$ мм) и наличии погрешностей сборки (подшипниковые корпуса размещаются на сварной раме или плите) не исключается появление радиального смещения осей посадочных отверстий под подшипники и отклонение от параллельности этих осей. В таких конструкциях опор валов рекомендуется применение

ние радиальных двухрядных шариковых и роликовых сферических подшипников, допускающих значительные перекосы расположения посадочных осей опор. Используются подшипники с цилиндрическим посадочным отверстием внутреннего кольца (ГОСТ 28428-90, ГОСТ 5721-75) или коническим (ГОСТ 8545-75). В последнем случае подшипники устанавливают на закрепительных втулках (ISO 2982-1:1995 и ISO 2982-2:2001).

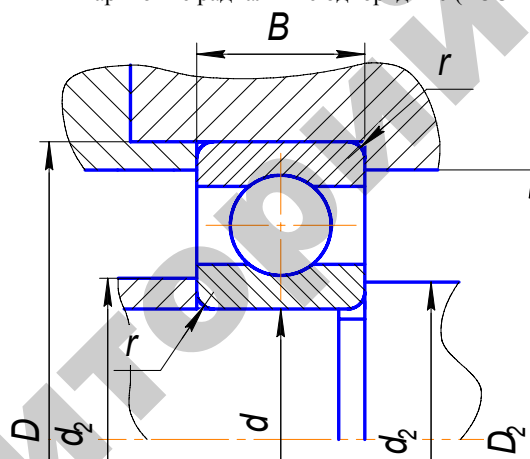
В конструкциях опор валов (осей), не нагруженных осевой внешней силой F_a , для более нагруженной из двух опор вычисляют сначала эквивалентную нагрузку $P_r = F_r V K_\sigma K_\tau$, а затем с учетом частоты вращения вала (оси) n (мин^{-1}) и требуемого ресурса (заданной долговечности L_h , ч) определяют расчетную динамическую грузоподъемность C_{rp} (Н):

$$C_{rp} = P_r \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}}$$

По значению C_{rp} по таблицам, исходя из размера вала (оси) под подшипник d (мм), выбирается подшипник такой серии, чтобы $C_r \geq C_{rp}$. Кроме приведенных в пособии табл. 11.6...11.9, следует использовать для выбора подшипников соответствующие таблицы стандартов и технических условий (ГОСТ Р 52598-2006 (ИСО 015: 1998), ГОСТ 7242-81, ГОСТ 8328-75, ГОСТ 8882-75, ГОСТ 24696-81, ГОСТ 28428-90, ТУ РБ 400051798. 008-2004, ТУ ВУ 100103346.014-2008).

Таблица 11.6

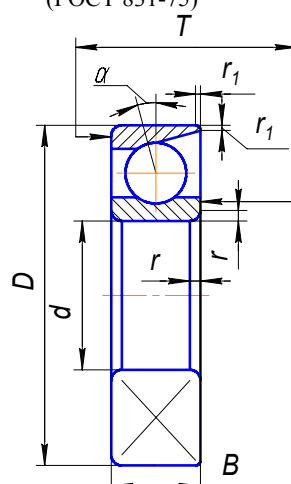
Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)



Обозначение подшипника	Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	d_2	D_2	Динамическая C_r	Статическая C_0
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Легкая серия								
204	20	47	14	1,5	26	41	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	31	46	14,0	6,9
206	30	62	16	1,5	36	56	19,5	10,0
207	35	72	17	2	42	65	25,5	13,7
208	40	80	18	2	47	73	32,0	17,8
209	45	85	19	2	52	78	33,2	18,6
210	50	90	20	2	57	83	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	64	91	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	69	101	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	74	111	56,0	34,0

1	2	3	4	5	6	7	8	9
214	70	125	24	2,5	79	116	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	84	122	66,3	41,0
216	80	140	26	3,0	90	130	70,2	45,0
217	85	150	28	3,0	96	140	83,2	53,0
218	90	160	30	3,0	100	150	95,6	62,0
219	95	170	32	3,5	108	158	108,0	69,5
220	100	180	34	3,5	114	168	124	79,0
Средняя серия								
304	20	52	15	2	27	45	15,9	7,8
305	25	62	17	2	32	55	22,5	11,4
306	30	72	19	2	37	65	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	44	70	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	49	80	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	54	90	52,7	30,0
310	50	110	27	3	62	100	65,8	36,0
311	55	120	29	3	66	110	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	73	118	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	78	128	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	84	138	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	90	148	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	93	158	124,0	80,0
317	85	180	41	4	102	165	133,0	90,0
318	90	190	43	4	106	175	143,0	99,0
319	95	200	45	4	112	185	153,0	110
320	100	215	47	4	118	200	174,0	132,0
Тяжелая серия								
405	25	80	21	2,5	36	70	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	40	80	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	46	90	55,3	31,6
408	40	110	27	3	50	100	63,7	36,5
409	45	120	29	3	58	108	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	64	116	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	68	126	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	74	136	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	78	146	119,0	78,0
414	70	180	42	4,0	86	164	143,0	105,0
416	80	200	48	4,0	99	184	163,0	125,0
417	85	210	52	5,0	108	188	174,0	135,0

Радиально-упорные шариковые однорядные подшипники качения
(ГОСТ 831-75)

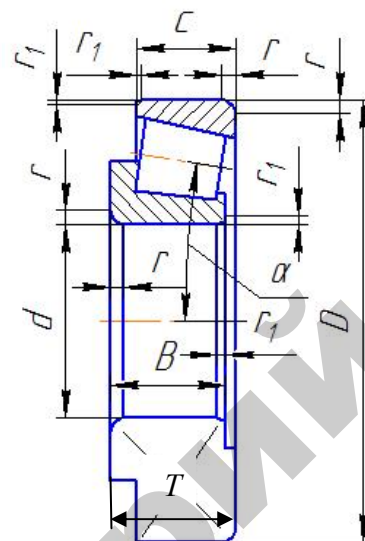


Условное обозначение	Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>T</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>C</i> _r	<i>C</i> ₀
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Особо легкая серия, $\alpha = 12^\circ$								
36104	20	42	12	12	1	0,5	10,6	5,32
36105	25	47	12	12	1	0,5	11,8	6,29
36106	30	55	13	13	1,5	0,5	15,3	8,57
36107	35	62	14	14	1,5	0,5	19,1	11,3
Легкая узкая серия, $\alpha = 12^\circ$								
36204	20	47	14	14	1,5	0,5	15,7	8,31
36205	25	42	15	15	1,5	0,5	16,7	9,10
36206	30	62	16	16	1,5	0,5	22,0	12,0
36207	35	72	17	17	2	1	30,8	17,8
36208	40	80	18	18	2	1	38,0	23,2
36209	45	85	19	19	2	1	31,2	25,1
36210	50	90	20	20	2	1	43,2	27,0
36211	55	100	21	21	2,5	1,2	58,4	34,2
36212	60	110	22	22	2,5	1,2	61,5	39,3
36214	70	125	24	24	2,5	1,2	80,2	54,8
36216	80	140	26	26	3	1,5	93,6	65,0
36217	85	150	28	28	3	1,5	101,0	70,8
36218	90	160	30	30	3	1,5	118,0	83,0
36219	95	170	32	32	3,5	2	134,0	95,0
Средняя узкая серия, $\alpha = 12^\circ$								
36302	15	42	13	13	1,5	0,5	13,6	6,80
36303	17	47	14	14	1,5	0,5	17,2	8,70
36308	40	90	23	23	2,5	1,2	53,9	32,8
36318	90	190	43	43	4	2	189,0	145,0
Средняя узкая серия, $\alpha = 26^\circ$								
46303	17	47	14		1,5	0,5	16,10	8,0
46304	20	52	15		2	1	17,8	9,0
46305	25	62	17		2	1	26,9	14,6
46306	30	72	19		2	1	32,6	18,3
46307	35	80	21		2,5	1,2	42,6	24,7
46308	40	90	23		2,5	1,2	50,8	31,1
46309	45	100	25		2,5	1,2	61,4	37,0

1	2	3	4	5	6	7	8	9
46310	50	110	27		3	1,5	71,8	44,0
46312	60	130	31		3,5	2	100,0	65,3
46313	65	140	33		3,5	2	113,0	75,0
46314	70	150	35		3,5	2	127,0	85,3
46316	80	170	39		3,5	2	136,0	99,0
46318	90	190	43		4	2	165,0	122,0
46320	100	215	47		4	2	213,0	177,0
Легкая узкая серия, $\alpha = 36^\circ$								
66207	35	72	17		2,5	1,2	17,0	14,7
66211	55	100	21		2,5	1,2	46,3	28,4
66215	75	130	25		2,5	1,2	71,5	49,0
66219	95	170	32		3,5	2	121,0	85,0
66221	105	190	36		3,5	2	148,0	108,0
Средняя узкая серия, $\alpha = 36^\circ$								
66309	45	100	25		3	1,5	60,8	36,4
66312	60	130	31		3,5	2	93,7	58,8
66314	70	150	35		3,5	2	119,0	76,8
Тяжелая узкая серия, $\alpha = 36^\circ$								
66406	30	90	23		2,5	1,2	43,8	27,0
66408	40	110	27		3	1,5	72,2	42,3
66409	45	120	29		3	1,5	81,6	47,3
66410	50	130	31		3,5	2	98,9	60,1
66412	60	150	35		3,5	2	125,0	79,5
66414	70	180	42		4	2	152,0	109,0
66418	90	225	54		5	2,5	208,0	162,0

Таблица 11.8

Конические роликоподшипники однорядные (ГОСТ 333-79)



Условное обозначение	d	D	T	B	C	r	r_1	Грузоподъемность, кН		e	Y	Y_0
								C_r	C_0			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Легкая серия, $\alpha = 12 \div 18^\circ$												
7202	15	35	11,75	11	9	1,0	0,3	0,45	6,1	0,45	1,33	0,73
7203	17	40	13,25	12	11	1,5	0,5	0,31	9,0	0,31	1,97	1,05
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	0,36	13,0	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	0,36	17,5	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	0,36	22,0	0,36	1,64	0,9
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	0,37	26,0	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	19,25	19	16	2,0	0,8	0,38	32,5	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	20,75	20	16	2,0	0,8	0,41	33,0	0,41	1,45	0,8
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	0,37	40,0	0,37	1,6	0,88

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	0,41	46,0	0,41	1,46	0,8
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	0,35	58,0	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	25,25	26	21	2,5	0,8	0,37	82,0	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	0,39	84,0	0,39	1,55	0,85
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	0,8	0,42	95,2	0,42	1,43	0,78
7217	85	150	30,50	28	24	3,0	1,0	0,43	109,0	0,43	1,38	0,76
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	0,38	125,0	0,38	1,56	0,86
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,0	0,41	131,0	0,41	1,48	0,81
7220	100	180	37,00	34	29	3,5	1,2	0,41	146,0	0,41	1,49	0,82
Средняя серия, $\alpha = 10 \div 14^\circ$												
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,3	2,03	1,11
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,36	1,67	0,92
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	28,5	0,34	0,78	0,98
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,32	1,38	1,03
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,28	2,16	1,18
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,28	2,16	1,19
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,0	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	31,5	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,33	1,8	0,99
7312	60	130	33,5	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	0,3	1,97	1,08
7313	65	140	36,0	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,3	1,97	1,08
7314	70	150	38,0	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,31	1,94	1,08
7315	75	160	40,0	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,33	1,93	1,06
7317	85	180	44,5	41	35	4,0	1,5	230,0	196,0	0,31	1,91	1,05
7318	90	190	46,5	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0	0,32	1,88	1,03
Средняя широкая серия, $\alpha = 11 \div 16^\circ$												
7604	20	52	22,25	21,0	18,5	2	0,8	31,5	22,0	0,3	2,01	1,11
7605	25	62	25,25	24,0	21,0	2	0,8	47,5	36,6	0,27	2,19	1,21
7606	30	72	28,75	29,0	23,0	2	0,8	63,0	51,0	0,32	1,88	1,03

Продолжение таблицы 11.8

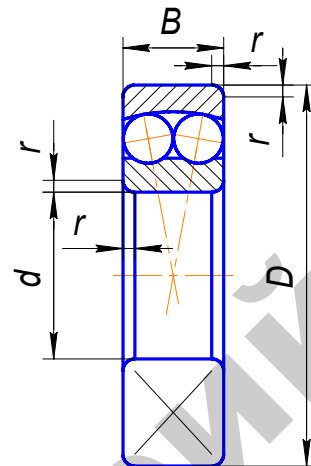
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
7607	35	80	32,75	31,0	27,0	2,5	0,8	76,0	61,5	0,3	2,03	1,11
7608	40	90	35,25	33,0	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,3	2,03	1,11
7609	45	100	38,25	36,0	31,0	2,5	0,8	114,0	90,5	0,29	2,06	1,13
7611	55	120	45,5	44,5	36,5	3,0	1,0	160,0	140,0	0,32	1,85	1,02
7612	60	130	51,0	47,5	39,0	3,5	1,2	186,0	157,0	0,3	1,97	1,08
7613	65	140	54,0	48,0	41,0	3,5	1,2	210,0	168,0	0,33	1,83	1,01
7614	70	150	58,0	51,0	43,0	3,5	1,2	240,0	186,0	0,35	1,71	0,94
7615	75	160	61,5	55,0	46,5	3,5	1,2	280,0	235,0	0,3	1,99	1,20
7616	80	170	67,5	59,5	49,0	3,5	1,2	310,0	290,0	0,32	1,89	1,04
7618	90	180	77,5	66,5	53,5	4,0	1,5	370,0	365,0	0,3	1,99	1,2
7620	100	215	48,5	73,0	61,5	4,0	1,5	460,0	460,0	0,31	1,91	1,65
Легкая широкая серия, $\alpha = 12 \div 16^\circ$												
7506	30	62	21,35	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,36	1,64	0,9
7507	35	72	24,25	23	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,35	1,73	0,95
7508	40	80	24,75	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,38	1,57	0,87
7509	45	85	24,75	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,42	1,44	0,79
7510	50	90	24,75	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,42	1,43	0,78
7511	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	80,0	61,0	0,36	1,67	0,92
7512	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	94,0	75,0	0,39	1,53	0,84
7513	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	110,0	98,0	0,37	1,62	0,89
7514	70	125	33,25	31	27	2,5	0,8	125,0	101,0	0,39	1,55	0,85
7515	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	130,0	108,0	0,41	1,48	0,81
7516	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	143,0	126,0	0,40	1,49	0,82
7517	85	150	38,50	36	30	3,0	1,0	162,0	141,0	0,39	1,58	0,85
7518	90	160	42,5	40	34	3,0	1,0	190,0	171,0	0,39	1,55	0,85
7519	95	170	45,5	45,5	37	3,5	1,2	230,0	225,0	0,38	1,56	0,85
7520	100	180	49,0	46,0	39	3,5	1,2	250,0	236,0	0,41	1,49	0,82

