

Министерство высшего
и среднего специального образования РУз
Ташкентский государственный авиационный институт

Пятаев А.В.

Детали машин

Учебное пособие
для студентов механических специальностей вузов

Ташкент – 2004

Учебное пособие соответствует учебным планам подготовки бакалавров по механическим специальностям в технических вузах. Пособие включает 20 глав, содержащих общие основы расчета и конструирования деталей и узлов машин. Авиационная профилизация выражена в некоторых дополнениях и приводимых примерах. Может быть использовано в любом техническом вузе при чтении лекций по курсам «Детали машин», «Прикладная механика», «Техническая механика».

Весь учебный материал включает три раздела:

- расчет на прочность и конструкция механических передач;
- подшипники, валы и муфты;
- неподвижные соединения деталей машин.

В отличие от существующей учебной литературы раздел неподвижных соединений деталей машин (резьбовые, заклепочные и сварные соединения) помещен в конце, а раздел механических передач перенесен в начало. Это соответствует современным учебным планам и рабочим программам, в которых курс «Детали машин» является логическим продолжением курса «Теория механизмов и машин». Кроме того, это способствует успешному выполнению курсового проекта по деталям машин, так как во многих учебных планах изучение этой дисциплины и выполнение курсового проекта предусматриваются в одном семестре.

Рецензенты:

Шаабидов Ш.А. – зав. кафедрой «Детали машин» Ташкентского государственного технического университета, доктор технических наук, профессор.

Кадыров Р.Х. – зав. кафедрой «Теория механизмов и машин и детали машин» Ташкентского автомобильно-дорожного института, кандидат технических наук, доцент.

Содержание.

	стр.
<u>Предисловие</u>	7
<u>Введение</u>	8
<u>Глава 1. Общие положения расчета на прочность и конструирования деталей и узлов машин.</u>	
§1.1. Требования, предъявляемые к деталям и узлам машин	9
§1.2. Критерии работоспособности и расчета деталей машин	9
§1.3. Особенности расчета на прочность деталей машин	12
§1.4. Ключевые слова и выражения	14
§1.5. Контрольные вопросы	15
Часть I. Механические передачи	16
<u>Глава 2. Прямозубые цилиндрические зубчатые передачи.</u>	
§2.1. Исходные данные для проектного расчета зубчатых передач и определяемые параметры	16
§2.2. Материалы и термообработка зубчатых колес	21
§2.3. Виды напряжений в зубе при работе передачи	21
§2.4. Критерии работоспособности и расчета	23
§2.5. Основы расчета зубьев на контактную прочность	25
§2.6. Основы расчета зубьев по напряжениям изгиба	27
§2.7. Расчетная нагрузка и уточняющие коэффициенты	30
§2.8. Проектный расчет на прочность	32
§2.9. Проверочный расчет по контактным напряжениям	40
§2.10. Проверочный расчет по напряжениям изгиба	41
§2.11. Пример расчета	43
§2.12. Ключевые слова и выражения	49
§2.13. Контрольные вопросы	50
<u>Глава 3. Косозубые цилиндрические зубчатые передачи.</u>	
§3.1. Геометрические параметры косозубой цилиндрической передачи и эквивалентная прямозубая передача	52
§3.2. Расчеты косозубой передачи на контактную и изгибную прочность	55
§3.3. Пример расчета	57
§3.4. Ключевые слова и выражения	61
§3.5. Контрольные вопросы	61
<u>Глава 4. Прямозубые конические зубчатые передачи.</u>	
§4.1. Геометрические параметры конической передачи и эквивалентная цилиндрическая передача	62
§4.2. Расчеты конической передачи на контактную и изгибную прочность	65
§4.3. Пример расчета	67
§4.4. Ключевые слова и выражения	73
§4.5. Контрольные вопросы	73

Глава 5. Червячные передачи.

§5.1. Геометрические параметры червячных передач	74
§5.2. Трение в червячных передачах. Самоторможение	76
§5.3. Применение червячных передач	79
§5.4. Материалы червячных передач	80
§5.5. Охлаждение и смазка червячных передач	80
§5.6. Расчет по контактным напряжениям	81
§5.7. Пример расчета	83
§5.8. Ключевые слова и выражения	86
§5.9. Контрольные вопросы	87

Глава 6. Конструкция зубчатых передач

§6.1. Конструкция цилиндрических зубчатых колес и цилиндрических редукторов	88
§6.2. Конструкция конических зубчатых колес и конических редукторов	91
§6.3. Конструкция червяков, червячных колес и редукторов	95
§6.4. Ключевые слова и выражения	98
§6.5. Контрольные вопросы	98

Глава 7. Цепные передачи.

§7.1. Виды и конструкция цепных передач	99
§7.2. Геометрические, кинематические и силовые параметры втулочно-ROLиковой передачи	101
§7.3. Критерии работоспособности и расчет на прочность втулочно-ROLиковой передачи	102
§7.4. Ход расчета геометрических, кинематических и прочностных параметров втулочно-ROLиковой передачи	106
§7.5. Пример расчета	107
§7.6. Ключевые слова и выражения	110
§7.7. Контрольные вопросы	110

Глава 8. Ременные передачи.

§8.1. Виды и область применения ременных передач	111
§8.2. Основы расчета ременных передач на прочность и работоспособность	112
§8.3. Скольжение и к.п.д. ременных передач	118
§8.4. Клинеременные передачи. Типы и размеры ремней . .	120
§8.5. Геометрические и кинематические параметры клинеременной передачи	123

§8.6. Методика расчет клинеременной передачи	125
§8.7. Пример расчета	128
§8.8. Ключевые слова и выражения	130
§8.9. Контрольные вопросы	130

Часть II. Подшипники, валы, оси и муфты.

<u>Глава 9. Подшипники скольжения</u>	106
§9.1. Общие сведения	132

§9.2. Условия работы и виды разрушения подшипников скольжения	133
§9.3. Трение и смазка подшипников скольжения	134
§9.4. Конструкция и материалы подшипников скольжения	138
§9.5. Расчет подшипников скольжения	140
§9.6. Ключевые слова и выражения	141
§9.7. Контрольные вопросы	142
<u>Глава 10. Подшипники качения</u>	
§10.1. Общие сведения и классификация подшипников качения	143
§10.2. Условные обозначения подшипников качения	146
§10.3. Основные критерии работоспособности и расчета	147
§10.4. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности	148
§10.5. Подбор подшипников по статической грузоподъемности	149
§10.6. Ключевые слова и выражения	149
§10.7. Контрольные вопросы	150
<u>Глава 11. Валы и оси.</u>	
§11.1. Общие сведения	152
§11.2. Проектный расчет валов	153
§11.3. Проверочный расчет валов	154
§11.4. Ключевые слова и выражения	158
§11.5. Контрольные вопросы	160
<u>Глава 12. Шпоночные и шлицевые соединения.</u>	
§12.1. Конструктивные виды шпоночных соединений	161
§12.2. Расчет на прочность шпоночных соединений	165
§12.3. Шлицевые соединения и их виды	166
§12.4. Расчет на прочность шлицевых соединений	169
§12.5. Пример расчета	171
§12.6. Ключевые слова и выражения	171
§12.7. Контрольные вопросы	171
<u>Глава 13. Муфты для соединения валов.</u>	
§13.1. Типы муфт	173
§13.2. Глухие муфты	173
§13.3. Муфты компенсирующие жесткие	175
§13.4. Упругие муфты	180
§13.5. Предохранительные муфты	183
§13.6. Муфты управляемые или сцепные	185
§13.7. Муфты свободного хода или обгонные	189
§13.8. Пример расчета	193
§13.9. Ключевые слова и выражения	194
§13.10. Контрольные вопросы	195

Часть III. Неподвижные соединения деталей машин	196
<u>Глава 14. Резьбовые соединения.</u>	
§14.1. Виды и методы изготовления резьбы	197
§14.2. Геометрические параметры метрической крепежной резьбы	200
§14.3. Основные типы крепежных деталей и способы стопорения резьбовых соединений	201
§14.4. Силы и моменты в деталях резьбового соединения . .	204
§14.5. Распределение осевой нагрузки по виткам резьбы . .	206
§14.6. Основы расчета на прочность крепежной резьбы . . .	207
§14.7. Расчет на прочность незатянутого болтового (винтового) соединения, нагруженного внешней растягивающей силой	209
§14.8. Расчет на прочность затянутого болтового (винтового) соединения при отсутствии внешней нагрузки	210
§14.9. Расчет на прочность болтового (винтового) соединения, нагруженного силами, сдвигающими детали в стыке	212
§14.10. Расчет на прочность затянутого болтового (винтового) соединения, нагруженного силами, раскрывающими стык	215
§14.11. Пример расчета	216
§14.12. Ключевые слова и выражения	216
§14.13. Контрольные вопросы	219
<u>Глава 15. Расчет групповых резьбовых соединений.</u>	
§15.1. Нагрузка перпендикулярна плоскости стыка и проходит через его центр	220
§15.2. Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке	221
§15.3. Нагрузка соединения раскрывает стык деталей и сдвигает детали в стыке	224
§15.4. Пример расчета	226
§15.5. Ключевые слова и выражения	227
§15.6. Контрольные вопросы	227
<u>Глава 16. Заклепочные соединения.</u>	
§16.1. Общие сведения	228
§16.2. Классификация заклепочных соединений	229
§16.3. Расчет на прочность заклепочных соединений	232
§16.4. Ключевые слова и выражения	234
§16.5. Контрольные вопросы	234
<u>Глава 17. Сварные соединения.</u>	
§17.1. Общие сведения	235
§17.2. Основные виды сварки	236
§17.3. Виды сварных соединений и швов	237
§17.4. Расчет на прочность сварных соединений	239
§17.5. Ключевые слова и выражения	242
§17.6. Контрольные вопросы	242
<u>Рекомендуемая литература</u>	243

Предисловие.

Одной из общеинженерных дисциплин, которые изучают студенты вторых-третьих курсов механических специальностей высших технических учебных заведений, является «Детали машин». В Ташкентском Государственном авиационном институте этот курс профилизирован и расширен, что выражено в некоторых дополнениях и примерах из области самолето- и вертолетостроения, и назван «Детали механизмов авиационной и космической техники». Значение дисциплины «Детали машин» в формировании бакалавров и магистров механических специальностей за последнее время нисколько не уменьшилось, однако ее объем из года в год заметно уменьшается в соответствии с новыми учебными планами. Это объясняется введением новых дисциплин из области гуманитарных наук, экономики, информатики и экологии, что жизненно необходимо, но что в то же время требует пересмотра содержания курса ДМ таким образом, чтобы его сокращение не сказалось бы на его значимости в условиях быстро растущего обновления современной техники.

Курс «Детали машин» условно делится на три части: первая посвящена расчету на прочность и конструкции механических передач, вторая – подшипникам, валам, осям и муфтам, а третья – неподвижным соединениям деталей машин. Перестановка разделов, по сравнению с традиционным изложением курса ДМ связана, в основном, с особенностями современных учебных планов.

Изучение курса ДМ позволит студенту узнать основные методы расчета на прочность деталей машин по статическим и динамическим нагрузкам и принципы конструирования деталей и узлов машин. Кроме того, он ознакомится с возможностями использования компьютерной техники при решении некоторых задач расчета, проектирования и конструирования механизмов и машин.

Настоящее учебное пособие во многом может быть использовано так же, как пособие при курсовом проектировании по ДМ и другим механическим дисциплинам.

Введение.

Курс «Детали машин» является общеинженерным курсом, который изучается в любом машиностроительном вузе, иногда с небольшим изменением объема и профилизации. В Ташкентском государственном авиационном институте эта дисциплина изучается на втором курсе, объем лекций – 46 часов, практических и лабораторных занятий – 36 часов, кроме того, выполняется курсовой проект по конструированию узла летательного аппарата или какой либо технологической машины, применяемой при его производстве. Что касается профилизации лекционных и практических занятий, то некоторые особенности расчета и конструктивные примеры даются из летательных аппаратов или из оборудования, используемого при их производстве.

Курс «Детали машин» изучает основы расчета на прочность и конструирования деталей и узлов машин.

Деталь – это часть машины, изготавливаемая без сборочных операций. Детали бывают простыми (болты, шпонки и пр.) и сложными (корпуса, станины и т.д.).

Узел – это сборочная единица, состоящая из деталей и имеющая определенное функциональное назначение. Различают узлы простые, например, подшипник качения, и сложные, например, редуктор. В сложные узлы могут входить простые, называемые подузлами.

Будем изучать детали и узлы общего назначения, а именно:

- механические передачи;
- подшипники;
- валы и оси;
- муфты;
- неподвижные соединения деталей машин: резьбовые, заклепочные, сварные.

Глава 1. Общие положения расчета на прочность и конструирования деталей и узлов машин.

§1.1. Требования, предъявляемые к деталям и узлам машин.

Работоспособность – состояние узла (механизма), при котором его параметры находятся в пределах, установленных технической документацией. Например, если двигатель машины не развивает требуемой мощности, или редуктор перегревается, то машина становится неработоспособной.

Долговечность – свойство узла (механизма) сохранять работоспособность в течение определенного срока, называемого техническим ресурсом. Во время этого срока должно проводиться техническое обслуживание узла, а иногда и текущий ремонт.

Надежность – вероятность безотказной работы объекта. Отказ – это нарушение работоспособности. Сбой – легко устранимый отказ. Для повышения работоспособности машин в ответственных случаях применяют резервирование. В основном это касается электрических и гидравлических систем, но в ряде случаев создаются и резервные механические системы.

Ремонтопригодность – приспособленность объекта к отысканию и устранению отказов. То есть, конструкция должна быть по возможности простой для сборки и разборки.

Технологичность – соответствие узла или детали требованиям производства и эксплуатации. Конструктор объекта должен учитывать возможности завода, где этот объект будет изготавливаться, а также, условия, в которых этот объект будет эксплуатироваться.

Экономичность определяется стоимостью материала, производства и эксплуатации. Эта стоимость должна быть минимальной при прочих равных условиях. То есть, если две идентичных машины обладают одинаковой работоспособностью, долговечностью, надежностью и ремонтопригодностью, то лучше из них та, которая сделана из более дешевых материалов и более проста в изготовлении и эксплуатации.

§1.2. Критерии работоспособности и расчета деталей машин.

Такими критериями являются прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость,виброустойчивость.

Прочность – способность выдерживать приложенные нагрузки без разрушения. Различают разрушение детали от потери статической прочности и от потери сопротивления усталости.

Условие статической прочности:

$$\sigma < \sigma_e$$

где: σ – напряжение в детали;

σ_e – предел прочности материала детали.

Если деталь при работе подвержена периодическим знакопеременным нагрузкам, то по истечении определенного времени она может разрушиться от потери сопротивления усталости. После определенного числа циклов напряжений в некоторых местах детали, называемых концентраторами напряжений, возникают микротрешины. Концентраторами напряжений детали являются те ее элементы, которые прерывают непрерывность ее поверхности и плавность ее формы, например, канавки и галтели на валах и осях, шпоночные пазы, отверстия и пр. Кроме того, микротрешины могут возникнуть и на плавных поверхностях детали в зоне контактных нагрузок (поверхности зубьев шестерен, рабочие поверхности колец подшипников качения и т.д.). Концентраторами напряжений в этом случае являются дефекты материала – раковины, или следы механической обработки поверхности – риски.

Условие сопротивления усталости:

$$\sigma < \sigma_{-1}$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала детали.

Жесткость – способность сопротивляться образованию деформаций под действием нагрузок. Различают статическую жесткость и виброжесткость, то есть, способность сопротивляться деформациям при знакопеременных циклических нагрузках.

Износостойкость – способность сопротивляться износу. Износ – это процесс постепенного изменения размеров в результате трения. Трение – это неизбежный процесс, сопровождающий работу любой машины, несмотря на самые современные системы смазки. Процесс износа в течение срока службы детали можно представить графически так, как это показано на рис. 1.1, где δ – величина износа трущейся поверхности, t – время работы.

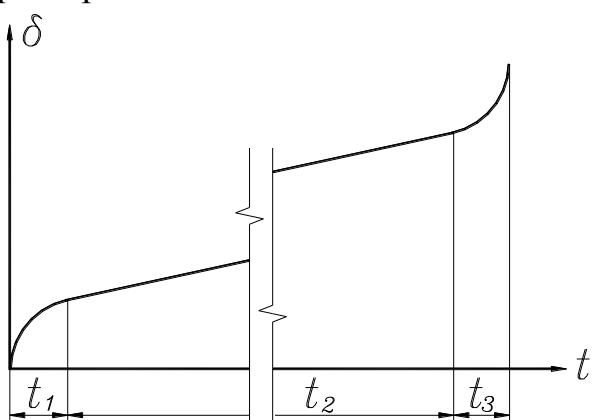


Рис.1.1.

На этом рисунке t_1 – время приработки: в новых деталях машины в процессе трения происходит процесс сглаживания микронеровностей. После этого начинается нормальная работа машины с нормальным износом трущихся поверхностей деталей. Это время (t_2 на рис. 1.1) в правильно спроектированной машине может быть очень большим – тысячи и десятки тысяч часов. Общее время работы детали в машине не должно быть больше суммарного времени приработки и нормального износа ($t_1 + t_2$), после чего необходим восстановительный ремонт или замена детали. В противном случае наступает катастрофический износ детали, время которого t_3 невелико, а результатом которого может явиться потеря работоспособности и поломка детали и узла машины. Для увеличения срока службы принимают меры по защите трущихся поверхностей от грязи, пыли и попадания влаги, так как коррозия ускоряет процесс износа.

Теплостойкость – способность детали и узла работать в определенном температурном режиме. Перегрев может вызвать следующие отрицательные последствия.

1. Снижение прочности и появление ползучести. Экспериментально установлены следующие температурные ограничения:

- для конструкционной стали $(300 \div 400)^\circ\text{C}$;
- для алюминиевых сплавов $(150 \div 200)^\circ\text{C}$;
- для титановых сплавов $(450 \div 550)^\circ\text{C}$;
- для жаропрочных сталей 1000°C ;

2. Повышение износа из-за нарушения работы масла. Консистенция масла уменьшается, наступает непосредственный контакт трущихся поверхностей, что приводит к задирам и потери работоспособности.

3. Увеличение или уменьшение зазоров в кинематических парах, что может привести к ударам или повышенному трению.

4. Возникновение температурных напряжений, которые могут превысить допустимые.

Виброустойчивость – способность детали и узла работать в требуемом диапазоне угловых скоростей и угловых частот колебаний машины. Из курса ТММ известно, что любая машина является источником вибрации, то есть, работа любой машины сопровождается неизбежными вибрациями. Это обстоятельство учитывается при конструировании деталей и их соединений. Ярким примером здесь служат летательные аппараты, в которых для создания неразъемных соединений алюминиевых деталей корпусов и обшивки используются не сварные швы, а заклепочные соединения. Микротрещина, появившаяся в результате вибраций в сварном алюминиевом шве может быстро увеличиться и распространиться на весь шов. Заклепочные швы более надежны, так как микротрещина в одной заклепке может вызвать разрушение только этой заклепки, а не шва в целом.

§1.3. Особенности расчета на прочность деталей машин.

Подобно тому, как в динамических расчетах реальная машина заменяется ее динамической моделью, при расчете на прочность реальная конструкция детали и приложенные к ней нагрузки заменяются моделью детали и расчетной схемой. Это связано, в частности, с тем, что в реальной конструкции детали могут быть элементы, практически не влияющие на ее прочность, а связанные с особенностями технологии производства и эксплуатации, с конструктивными соображениями или с дизайном.

При моделировании происходит неизбежное упрощение конструкции детали и схемы приложенных к ней нагрузок. При этом надо уметь правильно выделить главное и отбросить второстепенное. Следует использовать накопленный опыт, нормы и рекомендации, которые изложены в специальной справочной литературе по деталям машин. Однако, в любом случае, в результате предпринятых упрощений инженерный расчет становится приближенным. Недостаточная точность расчета компенсируется коэффициентом безопасности (коэффициентом запаса прочности). Выбор этого коэффициента является ответственным этапом расчета, особенно при конструировании деталей и узлов летательных аппаратов.

Согласно назначению, различают два вида расчетов на прочность: проектный и проверочный. Проектный расчет имеет целью определить главные размеры детали, исходя из нагрузок, действующих на эту деталь, и материала детали. Цель проверочного расчета – найти напряжения, возникающие в детали, которая имеет определенные размеры, сделана из определенного материала и работает под действием известных нагрузок, и убедиться, что эти напряжения не больше допускаемых.

Из этих определений следует, что проектный расчет предшествует конструированию детали, а проверочный расчет выполняется после конструирования детали. При проверочном расчете учитываются действительные главные размеры и форма детали, которые после конструирования могут отличаться от предварительно определенных при проектном расчете.

В качестве примера ниже приведены условия прочности и формулы проектного и проверочного расчетов для простейших случаев растяжения, изгиба и кручения круглого стержня.

Растяжение (рис. 1.2а).

Условие прочности:

$$F \leq s[\sigma](H)$$

где: F – растягивающая сила в H;

$$s - \text{площадь поперечного сечения стержня в } \text{мм}^2: s = \frac{\pi d^2}{4} (\text{d} -$$

диаметр стержня в мм);

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение растяжения в МПа.

Проектный расчет:

$$d / \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \text{ (мм)}$$

Проверочный расчет:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} \leq [\sigma] \text{ (МПа)}$$

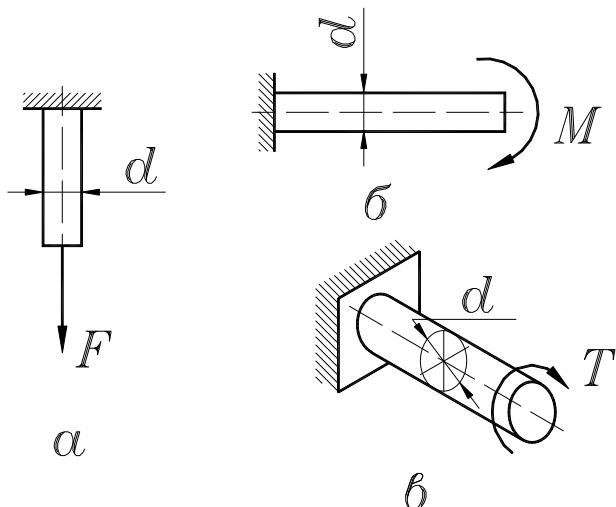


Рис.1.2.

Изгиб (рис. 1.2б).

Условие прочности:

$$M \leq 10^{-3} W [\sigma_I] (\text{Нм})$$

где: M – изгибающий момент в Нм;

W – осевой момент сопротивления сечения стержня в мм^3 :

$$W = \frac{\pi d^3}{32}$$

$[\sigma_I]$ – допускаемое напряжение изгиба в МПа.

Проектный расчет:

$$d / \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10^3 M}{\pi[\sigma_I]}} \text{ (мм)}$$

Проверочный расчет:

$$\sigma = \frac{32 \cdot 10^3 M}{\pi d^3} \leq [\sigma_I] \text{ (МПа)}$$

Кручение (рис. 1.2в)

Условие прочности:

$$T \leq 10^{-3} W_0 [\tau] \text{ (Нм)}$$

где: Т – крутящий момент в Нм;

W₀ – полярный момент сопротивления сечения стержня в мм³:

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{16}$$

[\tau] – допускаемое напряжение кручения в МПа.

Проектный расчет:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 T}{\pi [\tau]}} \text{ (мм)}$$

Проверочный расчет:

$$\tau = \frac{16 \cdot 10^3 T}{\pi d^3} \leq [\tau] \text{ (МПа)}$$

§1.4. Ключевые слова и выражения.

1. Деталь – это часть машины, изготавливаемая без сборочных операций.
2. Узел – это сборочная единица, состоящая из деталей и имеющая определенное функциональное назначение.
3. Работоспособность – состояние узла (механизма), при котором его параметры находятся в пределах, установленных технической документацией.
4. Надежность – вероятность безотказной работы объекта.
5. Отказ – это нарушение работоспособности.
6. Сбой – легко устранимый отказ.
7. Ремонтопригодность – приспособленность объекта к отысканию и устранению отказов.
8. Технологичность – соответствие узла или детали требованиям производства и эксплуатации.
9. Экономичность определяется стоимостью материала, производства и эксплуатации.

10. Прочность – способность выдерживать приложенные нагрузки без разрушения.

11. Жесткость – способность сопротивляться образованию деформаций под действием нагрузок.

12. Износостойкость – способность сопротивляться износу.

13. Износ – это процесс постепенного изменения размеров в результате трения.

14. Теплостойкость – способность детали и узла работать в определенном температурном режиме.

15. Виброустойчивость – способность детали и узла работать в требуемом диапазоне угловых скоростей и угловых частот колебаний машины.

16. Проектный расчет – расчет, имеющий целью определить главные размеры детали, исходя из нагрузок, действующих на эту деталь, и материала детали.

17. Цель проверочного расчета – найти напряжения, возникающие в детали, которая имеет определенные размеры, сделана из определенного материала и работает под действием известных нагрузок.

§1.5. Контрольные вопросы.

1. Что изучает курс «Детали машин»?
2. Каковы требования, предъявляемые к деталям и узлам машин?
3. Каковы критерии работоспособности и расчета деталей машин?
4. В чем заключается моделирование и составление расчетной схемы при расчете на прочность?
5. С какой целью производится проектный расчет детали?
6. Для чего производится проверочный расчет детали?

Часть I. Механические передачи.

В разделе расчета на прочность и конструирования механических передач будем рассматривать наиболее употребительные в технике передачи, а именно, зубчатые, цепные и ременные. Начнем с зубчатых.

Глава 2. Прямозубые цилиндрические зубчатые передачи.

§2.1. Исходные данные для проектного расчета зубчатых передач и определяемые параметры.

Задаваемые и рассчитываемые параметры зубчатой передачи удобно изучить на примере рассмотрения исходных данных для проектного расчета. Эти исходные данные можно условно подразделить на главные и второстепенные.

К главным исходным данным относится передаточное число, крутящий момент на входном колесе и коэффициент полезного действия.

В отличие от передаточного отношения, которое может быть больше единицы (в замедляющей передаче), или меньше единицы (в ускоряющей передаче) передаточное число всегда больше единицы, то есть, является отношением числа зубьев большего колеса передачи к числу зубьев меньшего колеса независимо от того, какое колесо является входным (ведущим) (рис. 2.1). Передаточное число обозначается буквой i без индекса.

Имея заданные значения передаточного числа i , крутящего момента на первом колесе T_1 (рис. 2.1) и коэффициента полезного действия передачи η , можно определять крутящий момент на втором колесе, что тоже можно отнести к исходным данным:

$$T_2 = T_1 i \eta$$

К второстепенным исходным отнесем условия работы передачи, частоту вращения входного колеса и технический ресурс.

Определяемые из расчета параметры передачи – материал зубчатых колес и главные размеры: межосевое расстояние a_w (рис. 2.1), ширина зубчатых колес b и модуль зубьев m . Зная эти параметры и передаточное число (из исходных данных), можно рассчитать диаметры зубчатых колес.

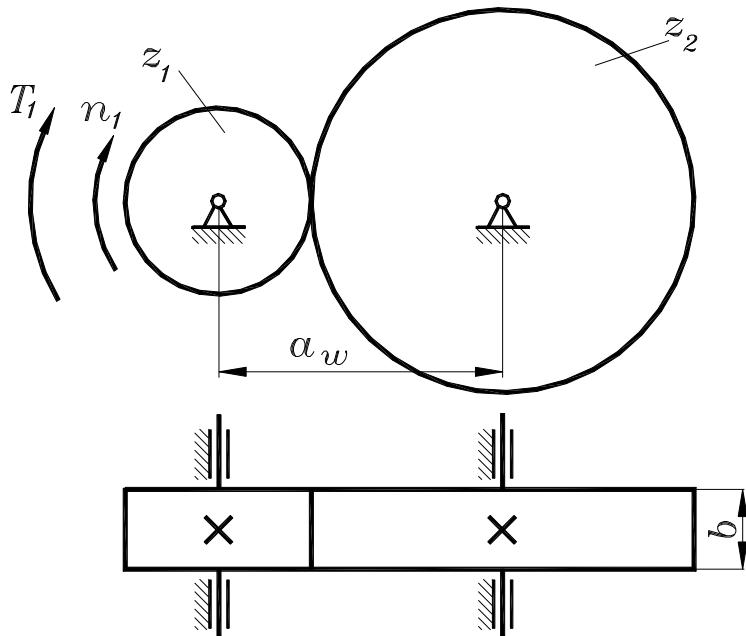


Рис. 2.1.

Остановимся подробнее на косвенных исходных данных, которые хотя и названы здесь второстепенными, но могут существенно повлиять на ход и результаты расчетов. Это условия работы, частота вращения и ресурс.

Условия работы.

По условиям работы передачи делятся на открытые и закрытые. Открытые передачи – это передачи без корпуса. Смазка таких передач периодическая или случайная. При работе возможно попадание абразива (пыль, грязь). Используются в тихоходных механизмах сельхозмашин, подъемных кранов и пр. Закрытые передачи хорошо смазываются в закрытом корпусе. Смазка может происходить следующим образом:

- в масляной ванне: зубья большого колеса при работе окунаютсѧ в масло, залитое в корпус, и разбрызгивают его;
- масляным туманом: масло подается через форсунки и разбрызгивается внутри корпуса;
- под давлением: масло подается по специально выполненным каналам в деталях передачи и корпуса к трущимся поверхностям.

Частота вращения.

Одним из параметров передачи, существенно влияющим на ее работу является окружная скорость зубьев, рассчитываемая по делительному диаметру зубчатых колес. Эти диаметры пока не известны, поэтому окружная скорость может быть оценена лишь приблизительно, а потом уточнена при проверочном расчете. Но и этой приблизительной оценки может быть достаточно для выбора точности проек-

тируемой передачи. Точность передачи пропорциональна окружной скорости, то есть, чем выше окружная скорость зубьев передачи, тем выше должна быть ее точность. Это связано с перекрытием зубьев при работе передачи, с чередованием однопарного и двухпарного зацепления, со скольжением поверхностей контактирующих зубьев, динамическими нагрузками и пр.

Точность передачи зависит от ее технологии, то есть, от ее способа производства. Однако, погрешности неизбежны при любой технологии. Основными погрешностями изготовления являются погрешности шага и профиля зубьев и погрешность в направлении зубьев.

Погрешности шага и профиля зубьев нарушают кинематическую точность передачи, плавность ее работы, возникает шум и дополнительные динамические нагрузки.

Погрешность в направлении зубьев связана с их взаимным расположением по ширине зубчатых колес: непараллельность сопряженных зубьев колес прямозубой передачи, неточность угла наклона зубьев косозубой передачи. Это приводит к неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, вероятности кромочных контактов.

Точность зубчатых передач регламентируют стандарты (ГОСТ 1643-88 и ГОСТ 1758-88), которыми установлено 12 степеней точности (1-я степень – наивысшая, 12-я – наименьшая). Эта регламентация происходит по трем показателям:

- норма кинематической точности (погрешность передаточного числа за один оборот);
- норма плавности работы (погрешность передаточного числа внутри одного оборота);
- норма контакта зубьев (погрешность изготовления и сборки, проверяется по пятну контакта).

Указанные показатели передач проверяются на специально оборудованных стендах.

Наибольшее распространение в машиностроении имеют 6, 7, и 8 степени точности.

В таблице 2.1 приведены допускаемые окружные скорости и области применения зубчатых передач различных степеней точности [6].

В курсе «Теория механизмов и машин» изучалась беззазорная зубчатая передача, то есть, зубья одного колеса входили во впадины между зубьями сопряженного колеса без бокового зазора. Однако, в результате погрешностей изготовления такая передача не сможет работать из-за возможности заклинивания. Во избежание заклинивания необходим боковой зазор. Этот зазор также регламентируется стандартом в зависимости от вида сопряжения. Стандарт различает 6 видов:

Н – нулевой зазор;

Е – малый зазор;

Таблица 2.1.

Степень точности передачи	Окружная скорость, м/с		Область применения
	Прямозуб.	Косозуб.	
4, 5, 6 (высокоточные)	20 4 100	30 4 200	Авиационные редукторы, высокоскоростные и высокоточные передачи
7 (точные)	10 4 20	15 4 30	Точные высоконагруженные передачи общего машиностроения
8 (средней точности)	5 4 10	6 4 15	Передачи общего машиностроения
9 (низкой точности)	< 5	< 6	Тихоходные передачи

С и D – уменьшенный зазор;

В – нормальный зазор;

А – увеличенный зазор.

При работе передач любого вида сопряжения в результате погрешностей изготовления, в частности, из-за неточности шага зубьев, может быть нарушено чередование однопарного и двухпарного зацепления, а именно, двухпарное зацепление может отсутствовать. То есть, в то время, когда в зацеплении должны теоретически находиться две пары зубьев, в контакте будет только одна пара, а между второй парой зубьев будет зазор из-за неточности шага.

Если передача выполнена достаточно точно, то при работе передачи под нагрузкой, в результате деформаций зубьев, этот зазор может быть выбран и в контакте окажутся две пары зубьев. Такие передачи называются «передачи точные под нагрузкой» [1] – в них погрешность изготовления меньше, чем деформация зубьев под нагрузкой. Используются в самолетостроении, где высока точность расчетов и изготовления, а запас прочности невелик, что объясняется стремлением максимально облегчить конструкцию. На рис. 2.2 показано состояние зубьев такой передачи при увеличении нагрузки: напряжения, деформации и изменение зазора.

Технический ресурс.

Как известно из §1.1, технический ресурс – это период времени, в течение которого узел (механизм) сохраняет работоспособность, то есть это – срок службы узла (механизма). Ресурс зубчатой передачи зависит, в частности, от области ее использования. Так, для зубчатых механизмов общего машиностроения (редукторы и коробки передач транспортных машин, коробки скоростей технологических машин) ресурс составляет около 30 тыс. часов. Срок службы авиационных ре-

дукторов на порядок меньше – $(3000 \div 4000)$ час. Срок службы связан с суммарным числом циклов напряжений зуба:

$$N = t_{\Sigma} 60 n C$$

где: t_{Σ} – ресурс в часах;

n – частота вращения колеса в об/мин;

C – число зацеплений зуба за один оборот (обычно в редукторах с неподвижными осями колес $C = 1$, в планетарных редукторах это число равно количеству сателлитов, то есть, $C = k$).

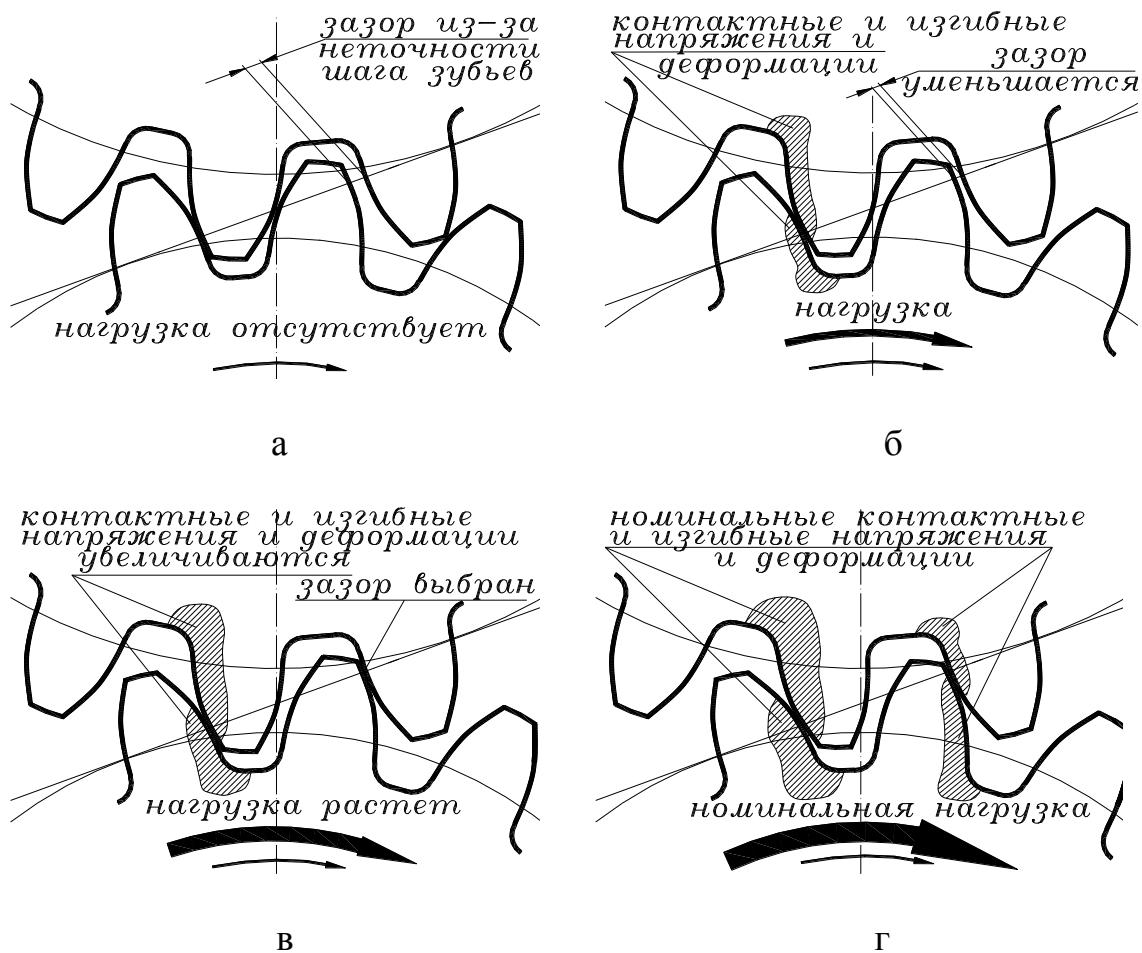


Рис. 2.2.

Из проектного расчета на прочность будут определены главные параметры передачи: материалы зубчатых колес, межосевое расстояние a_w , ширина зубчатых колес b и модуль зубьев m . По модулю и числам зубьев зубчатых колес передачи могут быть рассчитаны их геометрические параметры – диаметры делительных окружностей d , диаметры вершин d_a и впадин d_f .

§2.2. Материалы и термообработка зубчатых колес.

Зубчатые колеса силовых передач машин изготавливаются из конструкционной стали. Поверхности зубьев этих зубчатых колес должны обладать определенной твердостью. По этому признаку колеса делятся на две группы: с твердостью поверхностей зубьев $HB \leq 350$ и с твердостью поверхностей зубьев $HB \geq 350$. Колеса с $HB \leq 350$ изготавливаются из нормализованной или улучшенной стали. Колеса с $HB \geq 350$ после предварительной обработки зубьев (зубофрезерование, зубодолбление) подвергаются термообработке – это или объемная закалка или поверхностная закалка зубьев (в том числе и с предварительной цементацией). После термообработки производится окончательная (отделочная) обработка зубьев путем шлифования, шевинго-вания и пр.

Заметим, что меньшее колесо передачи – шестерня, делается более твердым, чем большее колесо передачи, так как зуб шестерни за срок службы испытывает большее число контактов при зацеплении, чем зуб колеса. Разная твердость зубьев шестерни и колеса в передаче необходима также для лучшей приработки.

Приведем некоторые марки сталей, из которых изготавливаются зубчатые колеса, и необходимую термообработку.

Если зубчатые колеса изготовлены из сталей 45, 40Х, 40ХН, то они подвергаются объемной закалке или поверхностной закалке зубьев в специальных индукторах до твердости HRC 45÷55.

Если материалом зубчатых колес являются стали 15, 20, 12ХН3А (малоуглеродистые стали), то поверхности зубьев сначала подвергаются цементации (науглераживанию) до $(0,8 \div 0,9)\%$ содержания углерода, а затем закалке до твердости HRC 58÷63.

Для зубчатых колес авиационных редукторов используются легированные стали 12Х2Н4А, 38ХМЮА, 40ХМА и аналогичные.

§2.3. Виды напряжений в зубе при работе передачи.

Из курса «Теория механизмов и машин» известно, что контакт зубьев сопряженных зубчатых колес происходит в полюсе зацепления, то есть, теоретически – это высшая кинематическая пара: точка или линия, если учесть ширину зубчатых колес. На рис. 2.3 показана картина контакта зубьев при наличии крутящих моментов T_1 на нижнем колесе и T_2 – на верхнем.

Сила взаимодействия звеньев, сопряженных в высшей кинематической паре располагается вдоль общей нормали к профилям этих звеньев, то есть, в данном случае – вдоль нормали к эвольвентным профилям контактирующих зубьев. Эта сила называется нормальной –

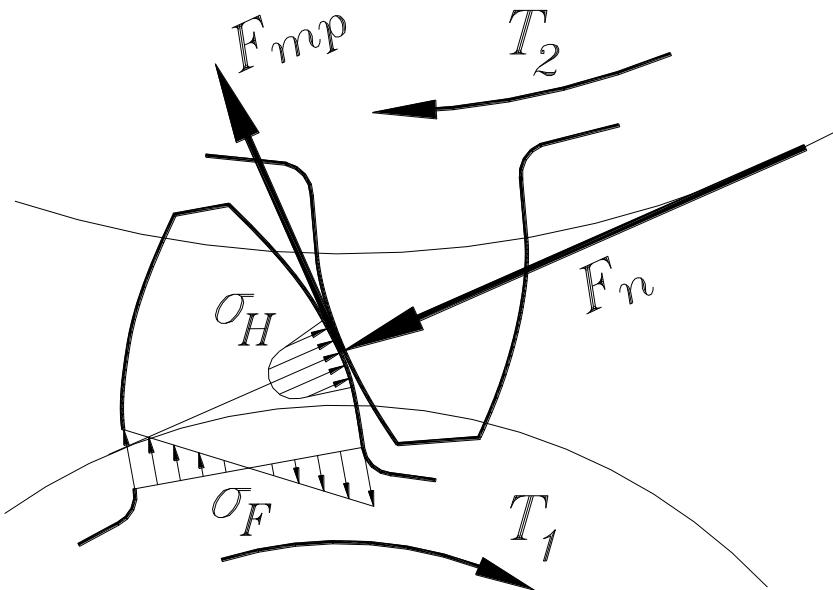


Рис. 2.3.

F_n на рис. 2.3. В результате действия этой силы и при наличии относительного скольжения профилей зубьев при работе передачи возникает сила трения F_{tp} . Эта сила учитывается при помощи коэффициента полезного действия в расчете силовых моментов, приложенных к зубчатым колесам.

Рассмотрим действие силы F_n на зуб нижнего колеса на рис. 2.3. Во-первых, эта сила вызывает упругое контактное сжатие зубьев, в результате чего вместо контактной точки (или линии) возникает площадка контакта, на которой поверхности зубьев испытывают контактные напряжения σ_H . Во-вторых, нормальная сила изгибает зуб и в его основании возникают напряжения изгиба σ_F . Возможные эпюры этих напряжений показаны на рис. 2.3. Заметим, что индекс Н при контактном напряжении происходит от фамилии основоположника теории контактных напряжений – немецкого ученого Herz. Индекс F при изгибающем напряжении связан с обозначением изгибающей силы. Эти индексы – Н и F – присваиваются всем необходимым параметрам расчета на контактную и изгибную прочность, в частности – эмпирическим коэффициентам, уточняющим расчеты.

Нагрузка действует на зуб не постоянно, а периодически (или циклически). В передачах с неподвижными осями колес зуб нагружается один раз за один оборот колеса, а в планетарных передачах количество нагрузок зубьев центральных колес за один оборот соответствует числу сателлитов. Такая нагрузка вызывает, так называемый, отнулевой цикл напряжений (контактных и изгибных). На рис. 2.4 показан возможный график этих напряжений. Понятно, что t_1 – время цикла, а t_2 – время действия нагрузки на зуб. Время t_2 соответствует

времени зацепления одной пары зубьев и зависит от частот вращения и геометрических параметров передачи.

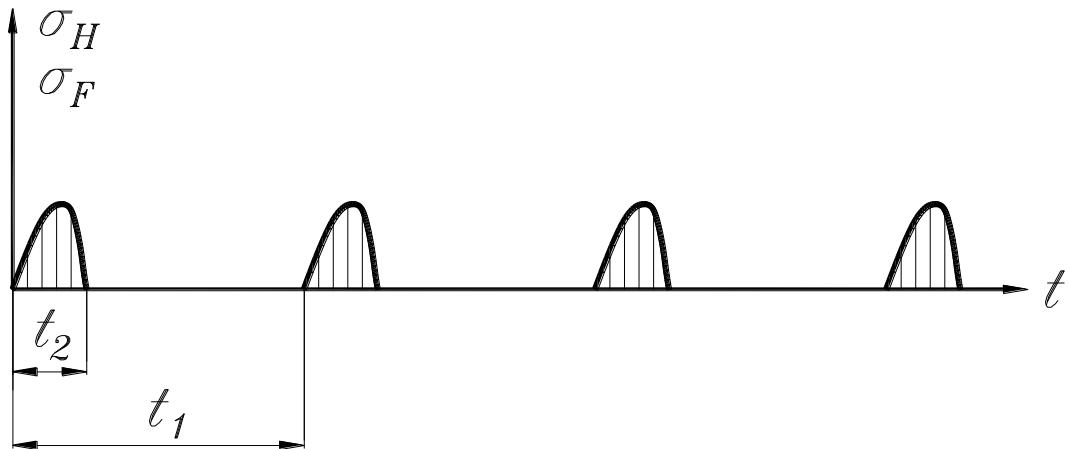


Рис. 2.4.

§2.4. Критерии работоспособности и расчета.

Переменные напряжения в зубьях передач являются причиной их усталостного разрушения. Различают два вида этих разрушений: повреждение поверхности зубьев и поломка зубьев. У работоспособной передачи должны быть не только целы все зубья, но и поверхности этих зубьев не должны иметь повреждений. Таким образом, критериями работоспособности и прочностного расчета зубчатой передачи являются повреждение поверхности зубьев и поломка зубьев. Рассмотрим эти критерии подробнее.

Повреждение поверхности зуба возникает в результате действия контактных напряжений и трения. Различают три вида поверхностного износа зубьев: усталостное выкрашивание, абразивный износ и задание.

Усталостное выкрашивание возникает на зубьях закрытых, хорошо смазываемых передач при работе вне пределов технического ресурса или при нарушении режима работы передачи (перегрузка, перегрев, превышение допустимой скорости). В этом случае появляются явления усталости в поверхностных слоях зуба: на поверхности возникают небольшие углубления (осpinки), которые растут и превращаются в раковины (рис. 2.5а). Это происходит обычно вблизи полюсной линии зуба, когда вся нагрузка передается одной парой зубьев (однопарное зацепление). Масло, разделяющее сопряженные зубья, запрессовывается в микротрещины и способствует выкрашиванию частиц металла (рис. 2.6.). При дальнейшей работе такой передачи нарушаются условия образования сплошной масляной пленки, возникает непосредственный контакт поверхностей зубьев с последующим быстрым износом и задиром поверхностей.

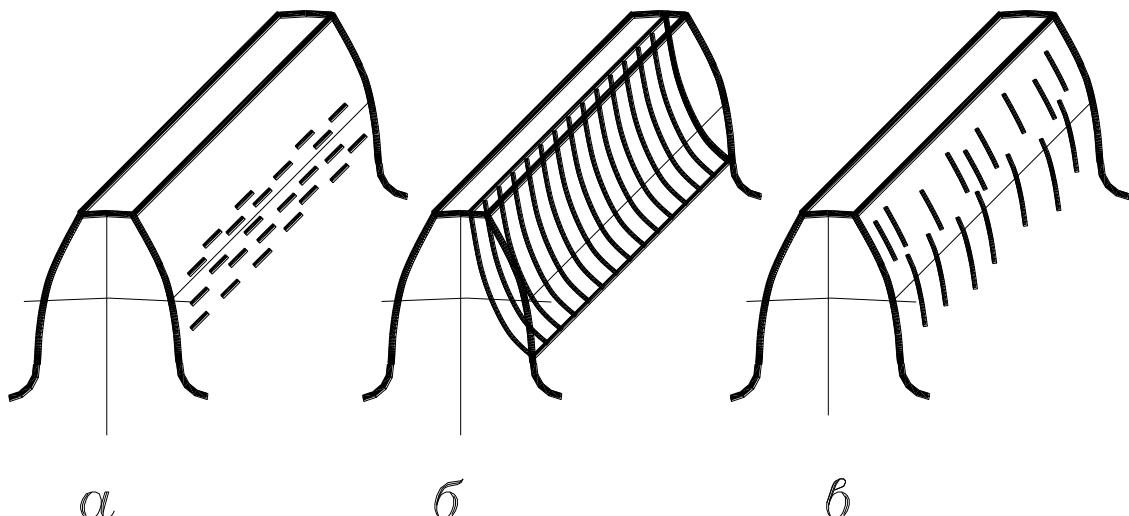


Рис. 2.5.

Для увеличения стойкости поверхностей зубьев на усталостное выкрашивание следует повышать твердость материала путем термообработки, а также повышать степень точности изготовления зубчатых колес.

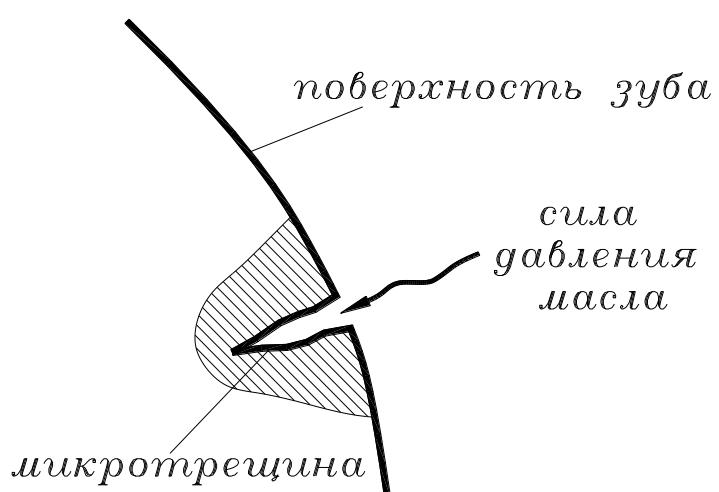


Рис. 2.6.

Абразивный износ является главной причиной выхода из строя, в основном, открытых передач при плохой смазке. Прочность изношенного зуба снижается из-за уменьшения площади его поперечного сечения (рис. 2.5б). Для уменьшения износа надо повышать твердость поверхности зубьев, защищать передачу от загрязнения и использовать специальные масла.

Заедание может происходить в высоконагруженных и высокоскоростных передачах при их перегреве. Свойства масла изменяются, в месте контакта зубьев масляная пленка разрывается и наступает непосредственный контакт поверхностей зубьев. В результате боль-

шой контактной нагрузки и трения происходит микросваривание частиц металла с последующим их отрывом от поверхности зуба. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения (рис. 2.5в). Для предупреждения заедания следует повышать твердость поверхности зубьев, охлаждать передачу во избежание перегрева и использовать специальные противозадирные масла.