Окончание таблицы 11.8

Легкая широкая серия, $\alpha = 13 \div 16^\circ$, повышенной грузоподъемности (ГОСТ 27365-87)												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
7506A	30	62	21,25	20	17	1,5	0,5	47,3	37,0	0,37	1,6	0,9
7509A	45	85	24,75	23	19	2,0	0,8	74,8	60,0	0,4	1,5	0,8
7510A	50	90	24,75	23	19	2,0	0,8	76,5	64,0	0,43	1,4	0,8
7511A	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	99,0	80,0	0,4	1,5	0,8
7512A	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	120,0	100,0	0,4	1,5	0,8
7513A	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	142,0	120,0	0,4	1,5	0,8
7515A	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	157,0	130,0	0,43	1,4	0,8
7516A	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	176,0	155,0	0,43	1,4	0,8
7517A	85	150	38,5	36	30	3,0	1,0	201,0	180,0	0,43	1,4	0,8
7520A	100	180	49,00	46	39	3,5	1,2	297,0	280,0	0,35	1,7	0,9

Таблица 11.9

Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные (по ГОСТ 28428-90)



Условное обозначение подшипника типа 1000	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки			
					Динамическая C_r	Статическая C_0	e	Y при		Y_0
								$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Легкая серия										
1204	20	47	14	1,5	10,0	3,45	0,273	2,306	3,570	2,416
1205	25	52	15	1,5	12,2	4,4	0,271	2,324	3,597	2,435
1206	30	62	16	1,5	15,6	5,2	0,244	2,576	3,987	2,699
1207	35	72	17	2,0	15,9	6,9	0,230	2,737	4,236	2,867
1208	40	80	18	2,0	19,3	8,8	0,219	2,870	4,442	3,007
1209	45	85	19	2,0	21,6	9,6	0,212	2,972	4,599	3,113

Продолжение таблицы 11.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1210	50	90	20	2,0	22,9	10,8	0,214	3,134	4,850	3,283
1211	55	100	21	2,5	26,5	13,7	0,195	3,232	5,002	3,386
1212	60	110	22	2,5	30,2	15,5	0,185	3,407	5,273	3,569
1213	65	120	23	2,5	31,2	17,2	0,170	3,705	5,734	3,882
1214	70	125	24	2,5	34,5	18,7	0,179	3,509	5,431	6,676
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,5	0,175	3,596	5,566	3,767
1216	80	140	26	3,0	39,7	23,5	0,160	3,944	6,105	4,132
1217	85	150	28	3,0	48,8	28,5	0,171	3,689	5,710	3,865
1218	90	160	30	3,0	57,2	32,0	0,168	3,758	5,815	3,936
1220	100	180	34	3,5	68,9	40,5	0,173	3,634	5,624	3,808
Средняя серия										
1304	20	52	15	2,0	12,5	3,66	0,291	2,166	3,352	2,269
1305	25	62	17	2,0	17,8	6,7	0,279	2,257	3,492	2,364
1306	30	72	19	2,0	21,2	8,5	0,256	2,458	3,804	2,575
1307	35	80	21	2,5	25,1	10,6	0,245	2,570	3,978	2,693
1308	40	90	23	2,5	29,6	12,9	0,241	2,614	4,046	2,739
1309	45	100	25	2,5	37,7	17,0	0,248	2,538	3,928	2,659
1310	50	110	27	3,0	41,5	19,3	0,235	2,676	4,141	2,803
1311	55	120	29	3,0	50,7	24,0	0,234	2,696	4,173	2,824
1312	60	130	31	3,5	57,2	27,5	0,225	2,800	4,334	2,934
1313	65	140	33	3,5	61,8	31,0	0,226	2,785	4,311	2,918
1314	70	150	35	3,5	74,8	37,5	0,224	2,813	4,354	2,947
1315	75	160	37	3,5	79,8	40,5	0,222	2,837	4,390	2,972
1316	80	170	39	3,5	88,4	45,0	0,216	2,918	4,515	3,056
1317	85	180	41	4,0	97,5	48,5	0,217	2,898	4,485	3,036
1318	85	180	41	4,0	117,0	56,0	0,224	2,817	4,360	2,951
1320	100	215	47	4,0	143,0	72,0	0,236	2,673	4,137	2,800

Легкая широкая серия										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1506	30	62	20	1,5	15,3	5,7	0,39	1,59	2,47	1,67
1507	35	72	23	2	21,6	8,2	0,37	1,69	2,62	1,77
1508	40	80	23	2	22,5	9,45	0,33	1,9	2,96	1,99
1509	45	85	23	2	23,4	10,7	0,31	2,06	3,19	2,16
1510	50	90	23	2	23,4	11,5	0,29	2,2	3,41	2,31
1516	80	140	33	3	48,8	27,0	0,24	2,49	3,85	2,61
Средняя широкая серия										
1605	25	62	24	2	24,2	7,5	0,47	1,34	2,07	1,4
1606	30	72	27	2	31,2	10,0	0,44	1,43	2,22	1,5
1607	35	80	31	2,5	39,7	12,9	0,46	1,36	2,11	1,43
1608	40	90	33	2,5	44,9	15,7	0,43	1,46	2,25	1,52
1609	45	100	36	2,5	54,0	19,4	0,42	1,51	2,33	1,58
1610	50	110	40	3	63,7	23,6	0,43	1,48	2,29	1,55
1611	55	120	43	3	76,1	28,0	0,41	1,52	2,36	1,6
1612	60	130	46	3,5	87,1	33,0	0,41	1,56	2,41	1,63
1613	65	140	48	3,5	95,6	38,5	0,38	1,65	2,55	1,73
1614	70	150	51	3,5	111,1	44,5	0,38	1,68	2,59	1,76
1616	80	170	58	3,5	135,0	58,0	0,37	1,68	2,61	1,76
Примечание. Значения: $x = 1$ при $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ и $0,65$ при $\frac{F_a}{F_r} > e$.										

Для подшипниковых опор, воспринимающих кроме радиальных и осевые нагрузки, расчет и выбор подшипников качения заключается в следующем.

На рис. 11.19 показан выходной вал редуктора с косозубым цилиндрическим колесом. Вместо него на валу могут быть конические или червячные колеса, в зацеплении которых также действуют окружные F_t , осевые F_a и распорные F_r усилия. Их действие проявляет на опорах 1 и 2 суммарные реакции F_1 и F_2 . Так как согласно схеме сила F_a направлена на опору 2, то по значению отношения F_a/F_2 (F_a/F_1) определяется тип подшипника (табл. 11.5). Предварительно для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников по диаметру вала под подшипником, пользуясь табл. 11.7...11.8, из средней серии выписываются значения угла контакта α , динамической C_r и статической грузоподъемности C_0 . По отношению F_a'/C_0 по табл. 11.3 с учетом угла α для шарикоподшипников находится (для роликоподшипников радиально-упорных – по табл. 11.7 или вычисляется по формуле $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$) значение осевого параметра e и определяются численные значения дополнительных (внутренних) осевых усилий $S_{1(2)} = e \cdot F_{1(2)}$ ($S_{1(2)} = 0,83 \cdot e \cdot F_{1(2)}$). Составив схему нагружения опор (см. рис. 11.19) и сопоставив численные взаимоотношения величин внешних осевых сил F_a и дополнительных (внутренних) осевых усилий S_1 и S_2 , определяют результирующие осевые нагрузки F_{a_2} на правый и F_{a_1} – левый подшипники.

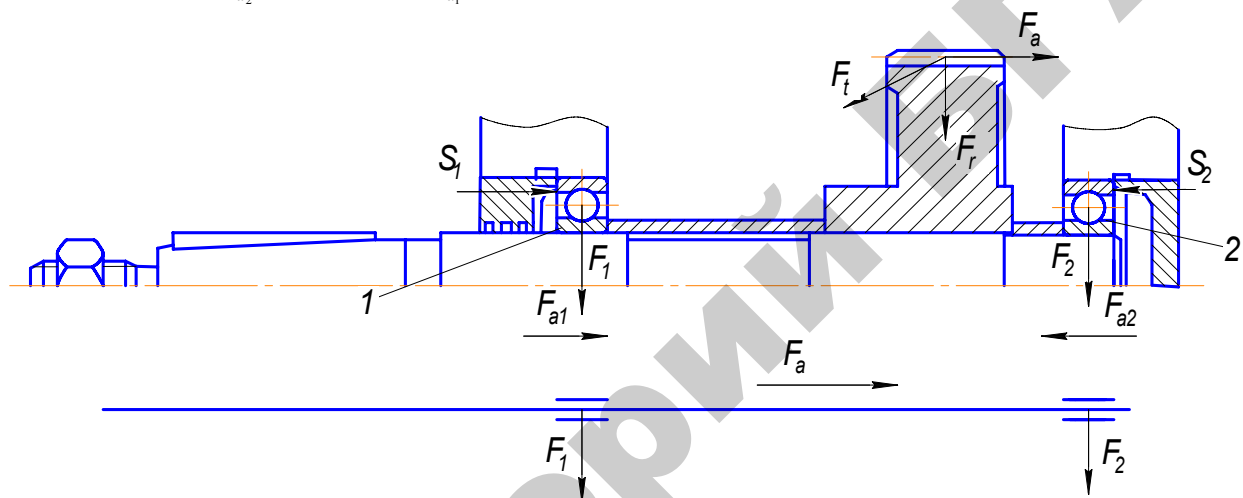


Рис. 11.19. Нагружение подшипниковых опор выходного вала редуктора

На следующем этапе расчета по отношению величины результирующей осевой нагрузки к соответствующим радиальным суммарным реакциям опор F_{a_1}/F_1 и F_{a_2}/F_2 и в сравнении с коэффициентом осевого нагружения e по табл. 11.3 (в зависимости от однорядного или двухрядного подшипника) находятся значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок. При этом $X = 1$ и $Y = 0$, когда для однорядного подшипника отношение $F_a/F \leq e$. Затем для каждой опоры определяется эквивалентная нагрузка $P_{r1(1)}$ ($P_{r2(2)}$) с учетом коэффициентов V , X , Y , K_c и K_t . Для более нагруженной опоры (большее значение эквивалентной нагрузки) определяют расчетную динамическую грузоподъемность (кН):

$$C_{rp} = P_r p \sqrt{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}},$$

где $p = 3$ для шариковых и $p = \frac{10}{3} \approx 3,33$ для роликовых подшипников.

Полученное расчетное значение динамической грузоподъемности C_{rp} сравнивают с C_r предварительно выбранного подшипника. В случае получения, что $C_{rp} > C_r$, принимается решение о переходе к более тяжелой серии или другому типу подшипника без изменения диаметра вала.

Для предварительно выбранного подшипника с C_r также возможно (после получения расчетом значения эквивалентной динамической нагрузки P_r) определить его расчетную долговечность (ч):

$$L_{hp} = \frac{10^6}{n} \cdot (C_r / P_r)^p,$$

которая не должна быть ниже заданной L_h или принятой по рекомендациям. Для механизмов, работающих с перерывами, $L_h \geq 8000$ ч; $L_h \geq 12000$ ч – для механизмов, работающих в одну смену при переменном режиме нагрузки; $L_h \geq 20000$ ч – для механизмов, работающих с полной нагрузкой в одну смену; $L_h \geq 40000$ ч – для механизмов, работающих круглосуточно при среднем режиме нагрузки. При выполнении расчетов курсового проекта L_{hp} сравнивается с заданной долговечностью L_h в задании.

Минимальная долговечность подшипника может составлять 10000 ч для зубчатых и 5000 ч для червячных редукторов.

Следует отметить, что при установке на одной из опор рядом двух одинаковых радиальных или радиально-упорных однорядных подшипников (рис. 11.20) динамическая C_r и статическая C_0 грузоподъемность рассматриваются в зависимости от условий выбора и работы их. Если однорядные подшипники подобраны так, что они работают как один узел, то эта пара подшипников рассматривается как один двухрядный подшипник. Значения коэффициентов X и Y принимают по табл. 11.3 как для двухрядных подшипников. В расчет берется базовая динамическая грузоподъемность комплекта из двух подшипников: для шарикоподшипников $C'_r = 1,625C_r$, для роликоподшипников $C'_r = 1,714C_r$. Статическая радиальная грузоподъемность такого комплекта $C'_0 = 2C_0$. Если подшипниковый узел собран так, что два самостоятельных подшипника работают независимо друг от друга, то расчет и выбор подшипников выполняется обычным путем и принимается, что всю нагрузку, действующую на опору, воспринимает один подшипник.

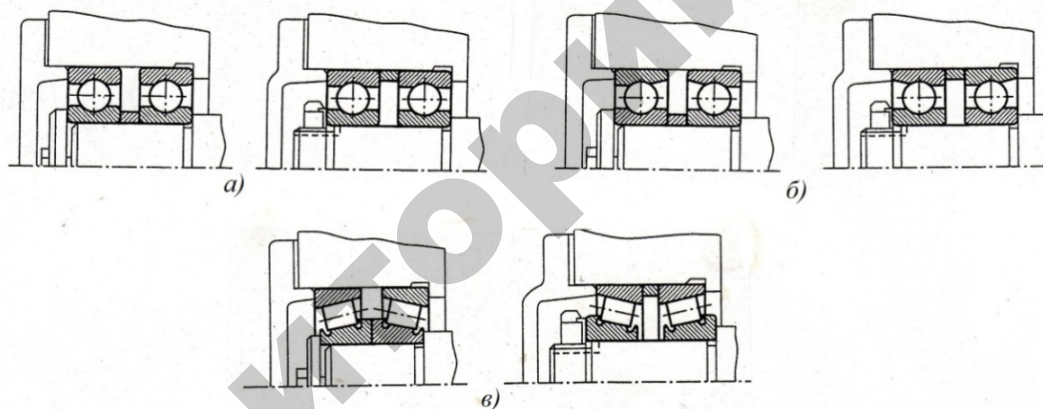


Рис. 11.20. Установка на опоре двух одинаковых подшипников:

а – шариковые радиальные; *б* – радиально-упорные; *в* – конические роликоподшипники

Для окончательно выбранных подшипников из каталогов (или таблиц) выписываются основные их размеры и расчетным путем определяются остальные размеры для вычерчивания (см. рис. 11.21).

Особенностью является то, что основная система допусков и посадок для гладких цилиндрических соединений не применяется для валов и корпусов под подшипники. Для подшипников качения предусмотрена специальная система допусков. Ее основное отличие состоит в том, что поле допуска на средний диаметр отверстия внутреннего кольца располагается (см. рис. 11.22) не вверх от нулевой линии (не в плюс), а вниз (в минус), также поле допуска наружного диаметра подшипника расположено в минус. В связи с этим посадки подшипников характеризуются иными предельными зазорами и натягами по сравнению с посадками по ГОСТ 25347-82* из-за того, что численные значения допусков диаметров отверстия внутреннего d и наружного D кольца не соответствуют квалитетам по ГОСТ 25346-89. Из рис. 11.22 видно, что если вал изготовлен с допуском $g6$, то в сопряжении с внутренним кольцом подшипника получается посадка не с гарантированным зазором, а переходная посадка, и наоборот – при изготовлении вала с допусками по $k6$, $t6$ или $n6$ соединение будет иметь посадки с большим натягом, но не переходные. Это необходимо в том случае, когда внутреннее кольцо подшипника вращается вместе с валом. Наружное кольцо при этом устанавливается в корпусе либо с меньшим натягом, либо даже с небольшим зазором. Этим

обеспечивается нерегулярное проворачивание наружного кольца, что приводит к перемене зоны нагружения и повышению долговечности подшипника. Поэтому чаще всего применяют посадки для внутренних колец L0/k6, а для наружных – H7/l0 (рис. 11.23).

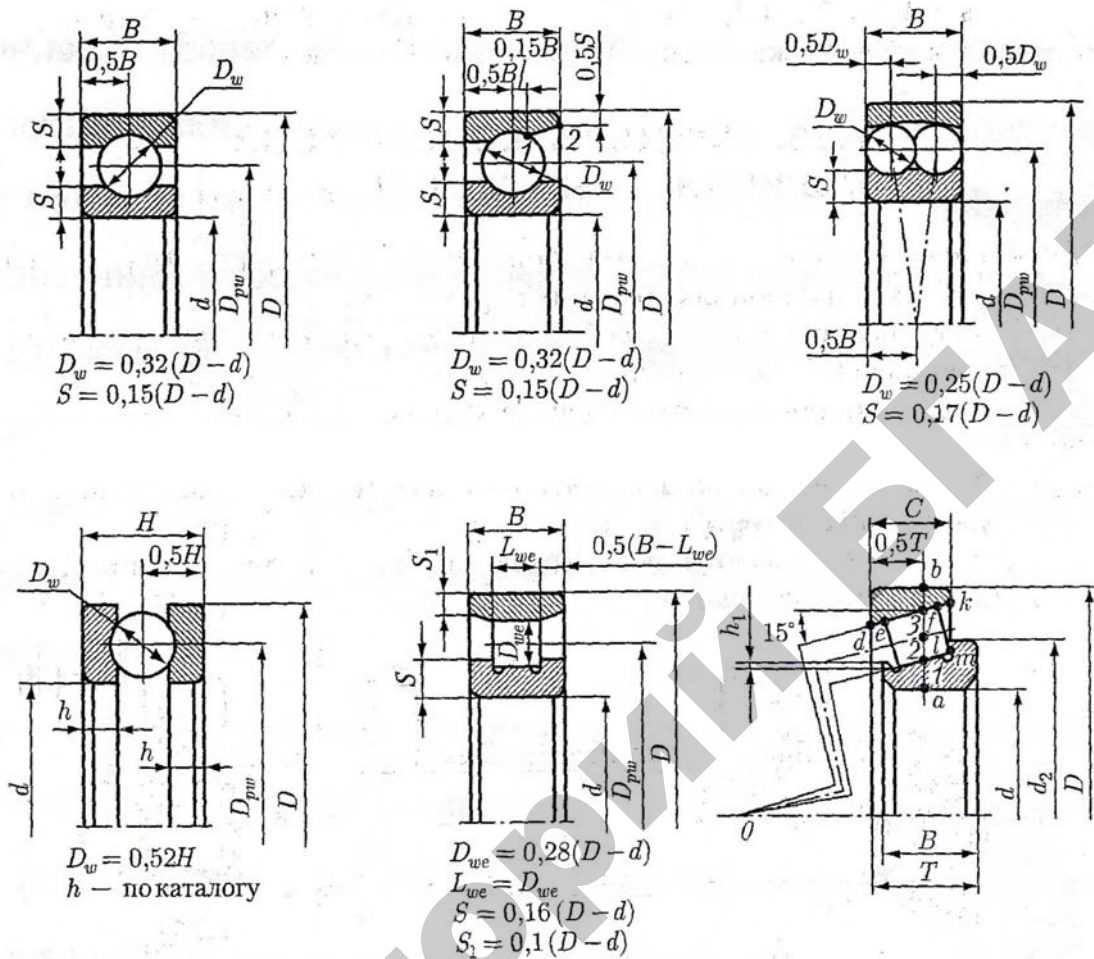


Рис. 11.21. Расчетные размеры подшипников

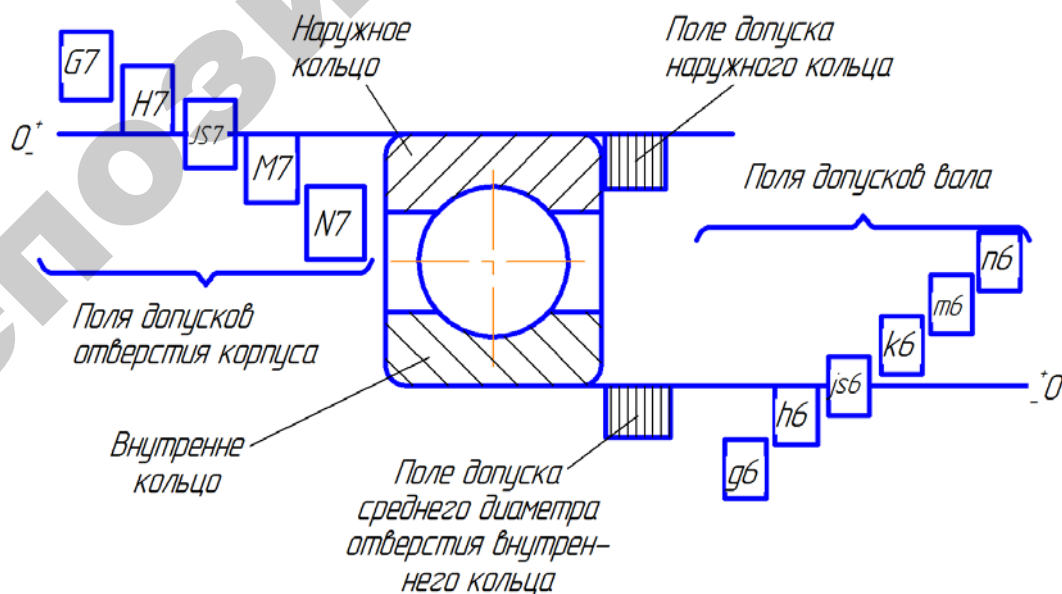


Рис. 11.22. Посадки подшипников качения классов точности 0 и 6

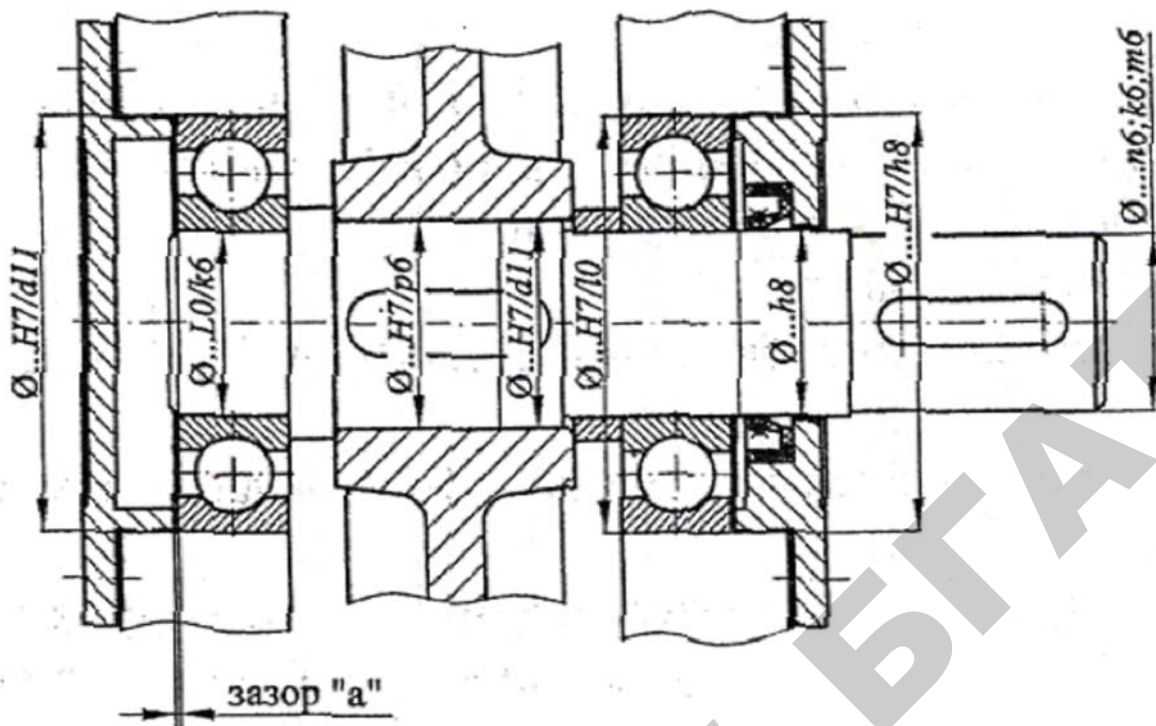


Рис. 11.23. Схема посадок подшипников и зубчатого прямозубого цилиндрического колеса на валу редуктора

При проектировании монтажных (установочных) размеров подшипника в контакте со смежными деталями необходимо предусматривать высоту заплечиков валов, распорных втулок и др. деталей (ГОСТ 20226-82). В табл. 11.6 приведены размеры d_2 и D_2 этих элементов для шарикоподшипников (распространяется и на роликоподшипники). Другие поверхности смежных деталей должны отстоять от торцов колец для всех типов подшипников (кроме конических роликов) не менее чем на $a = 2...3$ мм (рис. 11.24).

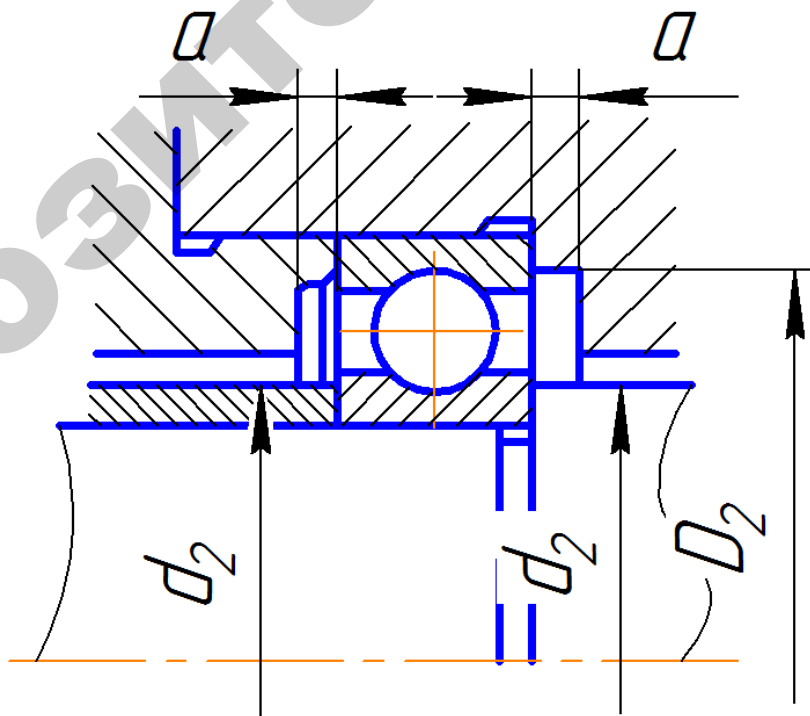


Рис. 11.24. Установочные размеры подшипника на вал и в корпус

Наружное кольцо подшипника в этом случае фиксируется с одной стороны торцом фланца крышки, а с другой стороны – заплечиком корпуса.

Особенностью конструкций конического роликового подшипника является то, что сепаратор выступает за пределы наружного кольца на расстояния m и n (рис. 11.25, *а*).