Поломка зубьев связана с напряжениями изгиба. Обычно зубья ломаются с краев. Различают два вида поломки: поломка от больших перегрузок и усталостная поломка. Поломка от больших перегрузок в основном происходит от непредусмотренных ударных нагрузок на передачу и предупреждается установкой специальных предохранительных устройств. Усталостная поломка происходит от действия переменных напряжений в течение времени, превышающего технический ресурс. Общие меры для предупреждения поломки – увеличение модуля, использование положительных колес, уменьшение концентрации нагрузки по краям зубьев (жесткие валы, зубья со срезанными углами, бочкообразные зубья).

Из всех перечисленных видов разрушения зубьев наиболее изучено поверхностное выкрашивание, как следствие контактных нагрузок. Соответственно, в современной методике расчета из двух напряжений σ_h и σ_F за основные в большинстве случаев приняты контактные напряжения, так как в пределах заданных габаритов колес σ_h остаются постоянными, а σ_F можно уменьшить путем увеличения модуля.

§2.5. Основы расчета зубьев на контактную прочность.

Контактные напряжения образуются в месте соприкосновения двух тел, когда размеры площадки касания малы по сравнению с размерами тел. Теоретически в контакте зубьев имеет место высшая кинематическая пара, то есть контакт, учитывая ширину колес, происходит по линии. Однако вследствие упругости материала звеньев, в месте контакта происходит упругое сжатие поверхностей зубьев и образуется площадка контакта, нагруженная контактными напряжениями. Теория контактных напряжений подробно рассматривается в курсе «Теория упругости». Здесь приведем лишь краткие сведения о теории контактных напряжений.

Как было сказано в §2.3, основоположником теории контактных напряжений является немецкий ученый Герц. Рассмотрим его теорию на примере сжатия двух тел, имеющих цилиндрические закругления; контакт тел происходит по этим цилиндрическим поверхностям, оси которых параллельны (рис. 2.7). Теоретически контакт этих тел происходит в высшей кинематической паре, то есть по линии. Однако по-

сле приложения удельной нагрузки q , в результате упругой деформации контактирующих поверхностей, контакт тел происходит по узкой площадке. Значения максимальных контактных напряжений σ_H находятся на продольной оси симметрии контактной площадки. Значение этих напряжений вычисляется по формуле:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q(r_1 + r_2)}{r_1 r_2} \frac{2E_1 E_2}{2\pi [E_1(1 - \mu_2^2) + E_2(1 - \mu_1^2)]}} \quad (2.1)$$

где: E_1 и E_2 – модули продольной упругости (модули Юнга) контактирующих тел;

μ_1 и μ_2 – коэффициент Пуассона (отношение поперечной деформации к продольной);

r_1 и r_2 – радиусы контактирующих цилиндров.

Для упрощения формулы (2.1) введем обозначения приведенного модуля упругости E_{np} и приведенного радиуса кривизны контактирующих поверхностей ρ_{np} :

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad (2.2)$$

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \quad (2.3)$$

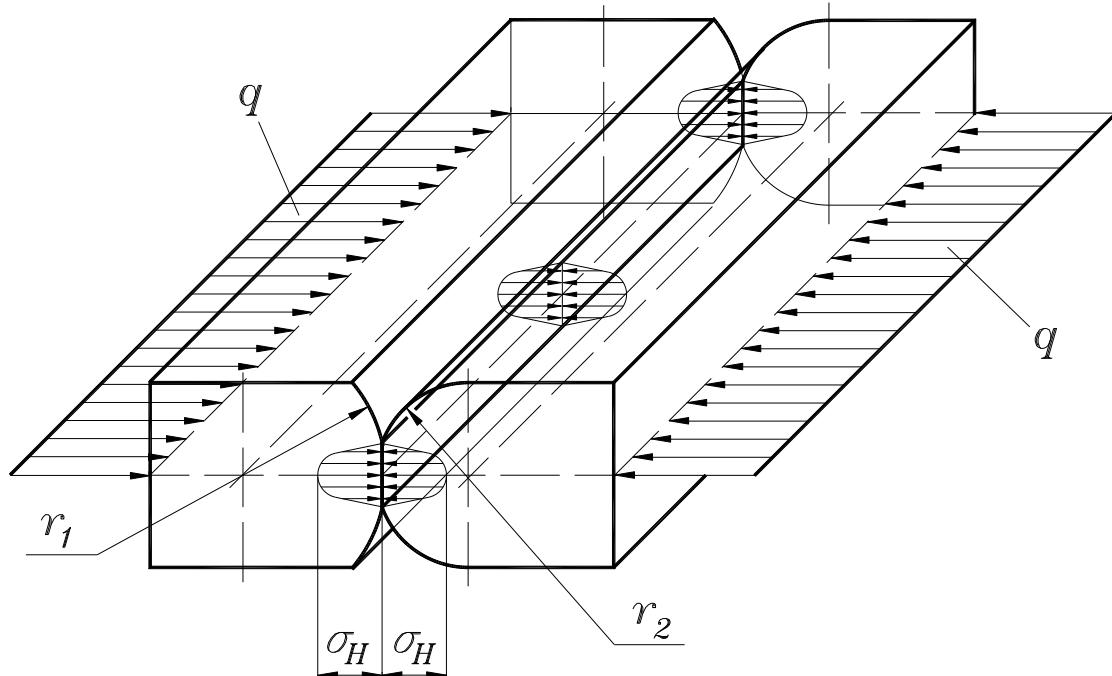


Рис. 2.7.

Кроме того, приблизим формулу (2.1) к расчету стальных зубчатых колес, так как в §2.2 сказано, что в силовых передачах общего машиностроения, а также в самолетостроении, используются только стальные зубчатые колеса. Модуль упругости для стали $E_{\text{пр}} = E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ (МПа). Коэффициент Пуассона для стали $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$. Подставляя эти значения в формулу (2.3) в выражение (2.1) после извлечения числовых значений из-под корня, получим:

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}}} \quad (2.4)$$

Эта формула справедлива для любых цилиндров с постоянными или переменными радиусами кривизны, в том числе для цилиндров с образующими в виде эвольвент, то есть, для поверхностей зубьев. В этом случае, r_1 и r_2 – радиусы кривизны эвольвент зубьев в точке контакта. Знак минус в формуле (2.3) относится к случаю внутреннего контакта, когда поверхность одного из цилиндров вогнутая (внутреннее зацепление).

§2.6. Основы расчета зубьев по напряжениям изгиба.

Зуб под нагрузкой имеет сложное напряженное состояние. Наибольшие напряжения изгиба образуются у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель. Для упрощения расчетов и выделения главных параметров, влияющих на прочность зуба, введем следующие допущения.

1. Вся нагрузка в зацеплении передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба. Практически это может быть из-за погрешности шага зубьев, в результате которого возникает однопарное зацепление у вершины зуба (рис. 2.8).

2. Будем рассматривать зуб как консольную балку переменного сечения и использовать для него методы сопротивления материалов. Фактически же зуб подобен выступу с соизмеримыми длиной и шириной и должен рассчитываться методами теории упругости.

Согласно теории зацепления сила, приложенная в данном случае к вершине зуба будет нормальной силой F_n , которая располагается по общей нормали к эвольвентам двух контактирующих зубьев и по общей касательной к основным окружностям сопряженных колес (рис. 2.8). Чтобы связать величину этой силы с геометрическими параметрами колеса и приложенным к нему крутящим моментом, перенесем ее по линии действия таким образом, чтобы точка ее приложения находилась на линии центров в точке касания делительных окружностей. Теперь разложим эту силу на две составляющие: окружную F_t и радиальную F_r .

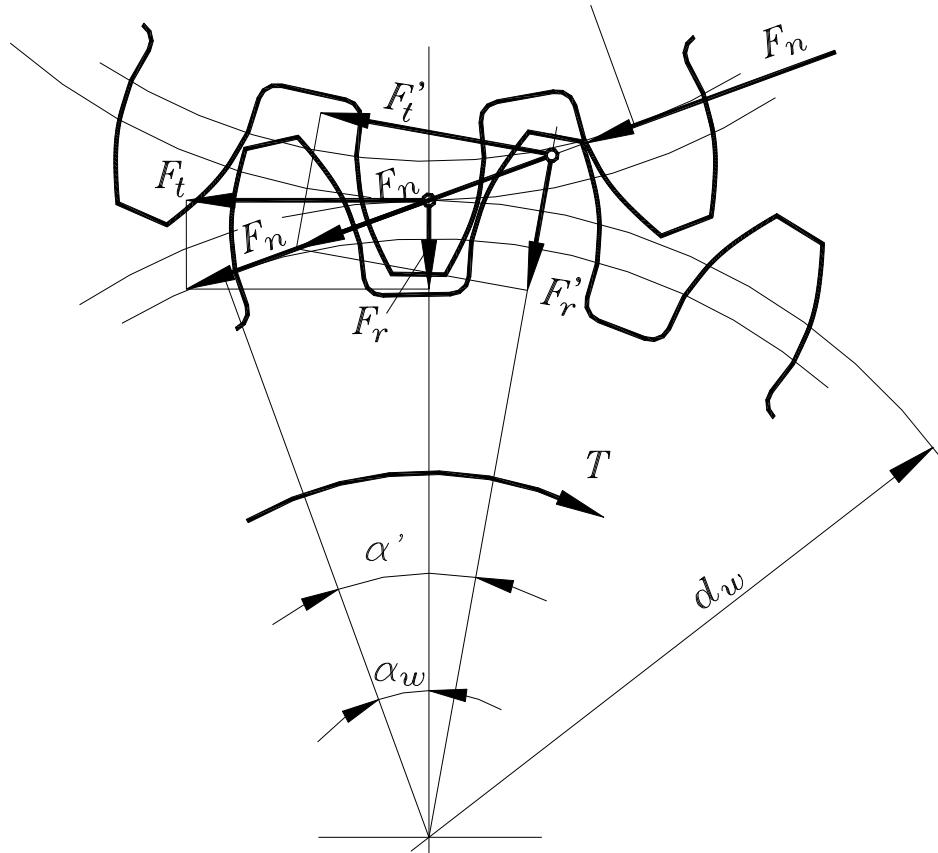


Рис. 2.8.

Тогда справедливы следующие выражения.

$$F_t = \frac{2T}{d_w} \quad (2.5)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} \quad (2.6)$$

где α_w – угол зацепления.

Теперь перенесем эту силу на ось симметрии зуба, на который она действует (рис. 2.8) и разложим ее на две составляющие: тангенциальную F_t' перпендикулярную оси симметрии зуба и радиальную F_r' , направленную к центру колеса:

$$F_t' = F_n \cos \alpha' = \frac{F_t \cos \alpha'}{\cos \alpha_w} \quad (2.7)$$

$$F_r' = F_n \sin \alpha' = \frac{F_t \sin \alpha'}{\cos \alpha_w} \quad (2.8)$$

где α' – угол, определяющий направление нормальной силы F_n к оси симметрии зуба (рис. 2.8).

Сила F_t' , действуя на зуб (рис. 2.9.), вызывает в его основании появление изгибающих напряжений $\sigma_{из}$, а сила F_r' – напряжений сжатия $\sigma_{сж}$.

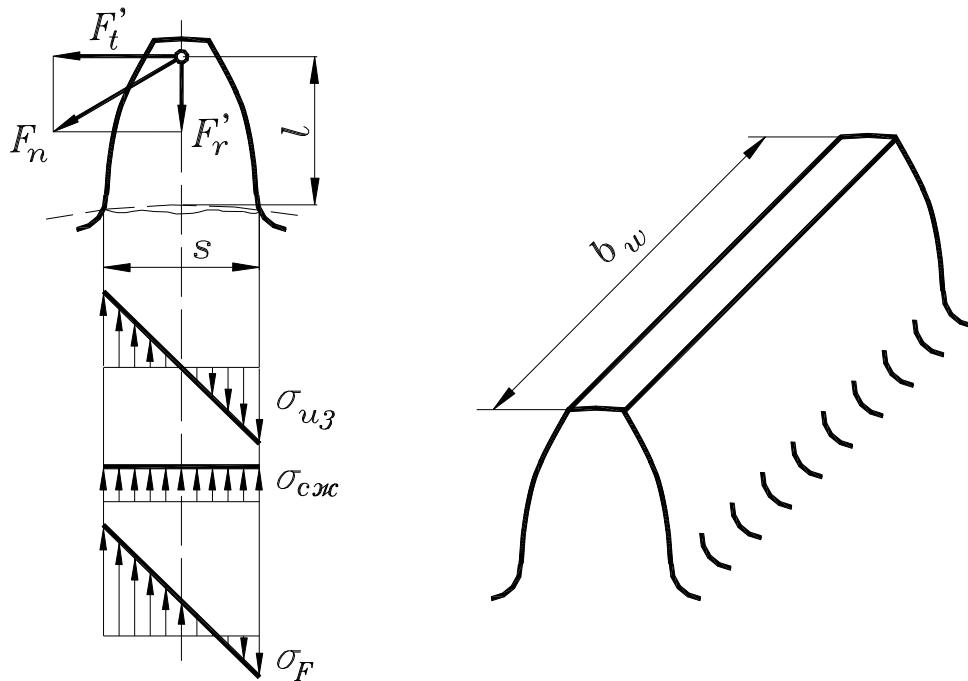


Рис. 2.9.

Суммируя эпюры напряжений изгиба и сжатия, получим результирующую эпюру напряжения σ_F , действующего в опасном сечении, то есть, в основании зуба (рис. 2.9). За расчетную принимают величину напряжения на растянутой стороне зуба (правой на рис. 2.9), так как именно здесь возникают трещины усталостного напряжения (для стали растяжение опаснее сжатия):

$$\sigma_F = \frac{F'_t l}{W} - \frac{F'_r}{A} \quad (2.9)$$

где: W – момент сопротивления сечения основания зуба;

A – площадь сечения основания зуба.

$$W = \frac{b_w s^2}{6} \quad (2.10)$$

$$A = b_w s \quad (2.11)$$

В формулах (2.9), (2.10) и (2.11) обозначения l , b_w и s понятны из рис. 2.9, причем b_w – это ширина зацепления зубчатых колес; как правило, это ширина более узкого колеса.

§2.7. Расчетная нагрузка и уточняющие коэффициенты.

В формулы расчета на прочность деталей машин, в том числе и зубчатых передач, наряду с теоретическими значениями, полученными из соотношений геометрических, кинематических и динамических параметров передачи, вводятся расчетно-эмпирические коэффициенты, то есть, коэффициенты, полученные расчетным и опытным путем при испытаниях передач в различных режимах работы. Эти коэффициенты уточняют расчет и приближают его к реальным условиям функционирования передачи.

За расчетную нагрузку в зубчатой передаче принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев:

$$q = \frac{F_n K}{b_w} \quad (2.12)$$

где $K = K_\beta K_v$ – коэффициент расчетной нагрузки; K_β – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба; K_v – коэффициент динамической нагрузки.

При расчете на контактную прочность эти коэффициенты имеют дополнительный индекс Н – K_H , $K_{H\beta}$ и K_{Hv} , а при расчете на изгиб – дополнительный индекс F: K_F , $K_{F\beta}$ и K_{Fv} . Рассмотрим эти коэффициенты подробнее.

Коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба K_β . Концентрация нагрузки в данном случае связана с неравномерностью ее распределения по длине зуба и зависит от погрешностей изготовления и монтажа передачи, а также от упругих деформаций валов, корпусов, опор и самих зубчатых колес. Покажем, как это зависит от прогиба валов.

На рис. 2.10а показана цилиндрическая прямозубая зубчатая передача, нагруженная крутящими моментами. При этом валы передачи деформируются, они прогибаются в противоположные стороны под действием сил в зацеплении. Взаимное расположение сопряженных зубчатых колес зависит от места, которое занимают эти зубчатые колеса относительно опор вала.

При симметричном положении колеса относительно опор (рис. 1.10б) прогиб валов не вызывает перекоса зубчатых колес и, следовательно, почти не нарушает распределения нагрузки по длине зуба. Это самый благоприятный случай. При несимметричном (рис. 2.10в) или консольном (рис. 2.10г) расположении колес относительно опор вала зубчатые колеса перекашиваются на угол γ , что приводит к нарушению правильного касания зубьев.

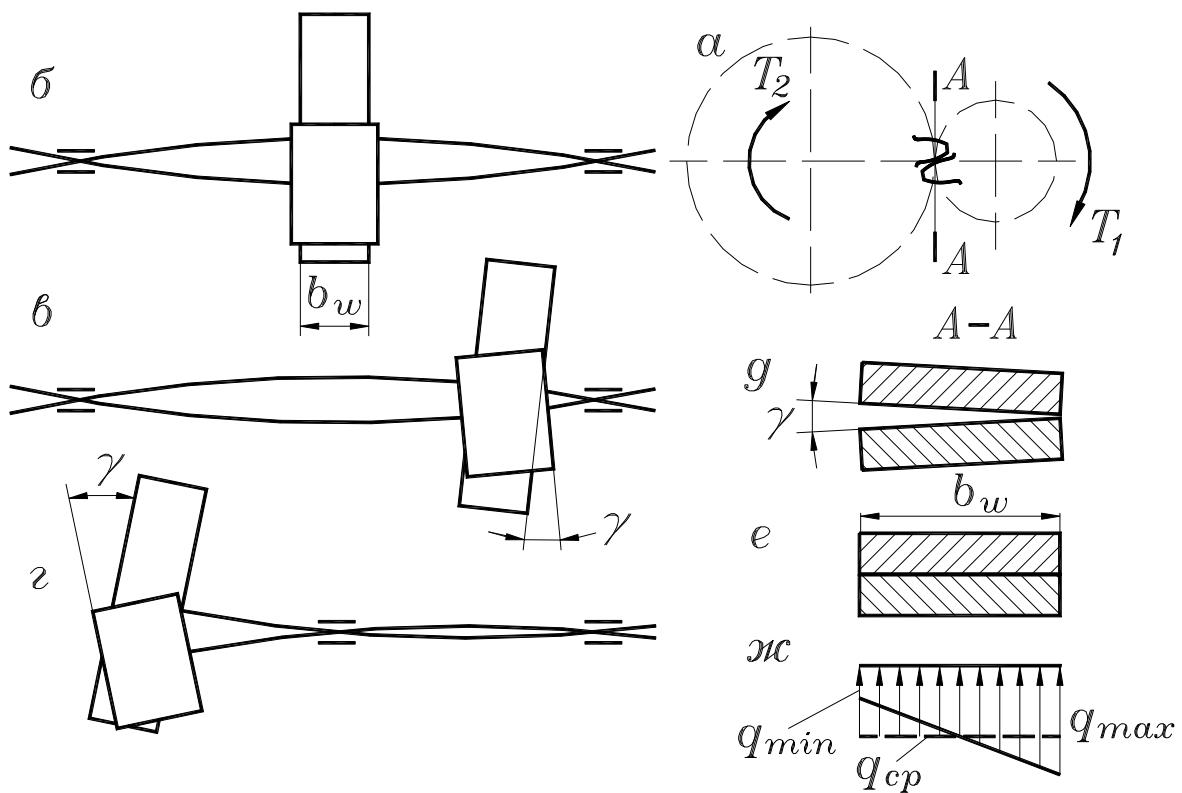


Рис. 2.10.

Если считать зубья абсолютно жесткими, то в этом случае они будут соприкасаться только своими концами (рис. 2.10д). Деформация зубьев уменьшает влияние перекосов и в большинстве случаев сохраняет их соприкасание по всей длине (рис. 2.10е). Однако при этом нагрузка перераспределяется по длине зубьев в соответствии с деформацией их отдельных участков (рис. 2.10ж). Отношение

$$\frac{q_{max}}{q_{cr}} = K_\beta$$

где q_{cr} – средняя интенсивность нагрузки.

При прочих равных условиях влияние перекоса зубьев на величину коэффициента концентрации нагрузки растет с увеличением ширины колеса b_w , поэтому ее ограничивают.

Концентрация нагрузки увеличивает контактные напряжения и напряжения изгиба. Для уменьшения влияния концентрации нагрузки обычно принимают следующие меры.

1. Используют колеса из прирабатывающихся материалов (например, стали с твердостью НВ < 350), если это допустимо с точки зрения прочности и долговечности.

2. Для уменьшения опасности выламывания углов зубьев используют колеса со срезанными углами, то есть выполняют фаски.

3. При высокой твердости поверхностей зубьев и высоких скоростях применяют относительно неширокие колеса и выполняют зубья таким образом, чтобы они по длине имели бочкообразную форму.

4. Валы, опоры и корпуса передач должны иметь максимально жесткую конструкцию.

В зависимости от конструкции передачи и твердости поверхностей зубьев значения коэффициента K_β находятся в пределах от 1 до 1,9. При постоянной нагрузке, $HB < 350$ и $v < 15$ м/с можно принимать $K_\beta = 1$.

Коэффициент динамической нагрузки K_v . Дополнительные динамические нагрузки при работе передачи связаны с погрешностями изготовления зубчатых колес, а именно, с погрешностью шага зубьев, что является причиной непостоянства мгновенных значений передаточных чисел. Это значит, что при $\omega_1 = \text{const}$, $\omega_2 \neq \text{const}$ и $d\omega_2/dt \neq 0$. В зацеплении появляется дополнительный динамический момент

$$M_v = I \frac{d\omega_2}{dt}$$

где I – момент инерции ведомых масс.

Неточность шага вызывает также появление кромочных ударов при входе зубьев в контакт, так как геометрия зацепления нарушается.

Значения дополнительных динамических нагрузок зависят от величины ошибки шага, окружной скорости, величин присоединенных масс, упругости звеньев и пр.

Коэффициент K_v определяют по формуле

$$K_v = 1 + \frac{q_v}{q}$$

где: q_v – удельная динамическая нагрузка;

q – удельная расчетная рабочая нагрузка.

В зависимости от степени точности передачи и твердости поверхностей зубьев коэффициент K_v может принимать значения от 1,01 до 1,5.

§2.8. Проектный расчет на прочность.

В результате проектного расчета цилиндрической передачи должны быть определены ее главные геометрические параметры: межосевое расстояние, ширина колес и модуль зубьев.

Определение межосевого расстояния.

Главный габаритный размер передачи – межосевое расстояние – определяется из расчета по контактным напряжениям.

Исследования работы зубчатых передач показали, что наименьшим сопротивлением контактной усталости обладает околополюсная зона рабочей поверхности зубьев, где имеет место однопарное зацепление. Поэтому расчет контактных напряжений производится при контакте зубьев в полюсе зацепления (рис. 2.11).

Контакт зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 , равными радиусам кривизны эвольвента в точке контакта зубьев в полюсе. При этом контактные напряжения определяются по формуле (2.4), приведенной в §2.5:

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}}}$$

где: q – распределенная нагрузка по длине зуба;

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны контактирующих цилиндров.

Выразим q и ρ_{np} через параметры передачи. Согласно формуле (2.12) из §2.7, распределенная (или удельная) нагрузка q зависит от нормальной силы F_n , коэффициента расчетной нагрузки K_H и ширины зацепления b_w , то есть,

$$q = \frac{F_n K_H}{b_w}$$

Нормальная сила F_n зависит от тангенциальной силы F_t и от угла зацепления α_w (см. формулу (2.6)). Можно приближенно считать, что угол зацепления равен профильному углу α , то есть при расчете по контактным напряжениям можно считать, что любая передача является нулевой. Тогда

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} \quad (2.13)$$

Тангенциальная сила F_t зависит от силового момента T , приложенного к колесу и начального диаметра d_w этого колеса (см. формулу (2.5)). Определим эту силу из момента T_1 , приложенного к первому колесу, приближенно считая, что его начальный диаметр равен делительному d_1 . Тогда

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad (2.14)$$

Подставим (2.13) и (2.14) в формулу распределенной нагрузки и получим:

$$q = \frac{2T_1 K_H}{d_1 b_w \cos \alpha} \quad (2.15)$$

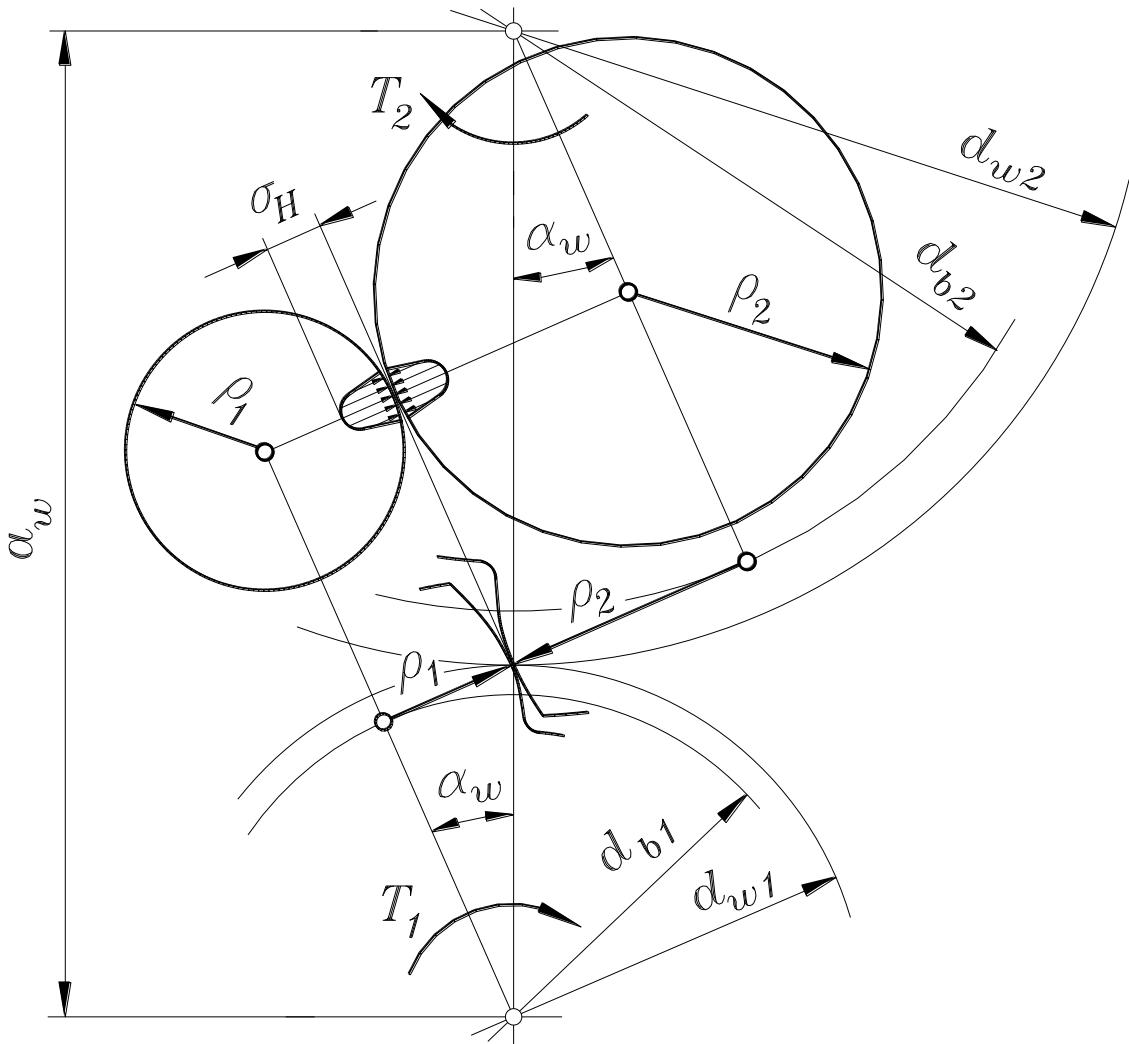


Рис. 2.11.

Обратную величину приведенного радиуса кривизны контактирующих цилиндров (или приведенного радиуса кривизны эвольвент в точке контакта) найдем по формуле (2.3) с учетом рис. 2.11:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \pm \frac{2}{d_2 \sin \alpha}$$

Напомним, что знак минус в этой формуле относится к случаю внутреннего контакта, когда поверхность одного из цилиндров вогнутая (внутреннее зацепление). Введя передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} \quad (2.16)$$

и вынеся общий множитель за скобки получим:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right) \quad (2.17)$$

Подставляя (2.15) и (2.17) в формулу контактного напряжения и заменяя

$$\cos\alpha \sin\alpha = \frac{\sin 2\alpha}{2}$$

получаем:

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{8 T_1 K_H}{d_1^2 b_w \sin 2\alpha} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \quad (2.18)$$

Чтобы из этой формулы вывести значение межосевого расстояния a_w , сделаем следующие преобразования и упрощения.

1. Так как $\alpha = 20^\circ$, то $\sin 2\alpha = 0,6428$.
2. Как уже было сказано, коэффициент расчетной нагрузки по длине зуба K_H есть произведение двух коэффициентов: коэффициента концентрации нагрузки по длине зуба $K_{H\beta}$ и коэффициента динамической нагрузки K_{Hv} . Последний коэффициент зависит от окружной скорости, которая пока не известна, поэтому принимают некоторое среднее значение $K_{Hv} = 1,15$. Теперь $K_H = 1,15 K_{H\beta}$.

3. Заменяем T_1 на T_2 :

$$T_1 = \frac{T_2}{u}$$

4. Выражаем d_1 через межосевое расстояние и передаточное число:

$$d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1}$$

5. Выражаем b_w через коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния ψ_a :

$$b_w = \psi_a a_w$$

6. Обычно крутящий момент выражается в Нм, поэтому в числителе добавляем 10^3 для уравнивания размерностей.

Получаем:

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{1,15 \cdot 8 \cdot 10^3 T_2 K_{H\beta} (u \pm 1)^3}{2^2 \cdot 0,6428 u^2 \psi_a a_w^3}}$$

Решаем относительно a_w и заменяем σ_H на допускаемое напряжение $[\sigma_H]$ для материала второго зубчатого колеса:

$$a_w / 490 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_a [\sigma_H]^2}} \text{ (мм)} \quad (2.19)$$

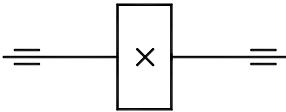
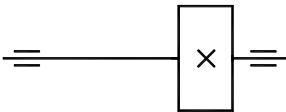
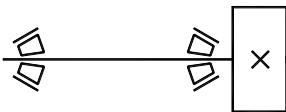
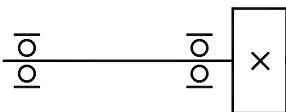
Напомним, что здесь T_2 в Нм, а $[\sigma_H]$ в МПа.

Знак «больше или равно» указывает на то, что межосевое расстояние проектируемой передачи должно быть не меньше рассчитанного по формуле (2.19). Напомним, что знак «минус» в скобках используется при расчете передач внутреннего зацепления.

Заметим, что формулы проектного расчета цилиндрической прямозубой передачи могут иметь и другой вид, например, есть формулы для расчета диаметров колес. Но именно формула (2.19) представлена в приложении к ГОСТ 21354-85 (Стандарты зубчатых колес).

Значение K_{HB} выбирается из справочника в зависимости от расположения колеса относительно опор, твердости поверхностей зубьев и относительной ширины зацепления. Эти параметры могут быть объединены в графиках или таблицах. Здесь показан пример подобной таблицы (таблица 2.2).

Таблица 2.2.

Выбор коэффициента K_{HB}							
Расположение колеса относительно опор вала	Тверд. поверх. зуба НВ	$\psi_d = \frac{b_w}{d}$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
	≤ 350 $\exists 350$	1,01 1,01	1,02 1,02	1,03 1,04	1,04 1,07	1,07 1,16	1,11 1,26
	≤ 350 $\exists 350$	1,03 1,06	1,05 1,12	1,07 1,2	1,12 1,29	1,19 1,48	1,28
	≤ 350 $\exists 350$	1,06 1,11	1,12 1,25	1,19 1,45	1,27		
	≤ 350 $\exists 350$	1,08 1,22	1,17 1,44	1,28			

Коэффициент ψ_d , приведенный в этой таблице называется коэффициентом ширины колеса по диаметру. Его значения колеблются от 0,2 до 1,6. При проектном расчете следует учитывать, что чем больше величина этого коэффициента, тем больше концентрация нагрузки по

длине зуба, то есть, значение $K_{H\beta}$ растет. Из таблицы, в частности, видно, что широкие колеса при их консольном расположении не используются. Обратим внимание также на то, что значения коэффициента концентрации растут с увеличением твердости поверхности зубьев колес.

Коэффициент ψ_a в формуле (2.19) – это коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию:

$$\psi_a = \frac{b_w}{a_w} \quad (2.20)$$

В зависимости от расположения колеса относительно опор можно принимать следующие значения этого коэффициента:

- симметричное: $\psi_a = 0,3 \div 0,5$;
- несимметричное: $\psi_a = 0,2 \div 0,4$;
- консольное: $\psi_a = 0,2 \div 0,25$.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ находится так:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{s_H} K_{HL} \text{ (МПа)} \quad (2.21)$$

где: σ_{H0} – предел выносливости материала зубчатого колеса при отнулевом цикле напряжений (находится по эмпирическим формулам); для нормализованных и улучшенных сталей:

$$\sigma_{H0} = 2HB + 70 \text{ (МПа)}$$

для закаленных сталей:

$$\sigma_{H0} = 17HRC + 200 \text{ (МПа)}$$

s_H – коэффициент безопасности; для нормализованной, улучшенной стали и стали с объемной закалкой (то есть, для сталей с однородной структурой по объему) $s_H = 1,1$; для сталей с поверхностной закалкой (неоднородная структура по объему) $s_H = 1,2$;

$$K_{HL} \text{ – коэффициент долговечности: } K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N}}$$

здесь N_{H0} – число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости; зависит от твердости поверхностей зубьев; например, для $HB = 350$ $N_{H0} = 35 \cdot 10^6$;

$$\text{для } HRC = 50 \quad N_{H0} = 85 \cdot 10^6;$$

$$\text{для } HRC = 55 \quad N_{H0} = 110 \cdot 10^6.$$

N – число циклов напряжений за срок службы. Если $N > N_{H0}$, то $K_{HL} = 1$.

Расчет ширины зубчатого колеса и выбор модуля.

Напомним, что проектный расчет передачи по контактным напряжениям позволил определить нижнюю границу межосевого расстояния. Что касается ширины зубчатых колес, то в формуле (2.19) присутствует только коэффициент ширины по межосевому расстоянию ψ_a , выбранный предварительно. Из формулы этого коэффициента и рассчитывается окончательно ширина зацепления (как правило, это ширина второго, то есть, большего зубчатого колеса передачи):

$$b_w = \psi_a a_w \text{ (мм)} \quad (2.22)$$

Модуль зубьев в формуле проектного расчета непосредственно не участвует. В этой формуле главными являются радиусы кривизны эвольвента в контактной точке. Эти радиусы практически не зависят от модуля, но только от габаритов колес и передачи. Можно считать, что модуль входит в формулу проектного расчетакосвенно, так как зависит от межосевого расстояния, передаточного отношения и чисел зубьев колес. Из этого следует, что величина контактных напряжений σ_h не зависит от модуля, а определяется габаритами передачи, то есть, произведением модуля на сумму чисел зубьев сопряженных колес. Значит, с точки зрения контактной прочности, модуль зубьев может быть сколь угодно малым, так как с уменьшением модуля можно увеличить сумму чисел зубьев колес, чтобы их произведение не изменилось.

Минимально допустимое значение модуля можно определить из условий прочности зуба на изгиб с учетом формулы (2.9). Однако, при таком расчете в большинстве случаев получают передачи с очень мелкими зубьями, применение которых практически ограничено. Поэтому значение модуля обычно выбирают по рекомендациям, выработанным практикой, а затем делают проверочный расчет зуба по напряжениям изгиба.

Несмотря на некоторые преимущества мелкомодульных передач (например, большая плавность работы из-за большего коэффициента перекрытия) их использование ограничивается приборами, измерительными системами и механизмами управления.

В силовых передачах используются крупномодульные колеса, так как дольше противостоят износу и выкрашиванию поверхностей зубьев, а также способны выдерживать перегрузки. Для таких передач рекомендуется принимать $m / 1,5$ мм.

При выборе модуля руководствуются значениями коэффициента ширины колеса по модулю:

$$\psi_m = \frac{b_w}{m} \quad (2.23)$$

Рекомендации по выбору ψ_m даны в таблице 2.3.

Таблица 2.3.

Тип передачи	Ψ_m
Высоконагруженные точные передачи с валами, опорами и корпусами повышенной жесткости	30 4 20
Обычные передачи редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами	20 4 15
Грубые передачи с опорами на стальных конструкциях (например, крановые), открытые передачи, передачи с консольными валами, подвижные колеса коробок скоростей	15 4 10

После выбора этого коэффициента производится расчет величины модуля из формулы (2.23):

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} \text{ (мм)} \quad (2.24)$$

Полученное значение округляется до ближайшей стандартной величины – вот предпочтительный ряд этих значений: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.

При известном модуле определяются геометрические параметры передачи, исходя из заданной величины передаточного числа и из предварительной величины межосевого расстояния a_w , рассчитанной по формуле (2.19) и округленной до значения рекомендуемого ряда.

Делительный диаметр первого колеса (предварительно):

$$d_1 = \frac{2 a_w}{u \pm 1}$$

Число зубьев первого колеса (округляется до ближайшего целого числа):

$$z_1 = \frac{d_1}{m}$$

Делительный диаметр первого колеса (окончательно):

$$d_1 = m z_1$$

Число зубьев второго колеса (округляется до ближайшего целого числа):

$$z_2 = z_1 u$$

Делительный диаметр второго колеса:

$$d_2 = m z_2$$

Межосевое расстояние (окончательно):

$$a_w = 0,5(d_2 \pm d_1)$$

При этих расчетах должно быть $z_1 \geq z_{\min}$. Здесь следует заметить, что минимальное число зубьев колеса $z_{\min} = 17$, известное из курса ТММ, рассчитано только из условия отсутствия подреза эвольвентной части у основания зуба. Практически, для большей плавности и уменьшения шума при работе рекомендуют брать $z_1 / 20$.

Если окончательная величина межосевого расстояния получается меньше, чем значение, определенное из условия контактной прочности (2.19), то следует увеличить модуль или числа зубьев.

Заметим, что возможен и другой путь расчета геометрических параметров передачи при выбранном модуле, например, числа зубьев могут быть известны из предварительного кинематического расчета. Но в любом случае величина межосевого расстояния должна быть больше значения, рассчитанного из условия контактной прочности.

§2.9. Проверочный расчет по контактным напряжениям.

Проверочный расчет зубчатой передачи производится после ее проектирования и определения действительных геометрических параметров для уточнения величин действующих контактных напряжений и сравнения их с допускаемым напряжением. Кроме того, проверочному расчету должна быть подвержена существующая передача для определения возможных максимальных нагрузок. Формула проверочного расчета выводится из выражения (2.18) при следующих подстановках.

1. Из формулы (2.5) имеем:

$$T_1 = \frac{F_t d_1}{2}$$

2. Из формулы (2.7) имеем:

$$d_1 = \frac{d_2}{u}$$

3. $\sin 2\alpha = 0,6428$.

После сокращения получим:

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{8 F_t K_H (u \pm 1)}{2 \cdot 0,6428 d_2 b_w}}$$

Учитывая, что $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$ получим окончательно:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t (u \pm 1)}{d_2 b_w}} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma_H] \quad (2.25)$$

Коэффициент динамической нагрузки выбирается из справочников в зависимости от степени точности передачи, твердости по-

верхностей зубьев и окружной скорости. В таблице 2.4. показан пример для передач с твердостью поверхностей зубьев HRC 45 и более.

Таблица 2.4.

Выбор коэффициента динамической нагрузки K_{Hv}			
Степень точности передачи	Окружная скорость, м/с		
	2	6	10
6	1,04	1,10	1,18
8	1,06	1,16	1,26

§2.10. Проверочный расчет по напряжениям изгиба.

Спроектированная передача после удовлетворительной проверки по контактным напряжениям может быть подвержена проверочному расчету по напряжениям изгиба.

Рабочая формула выводится из общей формулы (2.9), приведенной в §2.6:

$$\sigma_F = \frac{F_t' l'}{W} - \frac{F_r'}{A}$$

где: W – момент сопротивления сечения основания зуба;

A – площадь сечения основания зуба.

$$W = \frac{b_w s^2}{6}$$

$$A = b_w s$$

Значения l и s неудобны для расчетов. Их заменяют безразмерными коэффициентами, связанными с модулем зубьев:

$$l' = \frac{l}{m}; \quad s' = \frac{s}{m}$$

Силы F_t' и F_r' определяются по формулам (2.5) и (2.6)

$$F_t' = \frac{F_t \cos \alpha'}{\cos \alpha_w}$$

$$F_r' = \frac{F_t \sin \alpha'}{\cos \alpha_w}$$

После подстановки в исходное выражение и введения расчетных коэффициентов получим:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} \left[\frac{6 l' \cos\alpha'}{(s')^2 \cos\alpha'} - \frac{\sin\alpha'}{s' \cos\alpha_w} \right] K_T$$

где: K_F – коэффициент расчетной нагрузки;

K_T – теоретический коэффициент концентрации напряжений в основании зуба.

Введем обозначение коэффициента формы зуба:

$$Y_F = \left[\frac{6 l' \cos\alpha'}{(s')^2 \cos\alpha'} - \frac{\sin\alpha'}{s' \cos\alpha_w} \right] K_T \quad (2.26)$$

В результате получим рабочую формулу проверочного расчета:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_w m} K_F \leq [\sigma_F] \quad (2.27)$$

Из формулы (2.26) следует, что Y_F – это безразмерный коэффициент, значения которого зависят только от формы зуба. Действительно, форма зуба зависит от его относительной высоты l' , относительной толщины у основания зуба s' и профильного угла α . Кроме того, имеет значение и форма галтели у основания зуба (коэффициент K_T). Легко заметить, что форма зуба колеса, при прочих равных условиях, зависит от числа зубьев. При большом числе зубьев колеса кривизна эвольвентного профиля боковой поверхности зуба невелика, зуб имеет пологую форму и широк в основании. С уменьшением числа зубьев кривизна эвольвентного профиля боковой поверхности зуба увеличивается, его толщина у основания уменьшается, что приводит к уменьшению изгибной прочности зуба. Значения коэффициента формы зуба нулевых колес приведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5.

z	17	20	22	24	25	26	28	30	32	35
Y_F	4,27	4,07	3,98	3,92	3,9	3,88	3,81	3,8	3,78	3,75

z	40	45	50	60	65	70	80	90	100
Y_F	3,7	3,66	3,65	3,62	3,62	3,61	3,61	3,6	3,6

Форма зуба положительных и отрицательных колес отличается от формы зуба нулевого колеса: у положительных колес зуб более широкий в основании, то есть, более прочный, а у отрицательных колес зуб менее прочный, чем у нулевых. Соответственно меняются и значения коэффициента формы зуба [6].

Коэффициент расчетной нагрузки:

$$K_F = K_{F\beta} K_{F\nu}$$

Коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба $K_{F\beta}$ выбирается из графиков или таблиц в справочниках также, как это было показано для коэффициента $K_{H\beta}$. Однако, в большинстве случаев без большой погрешности можно принимать $K_{F\beta} = 1,15K_{H\beta}$.

Значения коэффициента динамической нагрузки K_{Fv} зависят от степени точности передачи, твердости поверхностей зубьев ее колес и окружной скорости. В таблице 2.6 дан пример выбора этого коэффициента для передач с твердостью поверхностей зубьев HRC 45 и более.

Таблица 2.6.

Выбор коэффициента динамической нагрузки K_{Fv}			
Степень точно- сти передачи	Окружная скорость, м/с		
	2	6	10
6	1,04	1,11	1,17
8	1,06	1,16	1,26

допускаемое напряжение изгиба в МПа или Н/мм²:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{s_F} K_{Fc} K_{Fl} \quad (2.28)$$

где: σ_{F0} – предел выносливости при изгибных напряжениях:

$$\sigma_{F0} = 0,6\sigma_e \quad (2.29)$$

В этой формуле σ_e – предел прочности; для конструкционных легированных сталей $\sigma_e = (1000 \text{--} 1200)$ МПа.

s_F – коэффициент безопасности; для нормализованной, улучшенной и закаленной стали $s_F = 1,75$; для стали с цементацией и поверхностной закалкой $s_F = 1,55$.

K_{Fc} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; Например, зубья сателлитов планетарных редукторов подвергаются знакопеременной (двусторонней) нагрузке, так как контактируют и с зубьями солнечного колеса, и с зубьями коронного колеса. В этом случае $K_{Fc} = 0,7 \text{--} 0,8$. При односторонней нагрузке $K_{Fc} = 1$.

K_{Fl} – коэффициент долговечности; методика его расчета анаlogична расчету K_{Hl} (см. выше).

Рассчитанная по формуле (2.27) величина напряжения изгиба σ_F может быть значительно меньше допустимого $[\sigma_F]$. Это вполне возможно, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб.

§2.11. Пример расчета.

Исходные данные.

Рассчитать зубчатую передачу нереверсивного одноступенчатого редуктора общего машиностроения по следующим данным.

Мощность на входном валу редуктора $P_1 = 100$ кВт.

Частота вращения входного вала редуктора $n_1 = 710$ об/мин.

Частота вращения выходного вала редуктора $n_2 = 355$ об/мин.

Редуктор имеет отдельный корпус с масляной ванной.

Ресурс $t_{\Sigma} = 30$ тыс. часов.

Проектный расчет зубчатой передачи на прочность.

1. Определение межосевого расстояния.

Минимальное межосевое расстояние передачи рассчитывается по формуле (2.19). Для этого необходимо предварительно определить передаточное число редуктора, крутящий момент на выходном валу, назначить материал зубчатых колес и найти величины допускаемого контактного напряжения и уточняющих коэффициентов.

1. Передаточное число редуктора:

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{710}{355} = 2$$

2. Крутящий момент на выходном валу определим с учетом к.п.д. передачи $\eta = 0,98$:

$$T_2 = \frac{30000 P_1 \eta}{\pi n_2} = \frac{30000 \cdot 100 \cdot 0,98}{3,14 \cdot 355} = 2637,48 \text{ Нм}$$

3. Назначаем материал зубчатых колес – сталь 40Х с поверхностной закалкой зубьев до твердости HRC 48 ÷ 52 (стр. 21).

4. Допускаемое контактное напряжение рассчитывается по формуле (2.21), для которой предварительно найдем предел выносливости, коэффициент безопасности и коэффициент долговечности. Предел выносливости для закаленных сталей вычисляется по формуле (стр. 37) с учетом среднего значения твердости поверхности зубьев:

$$\sigma_{H0} = 17 HRC + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа}$$

Коэффициент безопасности $s_H = 1,2$ для стали с поверхностной закалкой (стр. 37).

Коэффициент долговечности K_{HL} требует предварительного определения числа циклов напряжений, соответствующего пределу выносливости, и числа циклов напряжений за срок службы. Число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости, для HRC = 50 (стр. 37):

$$N_{H0} = 85 \cdot 10^6$$

Число циклов напряжений за срок службы (стр. 20):

$$N = t_{\Sigma} 60 n_2 = 30000 \cdot 60 \cdot 355 = 63,9 \cdot 10^7$$

Так как $N > N_{H0}$, то согласно примечанию на стр. 37, значение коэффициента долговечности $K_{HL} = 1$.

Допускаемое контактное напряжение (2.21):

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{s_H} K_{HL} = \frac{1050}{1,2} = 875 \text{ МПа}$$

5. Коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба $K_{H\beta}$ выбирается по таблице 2.2. Для рассчитываемого редуктора принимаем симметричное расположение колеса относительно опор. Так как твердости поверхностей зубьев велика, то согласно рекомендации 3 на стр. 32 зубчатые колеса должны быть относительно неширокими, поэтому выбираем коэффициент ширины колеса по диаметру $\psi_d = 0,6$. Для твердости $HV > 350$ находим, что $K_{H\beta} = 1,04$.

6. Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию ψ_a принимаем по рекомендациям на стр. 37: для симметричного расположения колеса относительно опор $\psi_a = 0,4$

Межосевое расстояние (2.19):

$$\begin{aligned} a_W / 490(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_a [\sigma_H]^2}} = \\ = 490(2+1) \sqrt[3]{\frac{2637,48 \cdot 1,04}{2^2 \cdot 0,5 \cdot 875^2}} = 192,31 \text{ мм} \end{aligned}$$

Напомним, что величина крутящего момента подставляется в формулу в Нм, а допускаемое напряжение в МПа; коэффициент 490 уравнивает размерности.

Полученное значение является минимально допустимым межосевым расстоянием передача с точки зрения ее контактной прочности. Фактическое межосевое расстояние, которое будет найдено после определения модуля зубьев, должно быть больше этого значения, но возможно ближе к нему для соблюдения условия минимальных габаритов конструкции.

2. Определение ширины зубчатых колес.

Ширина зубчатых колес находится по формуле (2.20), для которой значение ψ_a принимается прежним, то есть, 0,4 :

$$b_W = b_2 = \psi_a a_W = 0,4 \cdot 192,31 = 76,92 \text{ мм}$$

Принимаем $b = 78$ мм. Это значение является окончательным.

3. Определение модуля зубчатых колес.

Модуль находим по формуле (2.24), для которой, согласно рекомендациям на стр. 39 (таблица 2.3), принимаем значение коэффициента ширины зубчатого колеса по модулю $\psi_m = 17$:

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} = \frac{78}{17} = 4,59$$

Полученное значение округляем до стандартного большего и получаем $m = 5$ мм.

4. Расчет чисел зубьев колес передачи.

Так как известна формула:

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2},$$

то суммарное число зубьев передачи определяется так:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 192,31}{5} = 76,92$$

Принимаем $z_{\Sigma} = 77$.

С учетом передаточного числа рассчитываем число зубьев входного колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{77}{2+1} = 25,67$$

Принимаем $z_1 = 26$.

Число зубьев выходного колеса:

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 77 - 26 = 51$$

Фактическое передаточное число редуктора:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{26} = 1,96$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного:

$$\Delta = \frac{2 - 1,96}{2} 100 = 2\%$$

Допускается отклонение до 5 %.

5. Действительные геометрические параметры передачи.

Входное колесо:

$$\begin{aligned}d_1 &= m z_1 = 5 \cdot 26 = 130 \text{ мм} \\d_{a1} &= d_1 + 2m = 130 + 2 \cdot 5 = 140 \text{ мм} \\d_{f1} &= d_1 - 2,5m = 130 - 2,5 \cdot 5 = 117,5 \text{ мм}\end{aligned}$$

Выходное колесо:

$$\begin{aligned}d_2 &= m z_2 = 5 \cdot 51 = 255 \text{ мм} \\d_{a2} &= d_2 + 2m = 255 + 2 \cdot 5 = 265 \text{ мм} \\d_{f2} &= d_2 - 2,5m = 255 - 2,5 \cdot 5 = 242,5 \text{ мм}\end{aligned}$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{130 + 255}{2} = 192,5 \text{ мм}$$

Проверочный расчет на усталость по контактным напряжениям.

Этот расчет выполняется по формуле (2.25), для которой надо определить величину окружной силы F_t и значение коэффициента динамической нагрузки K_{Hv} .

Окружная сила на колесе (диаметр колеса переводим в м):

$$F_t = \frac{2 T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 2637,48 \cdot 10^3}{255} = 20686,12 \text{ Н}$$

Значение коэффициента динамической нагрузки определяется из таблицы 2.4 в зависимости от степени точности передачи и окружной скорости.

Так как рассчитываемый редуктор по условию задачи является редуктором общего машиностроения, то по таблице 2.1 назначаем восьмую степень точности передачи.

Окружная скорость (диаметр колеса переводим в м):

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 255 \cdot 355}{60 \cdot 10^3} = 4,74 \text{ м/с}$$

Методом интерполяции из таблицы 2.4 находим $K_{Hv} = 1,11$.

Контактное напряжение (2.25):

$$\begin{aligned}\sigma_H &= 436 \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_2 b_w} K_{H\beta} K_{Hv}} = \\&= 436 \sqrt{\frac{20686,12 (1,96+1)}{255 \cdot 78} 1,04 \cdot 1,11} = 821,93 \text{ МПа}\end{aligned}$$

Проверка удовлетворительна, так как $\sigma_H < [\sigma_H] = 875 \text{ МПа}$.

Проверочный расчет на прочность по напряжениям изгиба.

Расчет выполняется по формуле (2.27), для которой сначала определяются значения коэффициентов формы зуба Y_F и расчетной нагрузки K_F , а также величина допускаемого напряжения изгиба $[\sigma_F]$.

Расчет выполняется для того колеса передачи, у которого меньше отношение $[\sigma_F]/Y_F$.

Коэффициент формы зуба выбираем по таблице 2.5: для $z_1 = 26$ находим $Y_{F1} = 3,88$, а для $z_2 = 51 - Y_{F2} = 3,65$.

Допускаемое напряжение изгиба зубьев шестерни и колеса принимаем одинаковым, так как они выполнены из одной и той же марки стали, и рассчитываем по формуле (2.28), для чего сначала находим величину предела выносливости при изгибных напряжениях и значения коэффициентов.

Предел выносливости при изгибных напряжениях (2.29):

$$\sigma_{F0} = 0,6\sigma_e = 0,6 \cdot 1100 = 660 \text{ МПа},$$

так как для конструкционных легированных сталей $\sigma_v = (1000 \text{--} 1200)$ МПа.

Значение коэффициента безопасности принимаем по рекомендации на стр. 43: для стали с поверхностной закалкой $S_F = 1,55$.

При односторонней нагрузке (по условию задачи редуктор нереверсивный) $K_{Fc} = 1$. (стр. 43).

Коэффициент долговечности определяется также, как при расчете по контактным напряжениям (стр. 44), поэтому $K_{FL} = 1$.

Допускаемое напряжение изгиба (2.28):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{s_F} K_{Fc} K_{FL} = \frac{660}{1,55} = 425,81 \text{ МПа}$$

Для входного колеса передачи:

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F1}} = \frac{425,81}{3,88} = 109,75$$

Для выходного колеса передачи:

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F2}} = \frac{425,81}{3,65} = 116,66$$

Так как это отношение меньше для входного колеса (для шестерни), то расчет выполняем для входного колеса.

Коэффициент расчетной нагрузки определяется по формуле:

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$$

Коэффициент распределения нагрузки по длине зуба $K_{F\beta}$ рассчитывается в соответствии с указанием на стр. 42:

$$K_{F\beta} = 1,15 \cdot 1,04 = 1,2$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} выбирается по таблице 2.6: для восьмой степени точности и окружной скорости 4 м/с $K_{Fv} = 1,11$.

Следовательно:

$$K_F = 1,2 \cdot 1,11 = 1,33$$

Напряжение изгиба в основании зуба шестерни (2.27):

$$\sigma_F = Y_{F1} \frac{F_t}{b_w m} K_F = 3,88 \frac{20686,12}{78 \cdot 5} 1,33 = 273,72 \text{ МПа}$$

Проверка удовлетворительна, так как $\sigma_F < [\sigma_F] = 425,81 \text{ МПа}$.

§2.12. Ключевые слова и выражения.

1. Главные исходные данные при расчете зубчатой передачи на прочность: передаточное число, крутящий момент на входном колесе и коэффициент полезного действия.

2. Второстепенные исходные данные при расчете зубчатой передачи на прочность: условия работы передачи, частота вращения входного колеса и технический ресурс.

3. Параметры передачи, определяемые из расчета – материал зубчатых колес и главные размеры: межосевое расстояние, ширина зубчатых колес и модуль зубьев.

4. «Передачи точные под нагрузкой» – передачи, в которых погрешность изготовления меньше, чем деформация зубьев под нагрузкой.

5. Отнулевой цикл напряжений зуба – это цикл, соответствующий периодической (циклической) нагрузке на зуб.

6. Критерии работоспособности и прочностного расчета зубчатой передачи – это повреждение поверхности и поломка зубьев.

7. Контактные напряжения – это напряжения, образующиеся в месте соприкосновения двух тел, когда размеры площадки касания малы по сравнению с размерами тел.

8. Коэффициент Пуассона – это отношение поперечной деформации к продольной при растяжении образца.

9. Радиусы контактирующих цилиндров при расчете на контактную прочность зубчатых колес – это радиусы кривизны эвольвент зубьев в точке контакта.

10. Расчетная нагрузка в зубчатой передаче – это максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев колес.

11. Коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба – это отношение максимального значения распределенной нагрузки к ее среднему значению.

12. Цель проектного расчета – определить главные параметры передачи: межосевое расстояние, ширину колес и модуль зубьев.

13. Межосевое расстояние передачи определяется из расчета по контактным напряжениям.

14. Контактная прочность эвольвентной зубчатой передачи при прочих равных условиях определяется распределенной нагрузкой на зуб и приведенным радиусом кривизны эвольвента зубьев в контактной точке.

15. Коэффициент ширины зубчатого колеса по модулю – это отношение ширины зацепления к модулю зубьев.

16. Изгибная прочность эвольвентной зубчатой передачи при прочих равных условиях определяется модулем зубьев, формой зубьев и шириной зацепления.

17. Коэффициент формы зуба зависит от количества зубьев колеса и от коэффициентов смещения в положительных и отрицательных колесах.

§2.13. Контрольные вопросы.

1. Какова цель проектного расчета зубчатой передачи?
2. Каковы главные и второстепенные исходные данные при расчете зубчатой передачи?
3. В чем выражается повреждение поверхности зубьев?
4. Что такое усталостное выкрашивание зубьев передачи?
5. Какова причина заедания зубьев передачи?
6. В чем причина усталостной поломки зубьев передач?
7. Что обозначают радиусы в формуле контактных напряжений?
8. Каковы допущения при расчете зубьев на изгиб?
9. Какое сечение зуба является опасным при изгибе?
10. Какая сила вызывает появление изгибающих напряжений в зубе колеса?
11. Какая сила вызывает появление сжимающих напряжений в зубе колеса?
12. Что такое ширина зацепления зубчатых колес передачи?
13. Чем объясняется концентрация напряжений по длине зуба?
14. Что является причиной дополнительных динамических нагрузок, возникающих при работе передачи?
15. Какова цель проектного расчета зубчатой передачи?

16. Из какого расчета определяется межосевое расстояние зубчатой передачи?
17. От чего зависит контактная прочность эвольвентной зубчатой передачи?
18. Как определяется ширина зубчатых колес?
19. От чего зависит выбор модуля проектируемой передачи?
20. Чем определяется изгибная прочность зубьев?
21. Каким образом форма зуба зависит от числа зубьев колеса?

Глава 3. Косозубые цилиндрические зубчатые передачи.

§3.1. Геометрические параметры косозубой цилиндрической передачи и эквивалентная прямозубая передача.

Напомним, что у косозубых колес зубья располагаются по винтовым линиям на делительном цилиндре, в результате чего зуб образует с осью колеса некоторый угол β (рис. 3.1). Для нарезания косозубых колес используется такой же инструмент, как и для нарезания прямозубых колес. Поэтому профиль косого зуба в нормальном сече-

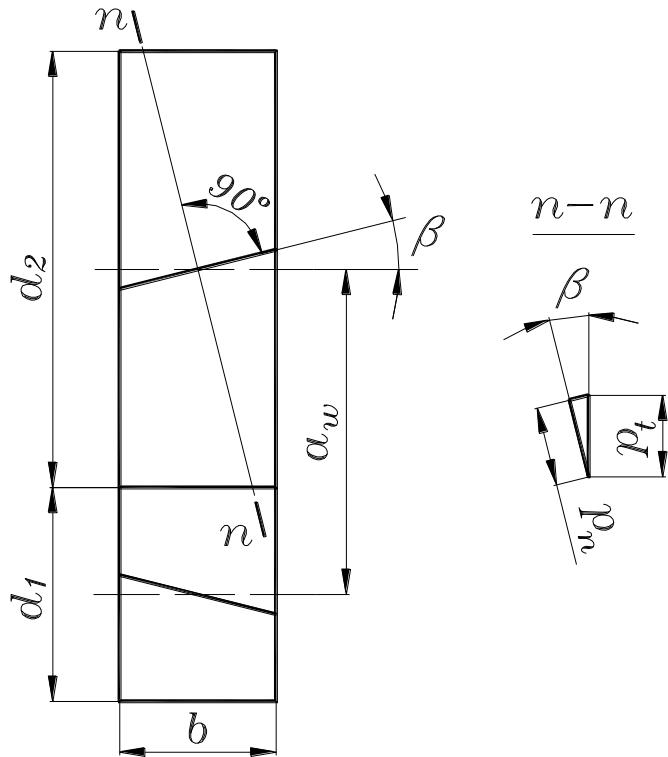


Рис. 3.1.

нии $n - n$ совпадает с профилем прямого зуба. Однако габариты передачи определяют параметры зубчатых колес в торцевом сечении:

- окружной шаг

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}$$

- торцевой модуль

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

- делительный диаметр

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}$$

В этих формулах индексы t и n относятся к параметрам в торцевом и нормальном сечениях соответственно. В связи с вышеизложенным понятно, что модуль в нормальном сечении является стандартным, а индекс при обозначении нормального модуля присутствует только для того, чтобы отличить его от торцевого.

Прочность косозубой передачи рассчитывается аналогично прямозубой. Для вывода расчетных формул заменим косозубую передачу эквивалентной прямозубой, то есть, вместо косозубой передачи будем рассматривать прямозубую, эквивалентную (равную) ей по прочности. Преобразование косозубой передачи в эквивалентную прямозубую показано на рис. 3.2.

Рассечем косозубую нулевую передачу с радиусами делительных окружностей r_1 и r_2 плоскостью $n - n$, нормальной к контактирующим зубьям. В сечении образуются два эллипса с полуосами: малой c и большой e , причем:

$$c = r \quad \text{и} \quad e = \frac{r}{\cos \beta}$$

На этих эллипсах – прямые зубья, причем в зацеплении участвуют зубья, расположенные на малых осях. Согласно геометрии эллипса, радиус его кривизны на малой оси

$$\rho = \frac{e^2}{c}$$

Таким же будет радиус прямозубого круглого эквивалентного колеса (рис. 3.2):

$$r_\beta = \frac{e^2}{c} = \frac{r}{\cos^2 \beta}$$

Соответственно, диаметр прямозубого эквивалентного колеса:

$$d_\beta = \frac{d}{\cos^2 \beta}$$

Число зубьев этого колеса:

$$z_\beta = \frac{d_\beta}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta}$$

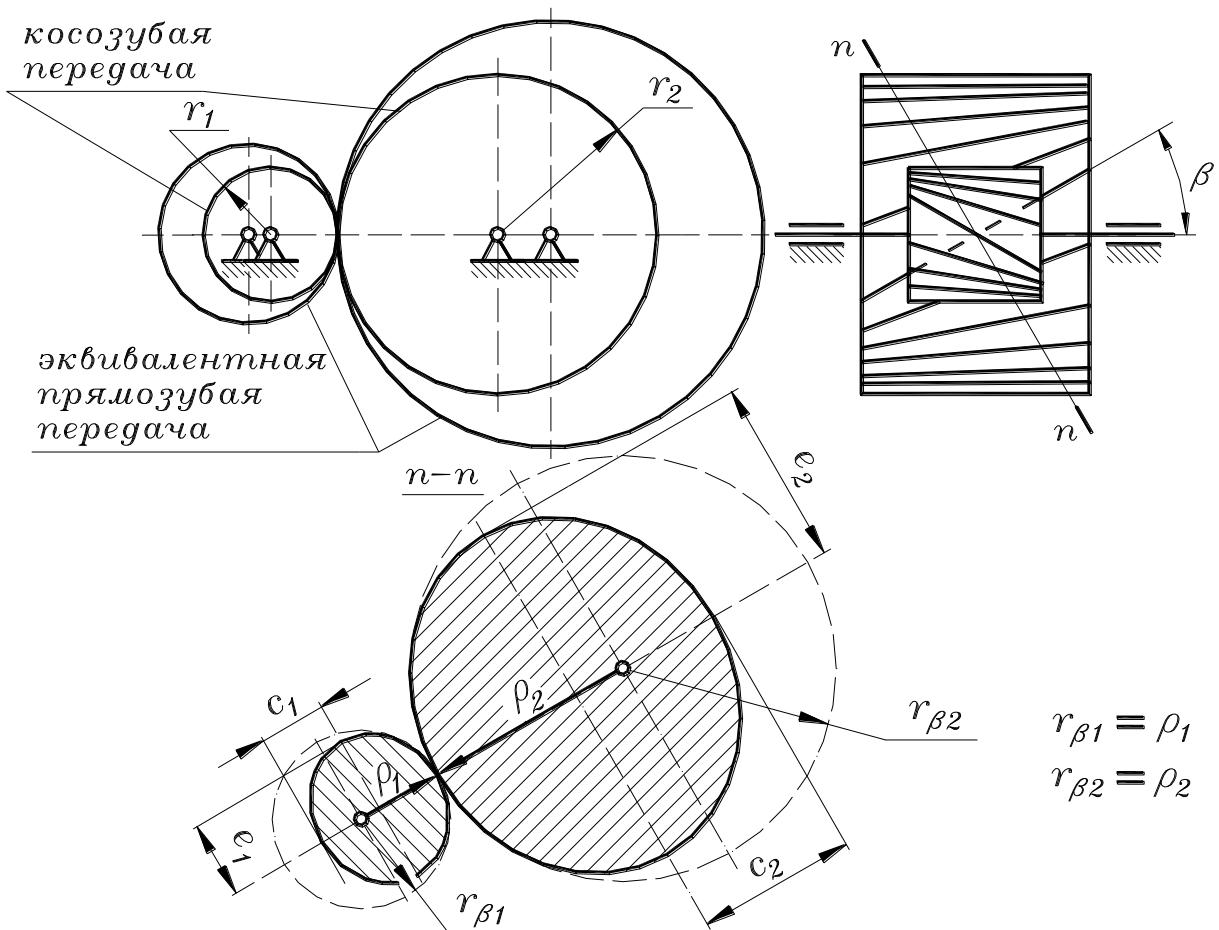


Рис. 3.2.

После подстановки геометрических параметров косозубого колеса в торцевом сечении и сокращения получим:

$$z_\beta = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

Из этой формулы (и из построений на рис. 3.2) следует, что габариты эквивалентной прямозубой передачи больше, чем исходной косозубой. Увеличение эквивалентных параметров d_β и z_β с увеличением угла наклона зубьев β является главной причиной повышения прочности косозубых передач. То есть, при одной и той же передаваемой мощности и прочих равных условиях косозубая передача имеет меньшие размеры, чем прямозубая. Причем, чем больше β , тем выгоднее. Однако, во избежание больших осевых сил в зацеплении рекомендуют принимать $\beta = (8 \div 20)^\circ$.

К другим преимуществам косозубых передач относится большее перекрытие зубьев вследствие их наклона и, как следствие, большая плавность и бесшумность при работе. В результате этого, в современном машиностроении косозубые передачи имеют широкое распространение.

§3.2. Расчеты косозубой передачи на контактную и изгибную прочность.

Рассчитываем прямозубую эквивалентную передачу. Исходной является формула Герца (2.1) из §2.5, в которой присутствуют главные составляющие: удельная нагрузка на зуб и приведенный радиус кривизны профилей контактирующих зубьев. Сравнивая эти параметры косозубых и прямозубых колес получим, опуская выводы:

$$\left(\frac{q}{\rho_{np}} \right)_{кос} = \left(\frac{q}{\rho_{np}} \right)_{прям} \frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_t}$$

где: $K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев;
 ε_t – торцевой коэффициент перекрытия.

Смысл коэффициента $K_{H\alpha}$ следующий. В отличие от расчета прямозубой передачи, где предполагалось, что в зацеплении находится только одна пара зубьев, в косозубой передаче вследствие наклона зубьев зацепляются одновременно не менее двух пар зубьев, так как зазор между второй парой зубьев из-за неточности изготовления под нагрузкой выбирается (см. §2.1). Однако, обе пары нагружены неравномерно, что и учитывается коэффициентом $K_{H\alpha}$. В зависимости от окружной скорости и степени точности передачи значения этого коэффициента могут находиться в пределах от 1,03 до 1,15.

Торцевой коэффициент перекрытия ε_t определяется в торцевом сечении косозубой передачи, то есть, так же, как для прямозубой.

Переходя к напряжениям из предыдущей формулы имеем:

$$(\sigma_H)_{кос} = (\sigma_H)_{прям} \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_t}}$$

Введем обозначение коэффициента повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям:

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_t}} \quad (3.1)$$

При проектном расчете значения параметров в подкоренном выражении неизвестны. Поэтому значение $Z_{H\beta}$ оценивают приближенно. При средних значениях $\beta = 128$, $\varepsilon_t = 1,5$ и $K_{H\alpha} = 1,1$ получаем $Z_{H\beta} = 0,85$. Умножив числовой коэффициент в формуле (2.19) проектного расчета прямозубой передачи (см. §2.8) на величину $\sqrt[3]{0,85^2}$, получим формулу проектного расчета косозубой передачи по контактным напряжениям:

$$a_w/430(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_a [\sigma_H]^2}} \text{ (мм)} \quad (3.2)$$

Напомним, что здесь T_2 в Нм, а $[\sigma_H]$ в МПа.

Введя выражение для коэффициента $Z_{H\beta}$ в формулу (2.25) проверочного расчета прямозубой передачи (см. §2.9), получим формулу проверочного расчета косозубой передачи по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t(u \pm 1) \cos^2 \beta}{d_2 b_w \varepsilon_t} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}} \leq [\sigma_H] \quad (3.3)$$

Дополнительный (по сравнению с формулой (2.25)) коэффициент $K_{H\alpha}$ учитывает неравномерность нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев. Его значения зависят от степени точности передачи и от окружной скорости (таблица 3.1).

Таблица 3.1.

Окружная скорость v , м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
< 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
5 ÷ 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30
10 ÷ 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

При проверке передачи по напряжениям изгиба учет косозубости ведется при помощи коэффициента увеличения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба:

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_\beta}{\varepsilon_t} \quad (3.4)$$

где: $K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев; значения этого коэффициента иные, чем при расчете по контактным напряжениям, они выбираются по таблице 3.1;

Y_β – коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба; его значение рассчитывается по эмпирической формуле:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$$

После подстановки (3.4) в формулу (2.27) изгибных напряжений в прямозубом колесе получим выражение для проверочного расчета косозубой передачи по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_w m_n \varepsilon_t} K_F K_{F\alpha} \leq [\sigma_F] \quad (3.5)$$

Коэффициент формы зуба Y_F выбирается для числа зубьев эквивалентного колеса.

§3.3. Пример расчета.

Произвести проверочный расчет на прочность одноступенчатого цилиндрического косозубого нереверсивного редуктора общего машиностроения со следующими параметрами.

Мощность на входном валу $P_1 = 14$ кВт.

Частота вращения входного вала $n_1 = 500$ об/мин.

Межцентровое расстояние $a_W = 135$ мм.

Зубчатые колеса – нулевые.

Числа зубьев колес: $z_1 = 32$; $z_2 = 96$.

Модуль зуба в нормальном сечении $m_n = 2$ мм.

Ширина выходного колеса $b_2 = b_W = 50$ мм.

Степень точности передачи – восьмая.

Расположение колес относительно опор – симметричное.

Материал колес – сталь 45.

Твердость поверхностей зубьев HRC 48 ÷ 52.

Редуктор выполнен в отдельном корпусе с масляной ванной.

Проверочный расчет на усталость по контактным напряжениям.

Расчет ведется по формуле (3.3), для которой необходимо предварительно определить следующие параметры и коэффициенты.

Передаточное число редуктора:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{96}{32} = 3$$

Угол наклона зубьев колес β найдем из формулы межцентрового расстояния:

$$a_W = \frac{m (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$$

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 a_W} = \arccos \frac{2 (32 + 96)}{2 \cdot 135} = 18^\circ 31' 53''$$

Косинус угла наклона зубьев:

$$\cos 18^\circ 31' 53'' = 0,9481$$

Коэффициент торцевого перекрытия ε_a найдем по формуле, рекомендованной ГОСТ 16532-80:

$$\begin{aligned}\varepsilon_t &= \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \\ &= \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{32} + \frac{1}{96} \right) \right] 0,9481 = 1,66\end{aligned}$$

Диаметр делительной окружности входного колеса:

$$d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 32}{0,9481} = 67,5 \text{ мм}$$

Диаметр делительной окружности выходного колеса:

$$d_2 = \frac{m z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 96}{0,9481} = 202,5 \text{ мм}$$

Крутящий момент на входном валу:

$$T_1 = \frac{30000 P_1}{\pi n_1} = \frac{30000 \cdot 14}{3,14 \cdot 500} = 267,52 \text{ Нм}$$

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 267,52 \cdot 10^3}{67,5} = 7926,51 \text{ Н}$$

Окружная скорость:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 67,5 \cdot 500}{60 \cdot 10^3} = 1,77 \text{ м/с}$$

Коэффициент $K_{H\alpha}$ выбирается из таблицы 3.1 при восьмой степени точности передачи и окружной скорости $v < 5$ м/с: $K_{H\alpha} = 1,07$.

Коэффициент $K_{H\beta}$ выбираем по таблице 2.2. При $\psi_d = \frac{b_w}{d_1} = \frac{50}{67,5} = 0,74$ $K_{H\beta} = 1,06$.

Согласно таблице 2.4 коэффициент $K_{Hv} = 1,06$.

Допускаемое контактное напряжение рассчитывается по формуле (2.21), для которой предварительно найдем предел выносливости, коэффициент безопасности и коэффициент долговечности. Предел выносливости для закаленных сталей вычисляется по формуле (стр. 37) с учетом среднего значения твердости поверхности зубьев:

$$\sigma_{H0} = 17 HRC + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа}$$

Коэффициент безопасности $s_H = 1,2$ для стали с поверхностной закалкой (стр. 37).

Коэффициент долговечности K_{HL} требует предварительного определения числа циклов напряжений, соответствующего пределу выносливости, и числа циклов напряжений за срок службы. Число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости, для HRC = 50 (стр. 37):

$$N_{H0} = 85 \cdot 10^6$$

Число циклов напряжений за срок службы (стр. 20); передачи общего машиностроения обычно имеют ресурс 30000 часов:

$$N = t_{\Sigma} 60 n_2 = 30000 \cdot 60 \cdot 355 = 63,9 \cdot 10^7$$

Так как $N > N_{H0}$, то согласно примечанию на стр. 37, значение коэффициента долговечности $K_{HL} = 1$.

Допускаемое контактное напряжение (2.21):

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{s_H} K_{HL} = \frac{1050}{1,2} = 875 \text{ МПа}$$

Контактное напряжение (3.3):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \sqrt{\frac{F_t(u+1) \cos^2 \beta}{d_2 b_w \varepsilon_t} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}} = \\ &= 436 \sqrt{\frac{7926,51(3+1)0,9481^2}{202,5 \cdot 30 \cdot 1,66} 1,07 \cdot 1,06 \cdot 1,06} = 602,92 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Проверка удовлетворительна, так как $\sigma_H < [\sigma_H]$.

Проверочный расчет на прочность по напряжениям изгиба.

Расчет выполняется по формуле (3.5), для которой сначала определяются значения коэффициентов и допускаемого напряжения изгиба.

Расчет выполняется для того колеса передачи, у которого меньше отношение $[\sigma_F]/Y_F$.

Коэффициент формы зуба выбираем по таблице 2.5 в соответствии с числом зубьев эквивалентных прямозубых колес (стр. 53).

Число зубьев прямозубого колеса, эквивалентного косозубой шестерне:

$$z_{1\beta} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{32}{0,9481^3} \approx 38$$

Число зубьев прямозубого колеса, эквивалентного выходному косозубому колесу:

$$z_{2\beta} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{96}{0,9481^3} \approx 113$$

Коэффициент формы зuba (таблица 2.5): для $z_{1\beta} = 38$ находим $Y_{F1} = 3,7$, а для $z_2 = 113 - Y_{F2} = 3,6$.

Допускаемое напряжение изгиба зубьев шестерни и колеса принимаем одинаковым, так как они выполнены из одной и той же марки стали, и рассчитываем по формуле (2.28), для чего сначала находим величину предела выносливости при изгибных напряжениях и значения коэффициентов.

Предел выносливости при изгибных напряжениях (2.29):

$$\sigma_{F0} = 0,6\sigma_e = 0,6 \cdot 1100 = 660 \text{ МПа},$$

так как для конструкционных легированных сталей $\sigma_e = (1000 \text{--} 1200) \text{ МПа}$.

Значение коэффициента безопасности принимаем по рекомендации на стр. 43: для стали с поверхностной закалкой $S_F = 1,55$.

При односторонней нагрузке (по условию задачи редуктор нереверсивный) $K_{Fc} = 1$. (стр. 43).

Коэффициент долговечности определяется также, как при расчете по контактным напряжениям (стр. 59), поэтому $K_{FL} = 1$.

Допускаемое напряжение изгиба (2.28):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{s_F} K_{Fc} K_{FL} = \frac{660}{1,55} = 425,81 \text{ МПа}$$

Для входного колеса передачи:

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F1}} = \frac{425,81}{3,7} = 115,08$$

Для выходного колеса передачи:

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F2}} = \frac{425,81}{3,6} = 118,28$$

Так как это отношение меньше для входного колеса (для шестерни), то расчет выполняем для входного колеса.

Коэффициент расчетной нагрузки определяется по формуле:

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$$

Коэффициент распределения нагрузки по длине зuba $K_{F\beta}$ рассчитывается в соответствии с указанием на стр. 42:

$$K_{F\beta} = 1,15 \cdot 1,04 = 1,2$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} выбирается по таблице 2.6: для восьмой степени точности и окружной скорости 2 м/с $K_{Fv} = 1,06$.

Следовательно:

$$K_F = 1,2 \cdot 1,06 = 1,27$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$ выбирается из таблицы 3.1 при восьмой степени точности передачи и окружной скорости $v < 5$ м/с: $K_{F\alpha} = 1,22$.

Коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба; его значение рассчитывается по эмпирической формуле (стр. 56):

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{18,5}{140} = 0,868$$

Напряжение изгиба в основании зуба шестерни (3.5):

$$\sigma_F = Y_{F1} Y_\beta \frac{F_t}{b_w m} K_F K_{F\alpha} = \\ 3,7 \cdot 0,868 \frac{7926,51}{50 \cdot 2} 1,27 \cdot 1,22 = 394,43 \text{ МПа}$$

Проверка удовлетворительна, так как $\sigma_F < [\sigma_F] = 425,81$ МПа.

§3.4. Ключевые слова и выражения.

1. Радиусы делительных окружностей эквивалентной прямозубой передачи, заменяющей косозубую, равны радиусам кривизны эллипсов (в секущей плоскости) на малой оси.

2. Передаточное число эквивалентной прямозубой передачи, заменяющей косозубую, равно передаточному числу исходной косозубой передачи.

3. Главной причиной повышения прочности косозубых передач по сравнению с прямозубыми является увеличение эквивалентных параметров d_β и z_β с увеличением угла наклона зубьев β .

§3.5. Контрольные вопросы.

1. Как определяются диаметры делительных окружностей эквивалентной прямозубой передачи, заменяющей косозубую?

2. Какова причина меньших габаритов косозубой передачи по сравнению с прямозубой?

Глава 4. Прямозубые конические зубчатые передачи.

§4.1. Геометрические параметры конической передачи и эквивалентная цилиндрическая передача.

Конические зубчатые передачи это передачи с пересекающимися валами колес. Зубья этих колес располагаются на поверхностях усеченных конусов. Наиболее употребительны прямозубые передачи с прямым углом пересечения валов.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Кроме погрешностей формы и шага зубьев здесь добавляются погрешности углов и неточность совпадения вершин конусов. Пересечение осей валов затрудняет размещение опор, а наличие осевых сил усложняет их конструкцию. В результате одно из колес, как правило, располагается консольно, что ведет к увеличению неравномерности распределения нагрузки по длине зуба. Все это приводит к тому, что нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет только 0,85 цилиндрической.

В нулевой конической передаче делительные конусы с углами δ_1 и δ_2 соприкасаются (рис. 4.1). Конусы, образующие которых перпендикулярны к образующим делительных конусов называют дополнительными конусами. Сечение зубьев дополнительным конусом называют торцевым сечением.

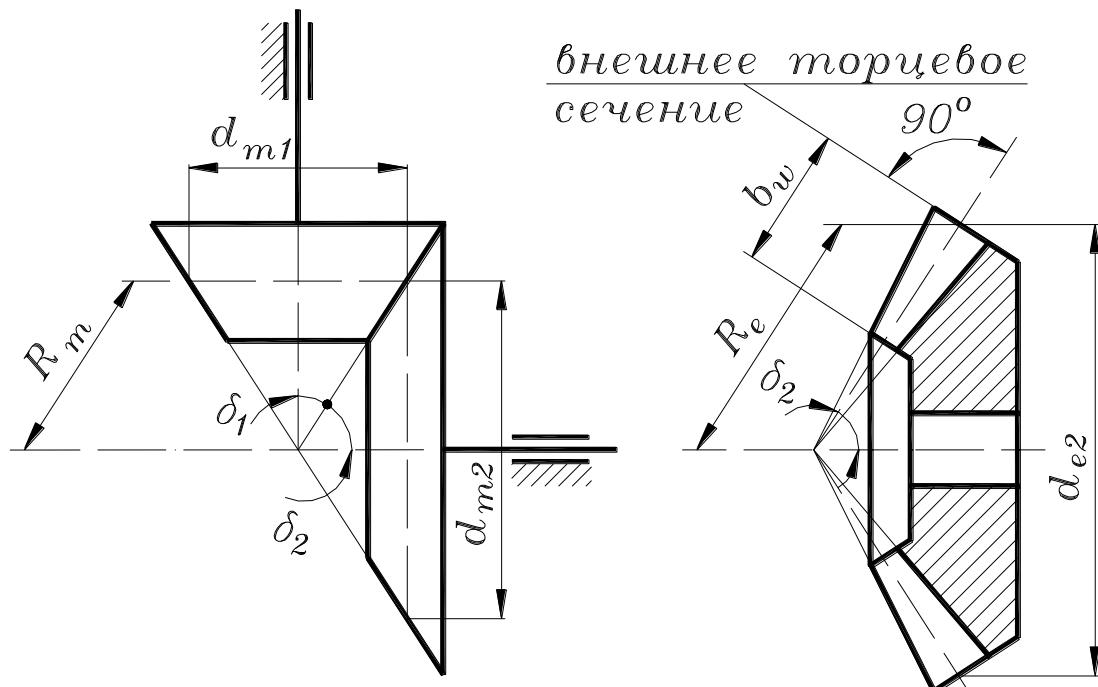


Рис. 4.1.

Различают внешнее, внутреннее и среднее торцевые сечения. Из рис. 4.1 видно, что размеры зуба (в том числе и модуль) меняются пропорционально конусному расстоянию. Стандартным является модуль во внешнем торцевом сечении m_e .

В расчетах на прочность используют среднее (медианное) торцевое сечение; все размеры в этом сечении имеют индекс m (рис. 4.1):

- d_{m1} и d_{m2} – диаметры делительных окружностей колес в среднем торцевом сечении;
- m_m – модуль зуба в среднем торцевом сечении;
- R_m – среднее конусное расстояние.

Передаточное число конической передачи, так же как и цилиндрической равно отношению числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего колеса. Выразив числа зубьев через диаметры, конусное расстояние и углы конусов δ_1 и δ_2 , получим:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

Если валы пересекаются под прямым углом, то есть, $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ и $\sin \delta_1 = \cos \delta_2$, то $u = \tan \delta_2 = \cot \delta_1$.

Учитывая эти замечания, покажем связь между диаметральными размерами и конусным расстоянием ортогональной передачи, например, между диаметром второго колеса по внешнему торцевому сечению d_{e2} и внешним конусным расстоянием R_e (рис. 4.1).

$$R_e = \frac{0,5 d_{e2}}{\sin \delta_2} = \frac{0,5 d_{e2}}{\cos \delta_1}$$

Но $\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\tan^2 \delta_1 + 1}}$ и $\tan \delta_1 = \frac{1}{\tan \delta_2}$. Тогда

$$R_e = \frac{0,5 d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}}{u} \quad (4.1)$$

Прочность конической передачи рассчитывается аналогично цилиндрической прямозубой. Для вывода расчетных формул заменим коническую передачу эквивалентной прямозубой цилиндрической, то есть, вместо конической передачи будем рассматривать цилиндрическую прямозубую, эквивалентную (равную) ей по прочности. Преобразование конической передачи в эквивалентную цилиндрическую прямозубую показано на рис. 4.2.

Рассечем коническую передачу плоскостью $n - n$, касательной к дополнительному конусу в среднем торцевом сечении. В зависимости от параметров конусов, здесь могут образоваться следующие конические сечения: эллипс, парабола или гипербола. Допустим, это эллипс и гипербола, как показано на рис. 4.2. На них имеются прямые зубья

(с модулем m_m), с помощью которых они зацепляются друг с другом. Радиусы кривизны этих кривых в точке касания определяются следующим образом.

Для эллипса – это радиус кривизны на большой оси:

$$\rho_1 = \frac{d_{1m}}{2 \cos \delta_1}$$

Для гиперболы – это радиус кривизны на вещественной оси:

$$\rho_2 = \frac{d_{2m}}{2 \cos \delta_2}$$

Такими же будут радиусы эквивалентных цилиндрических колес. Запишем формулы их диаметров:

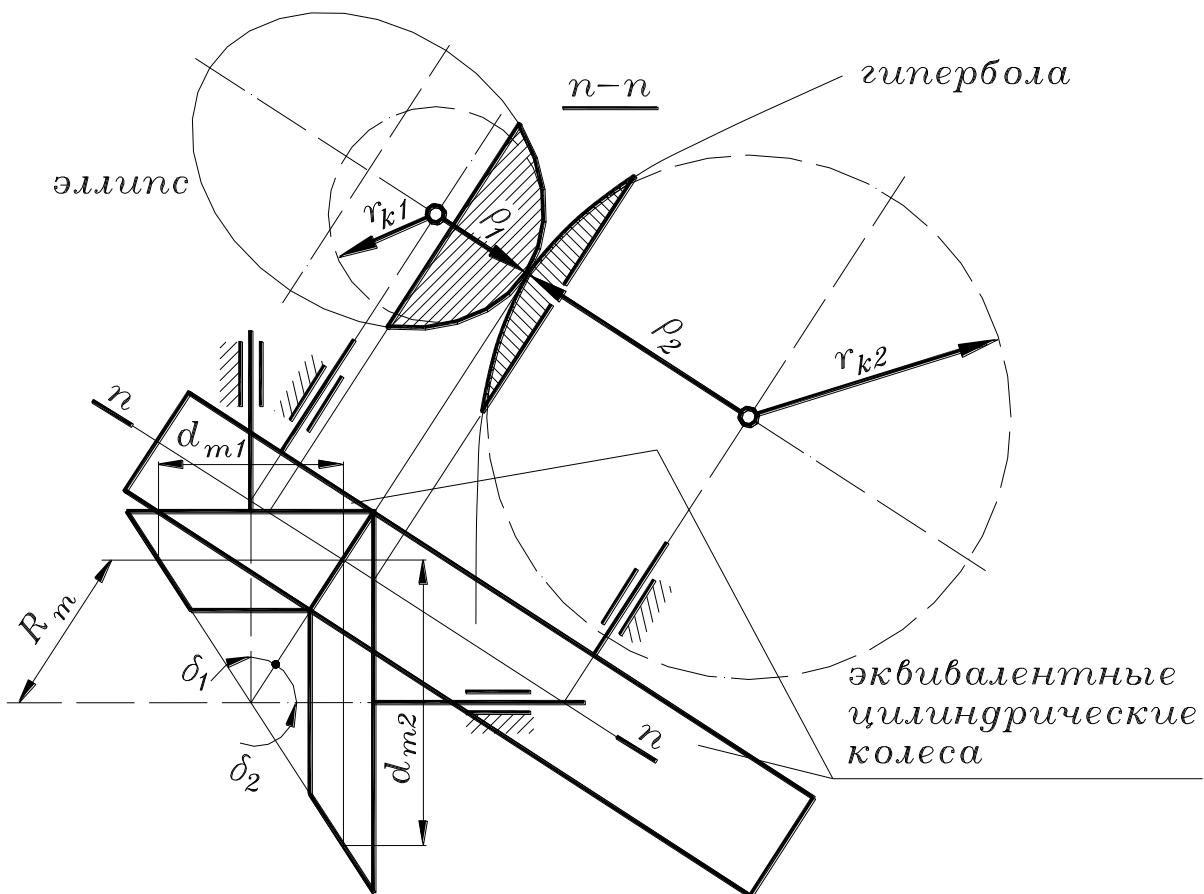


Рис. 4.2.

$$d_{K1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{K2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}$$

Соответственно, числа зубьев эквивалентных цилиндрических колес:

$$z_{K1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1}; \quad z_{K2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2}$$

Эти колеса имеют ширину, равную длине зуба конических колес, и модуль, равный модулю зуба конических колес в среднем торцевом сечении.

Интересно заметить, что

$$u_K = \frac{z_{K2}}{z_{K1}} = \frac{z_2 \cos\delta_1}{z_1 \cos\delta_2}$$

и так как

$$\frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2} = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1} = u,$$

то можно сделать вывод, что передаточное число эквивалентной цилиндрической передачи равно квадрату передаточного числа исходной конической передачи.

§4.2. Расчеты конической передачи на контактную и изгибную прочность.

В формуле Герца удельная нагрузка на зуб q и приведенный радиус кривизны контактирующих профилей зуба $\rho_{\text{пр}}$ определяется по диаметрам эквивалентных прямозубых колес. То есть, эти параметры являются неизменными. Однако, в исходной конической передаче, как показывают расчеты, приведенные радиусы кривизны в различных торцевых сечениях изменяются (увеличиваются) пропорционально расстоянию от вершины конуса. Удельная нагрузка на зуб конической передачи также пропорциональна этому расстоянию. Значит, отношение $q/\rho_{\text{пр}}$ постоянно для всех сечений зуба, что говорит о возможности использования для расчета на контактную прочность эквивалентной цилиндрической передачи.

Рабочая формула проектного расчета по контактным напряжениям выводится из формулы Герца для эквивалентной прямозубой цилиндрической передачи с учетом геометрических соотношений конической передачи. При этом учитывается, что основными габаритными размерами для конических передач являются диаметр делительной окружности во внешнем торцевом сечении большего колеса d_{e2} (рис. 4.1), внешнее конусное расстояние R_e (рис. 4.1), а нагрузка характеризуется моментом T_2 на валу большого колеса.

После подстановок и преобразований исходной формулы получаем формулу проектного расчета конической передачи по контактным напряжениям (напомним, что здесь T_2 в Нм, а $[\sigma_H]$ в МПа):

$$d_{e2}/1010^3 \sqrt{\frac{T_2 u K_{H\beta}}{\gamma_H [\sigma_H]^2 (1 - K_{be}) K_{be}}} \text{ (мм)} \quad (4.2)$$

где: γ_H – эмпирический коэффициент уменьшения нагрузочной способности конической передачи по сравнению с цилиндрической $\gamma_H = 0,85$ (см. выше);

K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца (b_w см. на рис. 4.1):

$$K_{be} = \frac{b_w}{R_e} \quad (4.3)$$

Рекомендуемые значения этого коэффициента находятся в пределах 0,2–0,3, причем меньшие значения следует принимать, если $NB > 350$ или $v > 15 \text{ м/с}$.

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации напряжений по длине зуба; для передач с твердостью поверхностей зубьев $NB > 350$ этот коэффициент определяется по графику на рис. 4.3, на котором номера кривых соответствуют схемам передач слева от графика, 1ш – шариковые подшипники в опорах валов, 1р – роликовые подшипники.

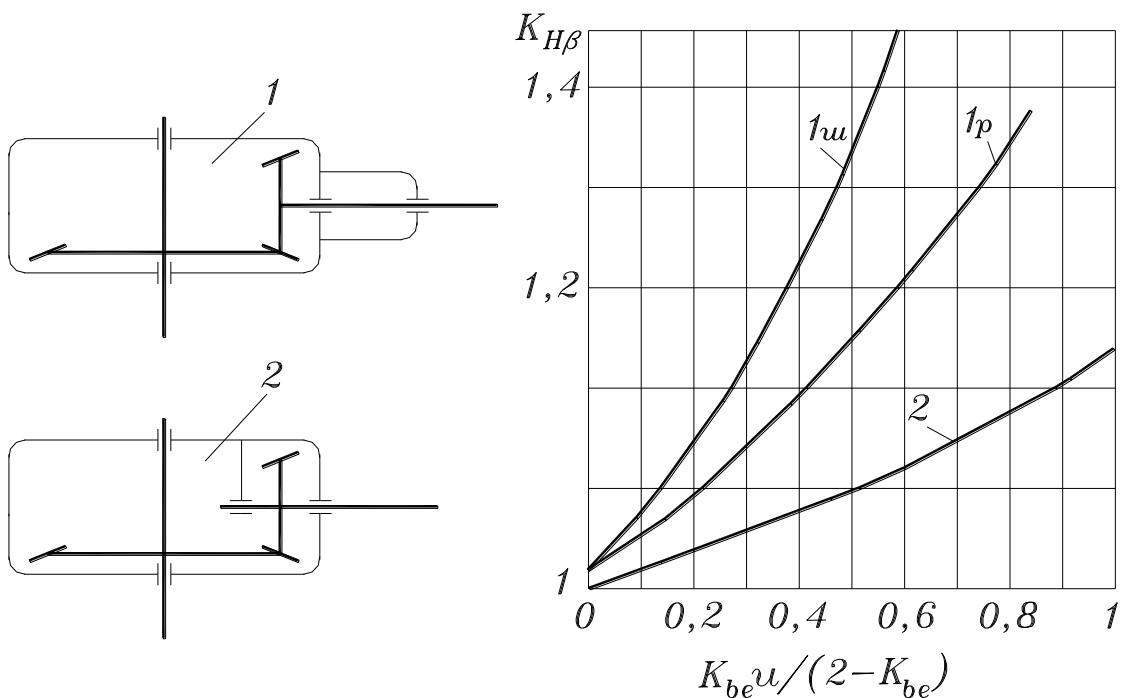


Рис. 4.3.

После расчета d_{e2} определяют конусное расстояние R_e (4.1) и ширину зубчатого венца (длину зуба) b_w по принятой величине коэффициента ширины колеса K_{be} (4.3). Величина модуля рассчитывается по эмпирической формуле:

$$m_e / \frac{b_w}{10} \quad (4.4)$$

и округляется до ближайшей большей стандартной величины. После этого производится уточненный расчет геометрических параметров передачи.

Формула проверочного расчета стальных эвольвентных колес с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$ по контактным напряжениям имеет следующий вид, аналогичный виду формулы для цилиндрической передачи (2.25) при коррекции некоторых параметров:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u^2 + 1}}{\gamma d_{m2} b_w}} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma_H] \quad (4.5)$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} выбирается так же, как для цилиндрических колес из таблицы 2.4.

Проверочный расчет по напряжениям изгиба ведется по формуле:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{\gamma b_w m_m} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F] \quad (4.6)$$

K_{Fv} выбирается по таблице 2.6, а значение $K_{F\beta}$ рассчитывается по формуле: $K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1)$ [6].

Коэффициент формы зуба Y_F выбирается для числа зубьев эквивалентного колеса.

§4.3. Пример расчета.

Рассчитать прямозубую коническую передачу хвостового редуктора вертолета по следующим данным.

Мощность на входном валу $P_1 = 720$ кВт.

Частота вращения входного вала $n_1 = 2000$ об/мин.

Передаточное число $u = 2,9$.

Зубчатые колеса располагаются между опорами валов.

Материал колес – сталь 40ХНМА с поверхностной закалкой зубьев до твердости HRC 52 \div 58.

Редуктор выполнен в отдельном корпусе с принудительной смазкой передачи.

Технический ресурс редуктора $t_\Sigma = 3000$ час.

Проектный расчет зубчатой передачи на прочность.

1. Определение делительного диаметра выходного колеса по внешнему торцевому сечению.

Расчет ведется по формуле (4.2), для которой предварительно находим следующие параметры.

Крутящий момент на выходном валу (при к.п.д. конической передачи $\eta = 0,97$):

$$T_2 = \frac{30000 \cdot u \cdot P_1 \cdot \eta}{\pi \cdot n_1} = \frac{30000 \cdot 2,9 \cdot 720 \cdot 0,97}{3,14 \cdot 2000} = 9675,3 \text{ Нм}$$

Эмпирический коэффициент $\gamma_H = 0,85$ (стр. 66).

K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния; принимаем $K_{be} = 0,25$ (стр. 66).

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации напряжений по длине зуба;

так как по условию зубчатые колеса располагаются между опорами валов, то этот коэффициент находим из графика на рис. 4.3 по кривой 2 для значения

$$\frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}} = \frac{0,25 \cdot 2,9}{2 - 0,25} = 0,41$$

Получаем $K_{H\beta} = 1,06$.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ находится так же как для цилиндрических колес (глава 2, формула (2.21)).

Предел выносливости материала зубчатого колеса при отнулевом цикле напряжений (находится по эмпирическим формулам); для закаленных сталей при $HRC = 55$ (по условию):

$$\sigma_{H0} = 17 HRC + 200 = 17 \cdot 55 + 200 = 1135 \text{ (МПа)}$$

Коэффициент безопасности; для сталей с поверхностной закалкой (неоднородная структура по объему) $s_H = 1,2$;

Коэффициент долговечности K_H требует предварительного определения числа циклов напряжений, соответствующего пределу выносливости, и числа циклов напряжений за срок службы. Число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости, для $HRC = 55$ (стр. 37):

$$N_{H0} = 110 \cdot 10^6$$

Частота вращения выходного колеса передачи:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{2000}{2,9} = 689,65 \text{ об/мин}$$

Число циклов напряжений за срок службы (стр. 20):

$$N = t_{\Sigma} 60 n_2 = 3000 \cdot 60 \cdot 689,65 = 12,4 \cdot 10^7$$

Так как $N > N_{h0}$, то согласно примечанию на стр. 37, значение коэффициента долговечности $K_{HL} = 1$.

Допускаемое контактное напряжение (2.21):

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{s_H} K_{HL} = \frac{1135}{1,2} = 945,8 \text{ (МПа)}$$

Делительный диаметр выходного колеса по внешнему торцевому сечению (4.2):

$$\begin{aligned} d_{e2} &= 1010 \sqrt[3]{\frac{T_2 u K_{H\beta}}{\gamma_H [\sigma_H]^2 (1 - K_{be}) K_{be}}} = \\ &= 1010 \sqrt[3]{\frac{9675,3 \cdot 2,9 \cdot 1,06}{0,85 \cdot 945,8^2 (1 - 0,25) 0,25}} = 599,2 \text{ мм} \end{aligned}$$

2. Расчет ширины зубчатого венца и выбор модуля.

Предварительное значение конусного расстояния (4.1):

$$R_e = \frac{0,5 d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}}{u} = \frac{0,5 \cdot 599,2 \sqrt{2,9^2 + 1}}{2,9} = 316,9 \text{ мм}$$

Ширину зубчатого венца выходного колеса находим из формулы (4.3) при выбранном значении $K_{be} = 0,25$:

$$b_w = b_2 = K_{be} R_e = 0,25 \cdot 316,9 = 79,2 \text{ мм}$$

Принимаем $b_2 = 80$ мм. Это значение является окончательным.

В соответствии с формулой (4.4) принимаем стандартную величину модуля во внешнем торцевом сечении $m_e = 8$ мм.

3. Действительные геометрические параметры передачи.

Предварительное значение числа зубьев выходного колеса:

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} = \frac{599,2}{8} = 74,9$$

Принимаем $z_2 = 75$.

Предварительное число зубьев входного колеса редуктора:

$$z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{75}{2,9} = 25,7$$

Принимаем $z_1 = 26$.

Передаточное отношение редуктора (вычисление с точностью до четвертого знака после запятой, так как по этому значению будут определяться углы делительных конусов):

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{75}{26} = 2,8846$$

Угол делительного конуса второго колеса (с точностью до 100):

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 2,8846 = 70^\circ 52' 50''$$

Диаметр делительной окружности второго колеса по внешнему торцевому сечению:

$$d_{e2} = m_e z_2 = 8 \cdot 75 = 600 \text{ мм}$$

Угол делительного конуса первого колеса:

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 70^\circ 52' 50'' = 19^\circ 7' 10''$$

Диаметр делительной окружности первого колеса по внешнему торцевому сечению:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 8 \cdot 26 = 208 \text{ мм}$$

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{0,5 d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}}{u} = \frac{0,5 \cdot 600 \sqrt{2,8846^2 + 1}}{2,8846} = 317,52 \text{ мм}$$

Проверочный расчет на усталость по контактным напряжениям.

Этот расчет выполняется по формуле (4.5), для которой надо предварительно определить величину d_{m2} диаметра делительной окружности второго колеса в среднем торцевом сечении, значение коэффициентов расчетной нагрузки и окружную силу F_t . Допускаемое контактное напряжение было определено выше $[\sigma_H] = 945,8 \text{ МПа}$.

Коэффициент $K_{H\beta}$ найдем по кривой 2 графика на рис 4.3, так как по условию задачи зубчатые колеса располагаются между опорами валов. Рассчитаем требуемое значение на оси абсцисс этого графика:

$$K_{be} = \frac{b_w}{R_e} = \frac{80}{317,52} = 0,25$$

$$\frac{K_{be} u}{2 - K_{be}} = \frac{0,25 \cdot 2,8846}{2 - 0,25} = 0,41$$

Из графика имеем $K_{H\beta} = 1,06$.

Согласно таблице 2.1 для редуктора вертолета назначаем шестую степень точности передачи.

Окружную скорость найдем с учетом среднего конусного расстояния и диаметра делительной окружности второго колеса в среднем торцевом сечении. Среднее конусное расстояние (рис. 4.1):

$$R_m = R_e - 0,5 b_w = 317,52 - 40 = 277,52 \text{ мм}$$

Диаметр делительной окружности второго колеса в среднем торцевом сечении:

$$d_{m2} = d_{e2} \frac{R_m}{R_e} = 600 \frac{277,52}{317,52} = 524,41 \text{ мм}$$

При определении окружной скорости диаметр колеса переводим в м:

$$v = \frac{\pi d_{2m} n_1}{60 u} = \frac{3,14 \cdot 524,41 \cdot 2000}{60 \cdot 10^3 \cdot 2,8846} = 19 \text{ м/с}$$

Из таблицы 2.4 находим $K_{Hv} = 1,18$.