Из-за этого между торцами внутреннего кольца подшипника и шлицевой гайкой устанавливается дистанционная втулка 1 (рис. 11.25, *б*). Аналогично следует предусматривать втулку 2 (рис. 11.25, *в*) при установке двух подшипников. Чтобы цилиндрические поверхности смежных деталей не касались сепаратора, высоты h_1 и h_2 должны ограничиваться диаметрами d_3 и D_1 . Размеры их и других смежных деталей приведены в табл. 11.10.

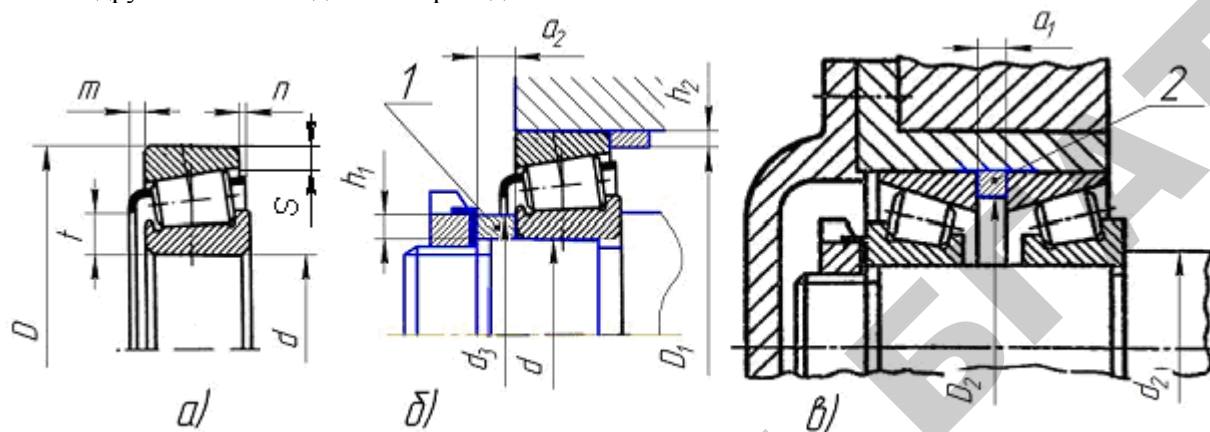


Рис. 11.25. Установка конического роликового подшипника (подшипников) на вал и в корпус

Таблица 11.10

Диаметры заплечиков валов, корпусов, торцов втулок распорных и торцов крышек подшипников для роликовых конических однорядных подшипников

d	D	d ₂	d ₂ , наиб.	d ₃ , наиб.	D ₂	D ₂ , наим.	D ₁	D ₁ , наим.	Узкие серии		Широкие серии	
									a ₁ , наим.	a ₂ , наим.	a ₁ , наим.	a ₁ , наим.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Легкие серии диаметров												
20	47	26	27	25	41	-	44	-	3	3	-	-
25	52	32	-	30	46	-	49	-	3	3	-	-
30	62	36	38	36	55	-	58	-	3	3	3	4
35	72	42	45	42	65	-	68	-	4	3	4	5
40	80	48	50	48	72	-	75	-	4	3,5	4	5,5
45	85	52	55	52	78	75	80	78	4	4,5	4	5,5
50	90	58	60	58	82	-	85	-	4	4,5	4	5,5
55	100	65	68	65	90	-	95	-	5	4,5	5	5,5
60	110	70	72	70	100	-	105	-	5	4,5	5	5,5
65	120	75	80	75	110	-	115	112	6	4,5	6	5,5
70	125	80	85	80	115	-	120	118	6	5	6	6
75	130	85	90	85	120	118	125	122	6	5	6	6
80	140	90	95	92	130	125	132	130	6	6	6	7
85	150	95	100	98	140	135	142	140	7	6	7	8
90	160	100	110	105	150	145	152	150	7	6	7	8
95	170	108	115	110	155	-	160	-	7	7	7	10
100	180	112	120	115	165	-	170	-	7	8	7	10
Средние серии диаметров												
20	52	28	-	26	45	-	48	-	3	3	3	4
25	62	32	34	32	55	-	58	-	3	3	3	5
30	72	37	40	37	65	63	68	-	3	4,5	3	5,5
35	80	44	46	44	70	-	75	-	5	4,5	5	7,5
40	90	50	-	50	80	-	85	-	5	5	5	8
45	100	55	58	55	90	-	95	-	5	5	5	8
50	110	60	65	62	100	98	105	-	5	6	5	9
55	120	65	70	68	110	105	115	112	5	6	5	10

Окончание таблицы 11.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
60	130	72	80	72	118	115	125	122	5	7	5	11
65	140	77	85	80	128	125	132	-	6	7,5	6	11,5
70	150	82	90	85	138	135	142	-	6	7,5	6	11,5
75	160	87	95	87	148	145	152	150	6	8,5	6	12,5
80	170	92	100	92	158	150	160	-	6	9	6	13
85	180	99	110	99	166	160	170	-	7	10	12	14
90	190	105	115	100	175	170	180	-	7	10	12	14
95	200	110	120	115	185	180	190	-	7	11	12	14
100	215	115	130	122	200	190	205	200	7	12	12	16

11.9. Примеры расчета

11.9.1. Найти суммарные радиальные реакции опор ведущего вала редуктора с цилиндрическими прямозубыми колесами и подобрать подшипники качения. Диаметр вала в месте посадки подшипников $d_n = 30$ мм. При расчете вала от действия окружной силы F_t , распорной F_r и силы от ременной передачи F_p получены значения реакций опор (см. рис. 11.26) в горизонтальной плоскости $R_A^- = 919$ Н, $R_B^- = 941$ Н и вертикальной плоскости $R_A' = R_B' = 821$ Н. Частота вращения вала $n = 1000$ мин⁻¹. Требуемый ресурс работы редуктора $L_h = 7000$ ч. Ожидаемая температура работы подшипниковых узлов равна 80 °С.

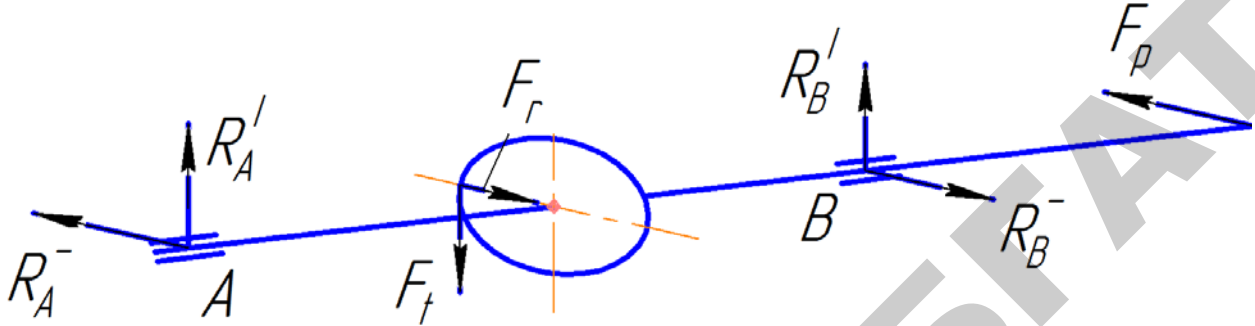


Рис. 11.26. Расчетная схема вала

Решение.

1. Суммарные радиальные реакции подшипников от сил, действующих на вал, соответственно на опорах A и B:

$$F_A = \sqrt{(R_A')^2 + (R_A^-)^2} = \sqrt{821^2 + 919^2} = 1232 \text{ Н};$$

$$F_B = \sqrt{(R_B')^2 + (R_B^-)^2} = \sqrt{821^2 + 941^2} = 1249 \text{ Н}.$$

2. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка более нагруженного подшипника опоры B

$$P_{rB} = (X \cdot V \cdot F_B) \cdot K_\sigma \cdot K_t,$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки ($X = 1$ при отсутствии осевого нагружения подшипника);

V – коэффициент вращения ($V = 1$, так как вращается внутреннее кольцо подшипника совместно с валом);

K_σ – коэффициент безопасности ($K_\sigma = 1,3$ для редукторов, табл. 11.2);

K_t – температурный коэффициент ($K_t = 1$ при $t \leq 100$ °С).

$$P_{rB} = 1 \cdot 1 \cdot 1249 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1624 \text{ Н} \approx 1,6 \text{ кН}.$$

3. Расчетная динамическая грузоподъемность

$$C_{rp} = P_{rB} \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = 1,6 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1000 \cdot 7000}{10^6}} = 12 \text{ кН}.$$

4. Так как осевого нагружения опор нет, то по табл. 11.6 согласно условию $C_r \geq C_{rp}$ и диаметру вала $d_n = 30$ мм выбираем шариковый радиальный однорядный подшипник 206, который имеет $C_r = 19,5$ кН, что $> C_{rp} = 12$ кН.

5. Основные размеры для установки на вал и в корпус, а также размеры подшипника 206 по табл. 11.6 (см. рис. 11.27):

$$d = 30 \text{ мм}; D = 62 \text{ мм}; B = 16 \text{ мм}; d_2 = 36 \text{ мм}; D_2 = 56 \text{ мм};$$

$$D_{pw} = 0,5(D + d) = 0,5(62 + 30) = 46 \text{ мм};$$

$$D_w = 0,32(D - d) = 0,32(62 - 30) = 10,24 \text{ мм};$$

$$S = 0,15(D - d) = 0,15(62 - 30) = 4,8 \text{ мм}.$$

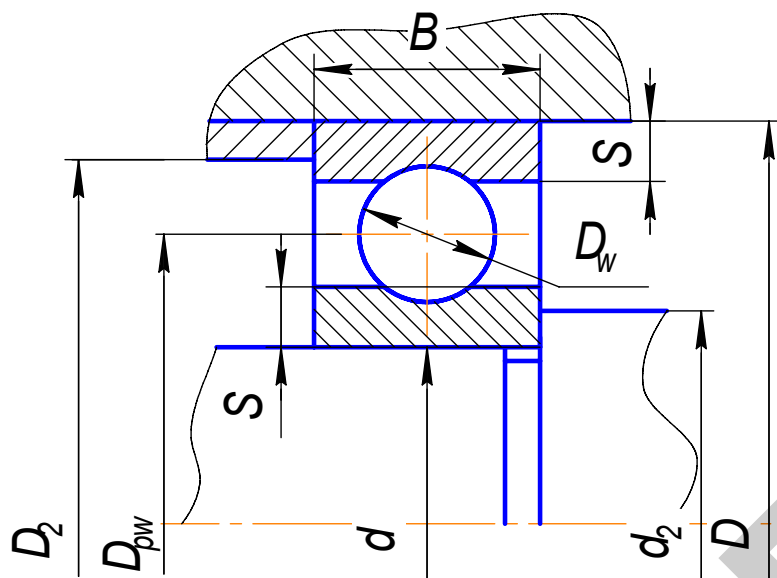


Рис. 11.27. Размеры подшипника и его монтажа на вал и в корпус

11.9.2. При расчете выходного вала редуктора с цилиндрическим косозубым колесом и звездочкой цепной передачи (см. рис. 11.28) получены суммарные реакции опор $F_1 = 5520$ Н; $F_2 = 12975$ Н. Частота вращения вала $n = 90$ мин⁻¹, осевая сила в зацеплении колеса $F_a = 1384$ Н; диаметр вала в местах посадки подшипников $d_n = 65$ мм. Подобрать подшипники качения с требуемой долговечностью $L_h = 3600$ ч, ожидаемой рабочей температурой $t = 95$ °С ($K_t = 1$) и значением коэффициента безопасности $K_\sigma = 1,5$.

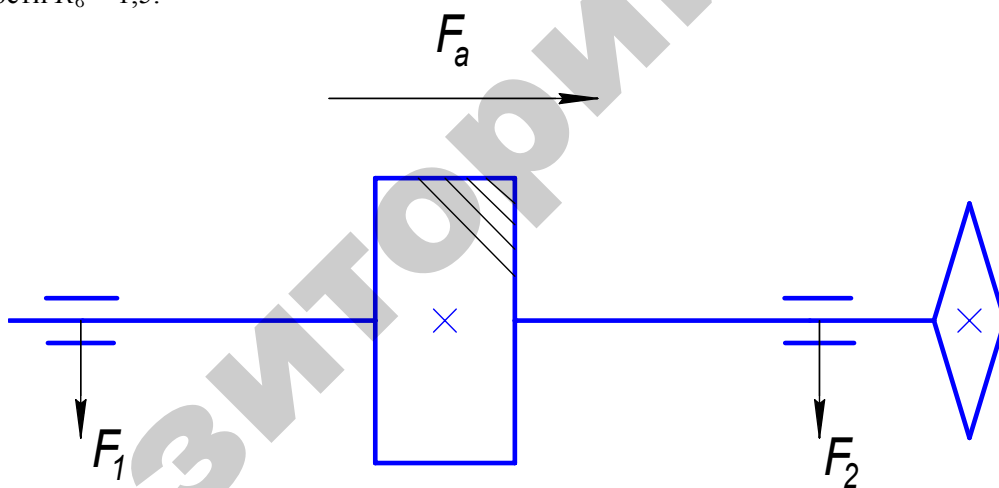


Рис. 11.28. Схема для расчета подшипников выходного вала редуктора

Решение.

1. Тип подшипника определяется по отношению $\frac{F_a}{F_2} = \frac{1384}{12975} = 0,107$, а т.к. это $< 0,35$, то соглас-

но рекомендациям таблицы 11.5 используем шариковые радиальные однорядные подшипники. Исходя из $d_n = 65$ мм, предварительно выбираем шарикоподшипник 213 с грузоподъемностями: динамической $C_r = 56,0$ кН; статической $C_o = 34$ кН (табл. 11.6).

2. По отношению $F_a/C_o = 1384/34000 = 0,0407$ (табл. 11.12) при $\alpha = 0^\circ$ коэффициент осевого нагружения $e = 0,24$ (значение получено интерполированием).

3. Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок. Для опоры правой $X_2 = 1$, $Y_2 = 0$ по рекомендациям (см. 11.7), исходя из значения отношения $F_a/F_2 = 0,107$, что $< e = 0,24$. Для левой — $F_a/F_1 = 1384/5520 = 0,251$, что $> e = 0,24$ и (в соответствии с данными табл. 11.3) $X_1 = 0,56$, а $Y_1 = 1,85$.

4. Эквивалентная динамическая радиальная сила при вращающемся внутреннем кольце ($V = 1$): для левой опоры

$$P_{r1} = (X_1 V F_1 + Y_1 F_a) \cdot K_\sigma K_t = (0,56 \cdot 5520 + 1,85 \cdot 1384) \cdot 1,5 \cdot 1 = 8477 \text{ Н} \approx 8,5 \text{ кН};$$

для правой опоры

$$P_{r2} = (X_2 V F_2 + Y_2 F_a) \cdot K_\sigma K_t = (1 \cdot 12975 + 0 \cdot 1384) \cdot 1,5 \cdot 1 = 19463 \text{ Н} \approx 19,5 \text{ кН}.$$

5. Расчетная динамическая грузоподъемность для более нагруженного правого подшипника

$$C_{rp} = P_{r2} \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = 19,5 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 90 \cdot 3600}{10^6}} = 52,4 \text{ кН},$$

что $< C_r = 56,0$ кН, выбранного предварительно подшипника 213, следовательно, оставляем его для оснащения вала.

6. Основные размеры подшипника 213 (см. рис. 11.29) и установки его на вал и в корпус (см. табл. 11.6):

$$d = 65 \text{ мм}; D = 120 \text{ мм}; B = 23 \text{ мм}; d_2 = 74 \text{ мм}; D_2 = 111 \text{ мм};$$

$$D_{pw} = 0,5(D + d) = 0,5(120 + 65) = 92,5 \text{ мм};$$

$$D_w = 0,32(D - d) = 0,32(120 - 65) = 17,6 \text{ мм};$$

$$S = 0,15(D - d) = 0,15(120 - 65) = 8,25 \text{ мм}.$$

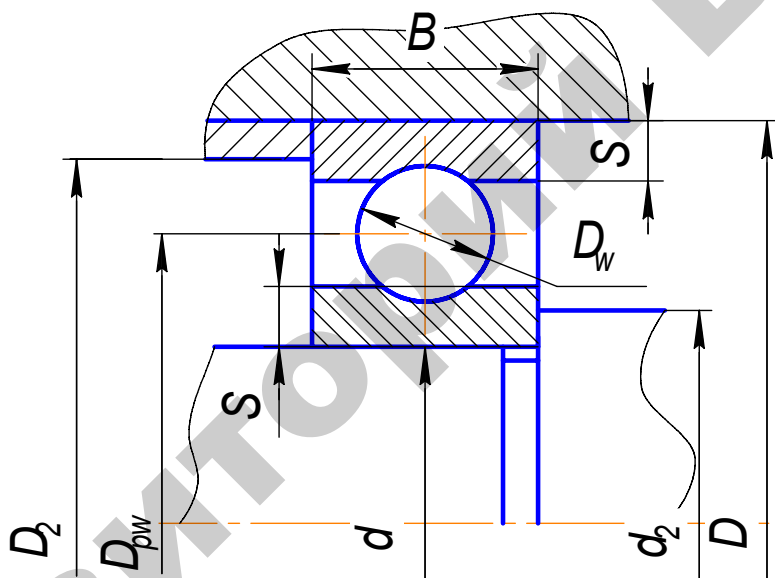


Рис. 11.29. Размеры подшипника 213 и его монтаж на вал и в корпус

11.9.3. Расчетом вала червяка (см. рис. 11.17) получены суммарные реакции опор $F_1 = 572$ Н и $F_2 = 1473$ Н при значении осевой силы на червяке $F_a = 4277$ Н. Частота вращения вала $n = 1442$ мин⁻¹, диаметр посадочных мест под подшипниками $d_n = 35$ мм, требуемый ресурс $L_h = 3000$ ч, ожидаемая температура работы $t \leq 85^\circ$, $K_\sigma = 1,3$. Рассчитать и подобрать подшипники качения.

Решение.

1. Определение типа подшипника и его предварительный выбор. Отношение $F_d/F_2 = 4277/1473 = 2,9$, что $\gg 1,5$, следовательно, в опорах роликоподшипники конические однорядные (см. табл. 11.5) 7000 и по $d_n = 35$ мм предварительно из табл. 11.7 назначаем подшипник 7307 средней серии. Для данного подшипника: $C_r = 54,0$ кН; $C_o = 38,0$ кН; $e = 0,32$; $Y = 1,38$. Т.к. $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$, то при $e = 0,32$ $\operatorname{tg} \alpha = 0,32/1,5$ или $\alpha = 12,043^\circ \approx 12^\circ 2' 34''$.

2. Дополнительные (внутренние) осевые силы и результирующие осевые нагрузки подшипников:

$$S_1 = 0,83eF_1 = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 572 = 152 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0,83eF_2 = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 1473 = 391 \text{ Н}.$$

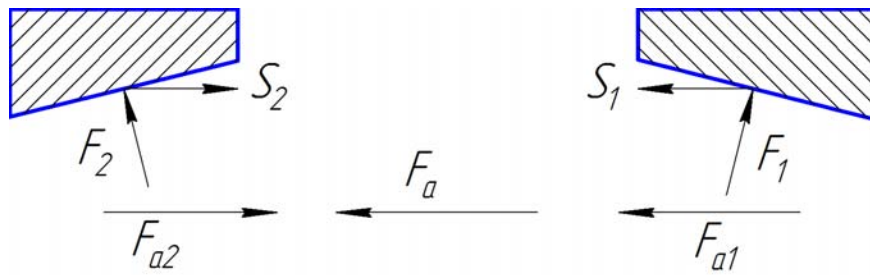


Рис. 11.30. Схема осевого нагружения опор

В соответствии с рассуждениями, приведенными в 11.7 к рис. 11.17, для рассматриваемого примера следует, что $S_2 > S_1$, $F_a > S_2 - S_1$ ($4277 > 391 - 152$), вал червяка стремится сдвинуться справа налево. Следовательно, результирующие осевые нагрузки на опоры равны:

$$F_{a2} = F_a + S_1 = 4277 + 152 = 4429 \text{ Н}; F_{a1} = S_1 = 152 \text{ Н}.$$

3. Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок.

Так как $F_{a1}/F_1 = 152/572 = 0,266 < e = 0,32$, то $X_1 = 1$, $Y_1 = 0$, а $F_{a2}/F_2 = 4429/1473 = 3 \gg e = 0,32$, то $X_2 = 0,4$ (табл. 11.3), $Y_2 = 1,38$ (табл. 11.8).

4. Эквивалентные динамические радиальные нагрузки подшипников ($V = 1$ – вращается внутреннее кольцо и $K_t = 1$, т.к. $t < 100$ °С):

с правой стороны

$$P_{r1} = (X_1 V \cdot F_1 + Y_1 \cdot F_{a1}) K_\sigma \cdot K_t = (1 \cdot 1 \cdot 572 + 0 \cdot 152) \cdot 1,3 \cdot 1 = 744 \text{ Н};$$

с левой стороны

$$P_{r2} = (X_2 V \cdot F_2 + Y_2 \cdot F_{a2}) K_\sigma \cdot K_t = (0,4 \cdot 1 \cdot 1473 + 1,38 \cdot 4429) \cdot 1,3 \cdot 1 = 8712 \text{ Н} = 8,71 \text{ кН}.$$

5. Расчетная динамическая грузоподъемность для более нагруженного подшипника левой стороны вала

$$C_{rp} = P_{r2}^{10/3} \sqrt{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = 8,71^{10/3} \sqrt{\frac{60 \cdot 1442 \cdot 3 \cdot 10^3}{10^6}} = 46,2 \text{ кН}.$$

Вывод. Предварительно выбранный подшипник 7307 пригоден, т.к. условие $C_r > C_{rp}$ выполняется ($54,0 > 46,2$).

Основные размеры подшипника 7307 и установки его на вал и в корпус (рис. 11.31): $d = 35$ мм; $D = 80$ мм; $T = 22,75$ мм; $B = 21$ мм; $C = 18$ мм; $r = 2,5$ мм (табл. 11.8); $d_1 = 44$ мм; $d_2 = 44$ мм; $D_1 = 70$ мм (табл. 11.9); $\alpha = 12^\circ 2' 34''$.

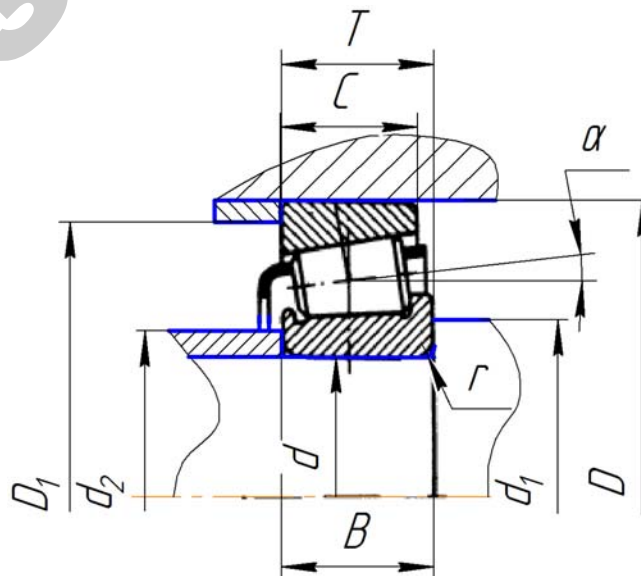


Рис. 11.31. Основные размеры подшипника роликового конического 7307 и установки его на вал и в корпус

11.9.4. Подобрать подшипники качения к промежуточному валу редуктора. На валу установлены: червячное колесо с осевой силой $F_{ab} = 192 \text{ Н}$ и цилиндрическая косозубая шестерня, в зацеплении которой осевая сила $F_{am} = 552,4 \text{ Н}$ (см. рис. 11.32). При расчете вала с учетом других сил червячного и цилиндрического зацеплений получены суммарные реакции в опорах $F_A = 502,1 \text{ Н}$ и $F_B = 1943 \text{ Н}$, диаметр вала в месте посадки подшипников $d_n = 30 \text{ мм}$. Вал вращается с частотой $n = 265,5 \text{ мин}^{-1}$, срок службы редуктора $L_h = 8 \cdot 10^3 \text{ ч}$.

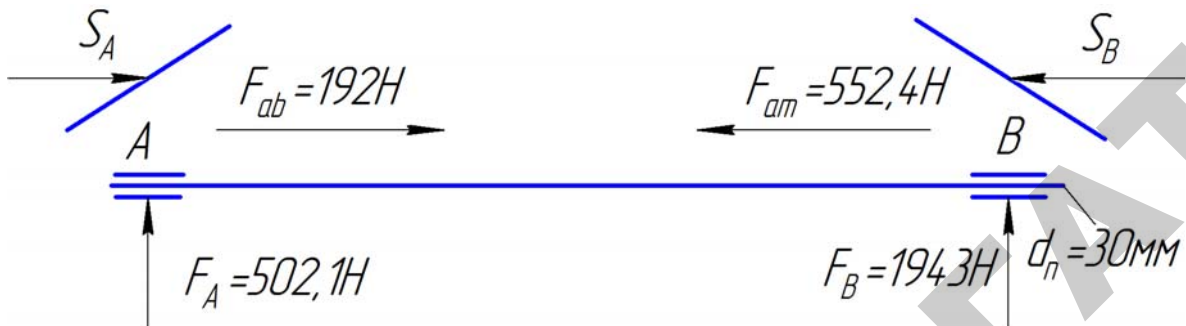


Рис. 11.32. Схема нагружения промежуточного вала редуктора

Решение.

1. Определение типа подшипника.

При внешнем осевом нагружении справа налево

$$F'_a = F_{am} - F_{ab} = 552,4 - 192 = 360,4 \text{ Н},$$

отношение

$$\frac{F'_a}{F_A} = \frac{360,4}{502,1} = 0,72,$$

что значительно больше 0,35. Следовательно (см. табл. 11.5), вал устанавливаем в шариковых радиально-упорных однорядных подшипниках (ГОСТ 831-75). Предварительно по табл. 11.7 выбираем по $d_n = 30 \text{ мм}$ подшипник 46306, для которого $\alpha = 26^\circ$, $C_r = 32,6 \text{ кН}$, $C_o = 18,3 \text{ кН}$ и коэффициент осевого нагружения $e = 0,68$.

2. Дополнительные (внутренние) осевые силы подшипников (рис. 11.33, 11.34):

$$S_A = e \cdot F_A = 0,68 \cdot 502,1 = 341,4 \text{ Н};$$

$$S_B = e \cdot F_B = 0,68 \cdot 1943 = 1321,2 \text{ Н}.$$

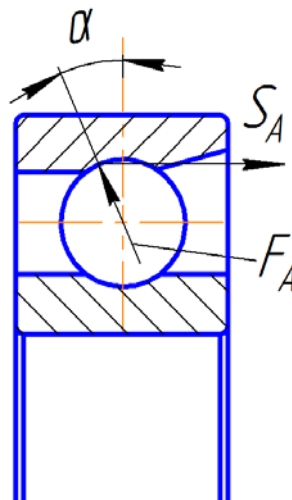


Рис. 11.33. Угол контакта и осевая составляющая подшипника

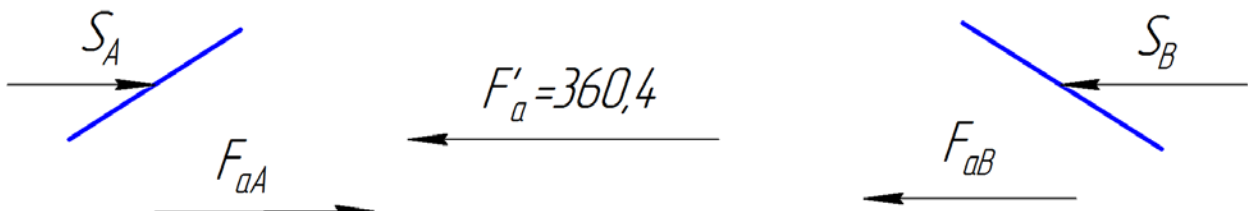


Рис. 11.34. Схема осевого нагружения вала

3. Результирующие осевые силы, нагружающие подшипники.