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 T_2 10^3}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 9675,3 \cdot 1000}{524,41} = 37840,37 \text{ Н}$$

Контактное напряжение (4.5):

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u^2 + 1}}{\gamma d_{m2} b_w} K_{H\beta} K_{Hv}} = \\ = 436 \sqrt{\frac{37840,37 \cdot \sqrt{2,8846^2 + 1}}{0,85 \cdot 524,41 \cdot 80} 1,06 \cdot 1,18} = 887,4 \text{ МПа}$$

Проверка удовлетворительна, так как $\sigma_H < [\sigma_H] = 945,8 \text{ МПа}$.

Проверочный расчет на прочность по напряжениям изгиба.

Расчет ведется по формуле (4.6), для которой следует предварительно найти значения коэффициентов и величину модуля в медианном (среднем) сечении.

Расчет выполняется для того колеса передачи, у которого меньше отношение $[\sigma_F]/Y_F$.

Коэффициент формы зуба выбираем по таблице 2.5 в соответствии с числом зубьев эквивалентных прямозубых колес.

Число зубьев прямозубого колеса, эквивалентного конической шестерне (входному колесу) (стр. 65):

$$z_{K1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{26}{\cos 19^\circ 7' 10''} = 27,51$$

Принимаем $z_{K1} = 28$.

Число зубьев прямозубого колеса, эквивалентного выходному коническому колесу:

$$z_{K2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{75}{\cos 70^\circ 52' 50''} = 227,27$$

Принимаем $z_{K2} = 227$.

Коэффициент формы зуба (таблица 2.5): для $z_{K1} = 28$ находим $Y_{F1} = 3,81$, а для $z_{K2} = 227 - Y_{F2} = 3,6$.

Допускаемое напряжение изгиба зубьев шестерни и колеса принимаем одинаковым, так как они выполнены из одной и той же марки стали, и рассчитываем так же, как для цилиндрических колес, по формуле (2.28), для чего сначала находим величину предела выносливости при изгибных напряжениях и значения коэффициентов.

Предел выносливости при изгибных напряжениях (2.29):

$$\sigma_{F0} = 0,6 \sigma_e = 0,6 \cdot 1100 = 660 \text{ МПа},$$

так как для конструкционных легированных сталей $\sigma_v = (1000 \text{--} 1200)$ МПа.

Значение коэффициента безопасности принимаем по рекомендации на стр. 43: для стали с поверхностной закалкой $S_F = 1,55$.

При односторонней нагрузке (хвостовой редуктор вертолета является нереверсивным) $K_{Fc} = 1$ (стр. 43).

Коэффициент долговечности определяется также, как при расчете по контактным напряжениям (стр. 44), поэтому $K_{Fl} = 1$.

Допускаемое напряжение изгиба (2.28):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{Fc} K_{Fl} = \frac{660}{1,55} = 425,81 \text{ МПа}$$

Для входного колеса передачи:

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F1}} = \frac{425,81}{3,81} = 111,76$$

Для выходного колеса передачи:

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F2}} = \frac{425,81}{3,6} = 118,28$$

Так как это отношение меньше для входного колеса (для шестерни), то расчет выполняем для входного колеса.

Коэффициент распределения нагрузки по длине зуба $K_{F\beta}$ рассчитывается в соответствии с указанием на стр. 67:

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1) = 1 + 1,5(1,06 - 1) = 1,09$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} выбирается по таблице 2.6: для шестой степени точности и окружной скорости > 10 м/с $K_{Fv} = 1,17$.

Модуль зубьев в медианном (среднем торцевом сечении):

$$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e} = 8 \frac{277,52}{317,52} = 6,99 \text{ мм}$$

Принимаем $m_m = 7$ мм.

Напряжение изгиба в зубе шестерни (4.6):

$$\begin{aligned} \sigma_F &= Y_F \frac{F_t}{\gamma b_w m_m} K_{F\beta} K_{Fv} = \\ &= 3,81 \frac{37840,37}{0,85 \cdot 80 \cdot 7} 1,09 \cdot 1,17 = 386,2 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Проверка удовлетворительна, так как $\sigma_F < [\sigma_F] = 825,81$ МПа.

§4.4. Ключевые слова и выражения.

1. Радиусы делительных окружностей эквивалентной цилиндрической передачи, заменяющей коническую, равны радиусам кривизны конических сечений в точке их касания.

2. Передаточное число эквивалентной цилиндрической передачи, заменяющей коническую, равно квадрату передаточного числа исходной конической передачи.

3. Конические передачи имеют меньшую нагрузочную способность, чем цилиндрические.

§4.5. Контрольные вопросы.

1. Чему равно передаточное число эквивалентной цилиндрической передачи, заменяющей коническую?

2. Какова причина уменьшения нагрузочной способности конических передач по сравнению с цилиндрическими?

Глава 5. Червячные передачи.

§5.1. Геометрические параметры червячных передач.

Червячная передача относится к передачам с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90°. Движение передается с помощью высшей кинематической пары по принципу наклонной плоскости.

Различают червячные передачи глобоидные [6] и цилиндрические, то есть, имеющие цилиндрический червяк (рис. 5.1).

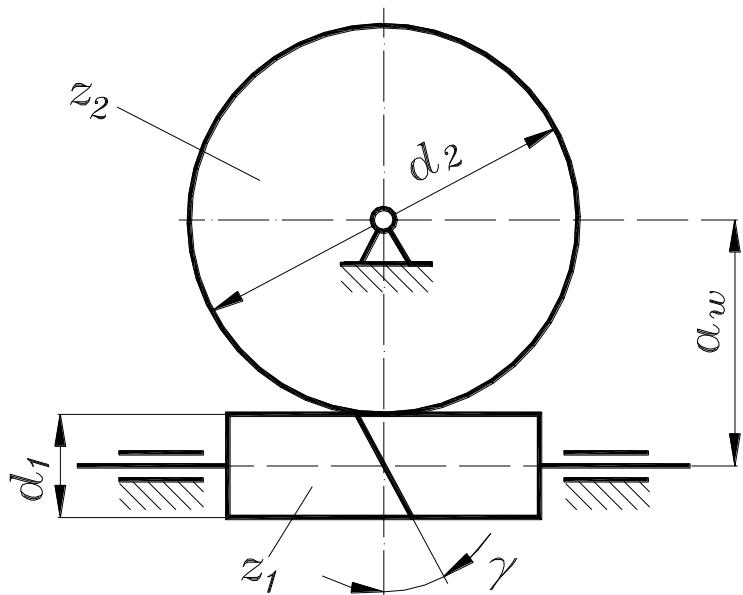


Рис. 5.1.

Среди цилиндрических известны передачи с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяком. Будем рассматривать только червячные передачи с архимедовым червяком, как наиболее употребительные. Витки архимедова червяка в торцевом сечении очерчены по спирали Архимеда. В осевом сечении этот червяк имеет прямобочную трапецидальную форму витков с углом профиля $\alpha = 20^\circ$ (рис. 5.2).

Архимедов червяк подобен ходовому винту с трапецидальной резьбой, он прост в изготовлении, чем, в частности, и объясняется широкое использование цилиндрических червячных передач с архимедовыми червяками. Червячное колесо такой передачи нарезается червячной фрезой, являющейся копией червяка, но имеющей режущие кромки и наружный диаметр больше, чем у червяка на двойной размер радиального зазора в зацеплении.

Геометрические параметры червяка следующие (рис. 5.1 и 5.2).

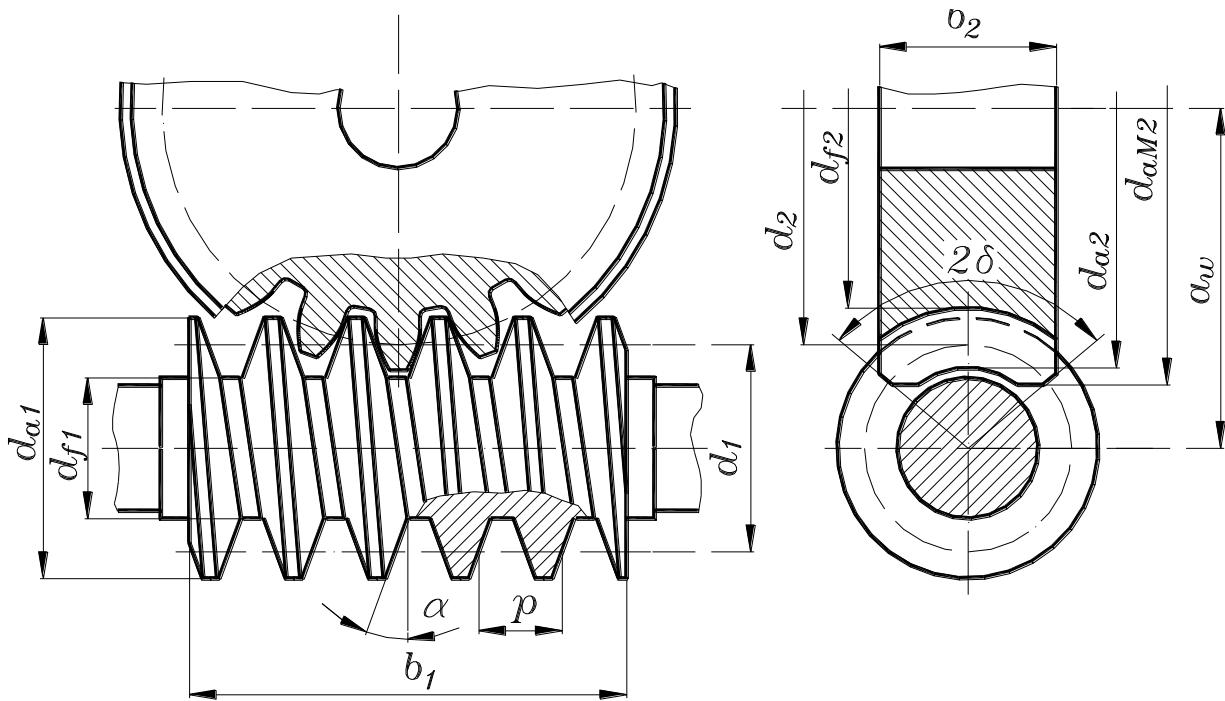


Рис. 5.2.

Число заходов червяка z_1 . По стандарту $z_1 = 1; 2; 4$. Чаще других используются однозаходные червяки, двух и четырехзаходные рекомендуется применять при небольших значениях передаточных отношений.

Делительный диаметр червяка связан с модулем с помощью коэффициента диаметра червяка q :

$$d_1 = q m \quad (5.1)$$

Величины m и q стандартизованы. Вот наиболее часто встречающиеся значения:

$$m = 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5 \text{ мм}$$

$$q = 8; 10; 12,5; 16; 20.$$

Чтобы исключить слишком тонкие червяки следует увеличивать q с уменьшением m . Рекомендуется $q / 0,25 z_2$.

Диаметры вершин и впадин червяка:

$$d_{a1} = d_1 + 2m; d_{f1} = d_1 - 2,4m \quad (5.2)$$

Длина нарезанной части червяка b_1 определяется из условия использования одновременного контакта наибольшего числа зубьев колеса. При нулевой передаче рекомендуется следующая формула:

$$b_1 / (11 + 0,06 z_2) m \quad (5.3)$$

Угол подъема винтовой линии по делительному диаметру:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q} \quad (5.4)$$

Геометрические параметры колеса (рис. 5.2). В нулевой передаче:

$$\begin{aligned} d_2 &= z_2 m; d_{a2} = d_2 + 2m; d_{f2} = d_2 - 2,4m; \\ a_w &= 0,5(q + z_2)m \end{aligned} \quad (5.5)$$

По условию отсутствия подреза эвольвентной части у основания зубьев $z_2 / 28$.

Угол обхвата червяка колесом в силовых передачах $2\delta \approx 1008$. Ширина колеса для однозаходных передач $b_2 \leq 0,75d_{a1}$. Максимальный диаметр колеса (для однозаходных червяков) $d_{am2} \leq d_{a2} + 2m$.

Так как в тяговом режиме входным звеном является червяк, то передаточное отношение (передаточное число)

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (5.6)$$

где n_1 и n_2 – частоты вращения червяка и колеса.

Чаще всего $z_1 = 1$, поэтому в червячной передаче можно получить большое передаточное отношение, что и является основным достоинством червячных передач. Широкое распространение получили передачи с $u = 20 \text{--} 60$.

§5.2. Трение в червячных передачах. Самоторможение.

При движении витки червяка скользят по зубьям колеса, как в передаче «винт-гайка». Однако, следует учитывать, что в передаче «винт-гайка» имеет место низшая кинематическая пара, а в червячной передаче – высшая, так как контакт витка червяка с зубом колеса происходит по линии.

На рис. 5.3а показано сечение зуба колеса плоскостью, касательной к делительному цилиндру червяка. Скорость скольжения направлена по касательной к винтовой линии червяка:

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma} \quad (5.7)$$

где: v_1 и v_2 – окружные скорости червяка и колеса по делительным диаметрам:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}$$

γ – угол подъема винтовой линии червяка:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{v_2}{v_1}$$

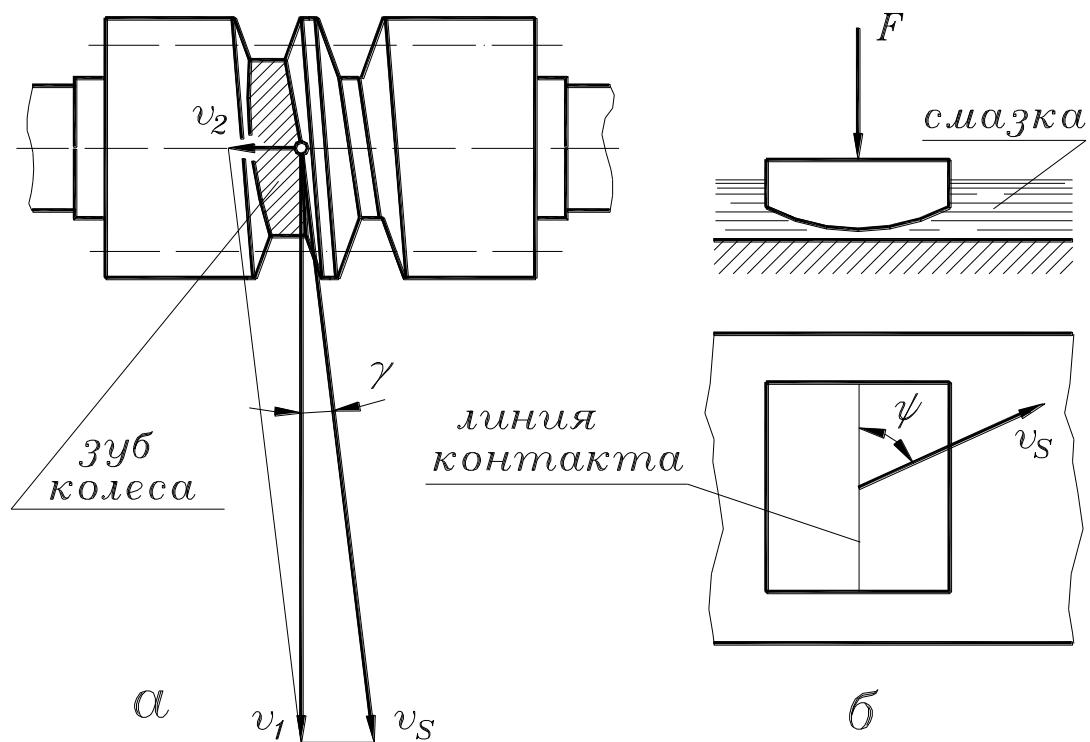


Рис. 5.3.

Из формул и рис. 5.3а видно, что в отличие от цилиндрических и конических передач окружные скорости v_1 и v_2 не совпадают – окружная скорость червяка значительно больше окружной скорости червячного колеса. В результате этого, скорость скольжения в червячных передачах достигает больших величин, что служит причиной значительного трения (отсюда низкий к.п.д.), повышенного износа и склонности к заеданию.

Заедание связано с неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта. Это показывает рис. 5.3б на примере относительного движения двух тел в слое смазки. Из теории смазки известно, что наиболее благоприятным условием для образования жидкостного трения является перпендикулярное направление скорости скольжения к линии контакта (то есть, когда $\chi = 90^\circ$). В этом случае смазка затягивается под движущееся тело и между трущимися телами образуется масляный слой – сухое трение заменяется жидкостным. При направлении скорости скольжения вдоль линии контакта ($\chi = 0$) масляный слой в контактной зоне образоваться не может – здесь будет сухое и полусухое трение. Чем меньше угол χ , тем меньше возможность образования жидкостного слоя. Скольжение зубьев в червячной передаче таково, что в околополюсной зоне направление скольжения

ности скольжения почти совпадает с направлением контактных линий и условия смазки здесь затруднены. При больших нагрузках в этой зоне может происходить заедание – микросваривание частиц металла с последующим их отрывом от поверхности зуба. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения.

Для предупреждения заедания ограничивают нагрузки и применяют специальные антифрикционные пары материалов для червяка и червячного колеса (см. ниже).

Оценка потерь на трение в зацеплении червячной передачи производится при помощи коэффициента полезного действия. При ведущем червяке, то есть, при передаче движения от червяка 1 к колесу 2:

$$\eta_{12} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \quad (5.8)$$

где ω – угол трения.

Из формулы (5.8) видно, что к.п.д. увеличивается с увеличением угла наклона винтовой линии червяка γ (уменьшение φ (5.4) или увеличение числа заходов червяка) и с уменьшением коэффициента трения или угла трения ω .

При ведущем червячном колесе, то есть, при передаче движения от колеса 2 к червяку 1, вследствие изменения направления сил получаем:

$$\eta_{21} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (5.9)$$

Если угол подъема винтовой линии меньше или равен углу трения $\gamma \leq \omega$, то $\eta_{21} \leq 0$. Это значит, что передача движения в обратном направлении, то есть, от колеса к червяку, становится невозможной. Передача становится самотормозящей. Чем меньше нуля значение η_{21} , тем больше запас самоторможения, то есть, его надежность. Для надежного самоторможения рекомендуют $\gamma \leq 0,5\omega$. Свойство самоторможения червячных передач используют в грузоподъемных механизмах, а также в других случаях, где оно необходимо.

Отметим, что теоретически, согласно формуле (5.8), значение к.п.д. самотормозящей червячной передачи в тяговом режиме (то есть, при передаче движения от червяка к колесу) меньше 0,5. Однако практически это справедливо только при очень небольших скоростях скольжения. При увеличении скорости скольжения величины коэффициента трения и угла трения снижаются, в результате чего к.п.д. самотормозящей передачи в тяговом режиме может быть больше 0,5. В таблице 5.1 приведены опытные данные по величинам коэффициентов и углов трения при удовлетворительной смазке в зависимости от

скорости скольжения (червяк стальной, колесо из оловянной бронзы).

Таблица 5.1.

V_s , м/с	f	ω
0,1	0,08 4 0,09	48349 4 58099
1	0,045 4 0,055	28359 4 38099
4	0,023 4 0,03	18269 4 18439
15	0,014 4 0,02	08489 4 18099

Для передачи с однозаходным червяком значения к.п.д. могут быть такими: $\eta = 0,7 \text{--} 0,75$.

§5.3. Применение червячных передач.

Определяя область применения червячных передач необходимо знать их преимущества и недостатки.

Преимущества.

1. Большие значения передаточных отношений.
2. Плавность и бесшумность работы.
3. Кинематическая точность. Повышенная кинематическая точность червячных передач по сравнению с цилиндрическими или коническими зубчатыми передачами связана, в частности, с минимальной или нулевой погрешностью шага зубьев червяка, если рассматривать его как зубчатое колесо, например, однозаходный червяк – это зубчатое колесо с одним зубом.
4. Возможность самоторможения.

Недостатки.

1. Низкий к.п.д.
2. Повышенный износ и склонность к заеданию.
3. Дорогие материалы для колес (см. ниже).
4. Повышенные требования к точности сборки, в частности, необходимость совпадения главных плоскостей червяка и колеса.

Червячные передачи дороже и сложнее зубчатых, поэтому их применяют при необходимости передачи движения между перекрещающимися валами, а также в механизмах, где необходимы большие передаточные отношения, высокая кинематическая точность и самоторможение. К ним относятся делительные устройства, устройства точного поворота и установки, механизмы останова, грузоподъемные механизмы и пр. Червячные передачи используют в подъемно-транспортных машинах, станкостроении, автомобилестроении и т.д.

Пониженный к.п.д. и склонность червячных передач к заеданию ограничивают их применение областью низких и средних мощностей при периодической, кратковременной работе. Передаваемая мощность обычно не превышает 50–60 кВт. При больших мощностях и длительной работе потери энергии на трение и нагрев в червячной передаче столь существенны, что ее применение становится невыгодным.

§5.4. Материалы червячных передач.

В связи с высокими скоростями скольжения и неблагоприятными условиями смазки материалы червячной пары должны обладать антифрикционными свойствами, износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию.

Червяки современных передач изготавливают из углеродистых и легированных сталей. Витки червяка должны быть термообработаны до высокой твердости с последующим шлифованием. В таблице 5.2 приведены механические характеристики часто используемых для червяков сталей.

Таблица 5.2.

Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
Сталь 45	700	400
Сталь 40ХНМА	1100	900

Для червячных колес используются в основном бронза. Реже – латунь и чугун. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы. Механические характеристики оловянной бронзы БрОЦС 6-6-3 таковы: предел прочности $\sigma_B = 370$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 290$ МПа.

§5.5. Охлаждение и смазка червячных передач.

Механическая энергия, потерянная в передаче, превращается в тепловую и нагревает передачу, если отвод тепла недостаточный, то передача перегревается и выходит из строя. Чтобы этого не произошло, необходим тепловой баланс, то есть, количество выделяющейся теплоты и количество отводимой теплоты должны быть одинаковыми. Если количество выделяющейся теплоты велико, то естественный отвод тепла в окружающую среду оказывается недостаточным и приходится применять искусственное охлаждение.

Различают следующие виды искусственного охлаждения:

1. Обдув корпуса передачи воздухом с помощью вентилятора. Для увеличения поверхности отвода тепла корпус червячного редуктора снабжается ребрами.

2. Использование водяной рубашки в виде полостей в корпусе редуктора, в которых циркулирует вода.

3. Применение циркуляционной системы смазки со специальными холодильниками.

При естественным охлаждении, а также в первых двух случаях искусственного охлаждения смазка передач осуществляется путем частичного погружения колеса или червяка в масляную ванну. Глубина погружения при этом не должна превышать высоты зуба колеса или витка червяка для быстроходных передач и трети радиуса колеса для тихоходных передач.

При циркуляционной смазке масло подают насосом в места зацепления и к подшипникам. После этого масло сливается на дно корпуса, откуда поступает в холодильник.

Заметим, что для червячных передач небольшой мощности, как правило, достаточно естественного охлаждения через корпус с ребрами. Сорт масла выбирают в зависимости от окружной скорости и нагруженности передачи [6], [11].

§5.6. Расчет по контактным напряжениям.

Интенсивность износа червячных передач зависит в основном от контактных напряжений, поэтому расчет по контактным напряжениям для червячных передач является основным.

Исходной является формула контактных напряжений в зубчатой передаче (2.4) (см. §2.5):

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}}}$$

Однако, следует учесть, что эта формула пригодна только для стальных зубчатых колес, так как величина приведенного модуля продольной упругости в формуле Герца вынесена из-под корня и участвует в значении числового коэффициента перед знаком радикала. Так как червячное колесо выполнено из бронзы или чугуна, то значение приведенного модуля упругости будет другим и E_{np} следует вернуть под знак радикала. Кроме того, чтобы отличить обозначение удельной нагрузки на зуб от коэффициента диаметра червяка, обозначим ее q_C . Тогда исходная формула примет вид:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_C E_{np}}{\rho_{np}}} \quad (5.10)$$

Преобразуя эту формулу для проектного расчета по аналогии с цилиндрической передачей и учитывая средние величины рекомендемых геометрических и кинематических параметров передачи и коэффициентов концентрации нагрузки после преобразований и уравнивания размерностей получим:

$$a_w / 6,25 \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right)^3 \sqrt{\frac{E_{np} T_2}{[\sigma_H]^2 \left(\frac{q}{z_2} \right)}} \quad (5.11)$$

(напомним, что здесь T_2 в Нм, а E_{np} и $[\sigma_H]$ в МПа)

где: q/z_2 – отношение коэффициента диаметра червяка к числу зубьев червячного колеса; для силовых передач рекомендуется принимать $q/z_2 = 0,22 \dots 0,4$;

E_{np} – приведенный модуль продольной упругости (модуль Юнга) для материалов червяка и колеса:

$$E_{np} = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

здесь – модуль упругости для стали $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

модуль упругости для бронзы или чугуна

$E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа;

T_2 – силовой момент на червячном колесе;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для материала колеса; для оловянистых бронз $[\sigma_H] = (0,85 \dots 0,9) \sigma_B$.

Проверочный расчет по контактным напряжениям производится по формуле:

$$\sigma_H = 37,3 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_1 d_2^2 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H] \quad (5.12)$$

(напомним, что здесь T_2 в Нм, E_{np} и $[\sigma_H]$ в МПа, d_1 и d_2 в мм, γ и α в град, δ в рад)

где: $K_H = K_v K_\beta$; здесь K_v – коэффициент динамической нагрузки; из-за плавности работы динамические нагрузки невелики, поэтому: при $v_2 \leq 3$ м/с $K_v = 1$; при $v_2 \geq 3$ м/с $K_v = 1 \dots 1,2$;

K_β – коэффициент концентрации нагрузки; хорошая прирабатываемость материалов червячной пары уменьшает неравномерность нагрузки по контактным линиям: $K_\beta = 1 \dots 1,2$;

γ – угол подъема винтовой линии червяка (5.4);

d_1 и d_2 – делительные диаметры червяка и колеса;

δ – половина угла обхвата колеса червяком в рад;

α – профильный угол; $\alpha = 208$;

ε_α – торцевой коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса; в нулевой передаче при $\alpha = 20^\circ$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 z_2 + 2,9}{2,95}$$

$\xi = 0,75$ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата 2δ , а так, как показано на рис. 5.4, где приведены действительные контактные линии в различных позициях зацепления.

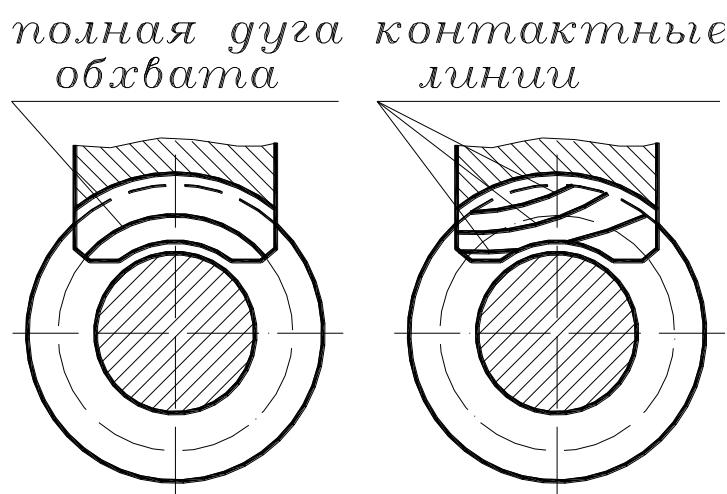


Рис. 5.4.

Проверочный расчет по напряжениям изгиба производится для зубьев червячного колеса аналогично косозубому колесу с учетом особенностей его конструкции [6].

§5.7. Пример расчета.

Рассчитать червячный редуктор общего машиностроения при постоянной нагрузке по следующим данным.

Мощность на валу червяка $P_1 = 25$ кВт.

Частота вращения червяка $n_1 = 1200$ об/мин.

Частота вращения червячного колеса $n_2 = 30$ об/мин.

Редуктор выполнен в отдельном корпусе с масляной ванной.

Проектный расчет.

По рекомендациям §5.4 принимаем материал червяка – сталь 45, материал червячного колеса – оловянную бронзу Бр ОЦС 6-6-3 с пределом прочности $\sigma_B = 370$ МПа (§5.4).

Межцентровое расстояние передачи определяется по формуле (5.11), для которой предварительно найдем следующие параметры.

Отношение коэффициента диаметра червяка к числу зубьев червячного колеса; для силовых передач рекомендуется $q/z_2 = 0,22 \dots 0,4$ (стр. 82); принимаем среднее значение $q/z_2 = 0,31$.

Модуль упругости для стали $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Модуль упругости для бронзы $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа.

Приведенный модуль продольной упругости (модуль Юнга) для материалов червяка и колеса (стр. 82):

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5 + 0,9 \cdot 10^5} = 1,26 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Крутящий момент на выходном валу определим с учетом к.п.д. передачи $\eta = 0,72$ (стр. 79):

$$T_2 = \frac{30000 \cdot P_1 \cdot \eta}{\pi \cdot n_2} = \frac{30000 \cdot 25 \cdot 0,72}{3,14 \cdot 30} = 5732,48 \text{ Нм}$$

Допускаемое контактное напряжение для материала колеса; для оловянных бронз $[\sigma_H] = (0,85 \dots 0,9)\sigma_B$ (стр. 82). Принимаем:

$$[\sigma_H] = 0,87 \cdot 370 = 321,9 \text{ МПа}$$

Межцентровое расстояние (5.11):

$$a_w / 6,25 \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2}{[\sigma_H]^2 \left(\frac{q}{z_2} \right)}} = \\ = 6,25 (0,31 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 5732,48}{321,9^2 \cdot 0,31}} = 231,09 \text{ мм}$$

По этому предварительному значению межцентрового расстояния можно определять геометрические параметры передачи. Принимаем однозаходный червяк: $z_1 = 1$. Так как передаточное число:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1200}{30} = 40,$$

то $z_2 = 40$.

Так как было принято $q/z_2 = 0,31$, то $q = 0,31 \cdot 40 = 12,4$. Принимаем рекомендуемое значение (стр. 75) $q = 12,5$.

Из формулы (5.5) определяем модуль:

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{(q + z_2)} = \frac{2 \cdot 231,09}{(12,5 + 40)} = 8,8 \text{ мм}$$

Принимаем $m = 10 \text{ мм}$ (стр. 75).

Диаметральные размеры червяка ((5.1) и (5.2)):

$$d_1 = q \cdot m = 12,5 \cdot 10 = 125 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 125 + 2 \cdot 10 = 145 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 125 - 2,4 \cdot 10 = 101 \text{ мм}$$

Длина нарезанной части червяка (5.3):

$$b_1 / (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 10 = 134 \text{ мм}$$

Диаметральные размеры червячного колеса (5.5):

$$d_2 = z_2 \cdot m = 40 \cdot 10 = 400 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 400 + 2 \cdot 10 = 420 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 400 - 2,4 \cdot 10 = 376 \text{ мм}$$

Максимальный диаметр червячного колеса (стр. 76):

$$d_{aM2} = d_{a2} + 2 \cdot m = 420 + 2 \cdot 10 = 440 \text{ мм}$$

Ширина червячного колеса (стр. 76):

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 145 = 108,75 \text{ мм}$$

Принимаем $b_2 = 108 \text{ мм}$.

Межцентровое расстояние передачи (5.5):

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2) = 0,5 \cdot 10 \cdot (12,5 + 40) = 262,5 \text{ мм}$$

Проверочный расчет по контактным напряжениям.

Расчет производится по формуле (5.12), для которой необходимо предварительно найти следующие параметры.

Коэффициент динамической нагрузки K_v . На стр. 82 приведены величины этого коэффициента в зависимости от окружной скорости на колесе. Вычислим окружную скорость на колесе (диаметр колеса переводим в м):

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 30}{60 \cdot 10^3} = 0,628 \text{ м/с}$$

Поэтому $K_v = 1$.

Коэффициент концентрации нагрузки K_β ; при постоянной нагрузке (по исходным данным) $K_\beta = 1$ (стр. 82).

Коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_v \cdot K_\beta = 1$$

Угол подъема винтовой линии червяка (5.4):

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q} = \operatorname{arctg} \frac{1}{12,5} = 4^\circ 34' 26''$$

Половина угла обхвата колеса червяком $\delta = 50^\circ = 0,8727$ рад (по рекомендации на стр. 76).

α – профильный угол; $\alpha = 208$;

ε_α – торцевой коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса; в нулевой передаче при $\alpha = 20^\circ$ (стр. 83):

$$\begin{aligned}\varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{0,03 z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 z_2 + 2,9}{2,95} = \\ &= \frac{\sqrt{0,03 \cdot 40^2 + 40 + 1} - 0,17 \cdot 40 + 2,9}{2,95} = 1,87\end{aligned}$$

φ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата; $\xi = 0,75$ (стр. 83).

Контактное напряжение в передаче:

$$\begin{aligned}\sigma_H &= 37,3 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_1 d_2 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} = \\ &= 37,3 \sqrt{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 5732,48 \cos^2 4^\circ 34' 26''}{125 \cdot 400^2 \cdot 0,8727 \cdot 1,87 \cdot 0,75 \sin 40^\circ}} = 251,92 \text{ Нм}\end{aligned}$$

Проверка удовлетворительна, так как $\sigma_H < [\sigma_H] = 321,9$ МПа.

§5.8. Ключевые слова и выражения.

1. Архимедов червяк – это ходовой винт с трапецидальной резьбой, витки которого в торцевом сечении очерчены по спирали Архимеда.

2. В самотормозящей червячной передаче движение от колеса к червяку невозможно.

3. Угол подъема винтовой линии червяка в самотормозящей передаче меньше угла трения.

4. Теоретическое значение к.п.д. самотормозящей червячной передачи меньше 0,5.

5. Максимальная мощность червячных передач не должна превышать 50–60 кВт.

6. Основным расчетом на прочность червячных передач является расчет по контактным напряжениям.

§5.9. Контрольные вопросы.

1. Каковы типы червячных передач?
2. Что такое архимедов червяк?
3. Чему равен угол обхвата колесом червяка в силовых передачах?
4. Как обычно передается движение в червячных передачах?
5. В чем заключается главное свойство самотормозящей червячной передачи?
6. Каков должен быть угол подъема винтовой линии червяка в самотормозящей червячной передаче?
7. Какое значение к.п.д. можно теоретически ожидать в самотормозящей червячной передаче в тяговом режиме?
8. Почему червячные передачи не используются при больших мощностях?
9. Чем объясняется склонность червячных передач к заеданию?
10. Какие материалы используются для изготовления червяков и червячных колес?
11. Каковы виды искусственного охлаждения червячных передач?

Глава 6. Конструкция зубчатых передач.

§6.1. Конструкция цилиндрических зубчатых колес и цилиндрических редукторов.

Среди конструкций цилиндрических зубчатых колес различают цельные, сварные и сборные.

Если диаметральные размеры зубчатого колеса мало отличаются от диаметра вала, то его выполняют заодно с валом – получается, так называемая, вал-шестерня. На рис. 6.1а показана вал-шестерня планетарного редуктора самолета. При больших диаметрах зубчатые колеса – это отдельные детали или узлы, фиксируемые на валах при помощи шлицев (рис. 6.1б и 6.1в), шпонок (рис. 6.1г и рис. 6.1д) или другими способами.

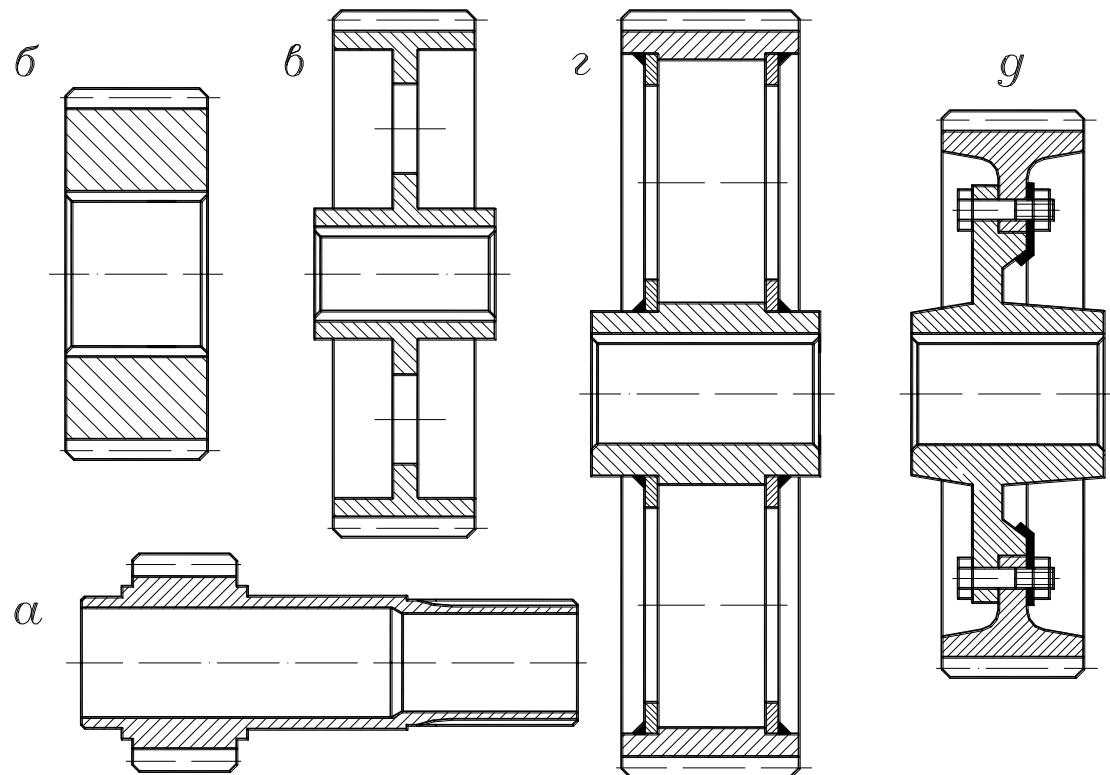


Рис. 6.1.

Если диаметральные размеры зубчатого колеса невелики, то есть, отличаются от диаметра вала не более чем в два раза, то его вы-

полняют в виде простого цилиндра (рис. 6.1б). При больших диаметрах конструкция зубчатого колеса включает зубчатый венец, диск (часто – с отверстиями) и ступицу (рис. 6.1в). Длина ступицы может быть равна или быть больше ширины зубчатого венца, но обязательно должна быть больше диаметра вала (в полтора – два раза) для уменьшения возможности перекосов при монтаже и работе. Толщина диска обычно составляет (20 4 30) % от ширины зубчатого венца. Толщина обода и ступицы зависит от способа производства заготовки зубчатого колеса (литье, штамповка, ковка, точение) и рассчитывается по специальным эмпирическим формулам [4].

Сварное зубчатое колесо показано на рис. 6.1г. Для большей жесткости конструкции оно выполнено с двумя дисками. В крупногабаритных конструкциях для уменьшения массы и из технологических соображений зубчатый венец связывают со ступицей при помощи спиц.

На рис. 6.1д показано сборное зубчатое колесо – зубчатый венец посажен на диск со ступицей и закреплен болтовым соединением. Это делается, по крайней мере, по двум соображениям. Во-первых, для большей ремонтопригодности – если зубья выйдут из строя, то надо будет менять не все зубчатое колесо, а только его зубчатый венец. Во-вторых – для экономии конструкционной стали, так как диск со ступицей может быть выполнен чугунным.

Редукторы бывают выполнены как отдельные сборочные единицы или встроены в конструкцию привода машины. В виде отдельных сборочных единиц редукторы используются в приводах таких машин, как подъемные краны, транспортеры, сельхозмашины и пр. Существуют стандартные конструкции редукторов различных типо-размеров. Редукторы, встроенные в конструкцию привода машин имеют обычно устройства для изменения передаточных отношений и называются коробками скоростей или передач, например, коробка скоростей токарного станка, коробка передач автомобиля.

Различают редукторы с неподвижными осями колес и планетарные редукторы. В зависимости от величины передаточного отношения редукторы с неподвижными осями колес выполняются одноступенчатыми, двухступенчатыми и трехступенчатыми. Разбивка общего передаточного отношения между ступенями производится из соображений минимальных габаритов конструкции.

На рис. 6.2 показана одна из возможных конструкций двухступенчатого редуктора. Для простоты сборки и обслуживания редуктора его корпус выполнен разъемным, то есть, состоит из двух частей – нижней 1 и верхней 2. Обычно они выполняются литыми – чугунными или алюминиевыми. Разъем проходит по осевой плоскости валов.

Опорами валов служат шариковые и роликовые подшипники качения, способные воспринимать не только радиальные, но и осевые

нагрузки, возникающие в косозубых передачах редуктора. Входной вал 3 выполнен заодно с шестерней. Промежуточный вал 4 тоже является вал-шестерней. На этом валу при помощи шпонки установлено ведомое зубчатое колесо 5 быстроходной ступени. На выходном валу 6 зафиксировано ведомое зубчатое колесо 7 тихоходной ступени.

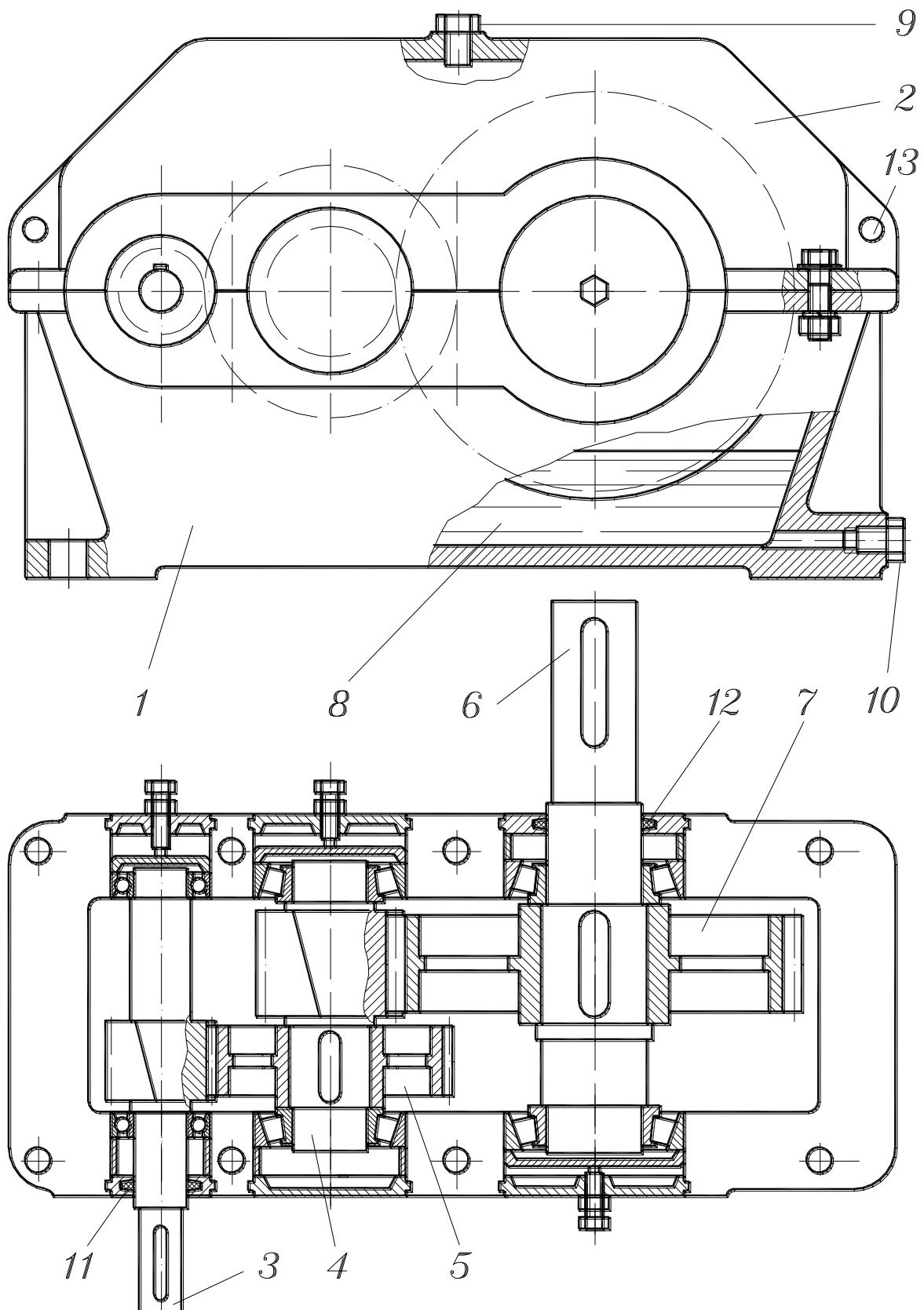


Рис. 6.2.

Смазка передач и подшипников происходит при помощи масляной ванны 8. Ведомое колесо тихоходной ступени погружено в масло, оно разбрызгивается и внутри корпуса образуется масляный туман.

Масло заливается в редуктор через отверстие в верхней части корпуса, закрытое пробкой 9. По мере эксплуатации редуктора масло загрязняется продуктами износа зубчатых колес и подшипников и его необходимо менять. Слив масла производится через отверстие в нижней части корпуса, закрытое пробкой 10.

Для предупреждения попадания грязи внутрь корпуса и вытекания масла из него в сквозных крышках подшипников установлены уплотнения 11 и 12 в виде войлочных колец. В глухих крышках предусмотрены устройства для регулировки подшипников качения при помощи нажимных винтов. Для облегчения сборки и разборки редуктора в верхней части корпуса предусмотрены отверстия 13.

На рис. 6.3 показана конструкция планетарного цилиндрического редуктора самолета, предназначенногодля уменьшения частоты вращения вала поршневого двигателя. Редуктор смонтирован в литом алюминиевом корпусе 1 с крышкой 2. Входной вал 3, соединяемый с валом двигателя, выполнен заодно с солнечной шестерней. Сателлиты 4 вращаются на осях 5, неподвижно установленных в сателлитодержателе (водиле), состоящем из двух, жестко связанных частей – правой 6 и левой, выполненной заодно с выходным валом 7, на который устанавливается винт самолета. Коронное колесо 8 закреплено в корпусе.

Концентрическая соосная конструкция редуктора приводит к особому расположению опор вращения его элементов: входной вал (вал-шестерня) вращается в подшипниках, установленных не в корпусе, а в сателлитодержателе; опоры сателлитодержателя расположены в корпусе.

Смазка редуктора осуществляется разбрызгиванием масла через форсунку 9 и созданием масляного тумана. Излишки масла сливаются через трубопровод 10. Уплотнение вращающихся валов производится манжетами 11 и 12, изготовленными из армированной резины и установленными с обеих сторон редуктора.

Редукторы турбовинтовых самолетов и вертолетов имеют более сложную конструкцию на основе замкнутых планетарных механизмов. В большинстве конструкций предусмотрена смазка под давлением через специальные каналы в валах и зубчатых колесах.

§6.2. Конструкция конических зубчатых колес и конических редукторов.

Подобно цилиндрическим колесам конические зубчатые колеса могут быть цельными, выполняться заодно с валом, иметь сварную или сборную конструкции. На рис. 6.4а показана коническая шестерня небольших размеров, имеющая в отверстии для посадки на вал шпоночный паз. Длина ступицы обычно больше ширины шестерни.

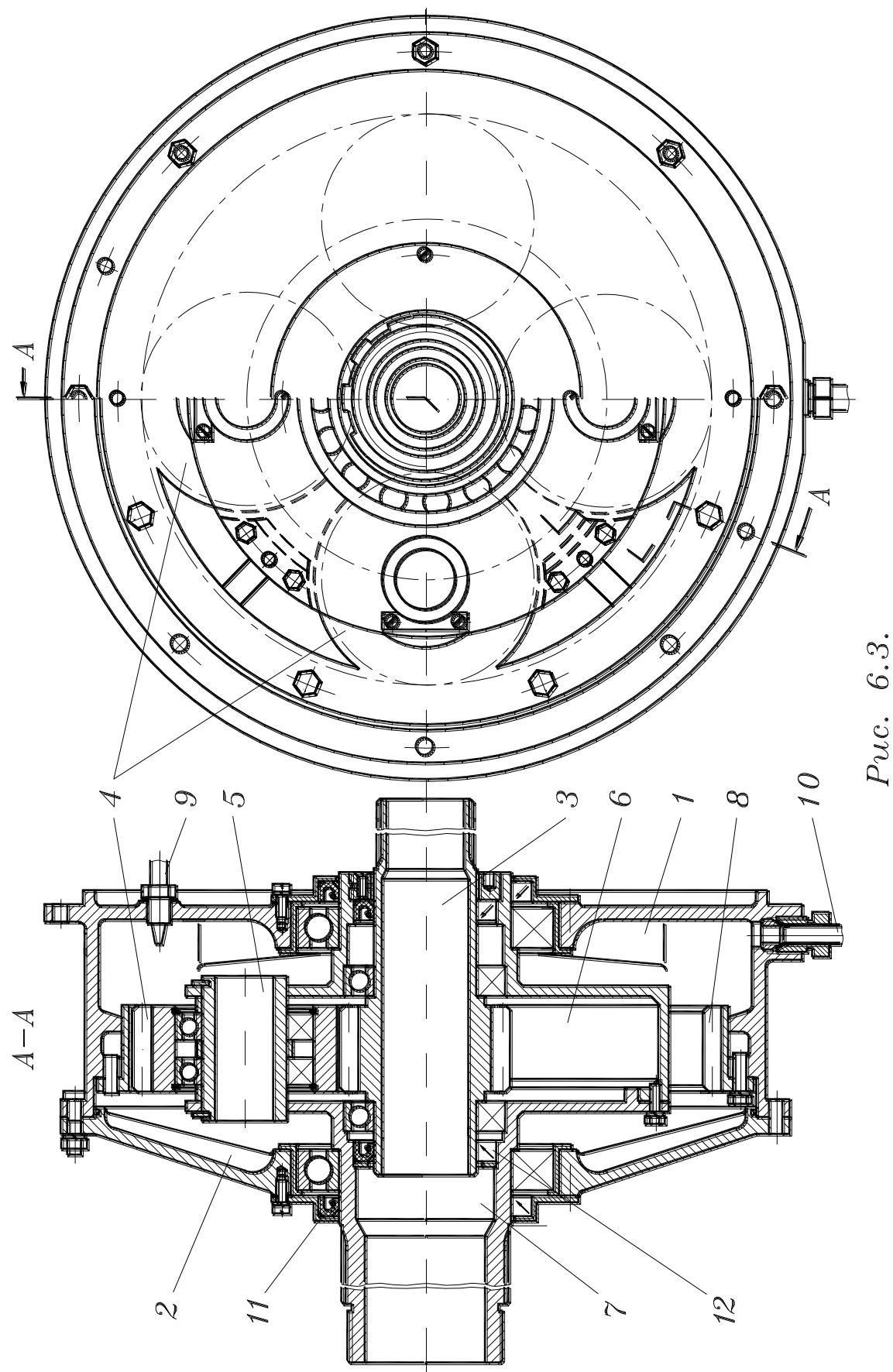


Рис. 6.3.

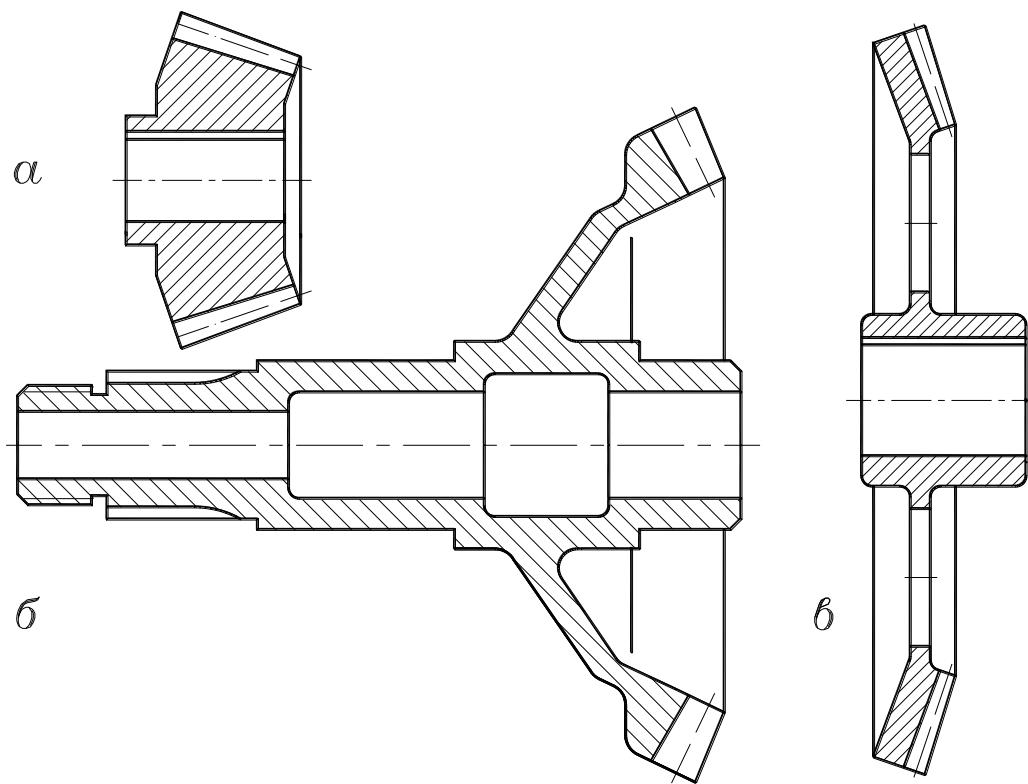


Рис. 6.4.

Конструкция конического зубчатого колеса, выполненного заодно с валом (вал-шестерня) показана на рис 6.4б. Это колесо промежуточного конического редуктора вертолета. Несмотря на то, что это колесо имеет диаметральные размеры значительно большие диаметра вала, оно выполнено заодно с валом, имеющим пустотелую, трубчатую конструкцию. Это сделано из соображений надежности и облегчения конструкции.

На рис. 6.4в показано коническое зубчатое колесо больших габаритов, конструкция которого включает зубчатый венец, диск с отверстиями для облегчения и ступицу с отверстием и шпоночным пазом для посадки на вал. Соотношения размеров примерно те же, что и в аналогичных цилиндрических колесах.

Конические редукторы служат для передачи вращения под углом и выполняются только одноступенчатыми. Иногда конический редуктор совмещается с цилиндрическим в одном корпусе и получается коническо-цилиндрический редуктор. Корпуса имеют разъемную и неразъемную конструкции.

На рис. 6.5 показана конструкция неразъемного конического редуктора для передачи вращения под углом 90° . Ведущая шестерня 1 зафиксирована на входном валу, подшипники которого установлены в стакане 2.

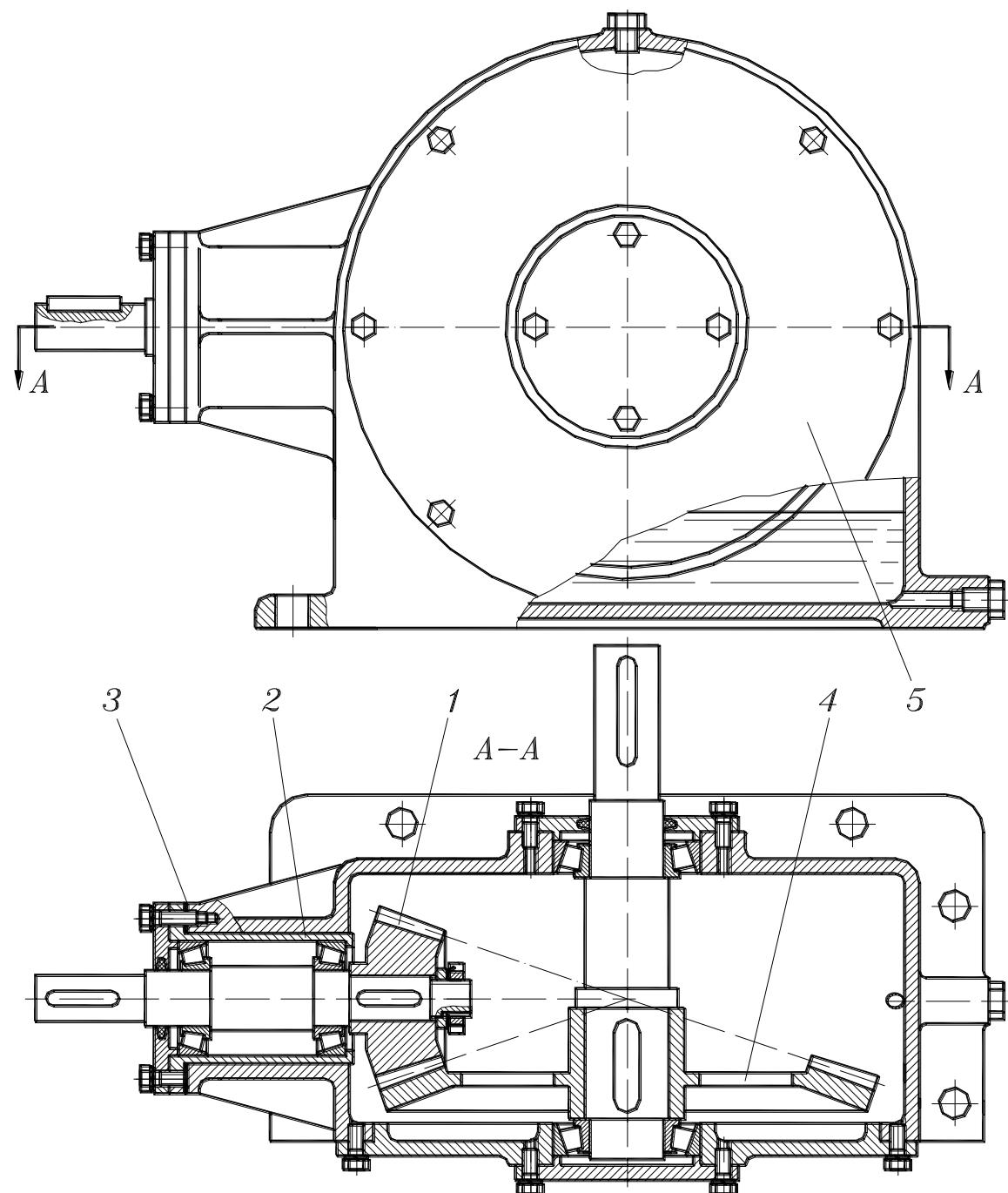


Рис. 6.5.

Осьное положение этого стакана может изменяться при помощи прокладок 3, что необходимо для регулировки зазора в зацеплении. Ведомое зубчатое колесо 4 сначала собирается вместе с выходным валом, подшипниками и крышкой 5, а затем устанавливается через отверстие в корпусе редуктора.

Промежуточный редуктор вертолета, изображенный на рис. 6.6, фактически не является редуктором, так как не изменяет скорость вращения входного вала, а только передает движение под углом.

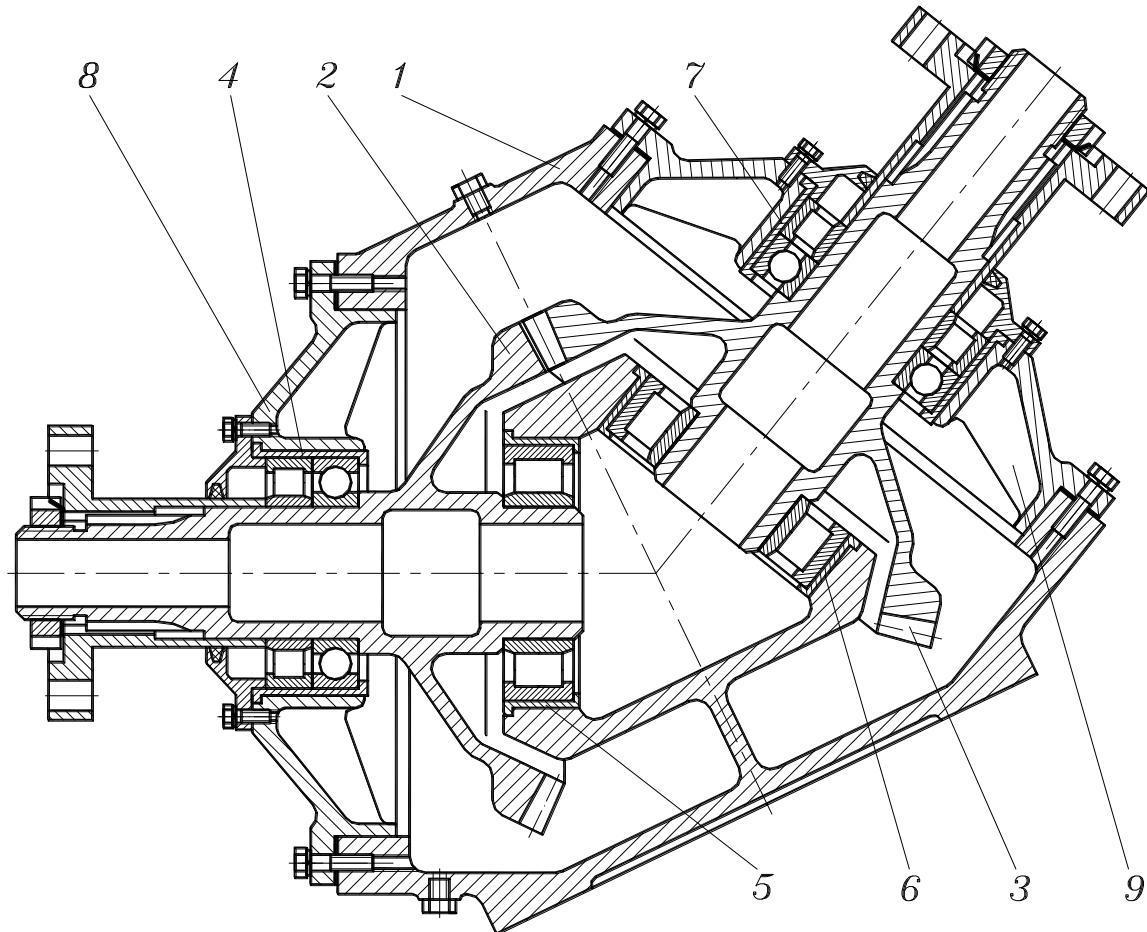


Рис. 6.6.

Этот редуктор передает движение от главного редуктора к хвостовому редуктору вертолета. Угол пересечения валов редуктора колеблется от 30 до 50 градусов в зависимости от типа вертолета. В неразъемном алюминиевом корпусе редуктора 1 смонтированы ведущее 2 и ведомое 3 конические зубчатые колеса, установленные между опорами и выполненные заодно с входным и выходным валами. Подшипники валов установлены в стальных стаканах 4, 5, 6 и 7. Стаканы 6 и 7 запрессованы в расточки корпуса, а стаканы 4 и 5 – в крышки 8 и 9, которые устанавливаются в отверстиях корпуса, служащих для монтажа зубчатых колес.

§6.3. Конструкция червяков, червячных колес и редукторов.

Будем рассматривать наиболее распространенные архимедовы червяки и сопряженные с ним червячные колеса. Архимедов червяк –

это винт с трапециoidalным профилем (рис. 6.7а). Обычно он выполняется заодно с валом, поэтому при проектировании следует обращать внимание на то, чтобы внутренний диаметр червяка был больше диаметра прилегающего участка вала. Это необходимо из технологических соображений – для выхода резца при нарезании червяка. Так как червячные редукторы не делаются разъемными по плоскости, проходящей по оси червяка, для возможности установки червяка вместе с подшипниками в корпус редуктора наружный диаметр червяка должен быть меньше диаметра внешнего кольца одного из подшипников.

Червячные колеса бывают цельными, бандажированными и сборными. Если диаметральные размеры червячного колеса невелики по сравнению с диаметром вала, оно выполняется цельным, как это показано на рис. 6.7б. При больших диаметральных размерах надо экономить дорогой цветной металл, идущий на изготовление червячных колес. Зубчатый венец в виде обода запрессовывается на центральную часть колеса (диск со ступицей) из чугуна и фиксируется специальными винтами-гужонами (рис. 6.7в). С той же целью изготавливают и сборные червячные колеса (рис. 6.7г). Толщина обода обычно в два раза больше модуля зубьев.

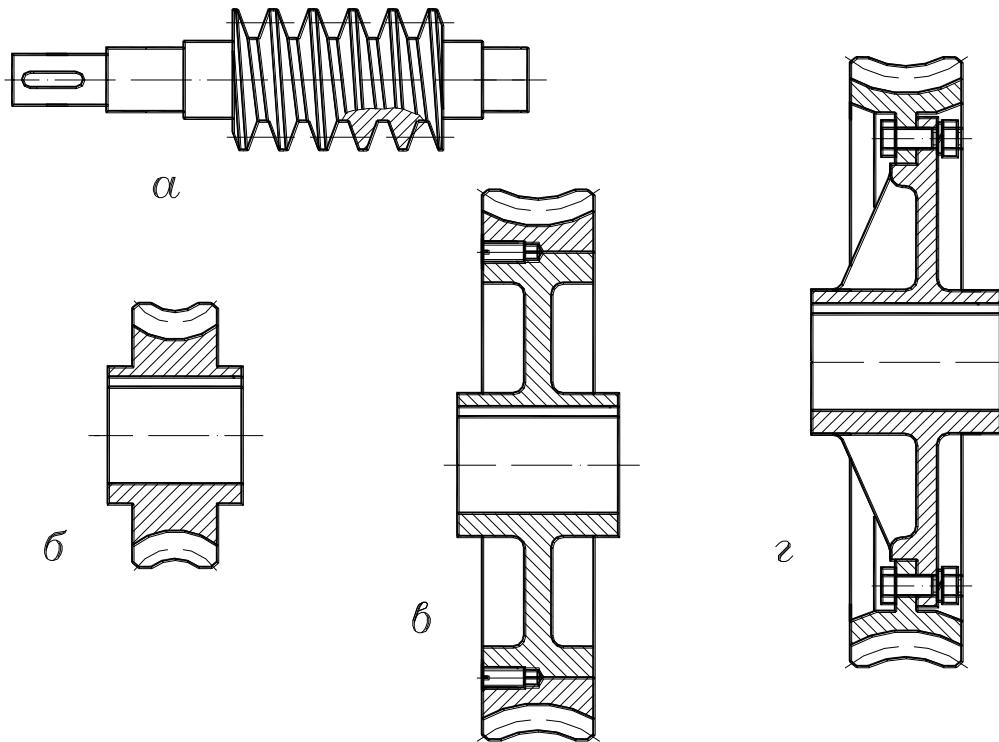
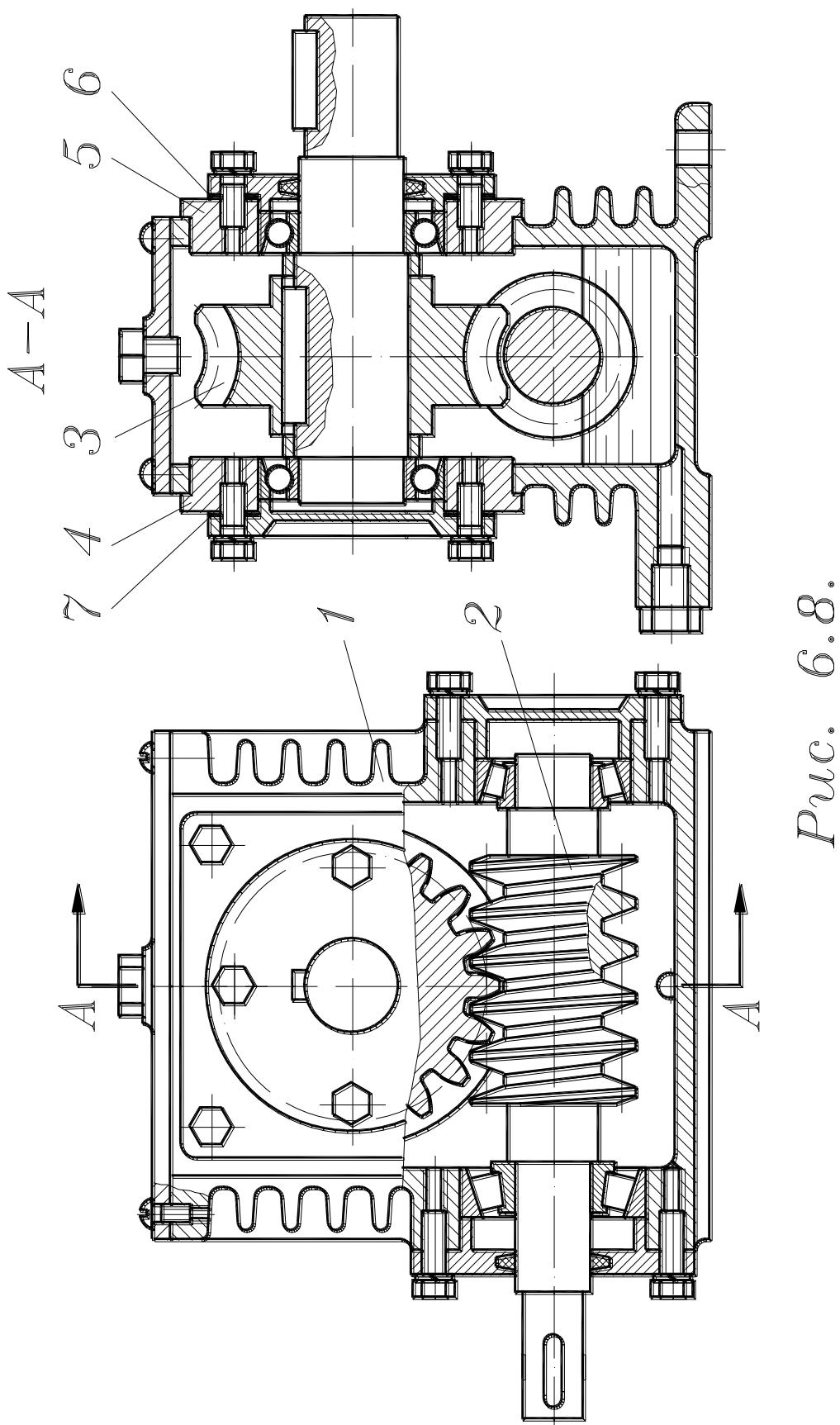


Рис. 6.7.



Червячные редукторы выполняются, как правило, одноступенчатыми и бывают в основном двух типов в зависимости от расположения червяка и червячного колеса: а) червяк над колесом и б) червяк под колесом. При малых окружных скоростях червяка ($< 4 \text{--} 5 \text{ м/с}$) обычно применяется конструкция передачи с червяком под колесом. При больших окружных скоростях используются передачи с червяком, расположенным над колесом. Это связано с условиями разбрызгивания масла в масляной ванне редуктора.

На рис. 6.8 показана одна из конструкций червячного редуктора с нижним расположением червяка. Неразъемный корпус 1 редуктора выполнен с оребрением для лучшего охлаждения.

Червяк 2 вращается в двух подшипниках, причем для возможности сборки-разборки диаметр наружного кольца подшипника со стороны монтажа (слева по рис. 6.8) выполнен большим, чем диаметр вершин червяка. Червячное колесо 3 закреплено на выходном валу, который вращается в подшипниках, установленных в крышках 4 и 5, закрывающих отверстия в корпусе, через которые происходит монтаж червячного колеса. Регулировка положения червячного колеса относительно червяка (регулировка зацепления) производится прокладками 6 и 7.

§6.4. Ключевые слова и выражения.

1. Зубчатые колеса бывают цельные, сварные и сборные.
2. Вал-шестерня – это зубчатое колесо, выполненное заодно с валом.
3. Различают цилиндрические редукторы одноступенчатые, двухступенчатые и трехступенчатые.
4. Конические редукторы в основном передают вращение под углом 90° .
5. Конические колеса авиационных зубчатых редукторов не устанавливаются консольно.
6. Корпуса червячных редукторов выполняются с оребрением.

§6.5. Контрольные вопросы.

1. Почему конические колеса авиационных зубчатых редукторов не устанавливаются консольно?
2. Почему корпуса червячных редукторов выполняются с оребрением?
3. Что такое вал-шестерня?
4. Каковы конструкции зубчатых колес?

Глава 7. Цепные передачи.

§7.1. Виды и конструкция цепных передач.

Цепные передачи относятся к передачам с гибкими связями. Связь между входной 1 (рис. 7.1) и выходной 2 звездочками осуществляется при помощи цепи 3.

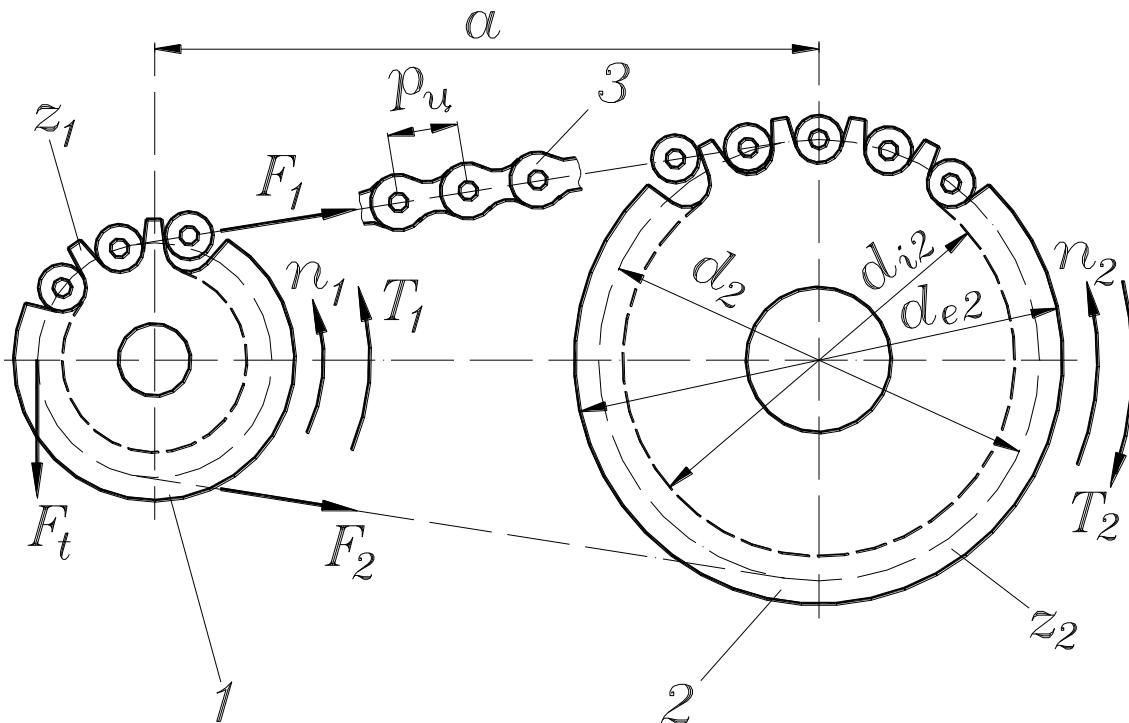


Рис. 7.1.

Передача движения основана на зацеплении цепи и звездочек. Различают цепные передачи втулочные, втулочно-роликовые (или роликовые) (рис. 7.1), зубчатые и другие. На рис. 7.2 показана конструкция элементов наиболее употребительных цепей – втулочно-роликовой и цепной.

На рис. 7.2а приведена конструкция однорядной втулочно-роликовой цепи. Внутреннее 4 и внешнее 5 звенья соединены шарнирно. Шарнир состоит из валика 1, запрессованного в отверстие внешнего звена, и втулки 2, запрессованной в отверстие внутреннего звена. На втулке свободно посажен ролик 3. Втулка и валик, а значит, внутреннее и внешнее звенья, могут свободно поворачиваться друг относительно друга. Применение втулки позволяет распределить нагрузку по всей длине валика и этим уменьшить износ. Перекатывание ролика по зубу звездочки частично заменяет трение скольжения трением качения, что снижает износ зубьев.

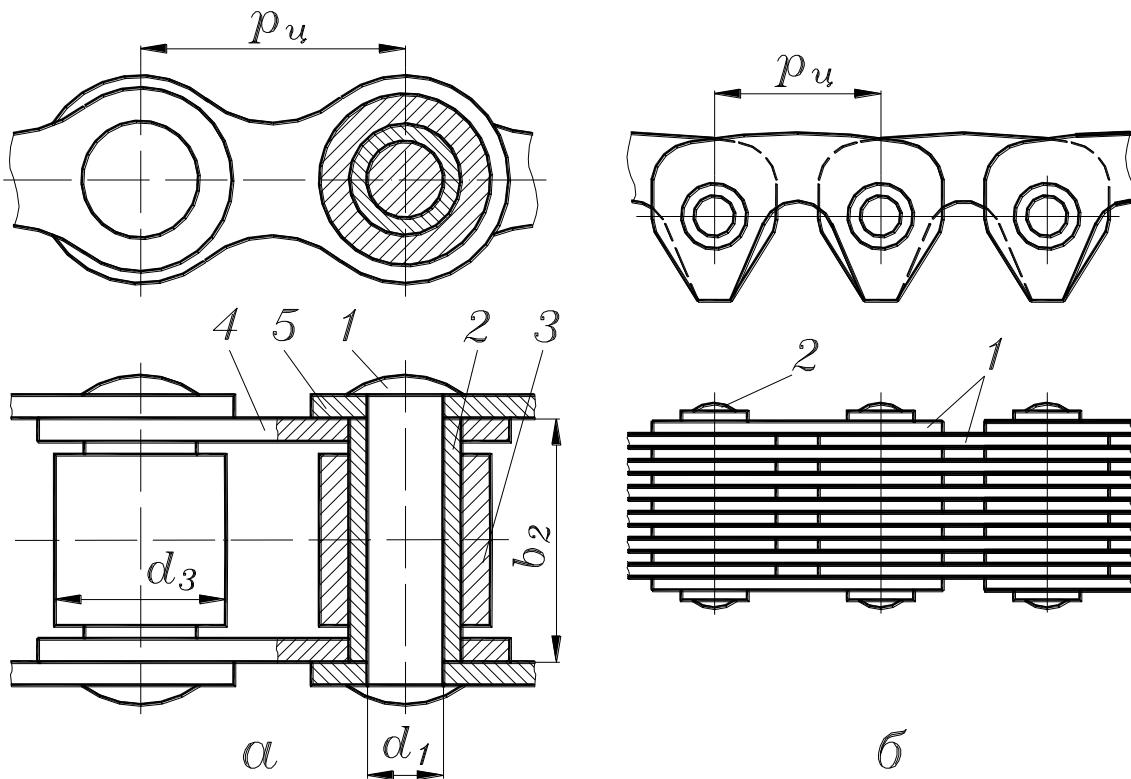


Рис. 7.2.

Втулочно-роликовые цепи применяют при окружных скоростях до 20 м/с. Наряду с однорядными изготавливают двух-, трех и четырехрядные цепи.

Втулочные цепи по конструкции аналогичны втулочно-роликовым, но у них нет ролика. Износ цепи и звездочек увеличивается, но снижается масса и стоимость цепи.

Зубчатая цепь (рис. 7.2б) состоит из наборов пластин с двумя зубообразными выступами, шарнирно связанными друг с другом. Пластины цепи зацепляются с зубьями звездочки своими торцевыми плоскостями. Конструкция зубчатых цепей позволяет изготавливать их широкими и передавать большие нагрузки. Зубчатые цепи работают более плавно и с меньшим шумом, чем втулочно-роликовые. Зубчатые цепные передачи могут использоваться при сравнительно высоких скоростях – до 35 м/с. Однако, для них требуется более высокая точность изготовления и монтажа.

Общие недостатки цепных передач связаны с тем, что цепь состоит из отдельных жестких звеньев и располагается по звездочке не по окружности, а по многоугольнику. В результате возникает износ шарниров цепи, шум и дополнительные, часто ударные, нагрузки.

Цепные передачи применяют при значительных межосевых расстояниях, а также для передачи движения от одного входного вала нескольким выходным. То есть, в тех случаях, когда зубчатые передачи неприменимы, а ременные недостаточно надежны. Цепные передачи

используются в транспортном и химическом машиностроении, станкостроении и сельхозмашиностроении, горном оборудовании и подъемно-транспортных машинах.

Здесь будем рассматривать только втулочно-роликовую передачу, как наиболее употребительную.

§7.2. Геометрические, кинематические и силовые параметры втулочно-роликовой передачи.

Во втулочно-роликовой передаче стандартизованы цепь и размеры зуба звездочек (ГОСТ 13568-81). Главными размерами цепи являются шаг p_u и диаметр ролика d_3 (рис. 7.2). В таблице 7.1 приведены некоторые стандартные значения.

Таблица 7.1.

Шаг цепи p_u , мм	8	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4
Диаметр ролика d_3 , мм	5	6,35	7,75	10,16	11,91	15,88

С этими главными размерами связаны геометрические параметры передачи (рис. 7.1).

Делительный диаметр звездочки:

$$d = \frac{p_u}{\sin \frac{180}{z}} \quad (7.1)$$

Диаметр вершин звездочки:

$$d_e = p_u \left(K + K_z - \frac{0,3I}{\lambda} \right) \quad (7.2)$$

где: $K = 0,7$ – коэффициент высоты зуба;

K_z – коэффициент числа зубьев: $K_z = \operatorname{ctg}(180/z)$;

λ – геометрическая характеристика зацепления: $\lambda = p_u/d_3$.

Диаметр впадин звездочки:

$$d_i = d - (d_3 - 0,175\sqrt{d}) \quad (7.3)$$

Межосевое расстояние:

$$a = 0,25 p_u \left\{ l_p - 0,5(z_2 + z_1) + \sqrt{\left[l_p - 0,5(z_2 + z_1) \right]^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right\} \quad (7.4)$$

где l_p – число звеньев цепи.

Кинематическими параметрами передачи являются, передаточное отношение, частоты вращения звездочек и скорость цепи.

Передаточное отношение цепной передачи:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (7.5)$$

Распространенные значения и до 5. При больших значениях и становится нецелесообразным выполнять одноступенчатую передачу из-за больших ее габаритов.

Скорость цепи равна окружной скорости звездочки по делительному диаметру:

$$v = \frac{n z p_u}{60 \cdot 10^3} \text{ (м/с)} \quad (7.6)$$

Со скоростью цепи и частотой вращения звездочки связаны износ, шум и динамические нагрузки привода. Наибольшее распространение получили тихоходные и среднескоростные передачи со скоростями до 15 м/с и частотами вращения входной звездочки до 500 об/мин.

Силовыми параметрами цепной передачи являются крутящие моменты T (рис. 7.1), окружная сила F_t , силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей цепи. Верхняя ветвь цепи на рис. 7.1 является ведущей, а нижняя – ведомой. Кроме того, на передачу действуют следующие силы: центробежная сила участков цепи, находящихся на звездочках, сила тяжести ведомой ветви цепи, вызывающая ее провисание, и сила предварительного натяжения цепи. В большинстве случаев эти силы весьма невелики по сравнению с окружной силой и в расчете могут не учитываться.

Между силами натяжения ведущей и ведомой ветви и окружной силой существует соотношение:

$$F_t = F_1 - F_2$$

Сила натяжения ведомой ветви зависит только от предварительного натяжения и провисания цепи и величина этой силы невелика, она составляет (3–4) % от окружной силы. Для практических расчетов можно принимать:

$$F_1 = F_t; \quad F_2 = 0$$

§7.3. Критерии работоспособности и расчет на прочность.

Критерии работоспособности и расчета.

При работе цепной передачи происходят повороты звеньев цепи друг относительно друга при наличии поперечной силы между втулкой и валиком цепи. Поэтому, основной причиной потери работоспо-

собности цепной передачи является износ шарниров цепи. В соответствии с этим, критерием работоспособности и расчета является давление в шарнирах цепи. Условие прочности для однорядной цепи:

$$p = \frac{F_t K_{\vartheta}}{d_1 b_2} \leq [p] \quad (7.7)$$

где: p – расчетное давление в шарнире цепи, МПа;

F_t – окружная сила на звездочке, Н;

K_{ϑ} – коэффициент эксплуатации (см. ниже);

d_1 – диаметр валика (рис. 7.2), мм;

b_2 – длина втулки (рис. 7.2), мм;

$[p]$ – допускаемое давление в шарнире, МПа (см. ниже).

Потеря работоспособности цепной передачи заключается в следующем. В неизношенной передаче шаг цепи равен шагу зубьев звездочки по делительной окружности и ролики цепи находятся во впадинах между зубьями звездочки (рис. 7.3а).

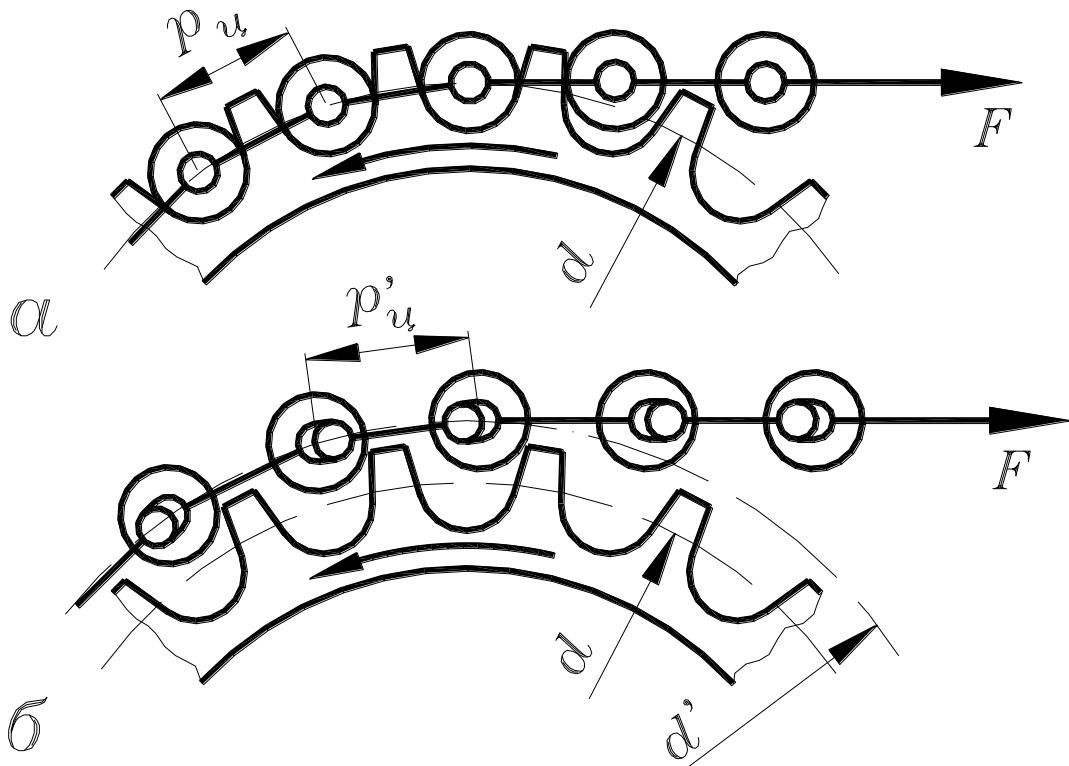


Рис. 7.3.

По мере износа шарниров цепи ее шаг увеличивается ($p'_{\text{ц}} > p_{\text{ц}}$ на рис. 7.3) и цепь располагается уже не на делительном диаметре, а на большем диаметре ($d' > d$ на рис. 7.3б).

Нетрудно видеть, что при некотором критическом износе шарниров контакт роликов с поверхностями зубьев звездочки становится кромочным и цепь выходит из зацепления с зубьями.

Анализ этого явления показывает, что потеря зацепления, то есть, возможность спадания цепи со звездочки, возрастает с увеличе-

нием числа ее зубьев. На основании расчетов и опыта эксплуатации втулочно-роликовых передач установлено оптимальное число зубьев ведущей звездочки, при котором цепь имеет максимальный срок службы с учетом ее прочности и способности к зацеплению:

$$z_1 = 29 - 2u \quad (7.8)$$

Полученное значение округляется до целого нечетного числа. (Расчетное число звеньев цепи округляется до целого четного. Нечетное число зубьев звездочек и четное число звеньев цепи приводят к тому, что один и тот же зуб звездочки контактирует с разными звеньями цепи для более равномерного износа).

Проектный расчет.

Задачей проектного расчета является определение шага цепи и геометрических размеров передачи (числа зубьев звездочек, их диаметры и межосевое расстояние) по заданным значениям передаваемой мощности, частоты вращения ведущей звездочки и передаточного отношения. Причем, по условию прочности рассчитывается только шаг цепи, остальные параметры – по формулам геометрических параметров и рекомендациям.

Формула проектного расчета выводится из условия прочности (7.7) для однорядной цепи. Решим его относительно окружной силы F_t при допускаемом давлении в шарнирах [p], а также с учетом того, что для стандартной втулочно-роликовой цепи с небольшой погрешностью можно принять $d_1 b_2 = 0,28 p_u^2$ [10]:

$$\frac{0,28 p_u^2 [p]}{K_{\mathcal{E}}} / F_t \quad (7.9)$$

С другой стороны:

$$F_t = \frac{P}{v} \quad (7.10)$$

где: P – передаваемая мощность, Вт:

$$P = T_1 \omega_1 = T_1 \frac{\pi n_1}{30} \quad (7.11)$$

здесь: T_1 – крутящий момент на ведущей звездочке, Нм;

ω_1 и n_1 – угловая скорость и частота вращения ведущей звездочки;

v – окружная скорость, м/с (7.6).

Подставив (7.6) и (7.11) в (7.10), а затем – (7.10) в (7.9), получим:

$$\frac{0,28 p_u^2 [p]}{K_{\mathcal{E}}} / \frac{2 \cdot 10^3 T \pi}{z p_u}$$

Приняв $\pi = 3,14$ и решив это неравенство относительно $p_{ц}$, получим:

$$p_u \geq 28 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{\mathcal{E}}}{z_1 [p]}} \text{ (мм)} \quad (7.12)$$

Коэффициент эксплуатации:

$$K_{\mathcal{E}} = K_D K_a K_H K_C K_P$$

где: K_D – коэффициент динамической нагрузки:

- равномерная нагрузка – $K_D = 1$;
- переменная нагрузка – $K_D = 1,3$;

K_a – коэффициент регулирования межосевого расстояния:

- передвижная опора – $K_a = 1$;
- нажимная звездочка – $K_a = 0,8$;
- нерегулируемое – $K_a = 1,25$;

K_H – коэффициент наклона линии центров к горизонту:

- до 608 – $K_H = 1$;
- больше 608 – $K_H = 1,25$;

K_C – коэффициент смазки:

- масляная ванна – $K_C = 0,8$;
- капельная смазка – $K_C = 1$;
- периодическая смазка – $K_C = 1,5$;

K_P – коэффициент режима работы:

- односменная работа – $K_P = 1$;
- двухсменная работа – $K_P = 1,25$;
- трехсменная работа – $K_P = 1,5$.

Допускаемое давление в шарнире цепи определено на основе специальных испытаний и опыта эксплуатации (таблица 7.2).

Таблица 7.2.

Шаг цепи $p_{ц}$, мм	Допускаемое давление в шарнирах цепи [p], МПа, при частоте вращения малой звездочки n_1 , об/мин				
	≤ 50	200	600	1000	1600
$\leq 15,875$	35	31,5	26	22,5	18,5
19,05425,4	35	30	23,5	19	15
31,75438,1	35	29	21	16,5	
44,45450,8	35	26	15		

По полученному по формуле (7.12) результату принимают ближайший больший шаг стандартной цепи. Если рассчитанное значение шага превышает стандартные значения, или если шаг слишком велик по конструктивным соображениям, то применяют многорядную цепь.

§7.4. Ход расчета геометрических, кинематических и прочностных параметров передачи.

Исходные данные.

1. Крутящий момент на ведущей звездочке T_1 , Нм.
2. Передаточное отношение передачи i .
3. Частота вращения ведущей звездочки.
4. Условия работы.

Решение.

1. Определение числа зубьев ведущей звездочки z_1 (7.8). Значение округляется до целого нечетного числа.
2. Число зубьев ведомой звездочки z_2 (7.5). Округляем до ближайшего нечетного числа. Для предотвращения спадания цепи $z_2 \leq 120$.

3. Расчет фактического передаточного отношения $i = z_2/z_1$.
4. Расчет шага цепи (7.12). По рассчитанному значению выбирают цепь с ближайшим большим шагом по ГОСТ13568-81.
5. Определение межосевого расстояния. Теоретически, чем больше межосевое расстояние, тем больше срок службы цепи, так как при этом увеличивается длина цепи и уменьшается число пробегов цепи в единицу времени, а значит уменьшается число относительных поворотов в каждом шарнире цепи. На практике рекомендуют принимать:

$$a = (30 \ 4 \ 50) p_u \quad (7.13)$$

6. Определение числа звеньев цепи:

$$l_p = \frac{2a}{p_u} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{p_u}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \quad (7.14)$$

Полученное значение округляют до целого четного. Это связано с тем, что цепь состоит из пар звеньев – внешних и внутренних. Если цепь будет иметь нечетное число звеньев, то придется использовать специальное соединительное звено.

7. Действительное межосевое расстояние (7.4). Это значение не округляется. Так как передача работает лучше при небольшом провисании ненагруженной (ведомой) ветви цепи, то расчетное межосевое расстояние рекомендуется немножко уменьшить. Монтажное межосевое расстояние:

$$a_m = 0,995 a \quad (7.15)$$

8. Длина цепи:

$$l = l_p p_u \quad (7.16)$$

9. Диаметры звездочек (7.1), (7.2), (7.3).

Так как длина цепи увеличивается по мере износа шарниров, то в конструкции цепной передачи могут быть предусмотрены специальные устройства для натяжения цепи. Обычно это достигается перемещением опор одного из валов или установкой специальных натяжных звездочек.

§7.5. Пример расчета.

Рассчитать на прочность равномерно нагруженную горизонтальную нерегулируемую втулочно-роликовую передачу с периодической смазкой и односменной работой по следующим данным.

Мощность на ведущей звездочке $P_1 = 7,5 \text{ кВт}$.

Частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 460 \text{ об/мин}$.

Частота вращения ведомой звездочки $n_2 = 200 \text{ об/мин}$.

Решение.

1. Передаточное отношение:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{460}{200} = 2,3$$

2. Число зубьев ведущей звездочки (7.8):

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2,3 = 24,4$$

Значение округляется до целого нечетного числа: $z_1 = 25$.

3. Число зубьев ведомой звездочки (7.5):

$$z_2 = z_1 u = 25 \cdot 2,3 = 57,5$$

Значение округляем до целого нечетного числа: $z_2 = 57$.

4. Фактическое передаточное отношение:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{57}{25} = 2,28$$

5. Крутящий момент на входной звездочке:

$$T_1 = \frac{30000 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30000 \cdot 7,5}{3,14 \cdot 460} = 155,77 \text{ Нм}$$

6. Коэффициент эксплуатации (стр. 105):

K_D – коэффициент динамической нагрузки; при равномерной нагрузке $K_D = 1$.

K_a – коэффициент регулирования межосевого расстояния; при нерегулируемом межосевом расстоянии $K_a = 1,25$.

K_H – коэффициент наклона линии центров к горизонту; для горизонтальной передачи $K_H = 1$.

K_C – коэффициент смазки; при периодической смазке $K_C = 1,5$.

K_p – коэффициент режима работы; для односменной работы $K_p = 1$.

$$K_{\mathcal{E}} = K_D K_a K_H K_C K_P = 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 = 1,875$$

7. Допускаемое давление в шарнирах цепи выбирается по таблице 7.2. Так как шаг цепи неизвестен, то предварительное значение определяем следующим образом. Методом интерполяции находим значения допускаемого давления при различных величинах шага (для $n_1 = 400$ об/мин): $[p] = (20 \div 28)$ МПа. Принимаем среднее значение $[p] = 24$ МПа.

5. Шаг цепи (7.12):

$$p_u / 28 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{\mathcal{E}}}{z_1 [p]}} = 28 \sqrt[3]{\frac{155,77 \cdot 1,875}{25 \cdot 24}} = 22,33 \text{ мм}$$

6. По ГОСТ 13568-81 (Таблица 7.1) выбираем цепь с шагом $p_{\text{ц}} = 25,4$ мм и диаметром ролика $d_3 = 15,88$ мм. Согласно таблице 7.2, значение допускаемого давления в шарнирах цепи с выбранным шагом больше, чем предварительно выбранное. Поэтому, проверка по формуле (7.7) будет удовлетворительной.

7. Предварительное межосевое расстояние (7.13):

$$a = 40 p_u = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}$$

8. Число звеньев цепи (7.14):

$$\begin{aligned} l_p &= \frac{2a}{p_u} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{p_u}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \\ &= \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{57 + 25}{2} + \frac{25,4}{1016} \left(\frac{57 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 = 121,65 \end{aligned}$$

Округляем до целого четного числа $l_p = 122$.

9. Действительное межосевое расстояние (7.4):

$$\begin{aligned} a &= 0,25 p_u \left\{ l_p - 0,5(z_2 + z_1) + \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{\left[l_p - 0,5(z_2 + z_1) \right]^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right\} = \\ &= 0,25 \cdot 25,4 \left\{ 122 - 0,5(57 + 25) + \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{\left[122 - 0,5(57 + 25) \right]^2 - 8 \left(\frac{57 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right\} = 1020,51 \text{ мм} \end{aligned}$$

10. Монтажное межосевое расстояние (7.15):

$$a_m = 0,995 a = 0,995 \cdot 1020,51 = 1015 \text{ мм}$$

8. Длина цепи (7.16):

$$l = l_p p_u = 122 \cdot 25,4 = 3098,8 \text{ мм}$$

9. Диаметральные размеры ведущей звездочки.

Делительный диаметр (7.1):

$$d_1 = \frac{p_u}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{25}} = 203,2 \text{ мм}$$

Диаметр вершин определяется по формуле (7.2), для которой сначала найдем значения коэффициентов (стр. 101).

Коэффициент высоты зуба $K = 0,7$.

Коэффициент числа зубьев:

$$K_z = \operatorname{ctg} \frac{180}{z_1} = \operatorname{ctg} \frac{180}{25} = 7,94$$

Геометрическая характеристика зацепления:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{p_u}{d_3} = \frac{25,4}{15,88} = 1,6 \\ d_{e1} &= p_u \left(K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right) = \\ &25,4 \left(0,7 + 7,94 - \frac{0,31}{1,6} \right) = 214,5 \text{ мм} \end{aligned}$$

Диаметр впадин (7.3):

$$\begin{aligned} d_{i1} &= d_1 - (d_3 - 0,175 \sqrt{d_1}) = \\ &= 203,2 - (15,88 - 0,175 \sqrt{203,2}) = 189,82 \text{ мм} \end{aligned}$$

10. Диаметральные размеры ведомой звездочки.

Делительный диаметр (7.1):

$$d_2 = \frac{p_u}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{57}} = 461,82 \text{ мм}$$

Диаметр вершин определяется по формуле (7.2), для которой сначала найдем значения коэффициентов (стр. 101).

$K = 0,7; \lambda = 1,6$.

Коэффициент числа зубьев:

$$K_z = \operatorname{ctg} \frac{180}{z_2} = \operatorname{ctg} \frac{180}{57} = 18,18$$

$$d_{e2} = p_u \left(K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right) = \\ 25,4 \left(0,7 + 18,18 - \frac{0,31}{1,6} \right) = 474,62 \text{ мм}$$

Диаметр впадин (7.3):

$$d_{i2} = d_2 - (d_3 - 0,175\sqrt{d_2}) = \\ = 461,82 - (15,88 - 0,175\sqrt{461,82}) = 449,7 \text{ мм}$$

§7.6. Ключевые слова и выражения.

1. Цепная передача – это передача зацеплением с гибкой связью (зубья звездочек зацепляются со звеньями цепи).
2. Основной причиной потери работоспособности цепной передачи является износ шарниров цепи.
3. Критерием работоспособности и расчета является давление в шарнирах цепи.
4. Износ шарниров цепи вызывает увеличение шага цепи, что может привести к спаданию цепи со звездочки.
5. Допускаемое давление в шарнирах цепи при прочих равных условиях зависит от шага цепи и от окружной скорости.
6. По соображениям равномерного износа число зубьев звездочек должно быть нечетным, а число звеньев цепи – четным.
7. Монтажное межосевое расстояние должно быть меньше расчетного для возможности провисания ведомой ветви цепи.

§7.7. Контрольные вопросы.

1. Чем отличается конструкция цепи втулочно-роликовой от цепи втулочной?
2. Что является причиной износа шарниров цепи?
3. Какая цепь более долговечна – длинная или короткая и почему?
4. К чему может привести износ шарниров втулочно-роликовой цепи?
5. Почему рекомендуется число зубьев звездочек принимать нечетным, а число звеньев цепи – четным?
6. Чему равна сила натяжения ведущей и ведомой ветвей цепи?
7. Почему максимальное число зубьев звездочек ограничено?

Глава 8. Ременные передачи.

§8.1. Виды и область применения ременных передач.

Схема ременной передачи показана на рис. 8.1а. Это передача между двумя шкивами: входным (ведущим) 1 и выходным (ведомым) 2 при помощи охватывающего их ремня 3 из прорезиненной ткани. Ременные передачи относятся к передачам с гибкой связью так же, как и цепные передачи. Однако, в отличие от цепных, где передача движения производится зацеплением зубьев звездочек со звенями цепи, в ременных передачах нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения ремня.