Т. к. $S_B > S_A$, то $F_{aA} = S_B + F'_a = 1321,2 + 360,4 = 1682,0$ Н,

$F_{aB} = S_B = 1321,2$ Н.

4. Значения коэффициентов радиальной (X) и осевой (Y) нагрузок на опоры (табл. 11.3):

для опоры «А» $\frac{F_{aA}}{F_A} = \frac{1682,0}{502,1} = 3,3 > e$, то $X_1 = 0,41$; $Y_1 = 0,87$;

для опоры «В» $\frac{F_{aB}}{F_B} = \frac{1321,2}{1943} = 0,68 = e$, то $X_2 = 1$; $Y_2 = 0$.

5. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка подшипника, приняв $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо), $K_\sigma = 1,4$ (табл. 11.2) и $K_t = 1$ (рабочая температура $t < 100$ °С):

опора «А»

$$F_{rA} = (X_1 \cdot V \cdot F_A + Y_1 \cdot F_{aA}) K_\sigma K_t = (0,41 \cdot 1 \cdot 502,1 + 0,87 \cdot 1682,0) \times 1,4 \cdot 1 = 2337 \text{ Н} \approx 2,34 \text{ кН};$$

опора «В»

$$F_{rB} = (X_2 \cdot V \cdot F_B + Y_2 \cdot F_{aB}) K_\sigma K_t = (1 \cdot 1 \cdot 1943 + 0 \cdot 1321,2) \cdot 1,4 \cdot 1 = 2720,2 \text{ Н} \approx 2,72 \text{ кН}.$$

6. Расчетная динамическая грузоподъемность для более нагруженного подшипника опоры «В»

$$C_{rB} = P_{rB} \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = 2,72 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 265,5 \cdot 8 \cdot 10^3}{10^6}} = 13,7 \text{ кН}.$$

Вывод. Следовательно, предварительно выбранный подшипник 46306, у которого $C_r = 32,6$ кН, имеет большой запас по динамической грузоподъемности. В данном случае рациональнее использовать радиально-упорный шариковый однорядный подшипник качения 36206, у которого $C_r = 22,0$ кН, $C_0 = 12,0$ кН (табл. 11.7).

7. Основные размеры подшипника 36206 и установки его на вал и в корпус (рис. 11.35):

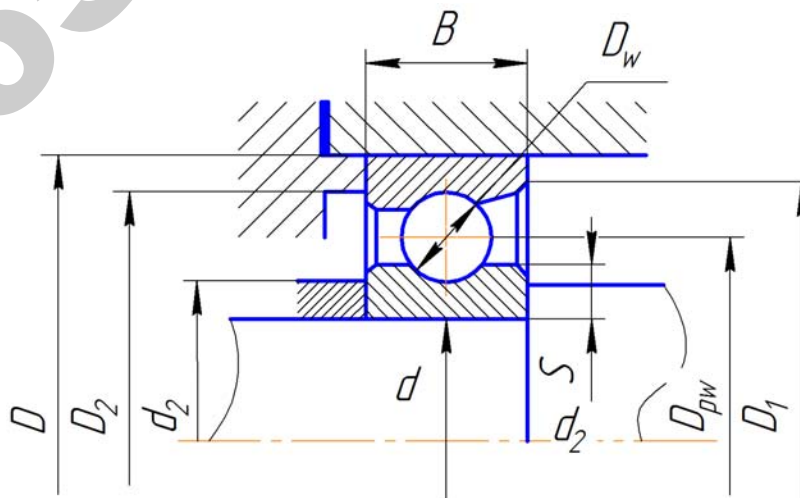


Рис. 11.35. Схема установки подшипника 36206 на вал и в корпус и основные его размеры

$$\begin{aligned}
 d &= 30 \text{ мм}; D = 62 \text{ мм}; B = 16 \text{ мм (табл. 11.7);} \\
 d_2 &= 36 \text{ мм}; D_2 = 56 \text{ мм (табл. 11.6);} \\
 D_{pw} &= 0,5(D + d) = 0,5(62 + 30) = 46 \text{ мм}; \\
 D_w &= 0,32(D - d) = 0,32(62 - 30) = 10,24 \text{ мм}; \\
 S &= 0,15(D - d) = 0,15(62 - 30) = 4,8 \text{ мм}; \\
 D_1 &= D - 2 \cdot 0,5 \cdot S = 62 - 2 \cdot 0,5 \cdot 4,8 = 57,2 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

11.9.5. Подобрать подшипники (рис. 11.36) качения для опор ведущего барабана ленточного транспортера. Подшипники расположены на расстоянии $L = 700$ мм друг от друга. Частота вращения барабана $n = 120 \text{ мин}^{-1}$. Диаметр посадочных поверхностей вала $d_n = 60$ мм. Суммарные реакции опор: $R_1 = 6730 \text{ Н}$, $R_2 = 4900 \text{ Н}$. Условия эксплуатации подшипников обычные, температура работы $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Требуемая долговечность работы $L_h = 4,5 \cdot 10^3 \text{ ч}$.

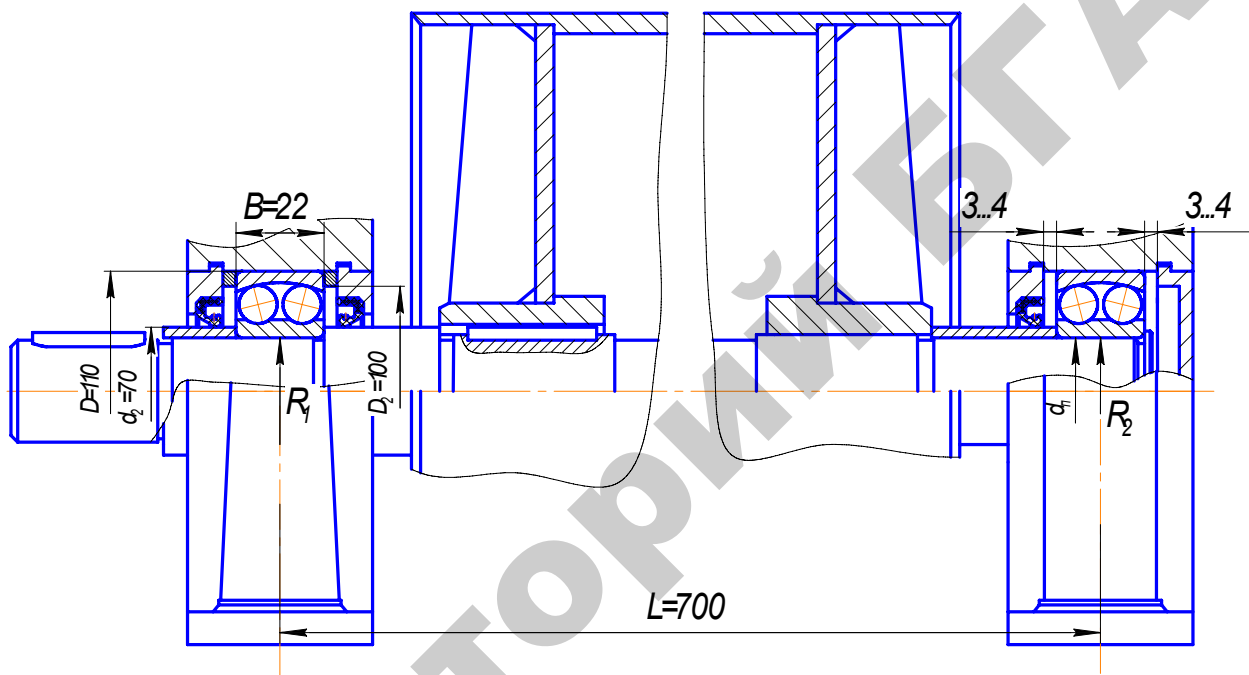


Рис. 11.36. Конструкция ведущего барабана ленточного транспортера

Решение.

1. В связи с относительно большой длиной вала и проявляющимися значительными погрешностями сборки и установки барабана с опорами на раме, применим в подшипниковых узлах подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (ГОСТ 28428-90).

Для более нагруженной левой опоры $X = 1$ (осевое воздействие отсутствует), принимая $K_\sigma = 1,4$ (табл. 11.2) и $K_t = 1$ ($t < 100 \text{ }^\circ\text{C}$), $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо), эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_{r1} = X \cdot V \cdot R_1 \cdot K_\sigma \cdot K_t = 1 \cdot 1 \cdot 6730 \cdot 1,4 \cdot 1 = 9422 \text{ Н} \approx 9,42 \text{ кН}.$$

2. Расчетная динамическая радиальная грузоподъемность

$$C_r = P_{r1} \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = 9,42 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 120 \cdot 4,5 \cdot 10^3}{10^6}} = 30,0 \text{ кН}.$$

3. Пользуясь таблицей 11.9, по $d_n = 60$ мм принимаем для конструкции ведущего барабана ленточного транспортера в качестве подшипников два шарикоподшипника радиальных сферических двухрядных легкой серии 1212, у которых базовая динамическая грузоподъемность $C_r = 30,3 \text{ кН}$, что $> C_{r1} = 30,0 \text{ кН}$.

4. Установочные размеры подшипника 1212 и основные его размеры приведены на рис. 11.36. При действии на опоры только радиальных сил в качестве плавающей принята менее нагруженная опора, для чего по обоим торцам ее предусмотрены зазоры 3...4 мм.

11.9.6. Подобрать подшипники качения для вала червяка (рис. 11.37) с фиксированной левой опорой (два подшипника роликовые конические) и плавающей правой (шариковый радиальный однорядный подшипник). Диаметр посадочной поверхности вала под подшипниками $d_n = 30$ мм. Требуемый ресурс работы $L_h = 10000$ ч. Режимы работы подшипников:

а) левая опора:

$$\begin{aligned} R_{n1} &= 1000 \text{ Н}; F_{a1} = 1540 \text{ Н}; n_1 = 1450 \text{ мин}^{-1}; L_{h1} = 5000 \text{ ч}; \\ R_{n2} &= 1800 \text{ Н}; F_{a2} = 2770 \text{ Н}; n_2 = 1080 \text{ мин}^{-1}; L_{h2} = 3000 \text{ ч}; \\ R_{n3} &= 2900 \text{ Н}; F_{a3} = 4470 \text{ Н}; n_3 = 810 \text{ мин}^{-1}; L_{h3} = 2000 \text{ ч}; \end{aligned}$$

б) правая опора – на всех режимах работы $F_a = 0$, в остальном:

$$\begin{aligned} R_{n1} &= 720 \text{ Н}; n_1 = 1450 \text{ мин}^{-1}; L_{h1} = 5000 \text{ ч}; \\ R_{n2} &= 1290 \text{ Н}; n_2 = 1080 \text{ мин}^{-1}; L_{h2} = 3000 \text{ ч}; \\ R_{n3} &= 2080 \text{ Н}; n_3 = 810 \text{ мин}^{-1}; L_{h3} = 2000 \text{ ч}. \end{aligned}$$

Работа сопровождается кратковременными перегрузками до 150 % номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая температура работы $t \leq 45$ °С.

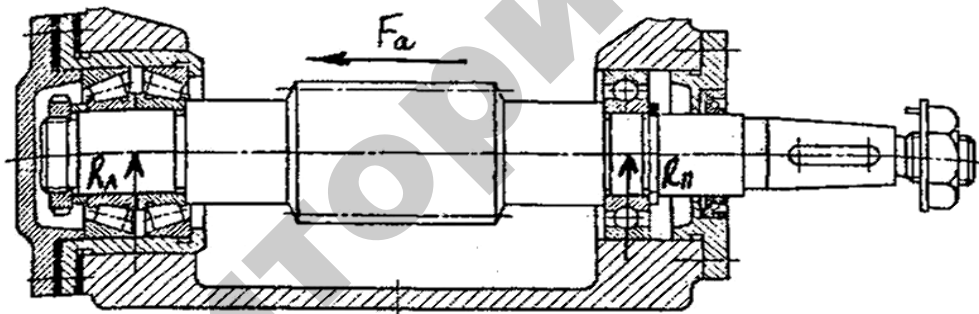


Рис. 11.37. Червячный вал с установкой в левой опоре двух одинаковых подшипников

Решение.

1. Так как скоростные и ресурсные режимы работы подшипников одинаковы, то для левой и правой опор продолжительность работы подшипников (млн оборотов) на каждом режиме равна:

$$\begin{aligned} L_1 &= 60 \cdot L_{h1} \cdot n_1 / 10^6 = 60 \cdot 5000 \cdot 1450 / 10^6 = 435,0; \\ L_2 &= 60 \cdot L_{h2} \cdot n_2 / 10^6 = 60 \cdot 3000 \cdot 1080 / 10^6 = 194,4; \\ L_3 &= 60 \cdot L_{h3} \cdot n_3 / 10^6 = 60 \cdot 2000 \cdot 810 / 10^6 = 97,2, \end{aligned}$$

и суммарная общая продолжительность работы

$$L = L_1 + L_2 + L_3 = 435,0 + 194,4 + 97,2 = 726,6 \text{ млн об.}$$

2. Предварительно (по $d_n = 30$ мм) для левой опоры назначаем два конические роликоподшипники легкой серии 7206 с углом контакта $\alpha = 12^\circ$. Для этих подшипников по табл. 11.8 имеем: $d = 30$ мм; $D = 62$ мм; $T = 17,25$ мм; $B = 15$ мм; $C = 14$ мм; $C_r = 31,5$ кН; $C_0 = 22,5$ кН; $e = 0,36$.