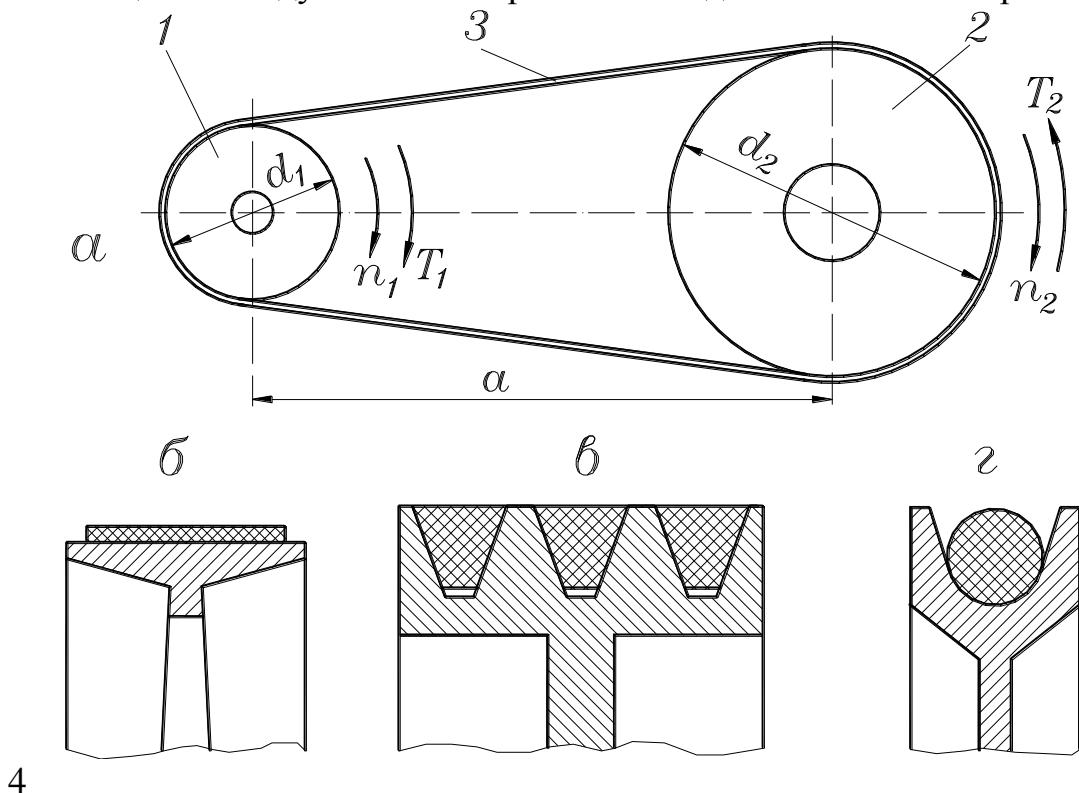


Рис. 8.1.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают плоскоременную (рис. 8.1б), клиноременную (рис. 8.1б') и круглоременную (рис. 8.1г), поликлиновую передачи, передачу зубчатым ремнем [6].

Главными преимуществами ременных передач по сравнению с передачами зацеплением (зубчатыми и цепными) являются следующие:

1. Плавность и бесшумность работы (в то время как передачи зацеплением являются прерывистыми, их работа сопровождается динамическими изменениями нагрузки на свои элементы и шумом).

2. Вследствие этого, возможность работы на высоких скоростях, часто недостижимых для передач зацеплением.

3. Предохранение механизмов машины от резких колебаний нагрузки и от перегрузки вследствие упругости ремня и возможного его проскальзывания.

4. Является звеном малой жесткости в приводе, что дает возможность машине работать в зарезонансной зоне с малыми динамическими нагрузками.

5. Простота конструкции и эксплуатации (в частности, передача не требует смазки).

Основные недостатки ременных передач:

1. Повышенные габариты по сравнению с передачами зацеплением: при одинаковых передаваемых мощностях диаметры шкивов примерно в 5 раз больше диаметров зубчатых колес.

2. Отсутствие кинематической точности передачи из-за скольжения ремней под нагрузкой.

3. Повышенная нагрузка на валы и их опоры, связанная с необходимостью предварительного натяжения ремней. По сравнению с зубчатой передачей эта нагрузка увеличивается в 2 – 3 раза.

4. Низкая долговечность ремней: (1 4 5) тыс. часов.

Учитывая эти преимущества и недостатки, ременные передачи используют в силовых механизмах приводов машин. В комбинации с зубчатой передачей ременную передачу устанавливают на быстroredную ступень, как менее нагруженную и допускающую большие скорости (обычно ведущий шкив передачи устанавливается на валу двигателя машины). Мощность ременных передач обычно не превышает 50 кВт. Наибольшее распространение в современных машинах получили клиноременные передачи. Плоскоременные применяются в основном в сельхозмашиностроении, а круглоременные – для передач малых мощностей: в приборах, бытовой технике и пр.

В связи с этим, подробно будем рассматривать только клиноременную передачу, но основы расчета покажем на примере плоскоременной передачи, как наиболее простой. Теоретические основы расчета являются общими для всех типов ременных передач.

§8.2. Основы расчета ременных передач на прочность и работоспособность.

Как было сказано выше, в ременных передачах нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения ремня. При повышении нагрузки работоспособность передачи сохраняется до тех пор, пока этих сил трения оказывается достаточно для надежного сцепления ремня со шкивами, то есть, до

тех пор пока передача не пробуксовывает. С течением времени работоспособная передача может выйти из строя из-за усталостного разрушения ремня, то есть, его обрыва.

Исходя из вышесказанного, основными критериями работоспособности ременных передач являются тяговая способность передачи и долговечность ремня.

Тяговая способность ременной передачи – это ее способность передавать нагрузку без буксования. Для этого, прежде всего, чтобы создать силы трения между шкивами и ремнем, надо обеспечить предварительное натяжение ремня. Это достигается увеличением расчетного межосевого расстояния a (рис. 8.1) при помощи специальных натяжных устройств, одно из которых показано на рис. 8.2. Увеличение межосевого расстояния Δa зависит от типа передачи и рекомендуемого предварительного напряжения в ремне (см. ниже).

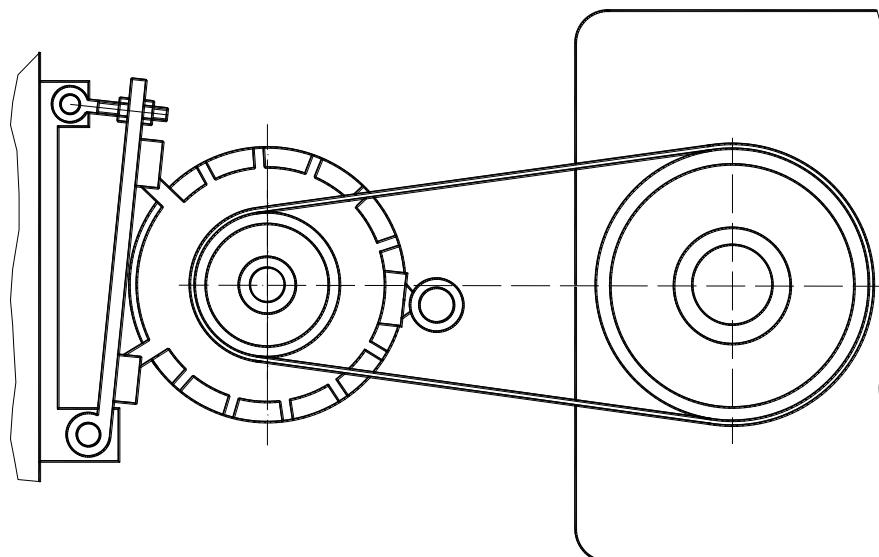


Рис. 8.2.

В подобных устройствах по мере вытяжения ремня в процессе работы требуется периодическая подтяжка ремня. Существуют также устройства автоматического натяжения силами тяжести электродвигателя или специальных грузов, силами пружин и пр. [6].

Предварительное натяжение ремня вызывает появление в нем растягивающих напряжений σ_0 , а также напряжений изгиба σ_i в тех частях ремня, которые огибают шкивы.

Когда передача работает (вхолостую, то есть без нагрузки, или под нагрузкой), к этим двум напряжениям добавляется третье – напряжение от действия центробежных сил при круговом движении ремня σ_v . В пределах углов обхвата α_1 и α_2 (рис. 8.3) на каждый элемент ремня действуют элементарные центробежные силы. Действие

этих сил вызывает дополнительное натяжение ремня и, как следствие, дополнительное напряжение во всех сечениях ремня.

При работе передачи под нагрузкой между ремнем и шкивами возникают силы трения, то есть, на каждый элемент ремня в пределах углов обхвата действуют элементарные силы трения, причем в зоне контакта с ведущим шкивом эти силы направлены в сторону движения ремня, а в зоне контакта с ведомым шкивом – в противоположную сторону. Это приводит к тому, что ведущая ветвь ремня получает дополнительное растягивающее напряжение, а напряжение растяжения ведомой ветви уменьшается на ту же величину. Сумма этих двух равных напряжений является полезным (или тяговым) напряжением σ_T , которое рассчитывается с учетом передаваемого крутящего момента.

На рис. 8.3 показана эпюра напряжений ремня при работе передачи под нагрузкой.

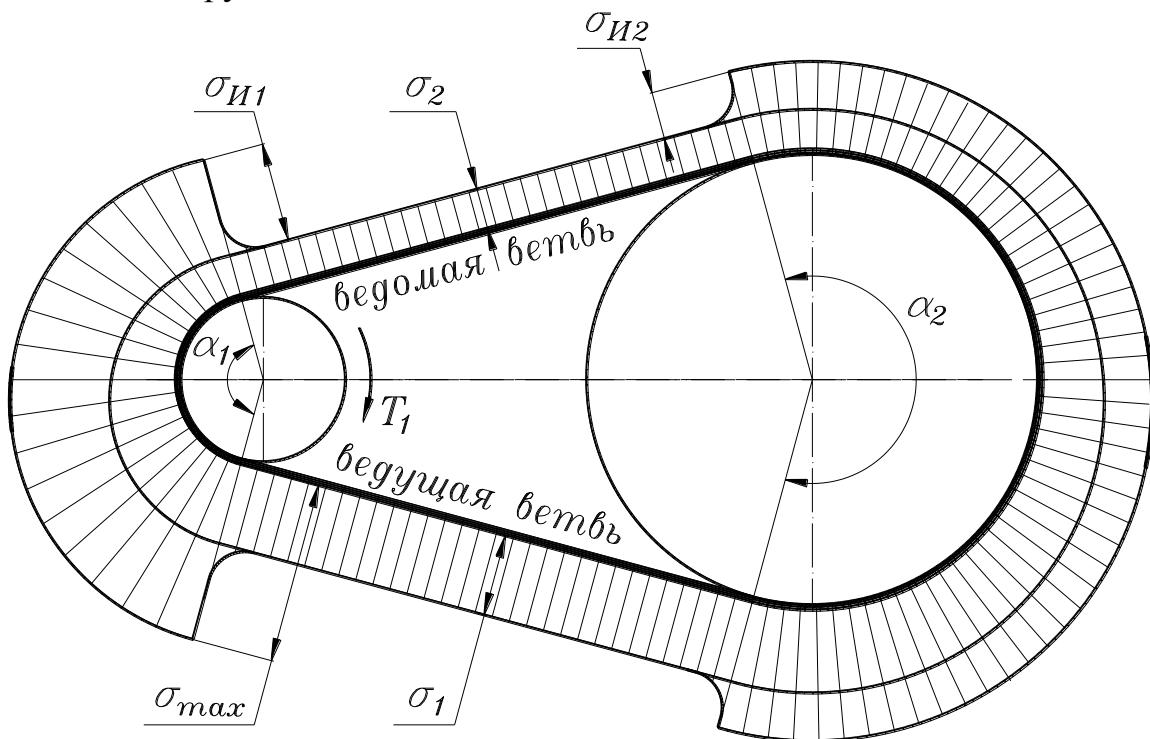


Рис. 8.3.

Исходя из вышесказанного, напряжение ведущей ветви ремня:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \sigma_V + \frac{\sigma_T}{2}$$

Напряжение ведомой ветви ремня:

$$\sigma_2 = \sigma_0 + \sigma_V - \frac{\sigma_T}{2}$$

Максимальное напряжение в ремне возникает в ведущей ветви в месте набегания на малый шкив:

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \sigma_V + \frac{\sigma_T}{2} + \sigma_{II} \quad (8.1)$$

Плавные переходы в местах набегания и сбегания ремня со шкивов объясняются упругостью ремня, в результате чего радиус кривизны прямолинейного участка ρ меняется на радиус кривизны шкива $\rho = d/2$ (или наоборот) не сразу, а постепенно.

Рассмотрим подробнее происхождение составляющих напряжений в ремне (слагаемые правой части выражения (8.1)) и действие, которое они оказывают на работоспособность передачи.

Напряжение в ремне от предварительного натяжения:

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \quad (8.2)$$

где: F_0 – сила предварительного натяжения ремня;

A – площадь поперечного сечения ремня.

Сила предварительного натяжения ремня направлена вдоль ремня и создается при монтаже передачи в результате увеличения расчетного межосевого расстояния, например при помощи устройства, показанного на рис. 8.2. Увеличение межосевого расстояния задается в процентах, зависит от типа передачи и материала ремня и выбирается из справочной литературы (для клиноременной передачи см. ниже). Предварительное натяжение ремня создает силы трения между ремнем и шкивами, необходимые для ее работы под нагрузкой. Чем больше величина предварительного напряжения, тем больше силы трения и нагрузочная способность передачи. Однако, практика показывает значительное снижение долговечности ремня с увеличением напряжения σ_0 от предварительного натяжения ремня. Поэтому рекомендуемые значения σ_0 ограничены. Например, для клиновых ремней $\sigma_0 \leq 1,5$ МПа.

Напряжение в ремне от действия центробежных сил:

$$\sigma_V = \gamma v^2 \quad (8.3)$$

где: γ – плотность материала ремня;

v – скорость ремня равная окружной скорости.

Эта формула приводится без вывода. Вывод дан в [6] и основан на рассмотрении элементарных центробежных сил, действующих на каждый элемент ремня в пределах угла обхвата. Центробежные силы ослабляют полезное действие предварительного натяжения, что может отрицательно сказать на тяговой способности передачи. Однако, влияние этих сил на работу передачи заметно только при больших скоростях ремня, то есть при $v / 20$ м/с, а для наиболее распространенных

ненных на практике среднескоростных ременных передач влияние напряжений от центробежных сил несущественно.

Полезное (тяговое) напряжение:

$$\sigma_T = \frac{F_t}{A} = \frac{2T_1}{d_1 A} \quad (8.4)$$

где: F_t – окружная сила передачи;

T_1 – крутящий момент на ведущем шкиве;

d_1 – диаметр ведущего шкива.

Напомним, что при работе передачи половина этого напряжения увеличивает напряжение ведущей ветви ремня, а другая половина – ослабляет напряжение ведомой. Так ведомая ветвь должна быть всегда натянута, то есть, напряжение в ней не может быть равно нулю или быть отрицательным, то $\sigma_T < 2\sigma_0$. Подробнее см. ниже.

Напряжение изгиба на участках контакта со шкивами определяются с учетом закона Гука по формуле:

$$\sigma_I = E \frac{\delta}{d} \quad (8.5)$$

где: E – модуль упругости материала ремня (100 4 350) МПа;

δ – толщина ремня;

d – диаметр шкива.

Из формулы видно, что основным фактором, определяющим значение напряжения изгиба, является отношение толщины ремня к диаметру шкива. Чем меньше это отношение, тем меньше напряжение изгиба в ремне. Однако, в большинстве случаев это отношение не удается сделать малым из соображений минимальных габаритов конструкции: диаметр шкива стремится уменьшить, а толщина ремня не может быть произвольно уменьшена из соображений прочности. Поэтому напряжения изгиба ремня в большинстве случаев являются наибольшими среди составляющих суммарного напряжения. Часто эти напряжения в несколько раз превышают все остальные. Так при отношении $\delta/d = (0,005 \dots 0,04)$ напряжения изгиба в ремне изменяются соответственно: $\sigma_I = (1 \dots 8)$ МПа. На практике, чтобы избежать преждевременного выхода из строя плоскоременной передачи, ограничивают максимально допустимые значения δ/d для плоского ремня, а для клиноременной передачи ограничивают минимальные диаметры шкивов для каждого типа ремня.

В отличие от σ_0 и σ_T увеличение σ_I не способствует повышению тяговой способности передачи. Более того, напряжения изгиба, как циклически изменяющееся, является главной причиной усталостного разрушения ремня. Долговечность ремня зависит не только от значения напряжений, но также от характера и частоты цикла изменения этих напряжений (рис. 8.4).

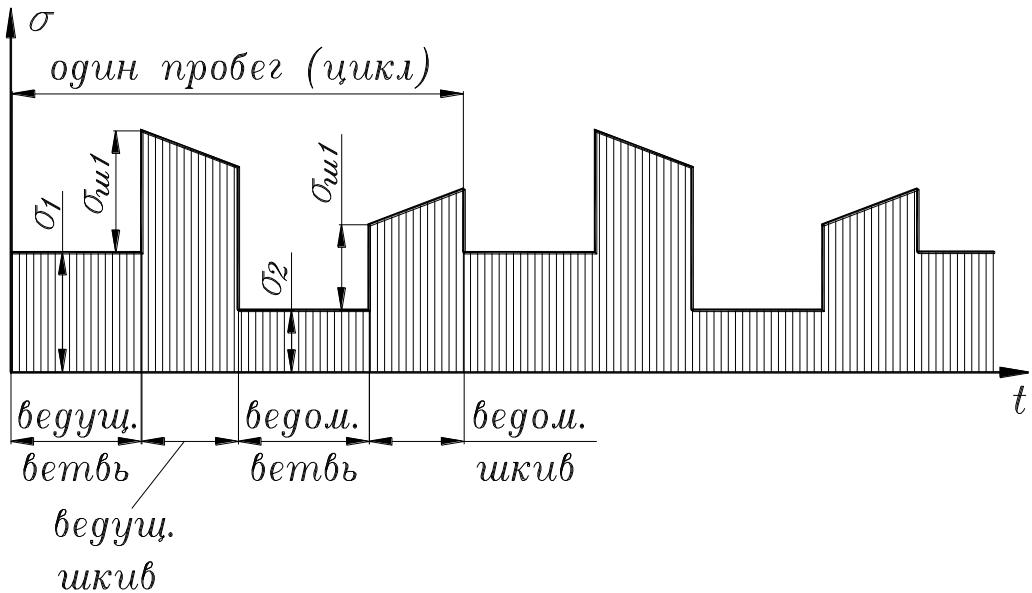


Рис.8.4.

Частота цикла напряжений равна частоте пробегов ремня:

$$U = \frac{v}{l} \quad (8.6)$$

где: v – окружная скорость;

l – длина ремня.

Чем больше U , тем меньше долговечность ремня. Поэтому введены ограничения на частоту пробегов ремня, так для плоских ремней $U \leq (3 \ 4 \ 5) \text{ с}^{-1}$, для клиновых ремней $U \leq (10 \ 4 \ 20) \text{ с}^{-1}$.

Из формулы (8.6) видно, что чем длиннее ремень, тем меньше U и тем больше его долговечность. В связи с этим существуют ограничения на выбор минимальной длины ремня и межосевого расстояния передачи.

При работе ремень нагревается, а при перегреве может снижаться его прочность и работоспособность. Это тоже должно учитываться при проектировании передачи.

Практика эксплуатации ременных передач позволила установить, что при соблюдении всех рекомендаций по выбору основных параметров передачи средняя долговечность ремней не превышает $(2000 \ 4 \ 3000)$ час.

Перейдем теперь к тяговой способности передачи. Из вышесказанного ясно, что напряжения изгиба ремня не влияют на тяговую способность, а напряжение от действия центробежных сил могут уменьшить тяговую способность, но действие этих сил незначительно и в большинстве случаев ими можно пренебречь.

Главными факторами, влияющими на тяговую способность передачи являются предварительное натяжение ремня F_0 или напряжение от предварительного натяжения σ_0 и максимально допустимая

окружная сила F_t или полезное (тяговое) напряжение σ_T . Эти два фактора связаны между собой, а именно, при увеличении передаваемой силы должно быть увеличено предварительное натяжение ремня. Если требуемое соответствие тягового напряжения и напряжения от предварительного натяжения будет нарушено, то возможно буксование передачи. Математическое выражение этого соответствия было установлено Эйлером [6]:

$$\sigma_T < 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (8.7)$$

где: e – основание натуральных логарифмов;

f – коэффициент трения между ремнем и шкивом;

α – угол обхвата ремнем шкива.

Рассчитанное таким образом тяговое напряжение, подставляется в формулу (8.1) и ремень проверяется на прочность по формуле:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma]_p = \frac{\sigma_e}{n} \quad (8.8)$$

где: $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения ремня;

σ_e – предел прочности ремня при растяжении;

n – запас прочности.

Однако, ввиду неопределенности значений запаса прочности, модуля упругости, коэффициента трения и др., а главным образом вследствие того, что прочность ремня не обуславливает его тяговой способности, рассчитанный таким образом на прочность ремень может на практике оказаться недогруженным или будет буксовать. Поэтому, методы расчета ремней, основанные на определении и суммировании напряжений в них, являются нерациональными и в настоящее время не используются.

Современный расчет базируется на опытных данных по работоспособности ременных передач при различных условиях работы. Практика показала, что правильно рассчитанный на работоспособность ремень обычно удовлетворяет условиям статической прочности. Опытные данные основаны на исследовании скольжения между ремнем и шкивом при работе передачи в различных режимах нагрузки.

§8.3. Скольжение и к.п.д. ременных передач.

В ременных передачах различают упругое скольжение и неупругое скольжение, то есть, буксование. Упругое скольжение связано с удлинением ремня под нагрузкой, в результате чего некоторая часть ремня, контактирующая со шкивом, перемещается относительно поверхности шкива. Из-за этого окружные скорости ведущего и ведомого шкивов становятся неодинаковыми ($v_2 < v_1$):

$$v_2 = (1 - \varepsilon) v_1 \quad (8.9)$$

где ε – коэффициент скольжения.

При рабочей нагрузке $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$. Это приводит к отсутствию кинематической точности ременных передач. При увеличении нагрузки выше расчетной скольжение в передаче становится неупругим, то есть, начинается буксование и передача становится неработоспособной.

Эффективность передачи или ее к.п.д. зависит от соотношения передаваемой мощности и мощности, теряемой в передаче. Потери мощности складываются в основном из потерь от скольжения ремня по шкивам и потерь на внутреннее трение в ремне, связанное с деформациями изгиба. Потери от скольжения ремня зависят от нагрузки, например, при холостом ходе, то есть, при работе передачи без нагрузки, скольжение отсутствует. Потери, связанные с деформациями изгиба ремня, не зависят от передаваемой нагрузки. Исходя из этого, эффективность недогруженной передачи мала, ее к.п.д. низок. При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение к.п.д. для плоско-ременных передач $\eta \approx 0,97$, для клиноременных $\eta \approx 0,96$.

Экспериментальные зависимости коэффициента скольжения и к.п.д. от полезного (тягового) напряжения ремня называются кривыми скольжения и к.п.д. Такие кривые являются результатом испытаний ремней различных типов и материалов. Пример показан на рис. 8.5.

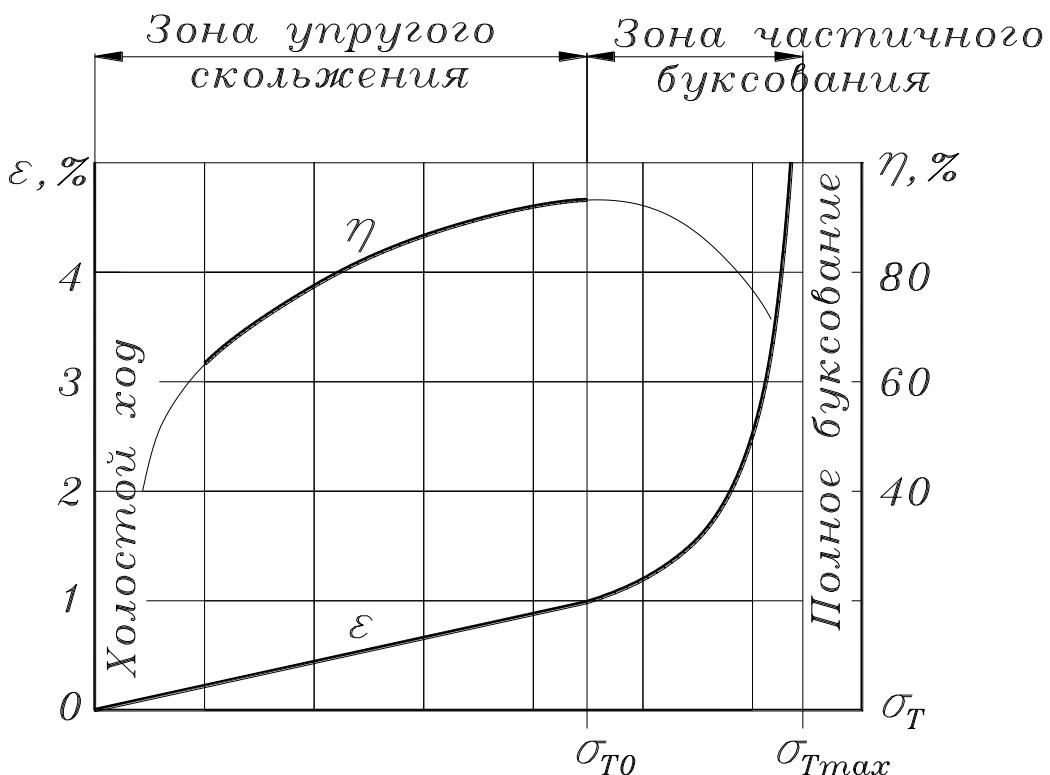


Рис. 8.5.

На начальном участке кривой скольжения от 0 до σ_{T_0} происходит 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 от σ_{T_0} до $\sigma_{T_{max}}$ происходит как упругое скольжение, так и буксование.

Рабочую нагрузку следует назначать вблизи критического значения σ_{T_0} и слева от него. Этому значению соответствует также и максимальное значение к.п.д. Работа в зоне частичного буксования допустима только при кратковременных перегрузках, например при пуске. В этой зоне к.п.д. резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается.

Значения критического напряжения σ_{T_0} для различных типов передач, их параметров и условий работы приведены в справочниках и являются основой для всех современных методов расчета ременных передач.

§8.4. Клинеременные передачи. Типы и размеры ремней.

Клинеременная передача является наиболее употребительной в машиностроении, поэтому рассмотрим ее более подробно. На рис. 8.6 показана схема этой передачи.

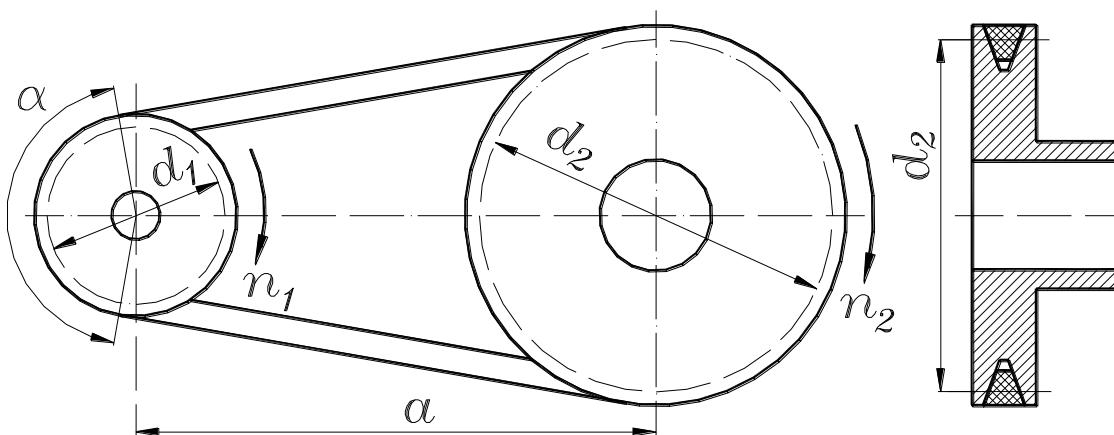


Рис. 8.6.

Клинеременная передача по сравнению с плоскоременной имеет большую тяговую способность из-за повышенного трения. Клиновая форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в три раза. Угол профиля канавки под ремень на шкиве соответствует углу профиля ремня, размеры которого стандартизованы (см. ниже). Следует учитывать, что при изгибе форма поперечного сечения ремня меняется: в зоне растяжения его ширина уменьшается, а в зоне сжатия – увеличивается. Чем меньше диаметр шкива, тем заметнее это явление.

Оно учитывается при конструировании шкивов: чем меньше диаметр шкива, тем меньше должен быть угол профиля канавки под ремень.

Клиновые ремни изготавливаются бесконечными. Клиновые прорезиненные ремни по ГОСТ 1284-80 выполняются двух видов: кордотканевые и кордошнуровые (рис. 8.7).

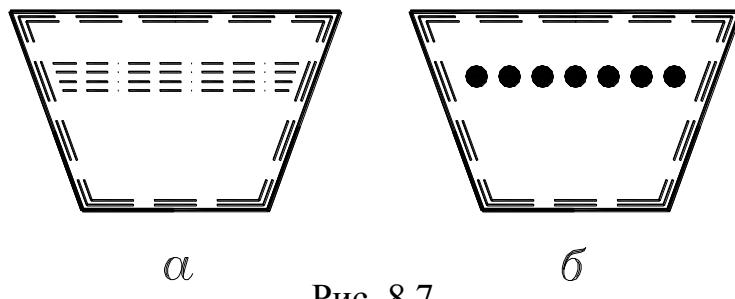


Рис. 8.7.

В кордотканевых (рис. 8.7а) нагрузка передается слоем корда из нескольких рядов хлопчатобумажной ткани, а в кордошнуровых (рис. 8.7б) – кордом из толстого шнура из искусственных волокон. Корд размещается в зоне нейтральной линии. Выше его (в зоне растяжения) и ниже (в зоне сжатия) располагаются резиновые подушки. Снаружи ремень имеет обертку из прорезиненной ткани. Кордотканевые ремни наиболее употребительны, а кордошнуровые предназначены для работы в тяжелых условиях.

Стандартизованы размеры сечения ремней (рис. 8.8) и их длины (ГОСТ 1284-82). В зависимости от величины сечения различают 7 типов клиновых ремней: 0, А, Б, В, Г, Д, Е. На внутренней поверхности ремня указывается его тип и длина.

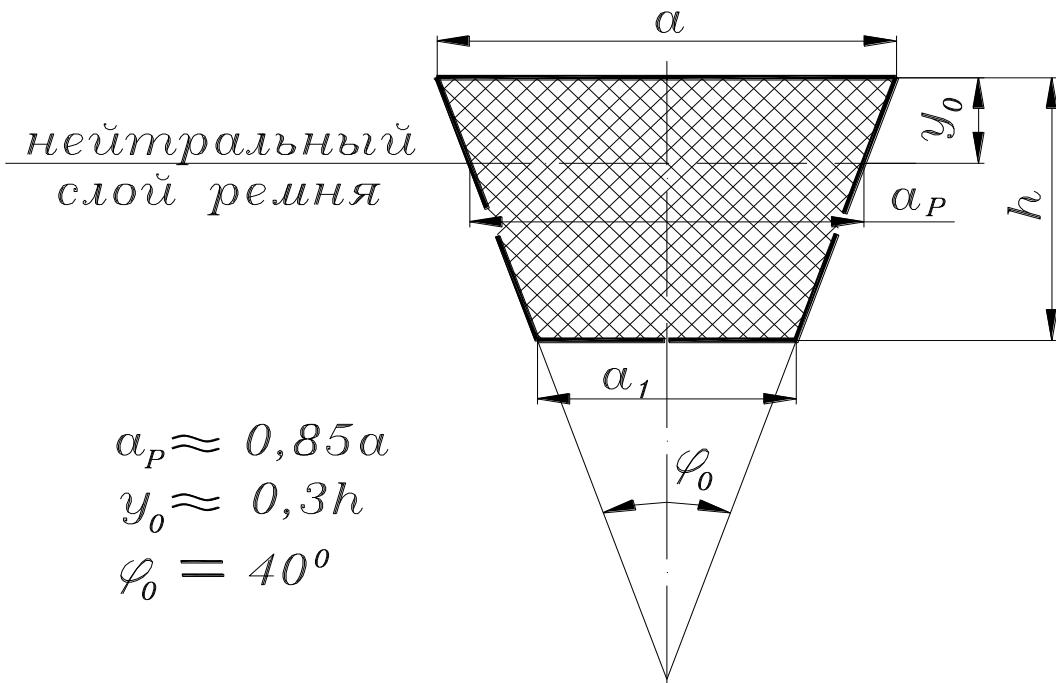


Рис. 8.8.

В таблице 8.1 приведены основные размеры всех сечений и номинальные длины ремней.

Таблица 8.1.

Сечение ремня	Размеры сечения ремня		Номинальные длины ремней, l, мм	Минимальный диаметр шкива, d _{min} , мм
	a, мм	h, мм		
0	10	6	500; 530; 560; 600 . . . 2500	63
А	13	8	500; 530; 560; 600 . . . 4000	90
Б	17	10,5	630; 670; 710; 750 . . . 6300	125
В	22	13,5	1800; 1900; 2000 . . . 9000	200
Г	32	19	3150; 3350; 3550 . . . 11200	315
Д	38	23,5	4500; 4750; 5000 . . . 14000	500
Е	50	30	6300; 6700; 7100 . . . 14000	800

Номинальной длиной ремня является его внутренняя длина. Расчетная длина ремня проходит по его нейтральному слою. На рис. 8.8 показано, что нейтральный слой, имеющий расчетную ширину a_p, отстоит от внешней стороны ремня на величину u₀. Поэтому, расчетная длина ремня больше номинальной. Однако, учитывая, что эта разница невелика и соизмерима с допускаемыми по стандарту отклонениями на длину ремней, в инженерных расчетах могут быть использованы номинальные длины ремней.

Заметим, что кроме значений, указанных в таблице, в стандарте приведены номинальные значения a_p и u₀ для каждого типа ремня (на рис. 8.8 приближенные равенства даны для ориентировки).

В таблице также приведены минимальные диаметры шкивов для каждого типа ремня, рекомендуемые для ограничения изгибающих напряжений из соображения долговечности ремней.

§8.5. Геометрические и кинематические параметры клиноременной передачи.

Расчетными диаметрами шкивов (рис. 8.6) являются диаметры окружностей, проходящих через нейтральный слой ремня при его изгибе. Передаточное число передачи с учетом коэффициента скольжения определяется так:

$$u = (1 - \varepsilon) \frac{d_2}{d_1} \quad (8.10)$$

где $\varepsilon = (0,01 \div 0,02)$ – коэффициент скольжения.

Ввиду малой величины коэффициента скольжения в практических расчетах его можно не учитывать.

Передаточное число клиноременной передачи может находиться в пределах $1 \leq u \leq 7$.

При известных расчетных диаметрах шкивов главными геометрическими параметрами передачи являются угол обхвата α ремнем малого шкива (рис. 8.6), длина ремня l и межосевое расстояние a . Вследствие вытяжки и провисания ремня эти параметры не являются точными и определяются приближенно.

При угле обхвата $\alpha / 120$, что соответствует указанному выше диапазону передаточных чисел, приближенные формулы имеют следующий вид.

Угол обхвата ремнем малого шкива:

$$\alpha = 180 - 60 \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (град)} \quad (8.11)$$

Длина ремня:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \text{ (мм)} \quad (8.12)$$

Межосевое расстояние:

$$a = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}}{4} \text{ (мм)} \quad (8.13)$$

где: $\lambda = l - \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1)$; $\Delta = \frac{l}{2}(d_2 - d_1)$

Для создания предварительного натяжения ремня расчетное межосевое расстояние следует увеличить. Для обеспечения тяговой способности передачи напряжение в ремне от предварительного натяжения может доходить до 1,5 МПа. Поэтому, по опытным данным, межосевое расстояние должно быть увеличено на 0,25 % для кордошнуровых и на 0,6 4% для кордотканевых ремней.

Вследствие вытяжки ремней в процессе эксплуатации передачи, их периодически приходится подтягивать, увеличивая межосевое расстояние при помощи специальных натяжных устройств (например, см. рис. 8.2 в §8.2). Однако если по условиям конструкции межосевое расстояние является фиксированным, то есть, не может быть изменено, то для натяжения ремней используются натяжные ролики. Ролик можно ставить либо с внешней, либо с внутренней стороны передачи. В первом случае обратный перегиб ремня значительно снижает его долговечность. Поэтому рекомендуется ставить натяжной ролик внутри передачи.

Хорошее сцепление клинового ремня со шкивами допускает в некоторых случаях малые углы обхвата – до 70°. Это позволяет конструировать клиноременные передачи с малыми межосевыми расстояниями и большими передаточными числами, а также передавать движение с одного ведущего шкива нескольким ведомым (рис. 8.9).

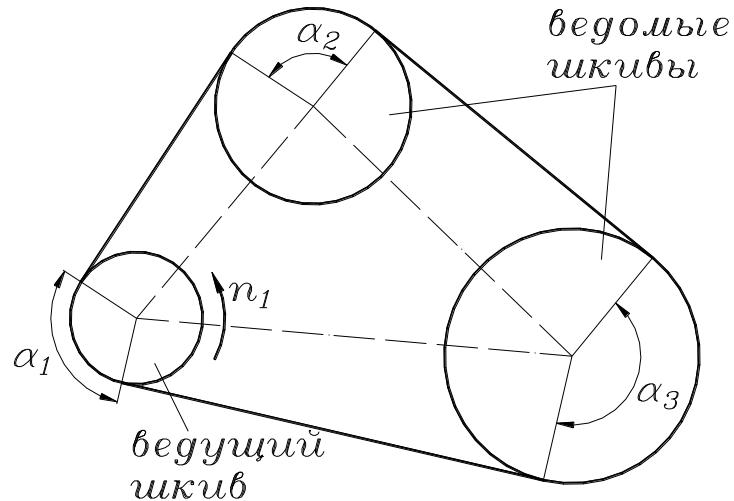


Рис. 8.9.

Шкивы клиноременных передач в зависимости от количества ремней в комплекте бывают одноручьевые и многоручьевые. На рис. 8.10 показан разрез обода многоручьевого шкива.

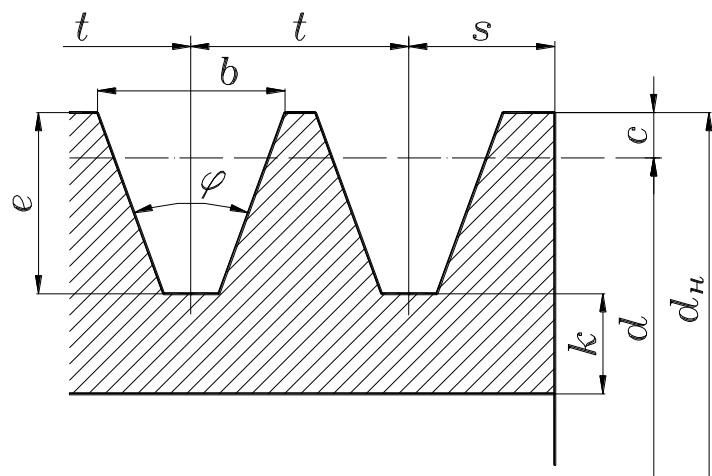


Рис. 8.10.

Размеры c , e , t , s и ϕ стандартизованы, причем линейные размеры выбираются в соответствии с типом ремня, а значение угла профиля канавки зависит еще и от расчетного диаметра шкива d – чем меньше диаметр шкива, тем меньше угол профиля канавки ($\phi = (34 \div 40)8$).

Ширина канавки на наружном цилиндре:

$$b = a_p + 2e \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}$$

Наружный диаметр шкива:

$$d_n = d + 2c$$

Заметим, что $b \approx a$, $c \approx y_0$ (рис. 8.8).

Ширина шкива:

$$B = (z - 1)t + 2s$$

где z – число ремней в комплекте.

Наименьшая толщина обода k (рис. 8.10) может быть выбрана по рекомендациям, приведенным в таблице 8.2.

Таблица 8.2.

сечение ремня	0	А	Б	В	Г	Д
k_{\min} , мм	5,5	6	7,5	10	12	15

§8.6. Методика расчета клиноременной передачи.

Ограниченоное число типоразмеров стандартных клиновых ремней, рекомендуемые минимальные диаметры шкивов и величины передаточных чисел позволили опытным путем определить для каждого типа ремня допускаемую нагрузку ремня и тяговую способность передачи, а ее расчет свести к подбору типа и числа ремней по стандартной методике.

Исходные данные.

1. Передаваемая мощность P , кВт.
2. Частота вращения ведущего (малого) шкива n_1 , об/мин.
3. Передаточное число i .
4. Условия работы передачи.

Требуется определить.

1. Тип (сечение) ремня.
2. Длину ремня.
3. Количество ремней в комплекте
4. Диаметры шкивов.
5. Межосевое расстояние.

Решение.

1. Выбор типа (сечения) ремня по графику на рис. 8.11.

Для этого на графике проводятся две прямые: горизонталь и вертикаль, в соответствии с заданными значениями частоты вращения малого шкива и передаваемой мощности. Точка пересечения этих прямых укажет требуемый тип ремня.

2. Расчетный диаметр малого шкива с учетом таблицы 8.1:

$$d_1 / d_{min}$$

3. Расчетный диаметр большого шкива:

$$d_2 = d_1 u$$

4. Предварительное определение межосевого расстояния a по таблице 8.3.

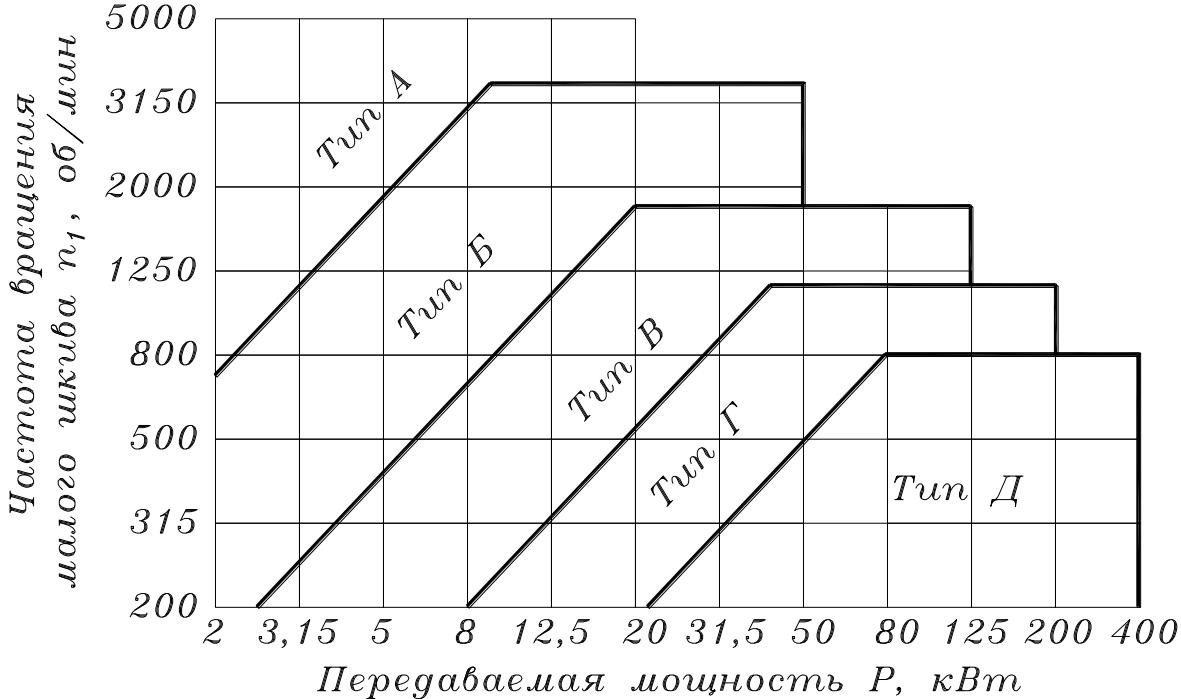


Рис. 8.11.

Таблица 8.3.

u	1	2	3	4	5	6
a	$1,5d_2$	$1,2d_2$	d_2	$0,95d_2$	$0,9d_2$	$0,85d_2$

5. Расчет длины ремня по формуле (8.12). Полученное значение дает возможность найти стандартную (ближайшую большую) длину ремня.

6. Уточненное межосевое расстояние (8.13).

7. Монтажное межосевое расстояние, увеличенное по сравнению с расчетным для создания предварительного натяжения ремня (см. выше):

- для кордошнуровых ремней:

$$a_M = a + 0,0025 a$$

- для кордотканевых ремней

$$a_M = a + 0,006 a$$

8. Определение числа ремней в комплекте:

$$z = \frac{P}{P_p C_z}$$

где: P_p – расчетная мощность, передаваемая одним ремнем;
 C_z – коэффициент числа ремней в комплекте.

Расчетная мощность, передаваемая одним ремнем:

$$P_p = P_0 \frac{C_\alpha C_a}{C_p}$$

где: P_0 – номинальная мощность, передаваемая одним ремнем. Эта мощность определяется из таблиц, приведенных в ГОСТ 1284.3-80. Один из фрагментов показан в таблице 8.4.

Таблица 8.4.

Сечение и длина ремня	d_1	u	Номинальная мощность, допускаемая одним ремнем P_0 , кВт при частоте вращения малого шкива, n_1 , об/мин							
			400	800	950	1200	1450	2200	2400	2800
Б 2240	180	1,5 /3	1,76 1,81	3,11 3,21	3,56 3,67	4,25 4,38	4,85 5,01	6,1 6,29	6,27 6,47	6,36 6,56
	224	1,5 /3	2,4 2,47	4,27 4,4	4,89 5,04	5,81 6	6,6 6,81	8 8,25	8,08 8,31	

C_α – коэффициент угла обхвата (таблица 8.5).

Таблица 8.5.

α , град	180	170	160	150	140	130	120
C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82

C_a – коэффициент длины ремня; выбирается из стандартных таблиц. Один из фрагментов приведен в таблице 8.6.

Таблица 8.6.

Длина ремня	Коэффициент длины ремня C_a в зависимости от типа ремня						
	0	А	Б	В	Г	Д	Е
500	0,81						
560	0,82	0,79					
630	0,84	0,81					
710	0,86	0,83					
800	0,9	0,85					
900	0,92	0,87	0,82				
1000	0,94	0,89	0,84				

C_p – коэффициент режима работы (таблица 8.7).

Таблица 8.7.

Режим работы	Коэффициент режима работы C_p в зависимости от числа рабочих смен		
	1 смена	2 смены	3 смены
Легкий (спокойная нагрузка)	1,1	1,3	1,5
Средний (умеренная нагрузка)	1,2	1,4	1,6
Тяжелы (значительные колебания нагрузки)	1,3	1,5	1,8
Очень тяжелый (ударная нагрузка)	1,5	1,6	1,9

Коэффициент числа ремней в комплекте C_z выбирается из таблицы 8.8.

Таблица 8.8.

z	2; 3	4; 5; 6	> 6
C_z	0,95	0,9	0,85

Чем больше ремней, тем трудней получить их равномерную загрузку. Неизбежные погрешности размеров ремней и шкивов приводят к тому, что ремни натягиваются различно, появляется дополнительное скольжение, износ и потеря мощности. Поэтому рекомендуется число ремней в комплекте не делать больше шести.

§8.7. Пример расчета.

Определить параметры клиноременной передачи с кордотканевым ремнем при следующих данных.

Передаваемая мощность $P = 11 \text{ кВт}$.

Частота вращения ведущего (малого) шкива $n_1 = 1420 \text{ об/мин}$.

Передаточное число $i = 3$.

Режим работы односменный средний (умеренные колебания нагрузки).

Решение.

1. По графику рис. 8.11 рекомендуется тип (сечение) ремня Б.

2. Расчетный диаметр малого шкива (таблица 8.1) $d_1 = 125 \text{ мм}$.

3. Расчетный диаметр большого шкива:

$$d_2 = d_1 u = 125 \cdot 3 = 375 \text{ мм}$$

4. Предварительное межосевое расстояние (таблица 8.3) $a = d_2 = 375 \text{ мм}$.

5. Длина ремня (8.12):

$$\begin{aligned} l &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 375 + \frac{3,14}{2}(375 + 125) + \frac{(375 - 125)^2}{4 \cdot 375} = 1576,67 \text{ мм} \end{aligned}$$

Принимаем ближайшую большую стандартную длину $l = 1600 \text{ мм}$.

6. Уточненное межосевое расстояние определяется по формуле (8.13), для которой предварительно находим значения:

$$\begin{aligned} \lambda &= l - \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) = 1600 - \frac{3,14}{2}(375 + 125) = 815 \\ \Delta &= \frac{1}{2}(d_2 - d_1) = \frac{1}{2}(375 - 125) = 125 \\ a &= \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}}{4} = \frac{815 + \sqrt{815^2 - 8 \cdot 125^2}}{4} = 387,33 \text{ мм} \end{aligned}$$

7. Монтажное межосевое расстояние (стр. 126):

$$a_M = a + 0,006 a = 387,33 + 0,006 \cdot 387,33 = 385 \text{ мм}$$

8. Определение числа ремней в комплекте производится по формуле на стр. 127. Для нее предварительно определяем следующие параметры.

Номинальная мощность, допускаемая одним ремнем, находится из таблиц ГОСТ 1284.3-80 в зависимости от типа и длины ремня, передаточного числа и диаметра малого шкива (один из фрагментов показан в таблице 8.4). $P_0 = 4,25 \text{ кВт}$.

Угол обхвата ремнем малого шкива (8.11):

$$\alpha = 180 - 60 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 60 \frac{375 - 125}{385} = 141^\circ$$

Коэффициент угла обхвата (таблица 8.5) $C_a = 0,89$.

Коэффициент длины ремня; выбирается из стандартных таблиц (один из фрагментов приведен в таблице 8.6). $C_a = 0,94$.

Коэффициент режима работы (таблица 8.7) $C_p = 1,2$.

Расчетная мощность, передаваемая одним ремнем:

$$P_p = P_0 \frac{C_\alpha C_a}{C_p} = 4,25 \frac{0,89 \cdot 0,94}{1,2} = 2,96 \text{ кВт}$$

Коэффициент числа ремней C_z найдем из таблицы 8.8, предварительно оценив значения передаваемой мощности и расчетной мощности, передаваемой одним ремнем. $C_z = 0,9$.

Число ремней в комплекте

$$z = \frac{P}{P_p C_z} = \frac{11}{2,96 \cdot 0,9} \approx 4$$

§8.8. Ключевые слова и выражения.

1. Основными критериями работоспособности ременных передач являются тяговая способность передачи и долговечность ремня.
2. Тяговая способность ременной передачи – это ее способность передавать нагрузку без буксования.
3. Долговечность ремня – это время его работы без появления признаков усталостного разрушения.
4. Главной причиной усталостного разрушения ремня являются циклически изменяющиеся напряжения изгиба.
5. Средняя долговечность ремней 2000–3000 часов.
6. Главными факторами, влияющими на тяговую способность передачи являются предварительное натяжение ремня и максимально допустимая окружная сила.
7. Упругое скольжение в ременной передаче определяется удлинением ремня под нагрузкой, из-за чего некоторая часть ремня, контактирующая со шкивом, перемещается относительно поверхности шкива.
8. Буксование – это явление неупругого скольжения между шкивами и ремнем.
9. Кривые скольжения и к.п.д. ременных передач – это экспериментальные зависимости коэффициента скольжения и к.п.д. от полезного (тягового) напряжения ремня.
10. Экспериментальные кривые скольжения ременных передач являются основой для всех современных методов их расчета.