3. Подшипниковый узел, фиксирующий опоры червяка, образуют два одинаковых специально

подобранных и скомплектованных конических роликоподшипников однорядных, которые рассматриваются как один двухрядный подшипник, нагруженный силами R_1 и F_a . Для комплекта из двух конических роликоподшипников имеем:

$$C_{r\text{сум}} = 1,714C_r = 1,714 \cdot 31,5 = 54,0 \text{ кН};$$

$$C_{0\text{сум}} = 2C_0 = 2 \cdot 22,5 = 45 \text{ кН}.$$

4. При коэффициенте кольца $V = 1$ и $F_{a\text{max}} = F_{a3}$, $F_{л\text{max}} = R_{л3}$ отношение

$$\frac{F_{a\text{max}}}{F_{л\text{max}} \cdot V} = \frac{F_3}{F_{л3} \cdot V} = \frac{4470}{2900 \cdot 1} = 1,54,$$

что больше $e = 0,36$.

По табл. 11.3 принимаем для двухрядного подшипника $X = Y = 0,67$.

5. Эквивалентные динамические радиальные нагрузки для левой опоры при $K_\sigma = 1,5$ и $K_t = 1$:

$$P_{л1} = (VXR_{л1} + YF_{a1})K_\sigma K_t = (1 \cdot 0,67 \cdot 1000 + 0,67 \cdot 1540) \cdot 1,5 \cdot 1 = 2553 \text{ Н};$$

$$P_{л2} = (1 \cdot 0,67 \cdot 1800 + 0,67 \cdot 2770) \cdot 1,5 \cdot 1 = 4593 \text{ Н};$$

$$P_{л3} = (1 \cdot 0,67 \cdot 2900 + 0,67 \cdot 4470) \cdot 1,5 \cdot 1 = 7407 \text{ Н}.$$

6. Эквивалентная радиальная нагрузка при переменном режиме нагружения для левой опоры

$$P_{эл} = \sqrt[3]{\frac{P_{л1}^3 \cdot L_1 + P_{л2}^3 \cdot L_2 + P_{л3}^3 \cdot L_3}{L_1 + L_2 + L_3}} = \sqrt[3]{\frac{2553^3 \cdot 435 + 4593^3 \cdot 194,4 + 7407^3 \cdot 97,2}{435 + 194,4 + 97,2}} =$$

$$= 4486 \text{ Н} \approx 4,5 \text{ кН}.$$

7. Необходимая базовая динамическая грузоподъемность конического роликоподшипника при значении коэффициентов $a_1 = 1$ (уровень надежности 90 %) и $a_{23} = 0,60$ (табл. 11.4)

$$C'_{рл} = P_{эл} \sqrt[3]{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}} = 4,5 \sqrt[3]{\frac{726,6}{1 \cdot 0,60}} = 38,0 \text{ кН}.$$

Полученное значение расчетной динамической грузоподъемности менее $C_{r\text{сум}} = 54$ кН для комплекта двух конических роликоподшипников 7206.

8. Проверка выполнения условия $P_{л\text{max}} \leq 0,5C_{r\text{сум}}$:

$$P_{л\text{max}} = P_{л3} = 7,41 \text{ кН} < 0,5C_{r\text{сум}} = 0,5 \cdot 54 = 27 \text{ кН}.$$

9. Так как значение расчетной динамической грузоподъемности из комплекта двух конических роликоподшипников менее базовой и выполнено условие $P_{л\text{max}} \leq 0,5C_{r\text{сум}}$ то предварительно назначенный подшипник 7206 пригоден. Установка подшипников на вал и в корпусе определяется с использованием табл. 11.8 и 11.9 и показана на рис. 11.38.

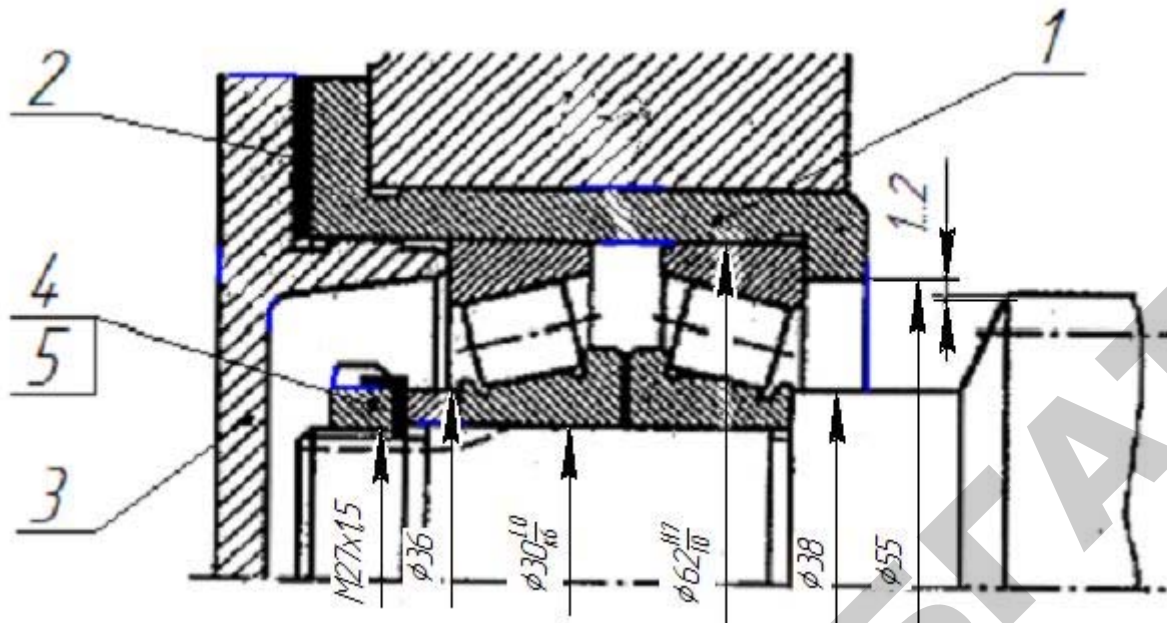


Рис. 11.38. Схема выполнения фиксирующей опоры червяка:

1 – стакан; 2 – прокладки регулировочные (набор); 3 – крышка (ГОСТ 18511-73); 4 – гайка шлицевая М 27 × 1,5-6Н.05.05 ГОСТ 11871-88; 5 – шайба стопорная многолапчатая Н.27.01.05 ГОСТ 11872-82

10. Эквивалентные радиальные нагрузки для правой опоры при $X = 1$, $Y = 0$, $K_\sigma = 1,5$ и $K_t = 1$:

$$P_{n1} = (VXR_{n1} + YF_a) K_\sigma K_t = (1 \cdot 1 \cdot 720 + 0 \cdot 0) \cdot 1,5 \cdot 1 = 1080 \text{ Н};$$

$$P_{n2} = 1 \cdot 1 \cdot 1290 \cdot 1,5 \cdot 1 = 1935 \text{ Н};$$

$$P_{n3} = 1 \cdot 1 \cdot 2080 \cdot 1,5 \cdot 1 = 3120 \text{ Н}.$$

11. Эквивалентная радиальная нагрузка для правой опоры при переменном режиме нагружения

$$P_{\text{э}} = \sqrt[3]{\frac{P_{n1}^3 \cdot L_1 + P_{n2}^3 \cdot L_2 + P_{n3}^3 \cdot L_3}{L_1 + L_2 + L_3}} = \sqrt[3]{\frac{1080^3 \cdot 435 + 1935^3 \cdot 194,4 + 3120^3 \cdot 97,2}{435 + 194,4 + 97,2}} =$$

$$= 1890 \text{ Н} \approx 1,89 \text{ кН}.$$

12. Необходимая базовая динамическая грузоподъемность для подшипника шарикового радиального однорядного при значении коэффициентов $a_1 = 1$, $a_{23} = 0,7$ (табл. 11.4)

$$C'_m = P_{\text{э}} \sqrt[3]{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}} = 1,89 \sqrt[3]{\frac{726,6}{1 \cdot 0,7}} = 19,1 \text{ кН}.$$

Полученному значению расчетной динамической грузоподъемности и заданному диаметру посадочной поверхности вала ($d = 30$ мм) соответствует шариковый радиальный однорядный подшипник легкой серии 206 (табл. 11.6), базовая динамическая грузоподъемность которого $C_r = 19,5$ кН ($C_r = 19,5$ кН > $C'_m = 19,1$ кН). Основные размеры подшипника и установки его на вал и в корпус (табл. 11.6) показаны на рис. 11.39:

$$d = 30 \text{ мм}; D = 62 \text{ мм}; B = 16 \text{ мм}; d_2 = 36 \text{ мм}; D_2 = 56 \text{ мм};$$

$$D_w = 0,32(D - d) = 0,32(62 - 30) = 10,24 \text{ мм};$$

$$S = 0,15(D - d) = 0,15(62 - 30) = 4,8 \text{ мм};$$

$$D_{pw} = 0,5(D + d) = 0,5(62 + 30) = 46 \text{ мм};$$

$$b = 2 \text{ мм}.$$

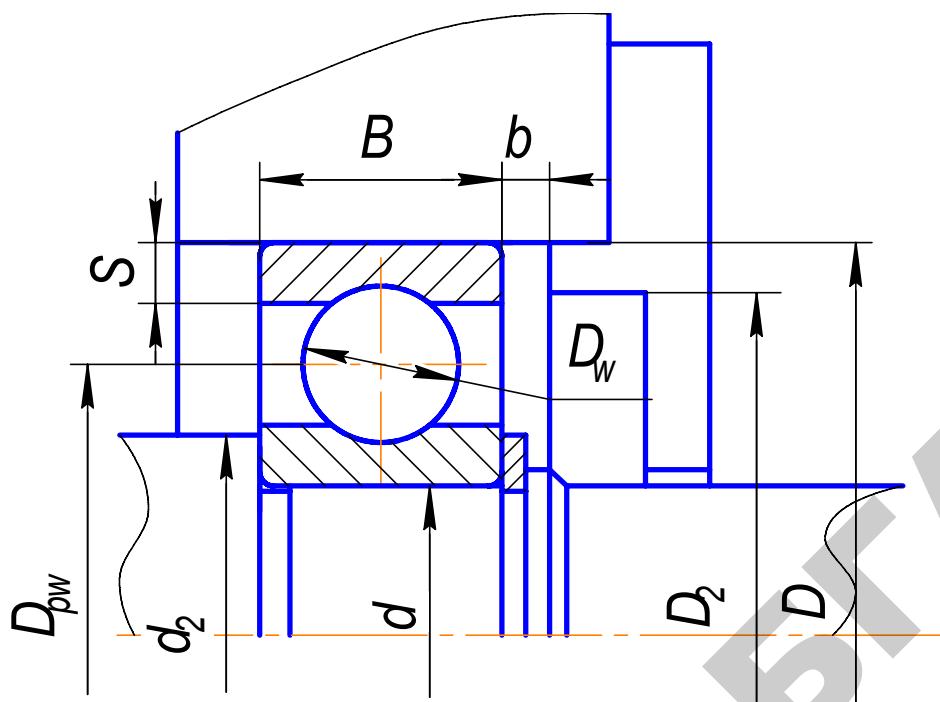


Рис. 11.39. Установка подшипника 206 на вал и в корпус (крепление на валу с помощью кольца пружинного стопорного по ГОСТ 13942-86)

11.10. Задачи для самостоятельной работы

11.10.1. Подобрать шарикоподшипники для вала зубчатой прямозубой цилиндрической шестерни (рис. 11.40). Суммарные радиальные реакции опор: $F_1 = 4000$ Н; $F_2 = 1500$ Н. Частота вращения вала $n = 1440$ мин⁻¹. Требуемая долговечность подшипников $L_h = 8 \cdot 10^3$ ч; диаметр вала под подшипниками $d = 45$ мм. Рабочая температура подшипниковых узлов 85 °С.

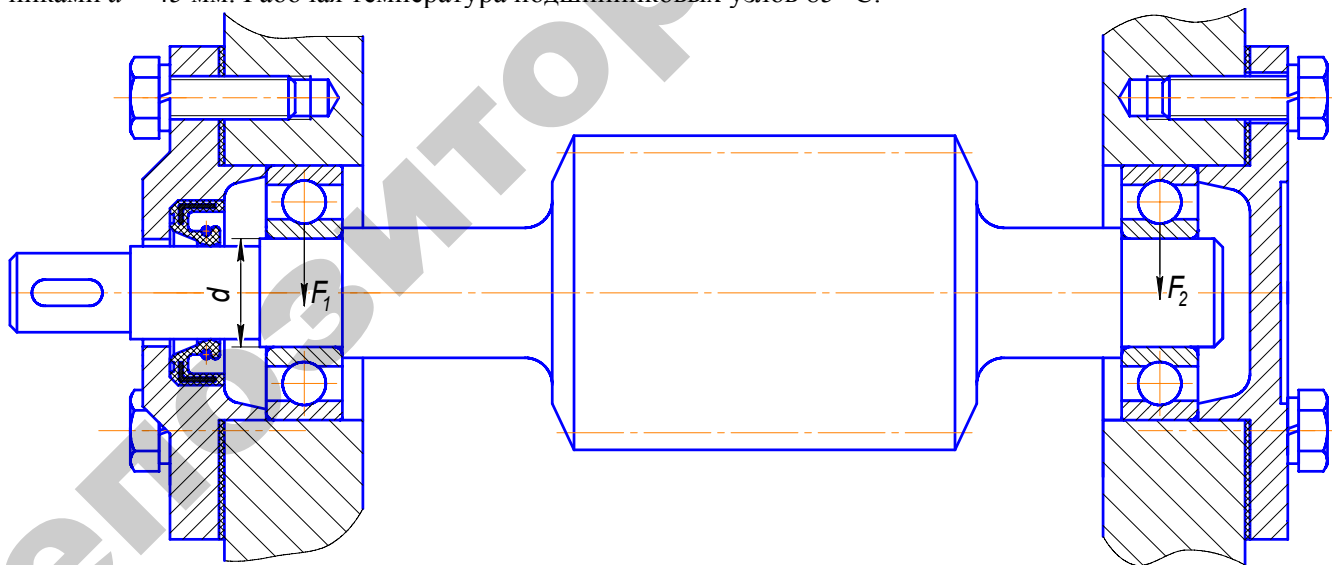


Рис. 11.40. Схема к расчету подшипников шариковых радиальных однорядных

11.10.2. Определить суммарные радиальные реакции опор вала конического колеса (рис. 11.41) с $d_n = 45$ мм и подобрать подшипники качения. Осевое усилие на колесе $F_a = 2025$ Н, реакции в горизонтальной $F_1^- = 1917$ Н, $F_2^- = 1022$ Н и вертикальной $F_1' = 566$ Н, $F_2' = 956$ Н плоскостях. Частота вращения вала $n = 50$ мин⁻¹. Требуемая долговечность подшипников $L_h = 10^4$ ч. Коэффициенты: $K_\sigma = 1,4$; $K_t = 1,0$.