§8.9. Контрольные вопросы.

1. На чем основана передача движения в ременной передаче?
2. Назовите типы ременных передач.
3. Каковы критерии работоспособности и расчета ременных передач?
4. Что такое тяговая способность ременной передачи?

5. Что является главной причиной усталостного разрушения ремня?
6. От чего зависит тяговая способность ременной передачи?
7. Объясните явление упругого скольжения в ременной передаче.
8. Что такое буксование?
9. Чем объясняется низкое значение к.п.д. недогруженных ременных передач?

Часть II. Подшипники, валы, оси и муфты.

Подшипники служат опорами валов и вращающихся осей. От качества подшипников во многом зависит работоспособность и долговечность машин. Правильно рассчитанный и сконструированный подшипник должен воспринимать заданные нагрузки и работать с минимальными потерями на трение.

По виду трения различают подшипники скольжения и качения. По воспринимаемой нагрузке – радиальные, воспринимающие радиальные нагрузки, упорные, воспринимающие осевые нагрузки и радиально-упорные, которые предназначены для восприятия и радиальных, и осевых нагрузок.

Глава 9. Подшипники скольжения.

§9.1. Общие сведения.

Опорный участок вала называется цапфой. Форма цапфы и соответствующая ей форма рабочей поверхности подшипника может быть цилиндрической, плоской, конической и сферической (рис. 9.1). Шип – это цапфа, расположенная на конце вала и передающая радиальную нагрузку F_r (рис. 9.1а). Шейка – это цапфа, расположенная в средней части вала и передающая радиальную нагрузку (рис. 9.1б). Большинство радиальных подшипников может воспринимать также и небольшие осевые нагрузки. Для этого вал изготавливают ступенчатым с галтелями, а кромки подшипника закругляют.

Плоская цапфа, передающая осевую (аксиальную) нагрузку F_a , называется пятой, а опора (подшипник) – под пятником. Пята может располагаться на конце вала (рис. 9.1в) или в его средней части (рис. 9.1г). Часто под пятники работают в паре с радиальными подшипниками (рис. 9.1в).

Подшипники с конической поверхностью (рис. 9.1д) применяются в тех случаях, когда необходимо периодически устранять зазор от износа подшипника с целью сохранения точности центровки вала. Для этого на валу устанавливают коническую втулку, положение которой регулируется гайками.

Сферические (шаровые) подшипники (рис. 9.1е) допускают поперекос вала, то есть обладают свойством самоустановки. Их используют в основном как шарниры в пространственных стержневых механизмах.

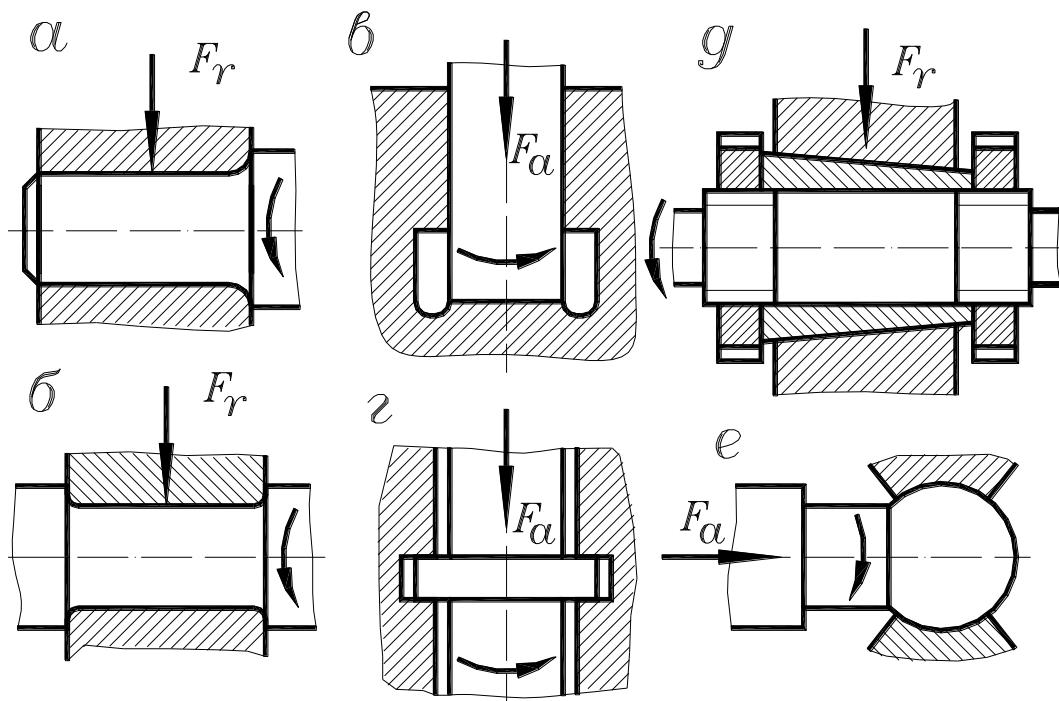


Рис. 9.1.

Область применения подшипников скольжения в современном машиностроении невелика, так как основное распространение имеют подшипники качения. Однако значение подшипников скольжения в современной технике не снизилось, в целом ряде конструкций они незаменимы. В частности, в следующих случаях.

1. Разъемные подшипники для тех конструкций, где подшипники качения не могут быть установлены, например, для коленчатых валов.

2. Высокоскоростные подшипники ($v / 30$ м/с). При высоких окружных скоростях подшипники качения практически неприменимы из-за вибраций, шума и низкой долговечности.

3. Подшипники прецизионных машин, от которых требуется особо точное положение валов в пространстве и возможность регулировки зазоров.

4. Подшипники, работающие в особых условиях (вода, агрессивные среды), в которых подшипники качения неработоспособны из-за коррозии.

5. Подшипники дешевых тихоходных механизмов.

§9.2. Условия работы и виды разрушения подшипников скольжения.

Вращению цапфы в подшипнике противодействует момент сил трения. Работа трения нагревает подшипник и цапфу. От поверхности трения тепло отводится в окружающую среду через корпус подшип-

ника и вал, а также, уносится смазывающей жидкостью. Для любого установившегося режима работы подшипника существует тепловое равновесие: теплоотдача равна тепловыделению. При этом устанавливается определенная температура. Чем больше тепловыделение и хуже условия теплоотдачи, тем выше температура теплового равновесия. Эта температура не должна превышать некоторого предельного значения, допускаемого для данного материала подшипника и сорта смазки. Если температура повышается выше предельного значения, то вязкость масла снижается и появляется возможность заедания цапфы в подшипнике. Это приводит к катастрофическому износу и потери работоспособности подшипника. Таким образом, перегрев подшипника является основной причиной его разрушения.

Нормальная работа подшипника, то есть его работа в допустимых температурных пределах, сопровождается нормальным износом трещущихся поверхностей. Когда износ становится недопустимо большим, в подшипнике появляются значительные зазоры, работа механизма сопровождается вибрацией и стуком, то есть, подшипник становится неработоспособным. Интенсивность износа определяет долговечность подшипника.

§9.3. Трение и смазка подшипников скольжения.

Как было сказано выше, работа подшипника сопровождается неизбежным трением. Трение определяет нагрев и износ подшипника, а также его к.п.д. Для уменьшения трения подшипники скольжения смазывают. В зависимости от режима работы подшипника в нем может быть полужидкостное или жидкостное трение. Схематизированное представление об этих режимах дает рис. 9.2.

При жидкостном трении между поверхностями вала и подшипника находится слой масла, толщина h которого больше суммы высот R микронеровностей поверхностей:

$$h > R_{z1} + R_{z2} \quad (9.1)$$

На рис. 9.2 толстой линией показан разделяющий слой масла.

При условии (9.1) масло соответствующей вязкости воспринимает внешнюю нагрузку, предотвращая непосредственный контакт рабочих поверхностей и их износ. Сопротивление движению в этом случае определяется только внутренним трением в смазочной жидкости. Коэффициент жидкостного трения $f = 0,001 \dots 0,005$. Эти значения могут быть меньше коэффициента трения качения.

При полужидкостном трении условие (9.1) не соблюдается, а в подшипнике имеет место смешанное трение – жидкостное и граничное. Граничным называют трение, при котором трещущиеся поверхности покрыты тонкой пленкой смазки.

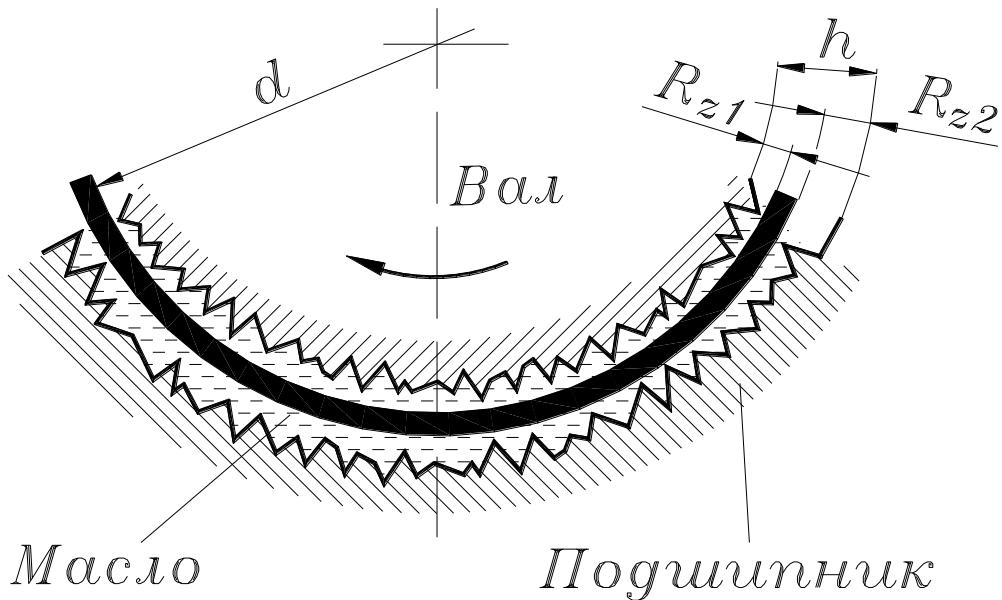


Рис. 9.2.

Границные пленки настолько тонкие, что в местах сосредоточенного давления они разрушаются, и происходит непосредственный контакт трущихся поверхностей вала и подшипника и их износ. Значение коэффициента полужидкостного трения зависит не только от качества масла, но и от материалов трущихся поверхностей. В этом случае используют антифрикционные материалы с низким коэффициентом трения $f = 0,01 \dots 0,1$.

Для работы подшипника самым благоприятным является режим жидкостного трения, поэтому основным критерием расчета большинства подшипников скольжения является образование режима жидкостного трения.

Основы образования режима жидкостного трения изучаются в гидродинамической теории смазки [6], [11]. Не рассматривая подробностей, приведем только принципиальные понятия и необходимые выводы.

На рис. 9.3 показано плоское тело, движущееся по плоскому основанию в слое масла, причем на движущееся тело действует сила F , перпендикулярная основанию. Если скорость движения мала (рис. 9.3а), то имеет место полужидкостное трение – трущиеся поверхности покрыты тонкой граничной пленкой смазки. При увеличении скорости это состояние сохраняется до тех пор, пока скорость движения v остается меньше некоторой критической скорости v_{kp} . Если скорость продолжает увеличиваться, то движущееся тело поднимается в масляном слое и принимает наклонное положение, подобно тому, как поднимается глиссер или водные лыжи, скользящие по воде (рис. 9.3б).

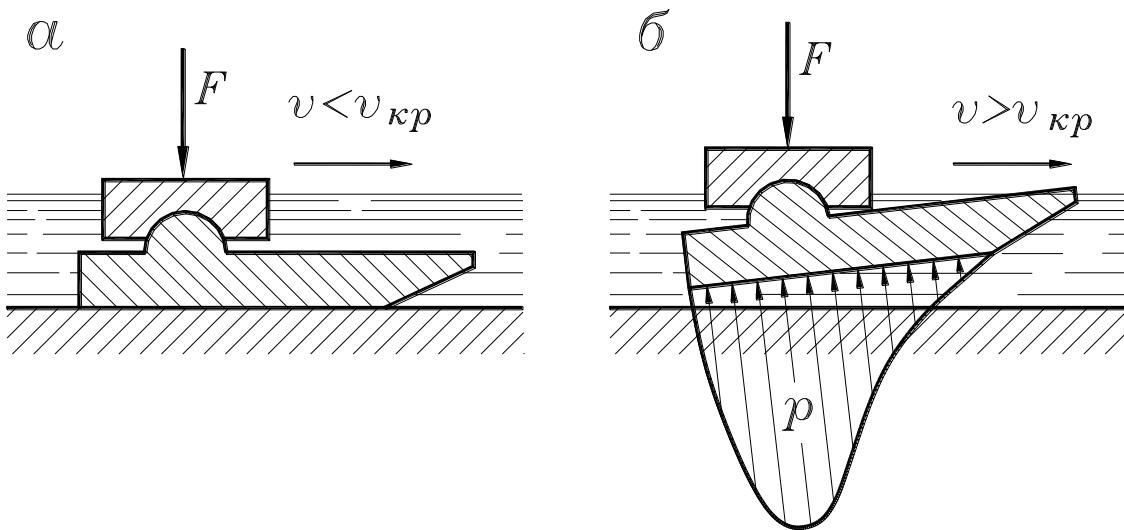


Рис. 9.3.

Между пластинами образуется сужающийся зазор и масло непрерывно нагнетается в этот зазор. Протекание масла через суживающийся зазор приводит к образованию гидродинамического давления p , которое уравновешивает внешнюю нагрузку F . Движение продолжается в условиях жидкостного трения.

Гидродинамическое давление может развиваться только при наличии суживающегося зазора, который принято называть клиновым. В примере на рис. 9.3 начальный клиновой зазор образуется с помощью скошенной передней части движущегося тела.

В радиальном подшипнике клиновая форма зазора образуется в результате того, что диаметр цапфы всегда меньше, чем диаметр подшипника для возможности относительного движения. Вследствие этого центр цапфы вала смещается относительно центра подшипника. В образовавшемся зазоре находится масло. Если угловая скорость вала меньше некоторого критического значения, то между контактирующими поверхностями вала и подшипника имеет место полужидкостное трение (рис. 9.4а). При угловой скорости $\omega > \omega_{kp}$ цапфа всплывает в масле и смещается в сторону вращения (рис. 9.4б). В масляном слое возникает гидродинамическое давление p , эпюра которого показана на рис. 9.4б. Минимальная толщина масляного слоя h_{min} увеличивается с увеличением угловой скорости, центр цапфы сближается с центром подшипника. Однако полного совпадения центров быть не может, так как при этом нарушается клиновая форма зазора, как одно из условий режима жидкостного трения.

Исследование зависимости силовых и скоростных параметров от качества масла позволило сделать следующий основной вывод: толщина масляного слоя возрастает с увеличением вязкости масла и угловой скорости, но снижается с увеличением нагрузки. Следует учитывать, что сорт масла с определенной вязкостью, используемый в

подшипнике, зависит от скорости вращения вала – чем выше скорость, тем меньше должна быть вязкость масла.

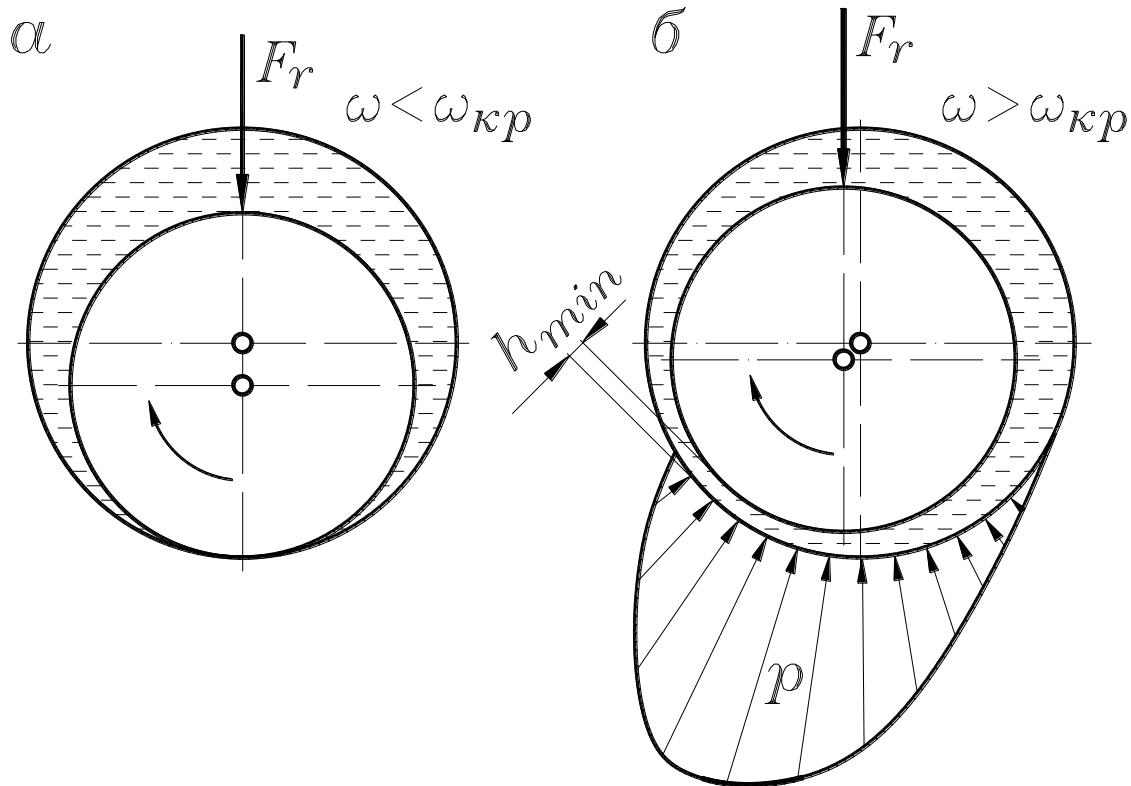


Рис. 9.4.

Таким образом, для образования и поддержания режима жидкостного трения необходимо выполнение следующих трех условий.

1. Между скользящими поверхностями должен быть зазор клиновой формы.
2. Масло соответствующей вязкости должно непрерывно заполнять зазор.

3. Скорость относительного движения поверхностей должна быть достаточной для того, чтобы в масляном слое создалось гидродинамическое давление, способное уравновесить внешнюю нагрузку.

В некоторых условиях в качестве смазки подшипников используют не только масло, но и воду и даже воздух, так как и вода и воздух обладают вязкостью.

В любом случае необходимо обеспечить самозатягивание жидкости или газа в клиновой зазор. Для большей надежности этого явления в ответственных случаях (двигатели автомобилей и самолетов, турбогенераторы, центрифуги и пр.) жидкость или газ подают в подшипник под давлением с помощью гидронасосов или компрессоров.

Описанные выше подшипники, где жидкостное или газовое трение обеспечивается самозатягиванием жидкости или газа в клиновой

зазор между цапфой и подшипником, называются гидродинамическими или аэродинамическими.

Если скорость вращения вала невелика, а радиальная нагрузка значительна, то гидродинамические условия не выполняются и трение остается полужидкостным. Для создания жидкостного трения несущий масляный слой образуется путем предварительного подвода масла от гидронасоса в подшипник под цапфу. Гидронасос должен развивать такое давление, чтобы цапфа всплыvala в масле. Такие подшипники называются гидростатическими. Если цапфа в подшипнике поддерживается воздушной подушкой в результате непрерывного поддува сжатого воздуха, то такой подшипник называется аэростатическим.

Аэродинамические и аэростатические подшипники используются или для быстроходных валов ($n > 10000$ об/мин) при малых нагрузках, или для работы в условиях высоких температур, где масло теряет свои свойства.

В заключение сделаем следующее замечание. Так как при жидкостном трении непосредственный контакт поверхностей вала и подшипника отсутствует, то можно сделать неверный вывод о том, что скользящие поверхности могут быть выполнены из любого материала. Это вывод неверен потому, что в процессе работы машины режим жидкостного трения может быть нарушен, то есть, значения угловой скорости и нагрузки могут выйти за допускаемые пределы, например, при перегрузках, пусках и остановах. Поэтому, материалы скользящих поверхностей должны быть антифрикционными.

§9.4. Конструкции и материалы подшипников скольжения.

В зависимости от конструкции и назначения машины подшипники скольжения могут быть весьма разнообразны. В частности, они могут иметь специальный корпус, или обходиться без него. Подшипник с отдельным корпусом показан на рис. 9.5а. Такой подшипник называется разъемным, так как содержит корпус 1 и крышку 2, скрепленных при помощи резьбового соединения (в данном случае это – шпильки и гайки с шайбами). Крышка при необходимости может сниматься, что облегчает сборку, обслуживание и ремонт подшипникового узла. Корпус и крышка обычно изготавливаются из чугуна или стали. Внутри них плотно вставлены основные элементы подшипника – вкладыши 3 и 4 из антифрикционного материала. Смазка подводится через отверстие 5 в крышке. Для лучшего распределения смазки в зазоре между валом и подшипником служат канавки 6 во вкладышах.

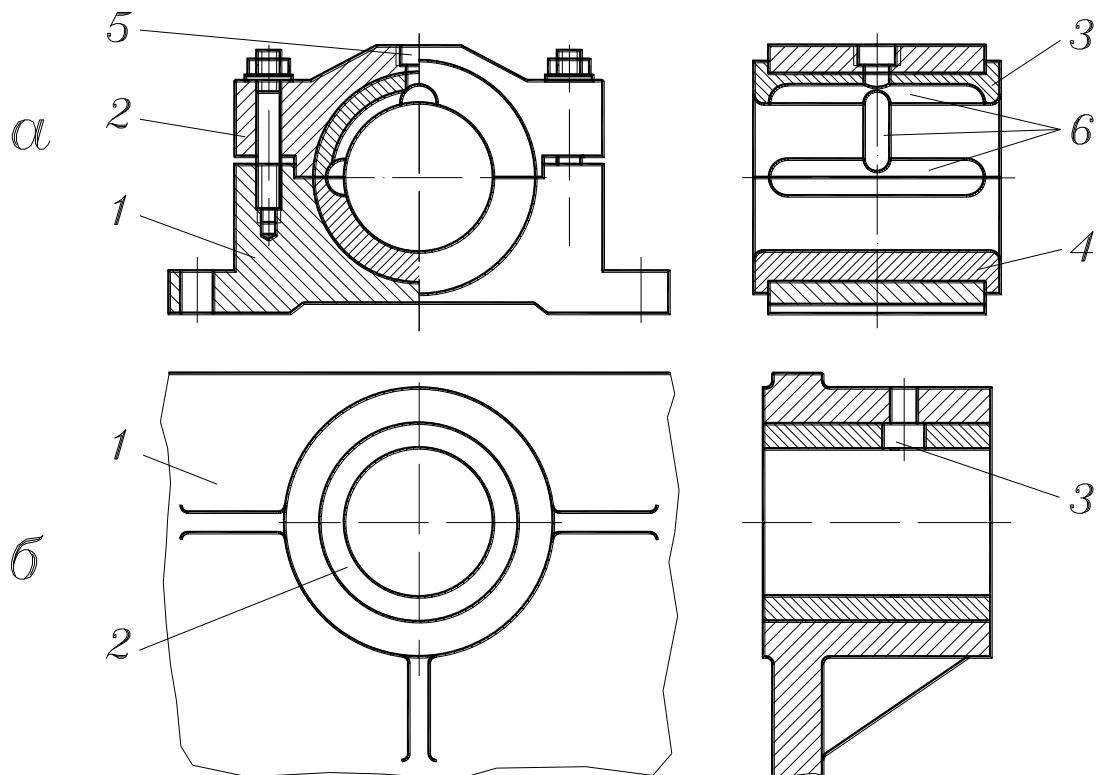


Рис. 9.5.

Если подшипник не имеет специального корпуса, то он может размещаться на стенке корпуса 1 механизма машины (рис. 9.5б). Главным элементом подшипника здесь служит втулка 2 из антифрикционного материала, а для подвода смазки служит отверстие 3.

Материалы подшипниковых вкладышей и втулок должны обладать малым коэффициентом трения в паре с материалом валов, хорошей прирабатываемостью и достаточной износостойкостью. При этом износостойкость вкладышей или втулок должна быть ниже износостойкости цапфы вала, так как замена вала сложнее и дороже, чем замена подшипника. Так как материалом валов служит в основном сталь, то антифрикционные подшипниковые вкладыши и втулки изготавливают из следующих материалов.

1. Бронзы – широко используются в крупносерийном и массовом производстве машин.

2. Латуни – применяются при меньших нагрузках, чем бронзы.

3. Чугуны – применяются в тихоходных и умеренно нагруженных подшипниках.

4. Баббит – один из лучших материалов для подшипников скольжения. Ввиду высокой стоимости баббита, им заливают только рабочую поверхность вкладышей на толщину 1–10 мм в зависимости от габаритов подшипника. Сам вкладыш при этом может быть изготовлен из любого металла.

5. Металлокерамика (спрессованные при высокой температуре порошки бронзы, графита, меди, олова и пр.) – обладает пористостью. Поры хорошо проводят и удерживают смазку, поэтому, металлокерамические подшипники могут длительное время работать без подвода смазки.

6. Пластмассы – могут работать при водяной смазке. Поэтому их используют в гидротурбинах и насосах в химическом машиностроении.

§9.5. Расчет подшипников скольжения.

Расчет подшипников, работающих при полужидкостном трении.

К таким подшипникам относятся подшипники тихоходных механизмов машин и машин средней быстроходности с частыми пусками и остановками, неустановившимся режимом нагрузки и пр.

Тихоходные подшипники, работающие кратковременно с перерывами рассчитывают по условному давлению:

$$p = \frac{F_r}{l d} \leq [p] \quad (9.2)$$

где: p – условное давление цапфы на подшипник, МПа;

F_r – радиальная нагрузка, Н;

l – длина подшипника, мм;

b – диаметр цапфы, мм;

$[p]$ – допускаемое значение условного давления, МПа.

Подшипники средней быстроходности рассчитываются по произведению давления на скорость:

$$p v \leq [p v] \quad (9.3)$$

где v – окружная скорость цапфы.

Допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$, определенные из опыта эксплуатации подшипников, приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1.

Материал вкладыша	$\leq v$, м/с	$[p]$, МПа	$[pv]$, МПа.м/с
Бронза БрАЖ9-4	4	15	12
Латунь ЛКС80-3-3	2	12	10
Чугун антифрикционный АВЧ-2	1	12	12
Баббит Б16	12	15	10
Металлокерамика – бронзографит	2	4	–
Пластмасса – капрон АК-7	4	15	15

Расчет подшипников жидкостного трения.

Также как при расчете подшипников полужидкостного трения здесь имеют значение размеры подшипника, окружная скорость и допускаемое давление. Кроме того, учитывается зазор в подшипнике и качество масла при определенной рабочей температуре. В результате расчета определяется требуемый зазор в подшипнике, сорт масла, способ смазки и охлаждения для обеспечения теплового равновесия.

Расчет носит приближенный характер [6] и основан на использовании эмпирических зависимостей и графиков. Неточности приближенного расчета компенсируются повышенными значениями коэффициентов запаса надежности подшипника по толщине масляного слоя и опытными рекомендациями по выбору способа смазки.

§9.6. Ключевые слова и выражения.

1. Подшипник – это опора валов и вращающихся осей.
2. Опорный участок вала называется цапфой.
3. Шип – это цапфа, расположенная на конце вала и передающая радиальную нагрузку.
4. Шейка – это цапфа, расположенная в средней части вала и передающая радиальную нагрузку.
5. Плоская цапфа, передающая осевую (аксиальную) нагрузку, называется пятой, а опора (подшипник) – под пятником.
6. Тепловое равновесие при работе подшипника – это равенство тепловыделения в результате трения и теплоотдачи через корпус и смазку в окружающую среду.
7. Основная причина разрушения подшипника скольжения – перегрев.
8. Жидкостное трение – это трение между слоями смазки, поверхности вала и подшипника при этом не контактируют.
9. Полужидкостное трение – это смешанное трение: жидкостное и граничное, при этом может произойти непосредственный контакт трещущихся поверхностей вала и подшипника.
10. В гидродинамических подшипниках жидкостное трение обеспечивается самозатягиванием жидкости в клиновой зазор между цапфой и подшипником.
11. В гидростатических подшипниках жидкостное трение обеспечивается путем предварительного подвода масла от гидронасоса в подшипник под цапфу.
12. Основным критерием расчета большинства подшипников скольжения является образование режима жидкостного трения.
13. Расчет подшипников полужидкостного трения производится по условному давлению и по произведению условного давления на окружную скорость.

§9.7. Контрольные вопросы.

1. Что такое подшипник?
2. Какие виды подшипников Вы знаете?
3. Что такое цапфа, шип, шейка, пята и подпятник?
4. Что такая рабочая температура подшипника скольжения?
5. Чем отличается жидкостное трение от полужидкостного?
6. В чем отличие гидродинамических подшипников от гидростатических?
7. Где используются аэростатические и аэродинамические подшипники?
8. Что является основным критерием расчета большинства подшипников скольжения?
9. Какова основная причина разрушения подшипников скольжения?
10. В чем смысл расчета подшипников жидкостного трения?

Глава 10. Подшипники качения.

§10.1. Общие сведения и классификация подшипников качения.

Подшипники качения состоят из двух колец – внутреннего и внешнего, между которыми расположены тела качения в сепараторе или без сепаратора. Область их использования очень широка и определяется их достоинствами и недостатками.

Достоинства подшипников качения.

1. Трение качения с малым коэффициентом трения, значение которого близко к значению коэффициента жидкостного трения ($f = 0,0015 \text{--} 0,006$).
2. Упрощенная система смазки и обслуживания. Подшипники в защищенном исполнении могут работать только со смазкой, заложенной в них при изготовлении, то есть не требуют дополнительной смазки в течение всего срока службы.
3. Возможность стандартизации и массового производства, что значительно снижает их стоимость.

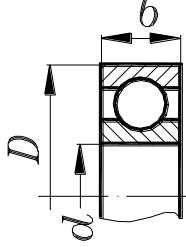
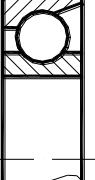
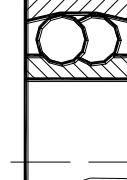
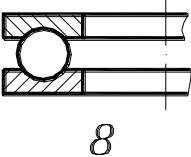
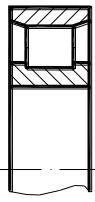
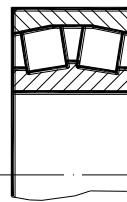
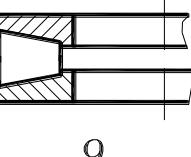
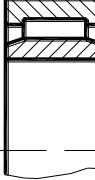
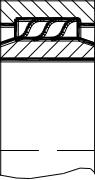
Недостатки подшипников качения.

1. Отсутствие разъемных конструкций. Поэтому, в частности, их невозможно установить на коленчатых валах.
2. Большие радиальные габариты, по сравнению с подшипниками скольжения.
3. Ограниченнная быстроходность, что связано с неблагоприятными условиями работы тел качения при высоких скоростях.
4. Низкая работоспособность при вибрационных и ударных нагрузках. Это связано с тем, что контакт тел качения с кольцами подшипника происходит в высшей кинематической паре – по линии или в точке.
5. Невозможность работы в воде и агрессивных средах. Кольца и тела качения подшипников выполнены из стали и подвержены коррозии.

Классификация стандартных подшипников качения по конструктивным признакам (по типам) представлена в таблице 10.1.

Название типа подшипника состоит из двух частей – названия тел качения и вида воспринимаемой нагрузки. В левом столбце таблицы приведены первые части названий, а в верхней строке – вторые Главными размерами подшипника, как это показано в таблице, являются диаметр внешнего кольца D (диаметр отверстия в корпусе), диаметр внутреннего кольца d (диаметр вала) и ширина b .

Таблица 10.1.

	<i>радиальный</i>	<i>радиально-упорный</i>	<i>сферический</i>	<i>упорный</i>
<i>шариковый</i>	 0	 6	 1	 8
<i>роликовый</i>	 2	 7	 3	 9
<i>игольчатый</i>	 4	 5		

Радиальный шариковый подшипник наиболее распространен. Шарики располагаются в торообразных канавках на кольцах подшипника. Для возможности чистого качения радиусы канавок больше, чем радиус шариков, так что контакт шарика с кольцом происходит в точке. Тем не менее, наряду с радиальной нагрузкой, такой подшипник может воспринимать постоянную осевую нагрузку величиной до 80 % от радиальной. Подшипник неразборный, может быть (также как и остальные) различных модификаций: открытый, защищенный (с пластинами, закрывающими тела качения), с канавкой на внешнем кольце и пр. Допускает небольшой перекос вала – до $0,25^\circ$. Обозначается цифрой 0 (подробнее об обозначении см. ниже).

Шариковый радиально-упорный подшипник может воспринимать большую, чем радиальный подшипник осевую нагрузку, в том числе и переменную. Он также неразборный и допускает небольшой перекос вала. Обозначается цифрой 6.

Шариковый сферический подшипник допускает значительный перекос вала – до 3° . Он имеет сферическую контактную поверхность наружного кольца и шарики, расположенные в два ряда в шахматном порядке. Допускает небольшие осевые нагрузки. Обозначается цифрой 1.

Шариковый упорный подшипник является разборным, воспринимает только осевые нагрузки и не допускает перекоса вала. Обозначается цифрой 8.

Роликовый радиальный подшипник содержит цилиндрические ролики, допускает большую, чем шариковый, радиальную нагрузку, так как ролик контактирует с кольцом по линии, а не в точке. Совершенно не допускает осевой нагрузки и перекоса вала; является разборным, то есть, внешнее кольцо свободно снимается. Обозначается цифрой 2.

Роликовый радиально-упорный (конический) подшипник имеет конические ролики, воспринимает значительные радиальные и осевые нагрузки, причем, чем больше угол конуса, тем больше воспринимаемая осевая нагрузка. Заметим, что при равных диаметрах внутренних колец, роликовый конический подшипник воспринимает большую осевую нагрузку, чем шариковый упорный. Подшипник разборный – наружное кольцо снимается, перекос вала недопустим. Обозначается цифрой 7.

Роликовый сферический подшипник имеет бочкообразные ролики и допускает большую нагрузку, чем шариковый сферический, ввиду того, что радиус кривизны образующей ролика больше, чем радиус шарика. В остальном свойства его такие же, как у шарикового сферического. Обозначается цифрой 3.

Роликовый упорный подшипник содержит конические ролики, поэтому воспринимает большие осевые нагрузки, чем шариковый упорный. Обозначается цифрой 9.

Игольчатые подшипники бывают только радиальными. Тела качения – иголки, то есть цилиндрические ролики, диаметр которых в $5 \div 8$ раз меньше их длины. Это дает возможность значительно уменьшить радиальные габариты подшипникового узла. Подшипник разборный, воспринимает только радиальные нагрузки. Используется редко ввиду сложности монтажа и скоростных ограничений. Обозначается цифрой 4.

Игольчатые подшипники с витыми иголками имеют винтовую канавку на поверхности цилиндрических иголок, что способствует их лучшему смазыванию. Обозначаются цифрой 5. (Этот подшипник не передает осевой нагрузки, как это может показаться из таблицы 10.1).

Кольца и тела качения подшипников изготавливаются из специальных высокопрочных сталей ШХ6, ШХ9 и ШХ15 (шарикоподшипниковые хромистые), после предварительной механической обработки их закаливают до высокой твердости, а затем шлифуют.

Сепараторы в подшипниках служат для разделения и направления тел качения. Большинство сепараторов выполняют штампованными из стальной ленты. В подшипниках, предназначенных для работы при высоких окружных скоростях (> 15 м/с) применяют массивные

сепараторы из бронзы, латуни, дюралюминия или пластмассы. Игольчатые подшипники в большинстве случаев не имеют сепараторов.

По нагрузочной способности и габаритам подшипники разделены на 7 серий диаметров и ширин: сверхлегкую (обозначается цифрой 8), особо легкую (цифра 1), легкую (цифра 2), легкую широкую (цифра 5), среднюю (цифра 3), среднюю широкую (цифра 6) и тяжелую (цифра 4).

По точности исполнения различают подшипники пяти классов: 0 – нормальный класс, 6 – повышенный класс, 5 – высокий класс, 4 – особо высокий класс и 2 – сверхвысокий класс. Точность изготовления значительно влияет на стоимость подшипников (таблица 10.2), что необходимо учитывать при их выборе.

Таблица 10.2.

Класс точности	0	6	5	4	2
Относительная стоимость	1	1,3	2	4	10

§10.2. Условные обозначения подшипников качения.

Все типы подшипников стандартизованы, их условные обозначения определяет ГОСТ 3189-75. условное обозначение подшипника качения состоит из цифр и букв. Цифры имеют следующие значения.

Две цифры справа определяют внутренний диаметр d подшипника (диаметр вала в месте посадки подшипника):

- если $d = (20 \div 495)$ мм, то это двузначное число, умноженное на 5 дает величину диаметра d в мм;
- если $d < 20$ мм, то связь между последними двумя цифрами и диаметром d такая, как показано в таблице 10.3.

Таблица 10.3.

Последние две цифры	00	01	02	03
Внутренний диаметр d , мм	10	12	15	17

- если $d \leq 9$ мм, то диаметр d определяет только одна цифра справа: это фактический размер внутреннего диаметра подшипника в мм.

- если $d / 500$ мм, то обозначение подшипника дробное: знаменатель указывает действительный размер внутреннего диаметра, а числитель – тип и серию.

Третья цифра справа (а для радиальных шарикоподшипников с

$d \leq 9$ – вторая цифра) указывает серию подшипника по диаметру и ширине.

Четвертая цифра справа указывает тип подшипника. Обозначения типов даны в таблице 10.1. Заметим, что в обозначении радиального шарикоподшипника цифра 0 не указывается в том случае, если левее от нее отсутствуют другие цифры.

Четыре цифры справа – это главные цифры в обозначении подшипника. Следующие левее цифры и буквы (если они есть) указывают класс точности (если подшипник нормального класса точности, то 0 не пишется, если левее отсутствуют другие цифры) и конструктивные особенности подшипника (степень защищенности подшипника, угол контакта конического подшипника, наличие канавок и буртиков на внешнем кольце и пр.).

Примеры обозначения подшипников.

17 – радиальный шариковый, нормальной точности, особо легкой серии, диаметр отверстия 7 мм.

203 – радиальный шариковый, нормальной точности, легкой серии, диаметр отверстия 17 мм.

314 – радиальный шариковый, нормальной точности, средней серии, диаметр отверстия 70 мм.

7512 – роликовый конический, нормальной точности, легкой широкой серии, диаметр отверстия 60 мм.

1320 – шариковый сферический, нормальной точности, средней серии, диаметр отверстия 100 мм.

§10.3. Основные критерии работоспособности и расчета.

Контакт тел качения с кольцами подшипников происходит в высшей кинематической паре, то есть, теоретически в точке или по линии, а практически, в результате контактных упругих деформаций, – по некоторой площадке.

В каждой точке поверхности контакта колец и тел качения контактные напряжения изменяются по отнулевому циклу. Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения контактирующих поверхностей. У работоспособного подшипника контактные поверхности колец и тел качения не должны иметь повреждений. Эти повреждения аналогичны повреждениям поверхностей зубьев зубчатых колес. Поэтому главным критерием работоспособности подшипников качения является повреждение поверхностей колец и тел качения, то есть, их усталостное выкрашивание.

Исследования статики и динамики работы подшипников качения позволили формализовать их расчеты на прочность в соответствии с внешними нагрузками и условиями работы. Поэтому современный расчет подшипников качения базируется на двух критериях:

- расчет на статическую грузоподъемность по остаточным деформациям;
- расчет на динамическую грузоподъемность (долговечность) по усталостному выкрашиванию.

Однако, при проектировании машин подшипники не рассчитывают, а подбирают по условным формулам. Это связано с тем, что подшипники стандартизованы и имеют ограниченное число типов и размеров. И для каждого типоразмера была рассчитана и экспериментально установлена грузоподъемность (работоспособность). Методика подбора подшипников также стандартизована. В таблице 10.4 приведены примеры параметров подшипников в стандартных каталогах.

Таблица 10.4.

Обоз- на- чение	Размеры, мм			Динамическая грузоподъем- ность С, Н	Статическая грузоподем- ность С ₀ , Н	Предельная частота вра- щения, мин ⁻¹
	d	D	b			
301	12	37	12	7630	4730	16000
312	60	130	31	64100	49400	5000
320	100	215	47	136000	133000	3200

§10.4. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности.

Динамическая грузоподъемность – это такая постоянная нагрузка, которую подшипник может выдержать в течение одного миллиона оборотов без появления признаков усталости (выкрашивания). Это должно быть справедливо, по крайней мере, для 90 % из определенного числа подшипников, подвергающихся испытаниям.

Подбор подшипников по динамической грузоподъемности проводится при частоте вращения $n / 10$ об/мин.

Паспортная (каталоговая) динамическая грузоподъемность С подшипника связана с внешней нагрузкой и ресурсом следующей эмпирической зависимостью:

$$C / P \sqrt[p]{L} \quad (10.1)$$

где: Р – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

$p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников;

L – ресурс, млн. оборотов:

$$L = 60 \cdot 10^{-6} t_{\Sigma} n \quad (10.2)$$

где t_{Σ} – ресурс в часах;

n – частота вращения в об/мин.

Эквивалентная динамическая нагрузка – это такая условная постоянная нагрузка, которая обеспечивает подшипнику такую же долговечность, какую подшипник имеет при действительных условиях.

$$P = (X V F_r + Y F_a) K_b K_m \quad (10.3)$$

где: F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузка;

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок. выбираются по каталогу в зависимости от типа подшипника и отношения радиальной и осевой нагрузок;

V – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается: при вращении внутреннего кольца $V = 1$, а при вращении наружного кольца $V = 1,2$.

K_b – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки. Выбирается по справочникам и в зависимости от длительности приложения нагрузки колеблется от 1 до 2.

K_t – температурный коэффициент; при рабочей температуре $t = 100^\circ$ $K_t = 1$; при $t = (125 \div 250)^\circ$ $K_t = 1,04 \div 1,4$.

Рассчитав правую часть формулы (10.1) выбирают из каталога подшипник с большим значением динамической грузоподъемности.

Заметим, что выбранный подшипник ограничен стандартом по быстроходности, то есть по предельной частоте вращения в об/мин (таблица 10.4). За пределами этой частоты долговечность подшипника не гарантируется.

§10.5. Подбор подшипников по статической грузоподъемности.

Статическая грузоподъемность – это такая статическая нагрузка, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец, равная 0,0001 диаметра тела качения.

Подбор подшипников по статической грузоподъемности производится при частоте вращения $n < 10$ об /мин.

Условие подбора:

$$C_0 / P_0 \quad (10.4)$$

где: C_0 – паспортная (каталоговая) статическая грузоподъемность;

P_0 – эквивалентная статическая нагрузка, Н:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (10.5)$$

где: F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузка;

X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки. Выбираются по каталогу в зависимости от типа подшипника и отношения радиальной и осевой нагрузок;

Рассчитав эквивалентную нагрузку по формуле (10.5) выбирают из каталога подшипник с большим значением статической грузоподъемности.

§10.6. Ключевые слова и выражения.

1. Подшипники качения состоят из двух колец – внутреннего и внешнего, между которыми расположены тела качения в сепараторе или без сепаратора.

2. Название типа подшипника состоит из двух частей – названия тел качения и вида воспринимаемой нагрузки.

3. Разборными подшипниками являются роликовый радиальный, роликовый конический, упорный и игольчатый.

4. Шариковый радиальный подшипник наряду с радиальной нагрузкой, может воспринимать постоянную осевую нагрузку величиной до 80 % от радиальной.

5. При равных диаметрах внутренних колец, роликовый конический подшипник воспринимает большую осевую нагрузку, чем шариковый упорный.

6. В обозначениях большинства подшипников качения две цифры справа, умноженные на 5 дают размер внутреннего диаметра подшипника в мм.

7. Критериями расчета подшипников качения являются их статическая и динамическая грузоподъемность.

8. Критерием работоспособности подшипников качения является усталостное выкрашивание контактирующих поверхностей тел качения и колец.

9. Динамическая грузоподъемность – это такая постоянная нагрузка, которую подшипник может выдержать в течение одного миллиона оборотов без появления признаков усталости (выкрашивания) не менее чем у 90 % из определенного числа подшипников, подвергающихся испытаниям.

10. Статическая грузоподъемность – это такая статическая нагрузка, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец, равная 0,0001 диаметра тела качения.

§10.7. Контрольные вопросы.

1. Какие типы подшипников качения Вы знаете?
2. Какие подшипники способны воспринимать радиальные и осевые нагрузки?
3. Какие подшипники являются разборными?

4. Как по обозначению подшипника качения можно узнать его внутренний диаметр?
5. Что такое статическая и динамическая грузоподъемность подшипника?
6. Что является критерием работоспособности подшипников качения?

Глава 11. Валы и оси.

§11.1. Общие сведения.

Вал – это деталь машины, на которой размещаются вращающиеся детали: зубчатые колеса, шкивы, барабаны и пр. и которая передает крутящий момент между этими деталями.

Ось служит для размещения вращающихся деталей, но крутящий момент не передает.

Вал всегда вращается, а ось может вращаться или быть неподвижной.

Различают валы прямые, коленчатые и гибкие. Наиболее распространены прямые валы. Они бывают в основном гладкие и ступенчатые. На рис. 11.1а показан прямой ступенчатый вал со шпоночными пазами для закрепления деталей. На рис. 11.б приведена конструкция

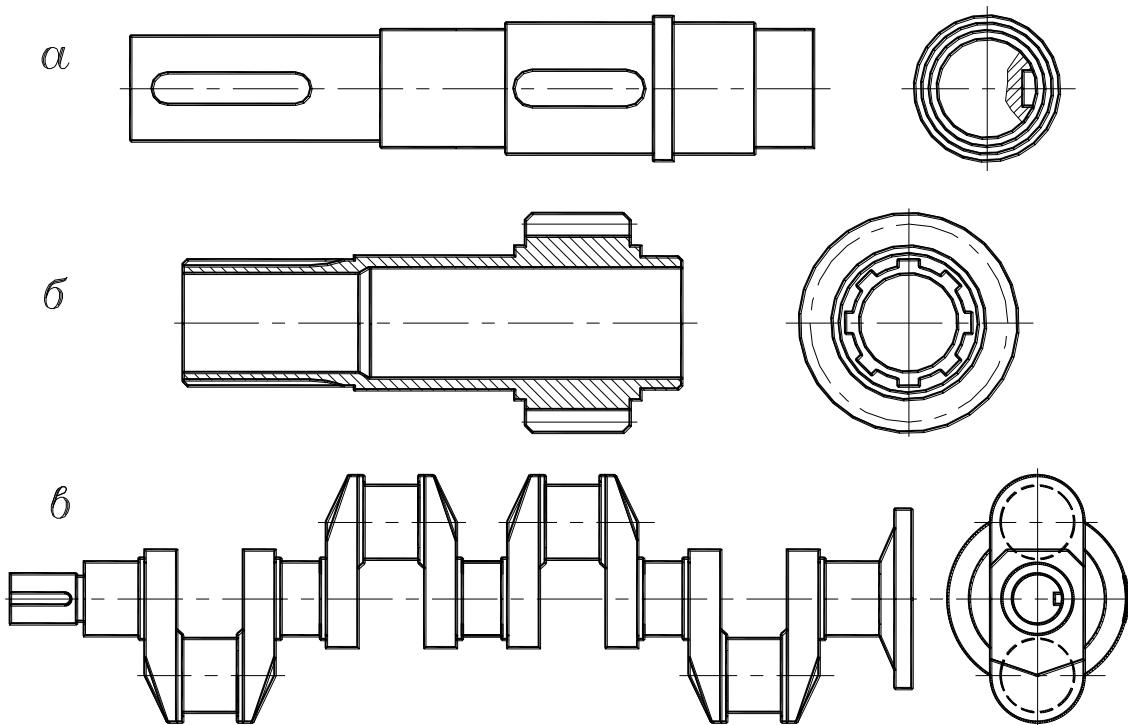


Рис. 11.1.

вал-шестерни редуктора самолета. Вал выполнен пустотелым для облегчения и имеет шлицевой конец для установки соединительной муфты.

Коленчатые валы применяют в поршневых машинах (двигатели, компрессоры и пр.) Коленчатый вал дизеля М-17 показан на рис. 11.1в. Крепление деталей на этом валу производится при помощи шпонки на левом конце вала и фланца – на правом.

Гибкие валы допускают передачу вращения при перегибах, например, в бормашинах стоматологии, в автомобилях для передачи вращения от вала коробки передач к спидометру.

Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и здесь не изучаются.

На рис. 11.2а показана неподвижная ось сателлита 1 планетарного редуктора самолета. Ось 2 неподвижно закреплена на сателлитодержателе 3. Вращающаяся ось показана на рис. 11.2б. Эта ось 1 выполнена заодно с сателлитом планетарного редуктора вертолета и вращается в подшипниках, установленных в сателлитодержателе 2.

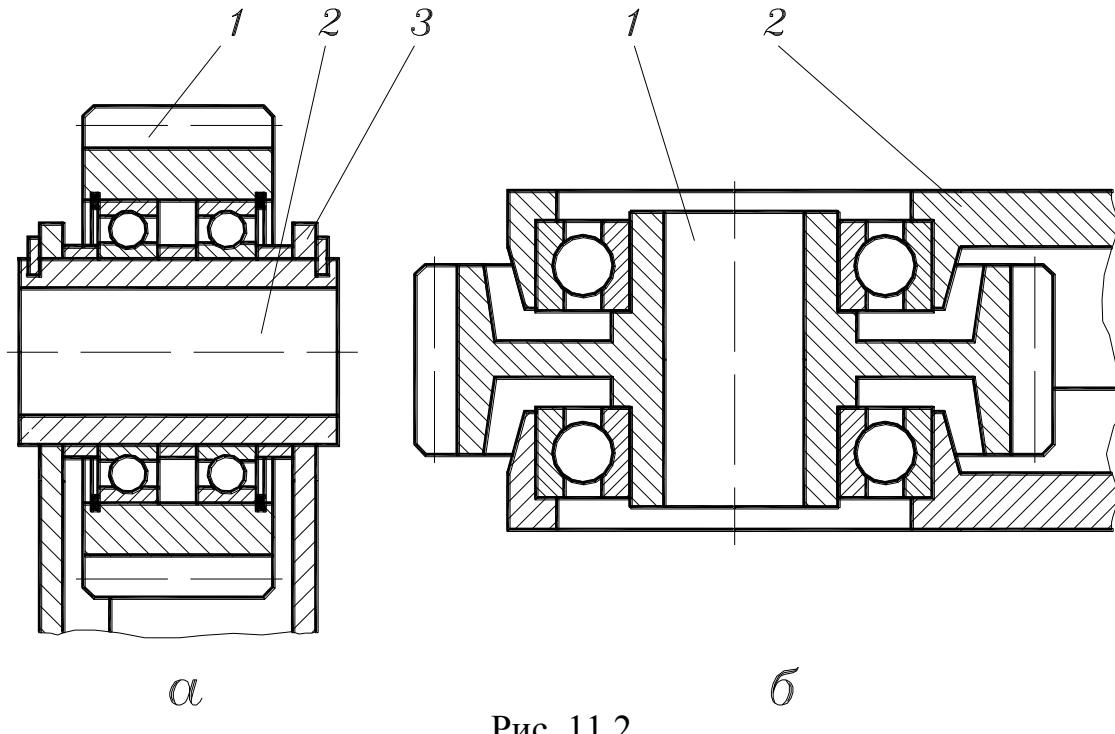


Рис. 11.2.