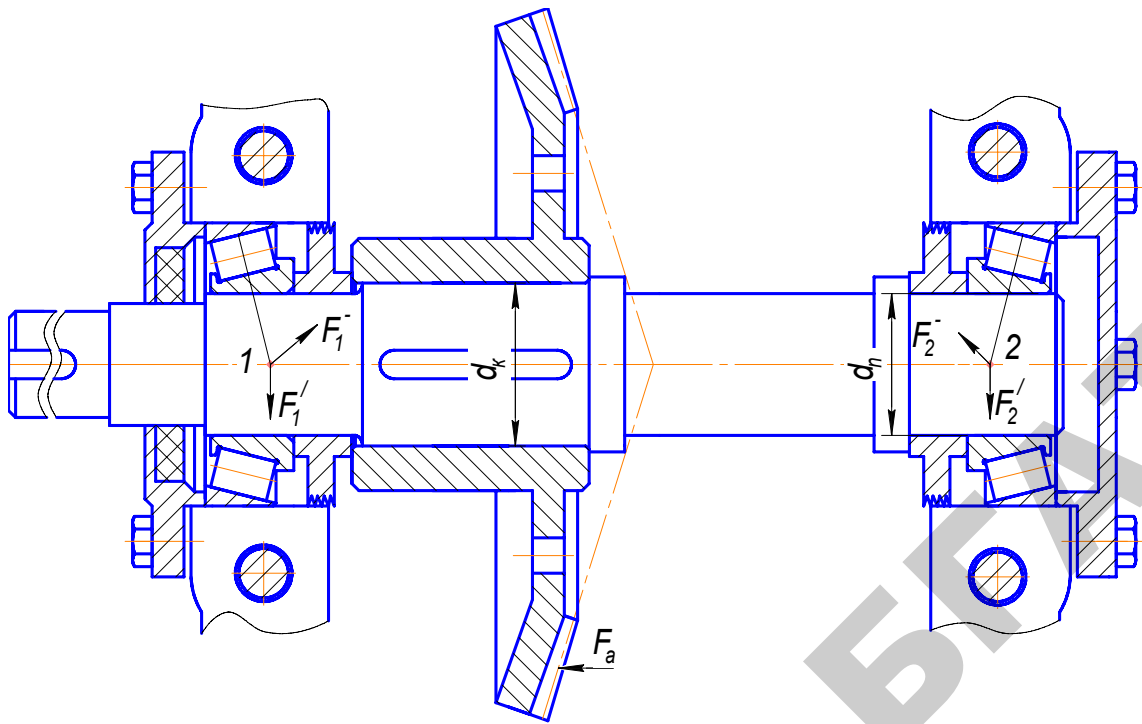


Рис. 11.41. Схема для расчета подшипников вала конического прямозубого колеса

11.10.3. Подобрать подшипники шариковые радиально-упорные однорядные к валу червяка (рис. 11.42), суммарные радиальные реакции опор: $F_1 = 1600$ Н; $F_2 = 1700$ Н; частота вращения вала червяка $n = 50$ мин⁻¹; долговечность $L_h = 10^4$ ч; осевая сила в зацеплении червяка с колесом $F_a = 935$ Н. Температура подшипниковых узлов 75 °С, коэффициент $K_\sigma = 1,3$.

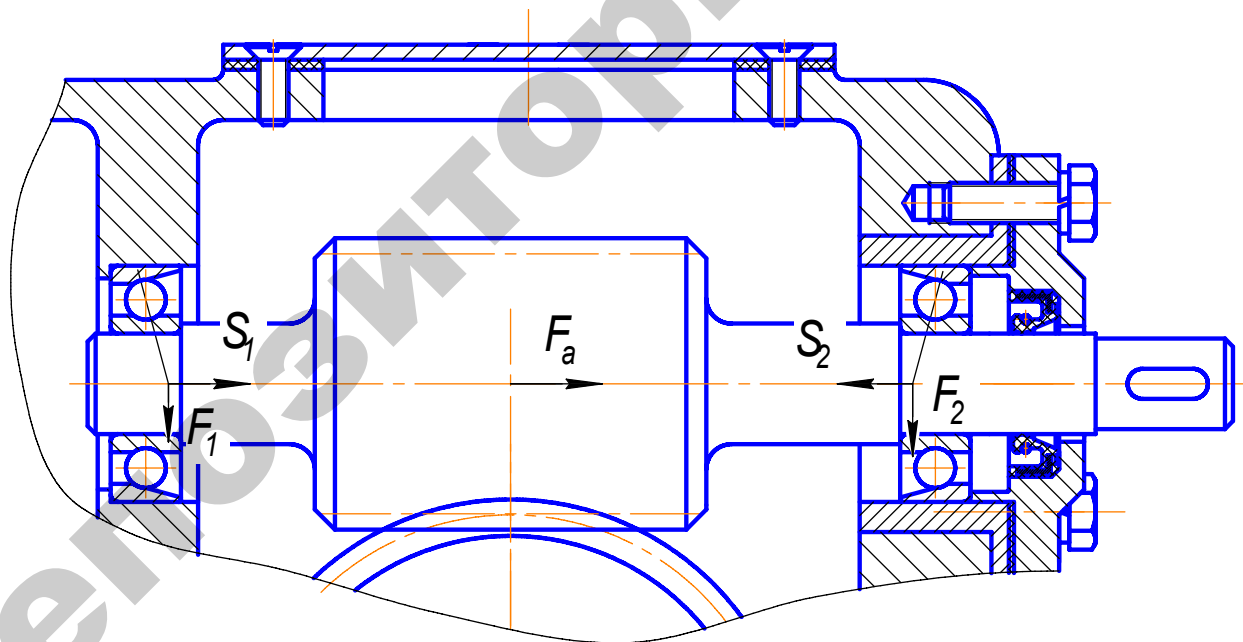


Рис. 11.42. Сборочная единица подшипников червяка

11.10.4. Определить расчетную динамическую грузоподъемность C_{rp} и оценить возможность установки подшипников 36207 на вал червяка (рис. 11.42), нагруженного $F_a = 800$ Н, $F_1 = 500$ Н, $F_2 = 1200$ Н. Рабочая температура подшипников – до 100 °С, коэффициент безопасности $K_\sigma = 1,4$, угловая скорость вала $\omega = 88$ с⁻¹, срок службы $L_h = 8300$ ч.

11.10.5. Расчетным путем подобрать подшипники шариковые радиальные однорядные для оси направляющего блока грузового каната (рис. 11.43). Частота вращения блока $n = 105$ мин⁻¹, радиальная нагрузка $F_a = 38 \cdot 10^3$ Н нагружает ось диаметром $d = 30$ мм в средней части блока. Долго-

вечность сборочной единицы $L_h = 11 \cdot 10^4$ ч. Рабочая температура подшипников 65°C Режим работы – средний.

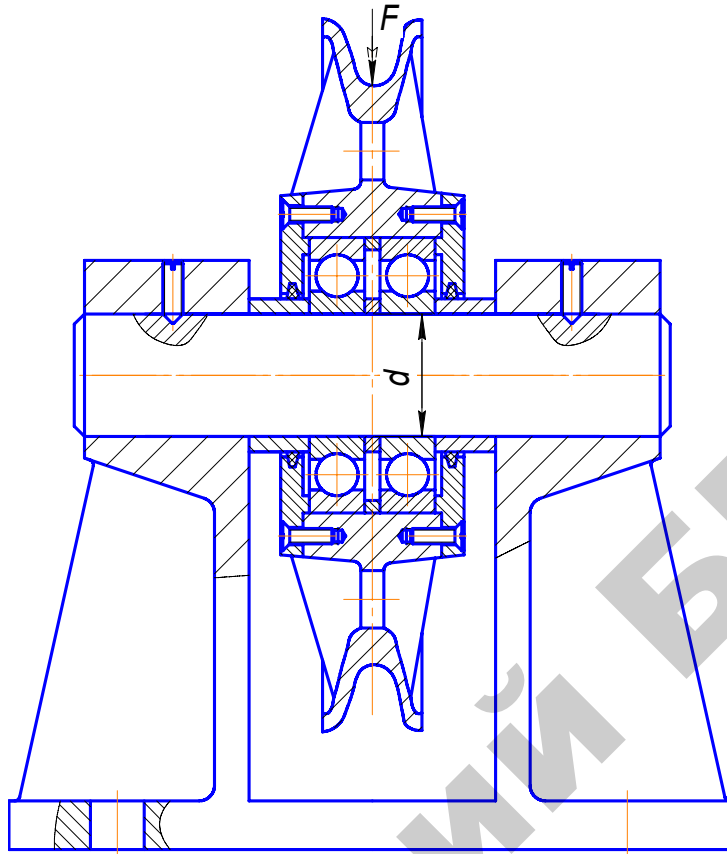


Рис. 11.43. Расчетная схема шариковых подшипников оси направляющего блока

11.10.6. Определить возможность установки конических роликоподшипников однорядных 7308 или 7608 на валу цилиндрического косозубого колеса, нагруженного, как указано на рис. 11.44. Вал установлен в приводе плющилок зерна, рабочая температура – до 85°C , долговечность $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч, частота вращения вала $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$.

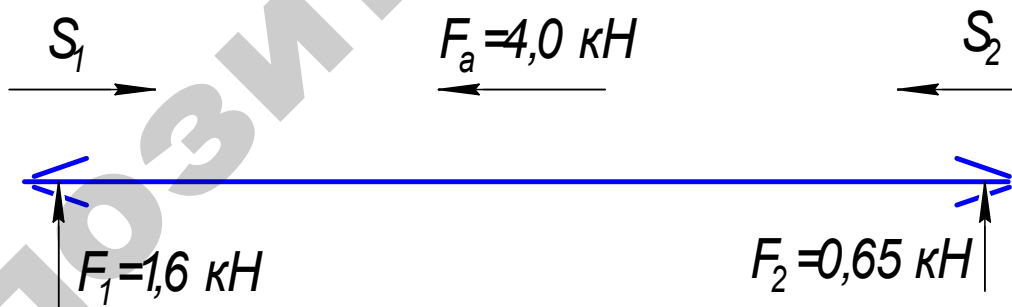


Рис. 11.44. Схема к расчету конических роликоподшипников

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Анурьев, В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – 8-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2001.
2. *Агейчик, В. А.* Детали машин и основы конструирования : метод. пособие по выполнению курсового проекта : в 2-х ч. Ч. 1 / В. А. Агейчик [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2009. – 196 с.
3. *Балдин, В. А.* Детали машин и основы конструирования: передачи : учеб. пособие для вузов / В. А. Балдин, В. В. Галевко. – Москва : ИКЦ «Академкнига», 2006. – 332 с.
4. *Беленький, Д. М.* Теория надежности машин и металлоконструкций / Д. М. Беленький, М. Г. Ханукаев. – Ростов н/Д : «Феникс», 2004. – 608 с.
5. *Готовцев, А. А.* Проектирование цепных передач : справочник / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. – Москва : Машиностроение, 1982. – 336 с.
6. Детали машин : учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Ганулич [и др.]; под. общ. ред. О. А. Ряховского. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 544 с.
7. *Иосилевич, Г. Б.* Детали машин : учеб. для студ. машиностроительных спец. вузов / Г. Б. Иосилевич. – Москва : Машиностроение, 1988. – 368 с.
8. *Иванов, М. Н.* Детали машин : учебник для академического бакалавриата / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – Москва : Изд. Юрайт, 2014. – 408 с.
9. *Николаев, Г. А.* Сварные конструкции. Расчет и проектирование / Г. А. Николаев, В. А. Винокуров. – Москва : Высшая школа, 1990. – 432 с.
10. *Решетов, Д. А.* Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. А. Решетов. – Москва : Машиностроение, 1989. – 496 с.
11. *Скойбеда, А. Т.* Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под. общ. ред. А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., перераб. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.
12. *Скойбеда, А. Т.* Ременные передачи / А. Т. Скойбеда, А. Н. Никончик. – Минск : Навука і тэхніка, 1995. – 383 с.
13. *Сашко, К. В.* Стандартизация, метрология, взаимозаменяемость : метод. пособие / К. В. Сашко [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2006. – 148 с.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ

Учебное издание

Скойбеда Анатолий Тихонович, **Агейчик** Валерий Александрович,
Кононович Иван Никитич

ДЕТАЛИ МАШИН. ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ

Учебно-методическое пособие

Ответственный за выпуск *В. Н. Основин*
Редактор *Н. А. Антипович*
Компьютерная верстка *Н. А. Антипович, С. И. Корзан*
Дизайн и оформление обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 15.12.2014 г. Формат 60×84¹/₈.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 43,24. Уч.-изд. л. 33,81. Тираж 200 экз. Заказ 133.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.

РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