Валы и оси изготавливают из конструкционных сталей и в необходимых случаях подвергают термообработке для достижения требуемой твердости поверхности в местах установки деталей (подшипников, шпонок и пр.).

§11.2. Проектный расчет валов.

Расчет валов производится на прочность, жесткость и колебания. Расчет на прочность производят с целью предупреждения пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок – при пуске или из-за случайных факторов. Расчет на жесткость предполагает определение упругих деформаций вала под действием нагрузок и сравнение их с допускаемыми величинами. Расчет на колебания сводится к определению виброустойчивости вала при циклических нагрузках. Расчеты валов на жесткость и колебания здесь

не рассматриваются, так как они относятся к специальным случаям: шпинNELи металлообрабатывающих станков, длинные трансмиссионные валы и пр.

Расчет валов на прочность предполагает следующие этапы:

- проектный расчет для приближенного определения диаметра вала перед его конструированием;
- разработка конструкции вала;
- проверочный расчет для определения напряжений в опасных сечениях вала;
- уточнение конструкции вала при необходимости.

Начнем с проектного расчета. Для предварительного нахождения диаметра вала достаточно знать его материал и передаваемый им крутящий момент. Значения допускаемых напряжений при этом принимаются заниженными. Диаметр вала d находится из формулы напряжения кручения прямого гладкого вала:

$$\tau = \frac{T}{W_P} \text{ (МПа)} \quad (11.1)$$

где: T – крутящий момент, передаваемый валом;

W_P – полярный момент сопротивления сечения вала:

$$W_P = \frac{\pi d^3}{16} \quad (11.2)$$

Подставим (11.2) в (11.1) и решим относительно диаметра вала. При этом надо учесть, что крутящий момент задается в Нм, а диаметр вала определяется в мм. Поэтому надо уравнять размерности. Кроме того, вместо напряжения τ следует подставить допускаемое напряжение кручения для материала вала $[\tau]$. И так как этот расчет приближенный, то можно принять $\pi/16 = 0,2$. Тогда:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000T}{0,2[\tau]}} \text{ (мм)} \quad (11.3)$$

Допускаемые напряжения кручения принимают следующими:

$[\tau] = (20 \ 4 \ 30)$ МПа – для трансмиссионных валов;

$[\tau] = (12 \ 4 \ 15)$ МПа – для валов редукторов, коробок скоростей и других аналогичных.

Трансмиссионные валы – это обычно длинные тихоходные или малонагруженные валы для привода машин или для связи машин друг с другом. Часто используются в сельском хозяйстве, например, для привода ворохочистильной машины от трактора.

Диаметр пустотелых валов, используемых, в частности, в авиационной промышленности:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000T}{0,2(1-\beta^4)[\tau]}} \quad (11.4)$$

где β – это отношение внутреннего диаметра вала к внешнему; обычно принимают $\beta = (0,6 \text{--} 0,8)$.

После проектного расчета производится конструирование вала. Для этого используется рассчитанный диаметр, размеры деталей, размещаемых на валу и расстояния между ними. Так как в большинстве случаев валы имеют ступенчатую конструкцию, то при их конструировании следует по возможности избегать концентраторов напряжений в виде острых углов на ступенях: в местах перехода одного диаметра вала в другой следует предусматривать фаски и галтели.

§11.3. Проверочный расчет валов.

Проверочный расчет валов производится методами сопротивления материалов и предусматривает замену действительной конструкции вала и условий его работы расчетной схемой. При этом происходит схематизация нагрузок, опор и формы вала.

На рис. 11.3 показана эта замена и необходимые для расчета эпюры напряжений. Вал 1 (рис. 11.3а) вращается на двух конических подшипниках и нагружен крутящим и изгибающим моментами, возникающими при передаче движения от косозубого цилиндрического зубчатого колеса 2 к полумуфте 3, служащей для соединения с другим соосным валом. На рис. 11.3б приведена расчетная схема этой конструкции. Вал представлен в виде двухпорной балки с поперечным выступом, имеющим размер равный радиусу делительной окружности зубчатого колеса ($d/2$) и расположенный по оси этого колеса. Подшипники вала заменены шарнирно-неподвижными опорами, так как практически можно считать, что подшипники качения (даже роликовые конические) вследствие упругих деформаций тел качения и колец допускают весьма малые деформативные повороты вала при изгибе.

Действительные распределенные нагрузки в зацеплении, ступицах колеса и полумуфты и в подшипниках заменены сосредоточенными силами. Нагрузки в зацеплении заменяются силами, действующими в полюсе зацепления, то есть на конец поперечного выступа балки: F_t – окружная сила, F_r – радиальная сила и F_a – осевая сила. Крутящий момент T действует на полумуфту. Поперечная сила F_M , действующая на конце вала со стороны муфты – это сила, возникающая из-за неизбежной несоосности соединяемых валов.

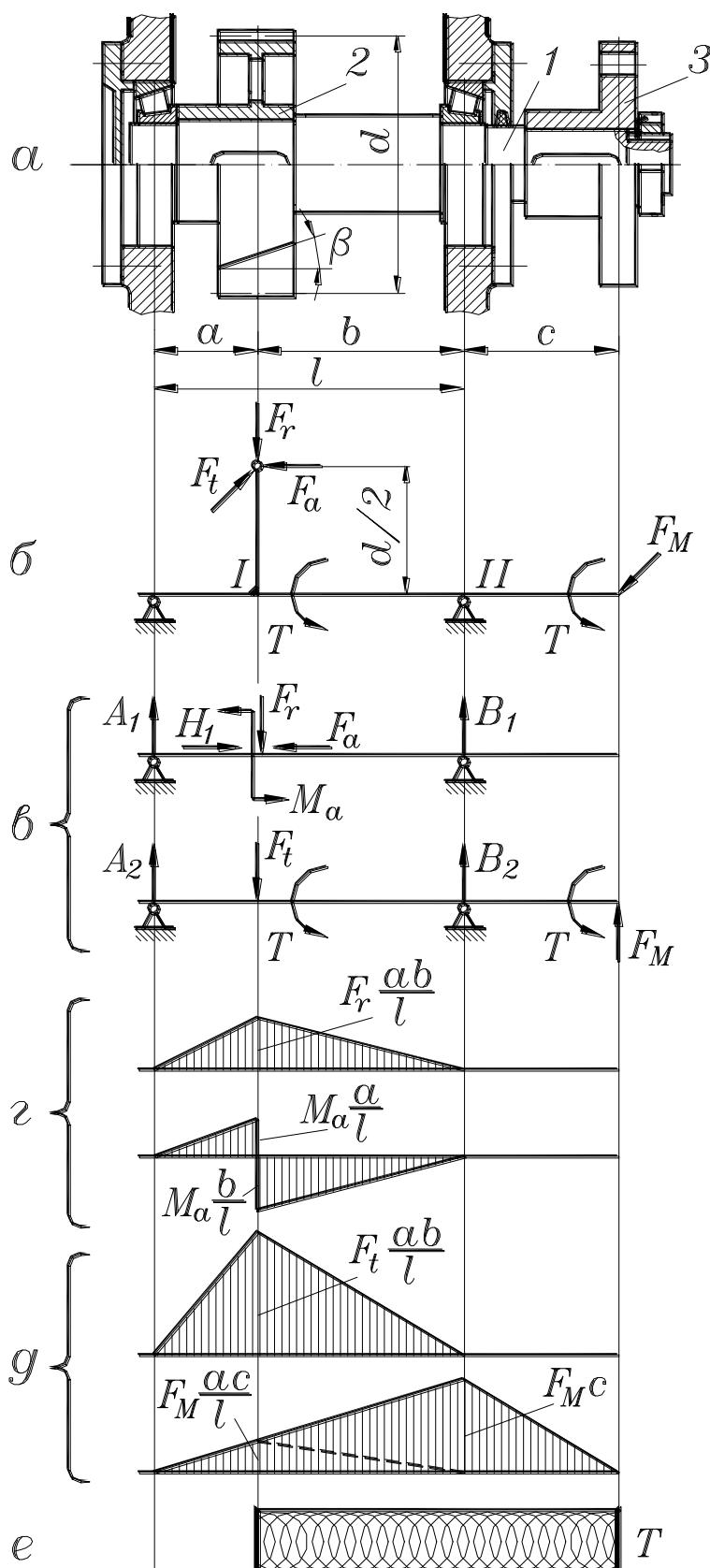


Рис. 11.3.

На рис. 11.3 в силы, действующие на конец поперечного выступа F_t , F_r и F_a , приведены к оси вала (балки) и показаны раздельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Перенос радиальной силы F_r не вызывает никаких изменений. Перенос осевой силы F_a привел к возникновению момента $M_a = 0,5F_a d$ в вертикальной плоскости, а перенос окружной силы F_t – к возникновению момента $T = 0,5F_t d$ в горизонтальной плоскости.

Определим реакции в опорах от действующих сил и моментов. Осевая сила F_a вызывает появление осевой реакции H_1 в левом подшипнике.

Чтобы построить эпюры изгибающих моментов и определить величины этих моментов по методу сечений, надо найти составляющие радиальных реакций опор от действия каждой силы и момента.

Рассмотрим сначала вертикальную плоскость.

Реакция A_1 левой опоры в вертикальной плоскости (рис. 11.3в) складывается из составляющей A_{11} от радиальной силы F_r и составляющей A_{12} от действия момента M_a :

$$A_1 = A_{11} + A_{12}$$

Составляющую A_{11} найдем из условия статики: сумма моментов относительно точки В равна нулю, причем момент, направленный против часовой стрелки будем считать положительным, а по часовой стрелки – отрицательным (учитываем только силу F_r):

$$\sum M_B = F_r b - A_{11} l = 0$$

Отсюда:

$$A_{11} = F_r \frac{b}{l}$$

Максимальную величину эпюры моментов от радиальной силы (рис. 11.3г) найдем, как действие реакции A_{11} на плече a:

$$M_r = A_{11} a = F_r \frac{ab}{l}$$

Составляющую A_{12} найдем из такого же условия статики, но при учете только момента M_a в вертикальной плоскости:

$$\sum M_B = M_a - A_{12} l = 0$$

Отсюда:

$$A_{12} = \frac{M_a}{l}$$

Максимальную положительную величину эпюры от действия момента M_a (рис. 11.3г) найдем как действие реакции A_{12} на плече a:

$$M_a^{pol} = M_a \frac{a}{l}$$

Максимальную отрицательную величину эпюры от действия момента M_a (рис. 11.2г) найдем, произведя аналогичные действия, но с учетом реакции B_{12} на плече b:

$$M_a^{omp} = M_a \frac{b}{l}$$

Перейдем теперь к горизонтальной плоскости.

Реакция A_2 левой опоры в горизонтальной плоскости (рис. 11.3в) складывается из составляющей A_{21} от окружной силы F_r и составляющей A_{22} от действия поперечной силы F_M :

$$A_2 = A_{21} + A_{22}$$

Составляющую A_{21} найдем из условия статики: сумма моментов относительно точки В равна нулю, причем момент, направленный

против часовой стрелки будем считать положительным, а по часовой стрелке – отрицательным (учитываем только силу F_t):

$$\sum M_B = F_t b - A_{21} l = 0$$

Отсюда:

$$A_{21} = F_t \frac{b}{l}$$

Максимальную величину эпюры моментов от окружной силы (рис. 11.3д) найдем, как действие реакции A_{21} на плече a :

$$M_t = A_{21} a = F_t \frac{ab}{l}$$

Максимальную величину эпюры моментов от поперечной силы (рис. 11.3д) найдем как действие силы F_M на плече c :

$$M_M = F_M c$$

На рис. 11.3е показана эпюра крутящего момента T .

Эпюры изгибающих моментов дают возможность определить суммарный момент, действующий в любом сечении вала. Для расчета на прочность следует находить изгибающие моменты в опасных сечениях, то есть там, где нагрузка может быть максимальной. Судя по внешнему виду эпюр, опасными являются сечения I и II (рис. 11.3б).

Найдем максимальный изгибающий момент в сечении I. При этом учтем, что на рис. 11.3г показаны эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости, на рис. 11.3д – в горизонтальной. Величина момента в сечении I от поперечной силы F_M определяется из пропорции, понятной из рис. 11.3д. В результате, суммарный изгибающий момент в сечении I:

$$M = \sqrt{\left(F_r \frac{ab}{l} + M_a \frac{a}{l} \right)^2 + \left(F_t \frac{ab}{l} + F_M \frac{ac}{l} \right)^2} \text{ (Нм)}$$

Затем определяется суммарный изгибающий момент в сечении II. Величины моментов в сечениях I и II сравниваются и, если диаметры вала в этих сечениях одинаковые, то в дальнейших расчетах учитывается максимальный момент. Если диаметры разные, то следующие расчеты надо сделать для двух опасных сечений.

С учетом крутящего момента определяется эквивалентный изгибающий момент в сечении I:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M^2 + T^2}$$

Напряжение изгиба в сечении I:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W} \quad (11.5)$$

где W – осевой момент сопротивления сечения I:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad (11.6)$$

Подставим (11.6) в (11.5). Для получения условия прочности при этом надо учесть, что эквивалентный момент рассчитан в Нм, а диаметр вала определяется в мм. Поэтому надо уравнять размерности. Кроме того, обычно принимают $\pi/32 = 0,1$. Тогда условие прочности будет иметь следующий вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1000 M_{\text{экв}}}{0,1 d^3} \leq [\sigma_I] \quad (11.7)$$

Допускаемое напряжение принимают близким к пределу текучести:

$$[\sigma_I] \approx 0,8 \sigma_T$$

Для конструкционных углеродистых и легированных сталей значение допускаемого напряжения колеблется в следующих пределах:

$$[\sigma_I] = (250 \div 600) \text{ МПа}$$

Конкретное значение выбирается по справочникам [4], [10] в зависимости от марки стали и диаметра вала.

Если условие прочности (11.6) не выполняется для опасного сечения вала, то следует изменить его конструкцию.

§11.4. Ключевые слова и выражения.

1. Вал – это деталь машины, на которой размещаются вращающиеся детали: зубчатые колеса, шкивы, барабаны и пр. и которая передает крутящий момент между этими деталями.

2. Ось служит для размещения вращающихся деталей, но крутящий момент не передает.

3. Вал всегда вращается, а ось может вращаться или быть неподвижной.

4. В силовых приводах самолетов и вертолетов используют только пустотельные валы и оси.

5. Коленчатые валы применяют в поршневых машинах.

6. Расчет валов на прочность производят с целью предупреждения пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок – при пуске или из-за случайных факторов.

7. Расчет валов на жесткость предполагает определение упругих деформаций вала под действием нагрузок и сравнение их с допускаемыми величинами.

8. Расчет валов на колебания сводится к определению вибrouстойчивости вала при циклических нагрузках.

§11.5. Контрольные вопросы.

1. В чем заключается разница между валом и осью?
2. Какие типы валов используются в машиностроении?
3. Где используются пустотелые валы и почему?
4. В каких машинах применяются коленчатые валы?
5. Какова цель расчета валов на прочность?
6. Каков порядок расчета валов на прочность?
7. Что определяется при расчете валов на жесткость?
8. В каких случаях производится расчет валов на колебания?

Глава 12. Шпоночные и шлицевые соединения.

Шпоночные и шлицевые соединения служат для угловой фиксации деталей на вращающихся осях и валах и для передачи крутящего момента. Крутящий момент в шпоночном или шлицевом соединении детали с вращающейся осью невелик – он равен моменту трения в опорах оси. В шпоночных или шлицевых соединениях деталей с валом крутящие моменты могут достигать значительных величин, поэтому необходим расчет на прочность этих соединений.

Большинство шпоночных и шлицевых соединений являются неподвижными, но есть и подвижные, допускающие относительное осевое перемещение детали и вала.

§12.1. Конструктивные виды шпоночных соединений.

Основные виды шпоночных соединений можно разделить на напряженные и ненапряженные.

В напряженных шпоночных соединениях возникают напряжения смятия еще до приложения нагрузки. К таким соединениям относятся соединения клиновыми и цилиндрическими шпонками.

Соединение клиновой шпонкой показано на рис. 12.1. Верхняя

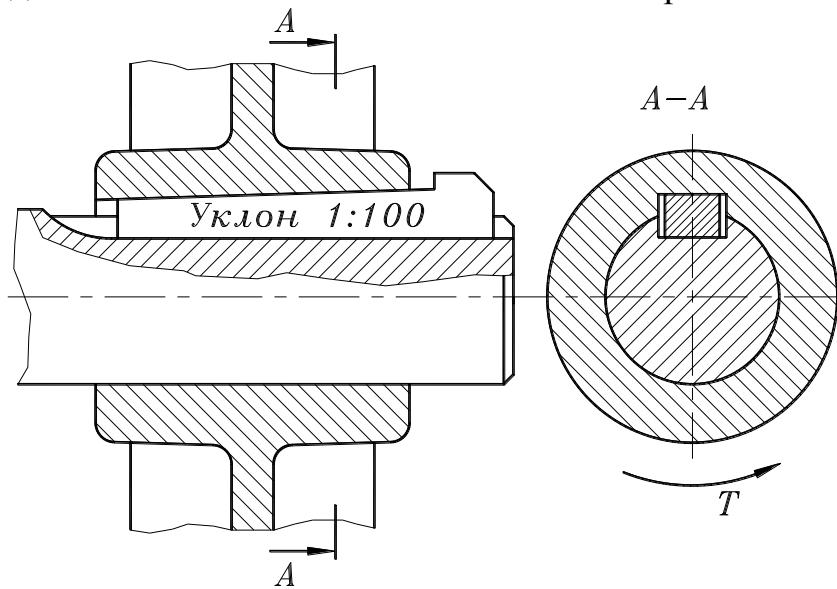


Рис. 12.1.

поверхность шпонки выполнена с уклоном. С таким же уклоном должен быть выполнен паз на ступице детали, устанавливаемой на вал. Ширина пазов в ступице и на валу больше, чем ширина шпонки. Запрессовка шпонки приводит к заклиниванию детали на валу. Крутящий момент передается в основном силами трения, возникающими в соединении. Размеры шпонок стандартизованы.

К достоинствам такого соединения следует отнести большую его жесткость и отсутствие люфтов при работе. Однако, широкому использованию клинового шпоночного соединения препятствует ряд его конструктивных ограничений и недостатков. Прежде всего, конструкция его такова, что возможна установка детали только на конец вала, как это видно из рис. 12.1. Запрессовка шпонки приводит к односторонней деформации поверхностей вала и ступицы, что вызывает смещение их центров, то есть, неизбежный дисбаланс, недопустимый при больших частотах вращения. Кроме того, клиновая форма шпонки может вызвать перекос детали на валу тем больше, чем короче ступица у детали. Технологические трудности связаны с необходимостью обеспечения уклона паза в ступице, равного уклону шпонки, что требует индивидуальной пригонки. Это делает невозможным использование такого соединения в крупносерийном и массовом производстве.

Поэтому область использования клинового шпоночного соединения ограничена тихоходными высоконагруженными механизмами (спарники локомотивов, барабаны прокатных станов и пр.).

Соединение с цилиндрической шпонкой также относится к напряженным (рис. 12.2). Такое соединение, также как и предыдущее,

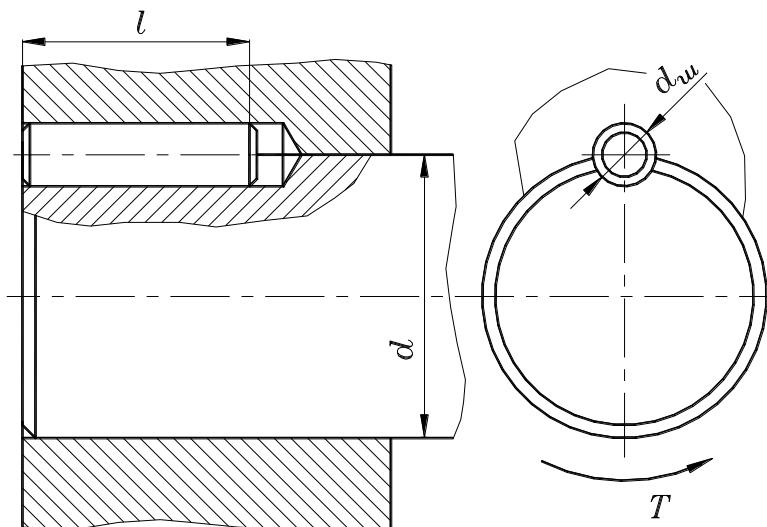


Рис. 12.2.

используется для закрепления деталей на конце вала. Отверстие под шпонку обрабатывают после посадки детали на вал. Шпонкой является цилиндрический штифт, который запрессовывается в полученное отверстие. При больших нагрузках ставят две или три цилиндрические шпонки, располагая их под углом 180° или 120°. Теоретически соединения с клиновой и цилиндрическими шпонками являются разборными, однако разборка их затруднительна, что тоже следует учитывать при выборе конструкции.

В ненапряженных шпоночных соединениях напряжения смятия возникают только после приложения нагрузки, то есть, при передаче крутящего момента. К таким соединениям относятся соединения с призматическими и сегментными шпонками. Эти шпонки устанавливаются в пазах вала и ступицы детали без натяга. При этом точность изготовления должна быть довольно высокой, так как момент передается боковыми гранями шпонки.

Соединения призматическими шпонками бывают неподвижными и подвижными. На рис. 12.3 показано неподвижное шпоночное соединение.

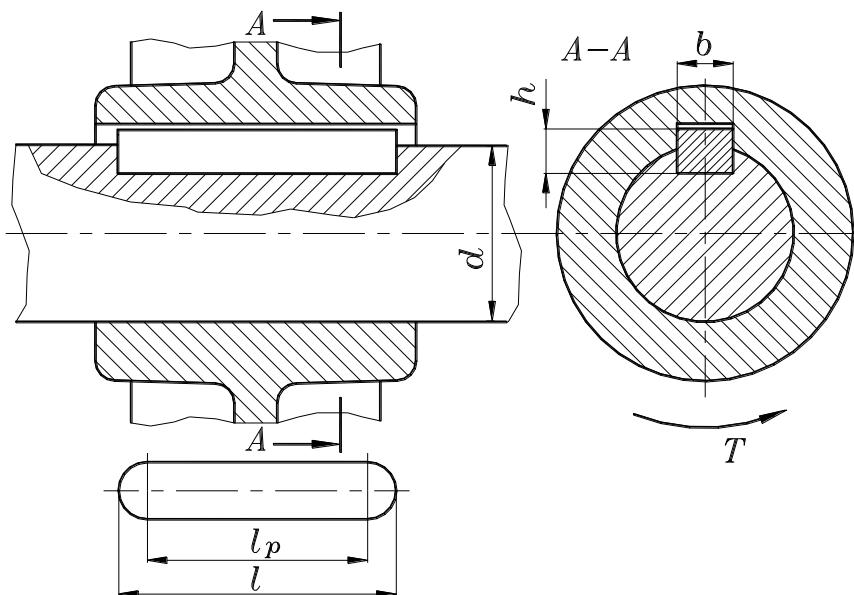


Рис. 12.3.

Размеры призматических шпонок и размеры пазов на валу и ступице стандартизованы. Глубина паза в ступице детали больше, чем высота выступающей из вала части шпонки, так что между внешней плоскостью шпонки и внутренней поверхностью паза имеется зазор.

Подвижное шпоночное соединение допускает осевое движение детали по валу. Это необходимо, например, в коробках скоростей для передвижения зубчатых колес и полумуфт. В таком соединении шпонка должна быть закреплена на валу или в детали, чтобы силы трения, возникающие при движении детали по валу не нарушили правильного положения шпонки. На рис. 12.4а показано подвижное шпоночное соединение со шпонкой, закрепленной на валу с помощью винтов. Длина шпонки соответствует ходу детали. Резьбовое отверстие между крепежными винтами служит для установки отжимного винта при снятии шпонки, например, для ее замены. На рис. 12.4.б приведена конструкция подвижного шпоночного соединения со шпонкой, закрепленной в детали. Ходу детали здесь соответствует длина шпоночного паза на валу.

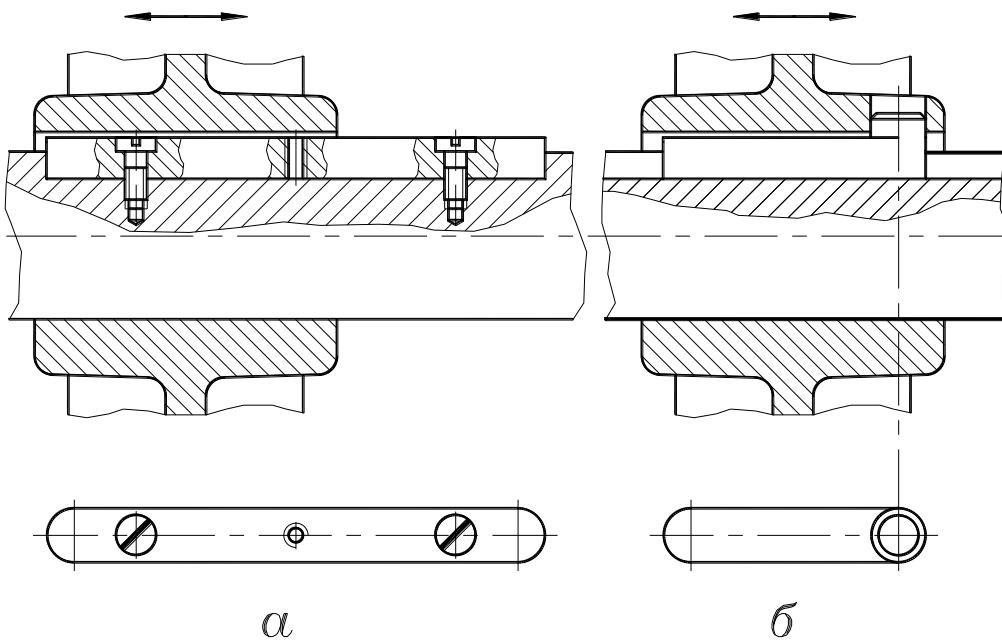


Рис. 12.4.

Конструкция шпоночного соединения с сегментной шпонкой показана на рис. 12.5. Размеры сегментных шпонок и размеры пазов под них также стандартизованы. Глубокая посадка шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение, чем у призматической шпонки, а

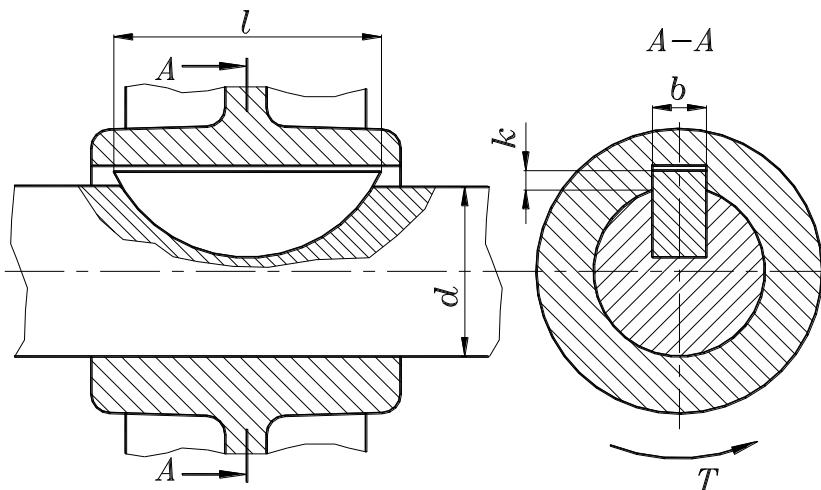


Рис. 12.5.

сегментная форма обеспечивает более легкий ее демонтаж, то есть, вынимание при разборке. Однако глубокий паз значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяются в основном для закрепления деталей на малонагруженных участках вала, например, на концах валов.

§12.2. Расчет на прочность шпоночных соединений.

Стандартные шпонки изготавливаются из углеродистой или легированной стали с пределом прочности σ_b не ниже 500 МПа.

Большинство шпонок работает на смятие и срез. Крутящий момент передается с вала на деталь (или обратно) боковыми гранями шпонки. При этом на них возникают напряжения смятия σ_{cm} , а в продольном сечении – напряжения среза τ (рис. 12.6).

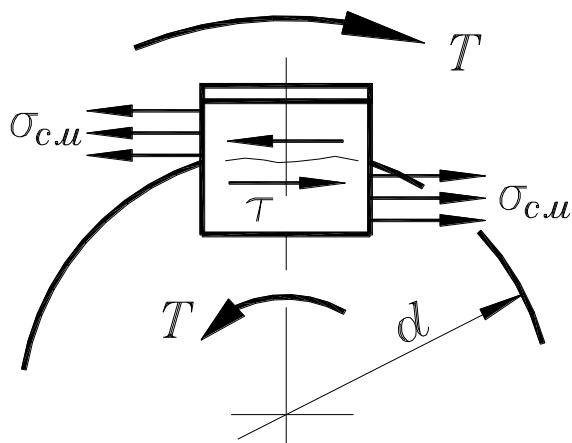


Рис. 12.6.

При конструировании шпоночных соединений их размеры выбираются по стандарту в соответствии с диаметром вала и длиной ступицы детали. После этого производят проверочный расчет шпонки.

При расчете призматической шпонки для упрощения допускают, что шпонка выступает из вала на половину своей высоты, хотя по стандарту это не всегда так. Кроме того, предполагают, что плечо равнодействующей элементарных сил смятия равно половине диаметра вала. Рассматривая равновесие вала (или детали) при этих допущениях, получим условие прочности по напряжениям смятия:

$$\frac{2T}{d} = [\sigma_{cm}] \frac{hl_p}{2}$$

где: Т – крутящий момент на валу;

d – диаметр вала;

h – высота шпонки (рис. 12.3)

l_p – рабочая длина шпонки (рис. 12.3).

$[\sigma_{cm}]$ – допускаемое напряжение смятия; для неподвижных соединений $[\sigma_{cm}] = (100 \text{--} 180)$ МПа, для подвижных соединений (рис. 14.4) $[\sigma_{cm}] = (20 \text{--} 30)$ МПа.

Из условия прочности получим формулу проверочного расчета по напряжениям смятия:

$$\sigma_{cm} = \frac{4T}{dhl_p} \leq [\sigma_{cm}] \quad (12.1)$$

Условие прочности по напряжениям среза:

$$\frac{2T}{d} = [\tau]bl_p$$

где b – ширина шпонки.

Отсюда получим формулу проверочного расчета по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{4T}{dbl_p} \leq [\tau] \quad (12.2)$$

У стандартных шпонок размеры подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия (в большинстве случаев $b > h$). Поэтому при расчетах обычно используют только формулу (12.1).

Для сегментной шпонки формула проверочного расчета имеет следующий вид:

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{dkl} \leq [\sigma_{cm}] \quad (12.3)$$

где k – высота выступающей из вала части шпонки (рис. 12.5).

Для соединения с цилиндрической шпонкой формула проверочного расчета такова:

$$\sigma_{cm} = \frac{4T}{dl d_{uw}} \leq [\sigma_{cm}] \quad (12.4)$$

где d_{uw} – диаметр шпонки (рис. 12.2).

§12.3. Шлицевые соединений и их виды.

Несмотря на широкое использование шпоночных соединений, что объясняется главным образом простотой и дешевизной их конструкции, в ряде случаев их применение не рекомендуется. В частности, в быстроходных, динамически нагруженных валах концентрация напряжений в зоне шпоночной канавки снижает работоспособность конструкции. Кроме того, в случаях, когда одна шпонка не может передать крутящий момент и требуется установка двух или трех шпонок, то это приводит к технологическим трудностям, неравномерности нагрузки и ослаблению конструкции.

В описанных случаях целесообразно использование шлицевых соединений.

Шлицевые соединения называют еще зубчатыми, так как они образуются при наличии наружных зубьев на валу и внутренних зубьев в отверстии детали. Размеры шлицевых (зубчатых) соединений стандартизованы.

Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными обладают следующими преимуществами:

- детали на шлицевых валах лучше центрируются и имеют лучшее направление при передвижении вдоль вала;
- напряжения смятия на гранях зубьев меньше, чем на поверхностях шпонок;
- прочность шлицевых валов при динамических нагрузках выше, чем валов со шпонками.

В зависимости от формы шлицев (зубьев) различают шлицевые соединения прямобочные (рис. 12.7а) эвольвентные (рис. 12.7б) и треугольные (рис. 12.7в). На этих рисунках показано примерное соотношение размеров шлицев и их количества при одинаковых диаметрах валов.

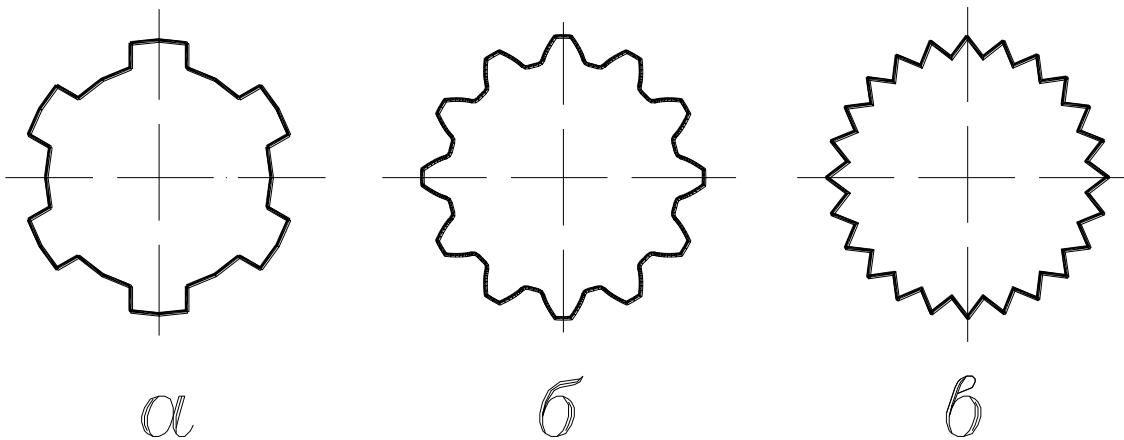


Рис. 12.7.

В машиностроении в основном используются прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения. Их размеры стандартизованы.

Главные размеры прямобочных шлицевых соединений показаны на рис. 12.8а. Для различных условий работы стандарт предусматривает три серии соединений – легкую, среднюю и тяжелую, различающиеся размером и числом шлицев. Прямобочные соединения различаются также по способу центрирования детали относительно вала. Существует три способа центрирования:

- по наружному диаметру (рис. 12.8б);
- по внутреннему диаметру (рис. 12.8в);
- по боковым сторонам (рис. 12.8г).

Выбор способа центрирования связан с эксплуатационными требованиями и с технологией изготовления деталей соединения.

Если по условиям эксплуатации требуется обеспечить высокую соосность вала и детали (втулки), установленной на валу, то применяют центрирование по наружному или внутреннему диаметрам. Если в процессе эксплуатации возникают ударные и реверсивные нагрузки, то используют центрирование по боковым сторонам шлицев.

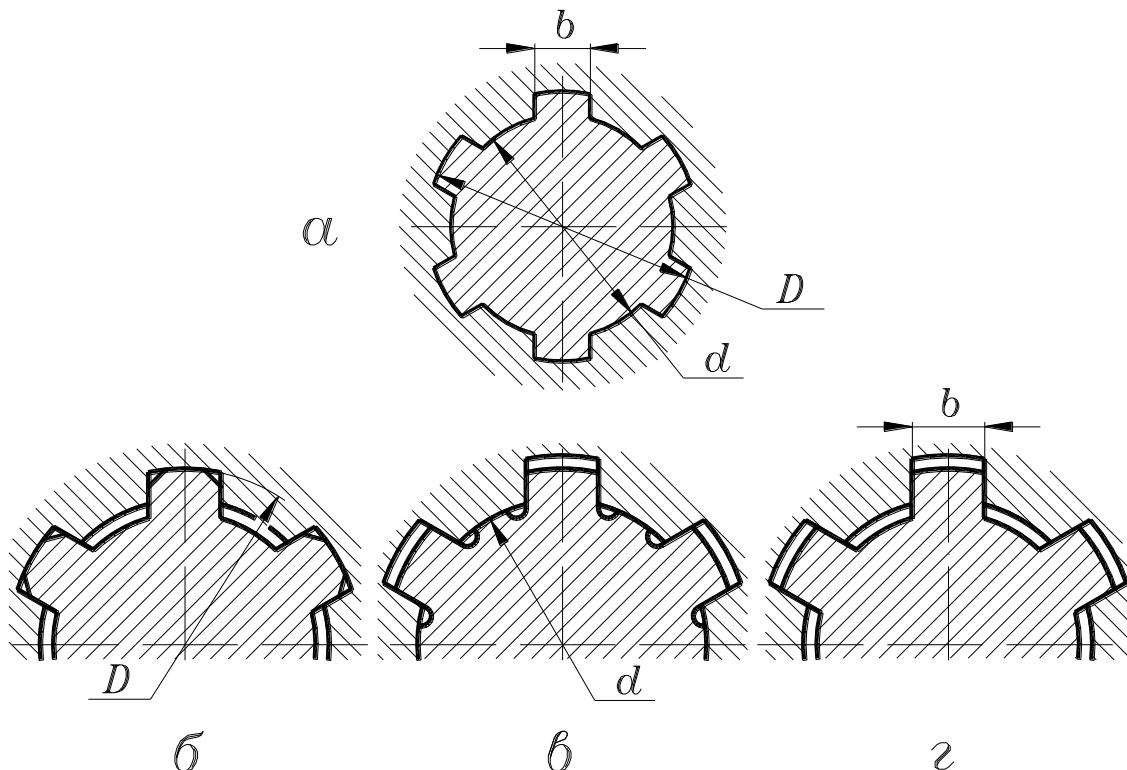


Рис. 12.8.

При диаметральном центрировании наружный или внутренний диаметр центрирования выбирается из технологических условий. Если втулка выполнена из материала с невысокой твердостью (<350 НВ) и шлицевое отверстие может быть обработано протяжкой, то рекомендуется центрирование по наружному диаметру. При этом центрирующая поверхность вала шлифуется. Если втулка твердая и шлицевое отверстие не может быть обработано протяжкой, то следует выбирать центрирование по внутреннему диаметру. Центрирующие поверхности вала и втулки обрабатываются шлифованием.

Центрирование по боковым сторонам наиболее сложно с технологической точки зрения, так как требует шлифования боковых поверхностей шлицев на специальных станках.

Соединения с эвольвентными шлицами используются при больших диаметрах валов, в основном в самолето- и вертолетостроении. Также как прямобочные их можно применять и в подвижных шлицевых соединениях. Соединения с эвольвентными шлицами вы-

полняют с центрированием по боковым сторонам (рис.12.9а) и по наружному диаметру (12.9б). Наиболее распространен первый способ.

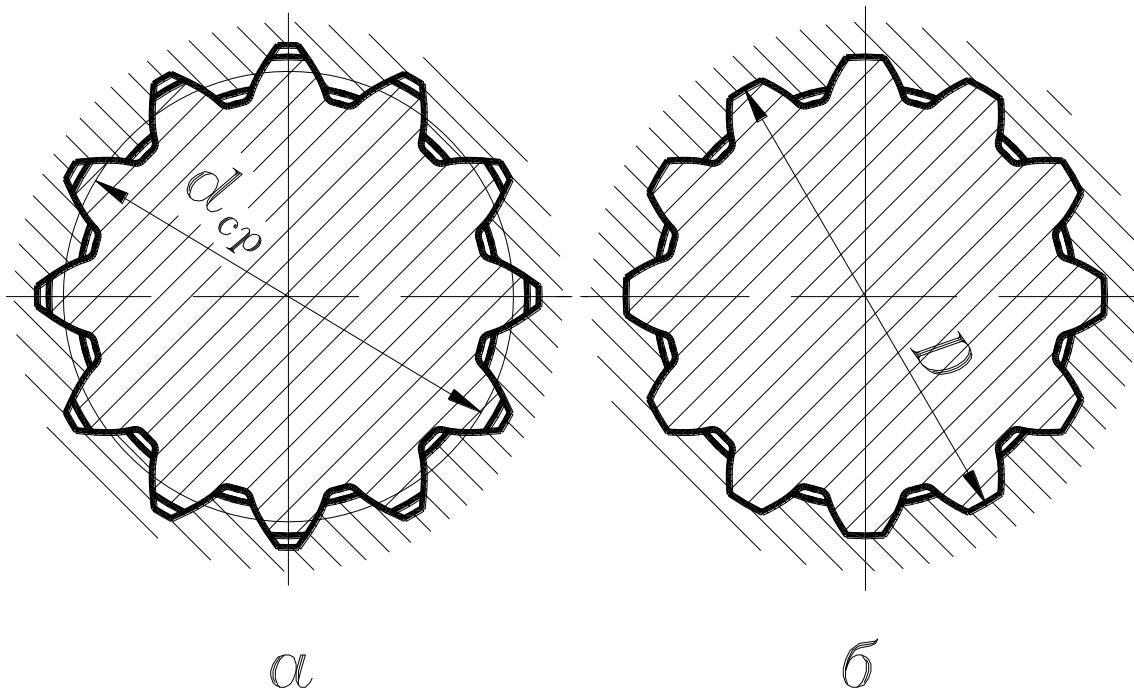


Рис. 12.9.

При изготовлении шлицев на валах и в отверстиях втулок используются совершенные технологические способы, применяемые для зубчатых колес. Но в отличие от зубчатых колес профильный угол эвольвентных шлицев увеличен до 308, а высота уменьшена до величины модуля. Эвольвентные шлицы (зубья) меньше ослабляют вал вследствие закруглений во впадинах между зубьями.

§12.4. Расчет на прочность шлицевых соединений.

Критериями работоспособности и расчета шлицевых соединений является смятие рабочих поверхностей шлицев и их износ при относительных микроперемещениях вала и втулки из-за деформаций изгиба и кручения при работе. То есть, правильно рассчитанное шлицевое соединение должно сопротивляться смятию рабочих поверхностей шлицев и их изнашиванию. Расчет на изнашивание сложен и недостаточно разработан, поэтому проводится только в специальных случаях. В большинстве случаев ограничиваются расчетом на смятие.

В упрощенной модели принято равномерное распределение нагрузки по длине и высоте шлицев (рис. 12.10).

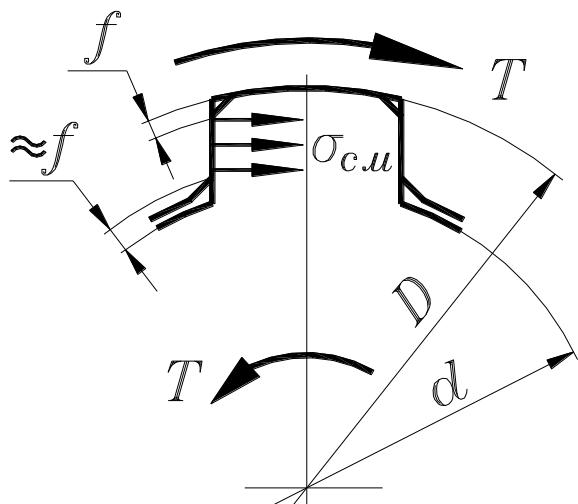


Рис. 12.10.

Напряжение смятия на боковой грани шлицев:

$$\sigma_{cm} = \frac{T}{d_{cp} z h l K} \leq [\tau_{cp}] \quad (12.5)$$

где: Т – крутящий момент на валу;

d_{cp} – средний диаметр соединения;

z – число шлицев;

h – рабочая высота зуба;

l – рабочая длина шлицев;

K – коэффициент неравномерности нагрузки по шлицам.

Средний диаметр d_{cp} и рабочая высота h шлицев для прямобочных и эвольвентных соединений определяется по-разному.

Для прямобочных шлицев:

$$d_{cp} = \frac{D + d}{2}; \quad h = \frac{D - d}{2} - 2f$$

где f – размер фаски (рис. 12.10).

Для эвольвентных шлицев:

$$d_{cp} = zm; \quad h = m$$

где m – модуль зубьев (шлищев).

Допускаемое напряжение смятия:

- для неподвижных соединений $[\sigma_{cm}] = 50 \text{ } 4150 \text{ МПа};$
- для подвижных соединений $[\sigma_{cm}] = 10 \text{ } 420 \text{ МПа}.$

Более точные значения выбираются по справочникам в зависимости от твердости материала шлицев и режима работы шлицевого соединения.

§12.5. Пример расчета.

Рассчитать длину призматической шпонки для передачи крутящего момента $T = 500$ Нм с зубчатого колеса на вал диаметром $d = 30$ мм.

Стандартный размер призматической шпонки для вала диаметром 30 мм – ширина $b = 8$, высота $h = 7$.

Так как $b > h$, то расчет проводим из условия прочности по напряжениям смятия (12.1). Для допускаемого напряжения материала шпонки принимаем среднюю величину из рекомендуемых значений (стр. 164): $[\sigma_{cm}] = 140$ МПа.

Рабочая длина шпонки:

$$l_p = \frac{4 T}{d h [\sigma_{cm}]} = \frac{4 \cdot 500 \cdot 1000}{30 \cdot 7 \cdot 140} = 67,8 \text{ мм}$$

Принимаем длину шпонки $l_p = 70$ мм.

§12.6. Ключевые слова и выражения.

1. Шпоночные соединения служат для угловой фиксации деталей на вращающихся осях и валах и для передачи крутящего момента.

2. В напряженных шпоночных соединениях напряжения смятия возникают еще до приложения нагрузки.

3. В ненапряженных шпоночных соединениях напряжения смятия возникают только после приложения нагрузки, то есть, при передаче крутящего момента.

4. К напряженным соединениям относятся соединения клиновыми и цилиндрическими шпонками.

5. К ненапряженным соединениям относятся соединения с призматическими и сегментными шпонками.

6. Шлицевые соединения служат для угловой фиксации деталей на вращающихся осях и валах и для передачи крутящего момента.

7. Стандартными шлицевыми соединениями являются прямобочные и эвольвентные.

8. Расчет стандартных шпоночных и шлицевых соединений проводится по напряжениям смятия боковых поверхностей.

§12.7. Контрольные вопросы.

1. Каково назначение шпоночных соединений?
2. В чем разница между напряженными и ненапряженными шпоночными соединениями?

3. Какое движение допускает подвижное шпоночное соединение?
4. Какие шпоночные соединение относятся к напряженным, а какие к ненапряженным?
5. Почему стандартные шпоночные соединения рассчитываются на смятие и не рассчитываются на срез?
6. Каково назначение шлицевых соединений?
7. Какое движение допускает подвижное шлицевое соединение?
8. В чем состоит преимущество шлицевого соединения по сравнению со шпоночным?
9. Как происходит центрирование деталей в прямобочных и в эвольвентных шлицевых соединениях?
10. Как производится расчет на прочность шлицевого соединения?

Глава 13. Муфты для соединения валов.

§13.1. Типы муфт.

Муфтами в технике называются устройства, которые служат для соединения концов валов, стержней, труб, электрических проводов и пр. Здесь будем рассматривать только муфты для соединения концов валов. Эти же муфты используются и для соединения валов с установленными на них деталями: зубчатыми колесами, шкивами и т.д.

Различают муфты неуправляемые, управляемые и автоматические.

Неуправляемые муфты делятся на глухие, компенсирующие и предохранительные. Глухие муфты служат для жесткого соединения симметричных валов. Однако чаще приходится соединять валы не симметричные, то есть, такие валы, взаимное расположение которых отличается от заданного соосного в результате погрешностей изготовления и сборки механизмов, а также, в результате погрешностей монтажа механизмов при компоновке их в машине. Для соединения таких валов служат компенсирующие муфты, которые бывают жесткими или упругими. Упругие муфты являются также звеном малой жесткости в приводе, необходимым для возможности работы машины в зарезонансной области с целью ее виброзащиты и виброизоляции.

Предохранительные муфты применяются для защиты механизмов машины при перегрузках или аварийных режимах.

Управляемые муфты служат для соединения или разъединения валов друг с другом или валов с установленными на них деталями. Эти процессы могут происходить при неподвижных валах или во время вращения. В зависимости от типа управляющего элемента такие муфты могут быть механическими, электромагнитными, гидравлическими или пневматическими.

Автоматические муфты соединяют или разъединяют валы друг с другом или валы с установленными на них деталями в зависимости от режима работы – от скорости или направления вращения.

§13.2. Глухие муфты.

Глухие муфты образуют жесткое неподвижное соединение валов (глухое соединение), для чего требуют их точной центровки.

Простейшей конструкцией глухой муфты является втулочная муфта – на концы валов устанавливается втулка и скрепляется с ними при помощи штифтов (рис. 13.1а), шпонок (рис. 13.1б) или шлицев.

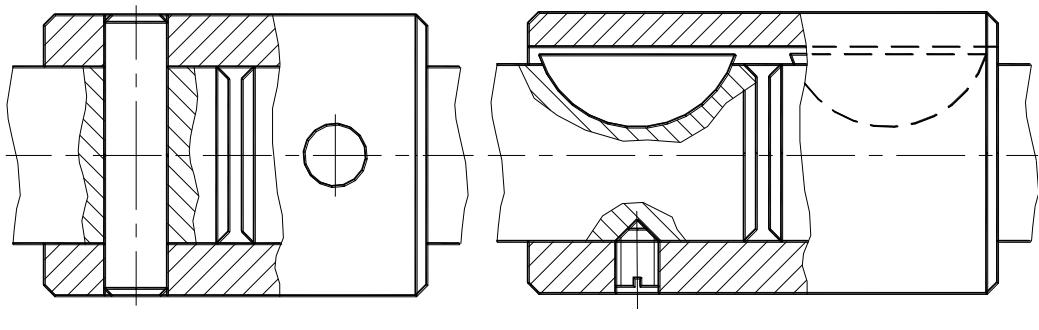


Рис. 13.1.

Такие муфты отличаются простотой конструкции и малыми габаритами, однако для своей установки требуют осевого смещения валов, поэтому используются в машинах и механизмах небольших габаритов при диаметрах соединяемых валов до 50 мм. Прочность муфты определяется в основном прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения, а также прочностью втулки.

Фланцевые муфты (рис. 13.2) состоят из двух полумуфт, которые могут быть установлены на соединяемые валы предварительно. Поэтому они более распространены в машиностроении, а диаметр валов практически не ограничен.

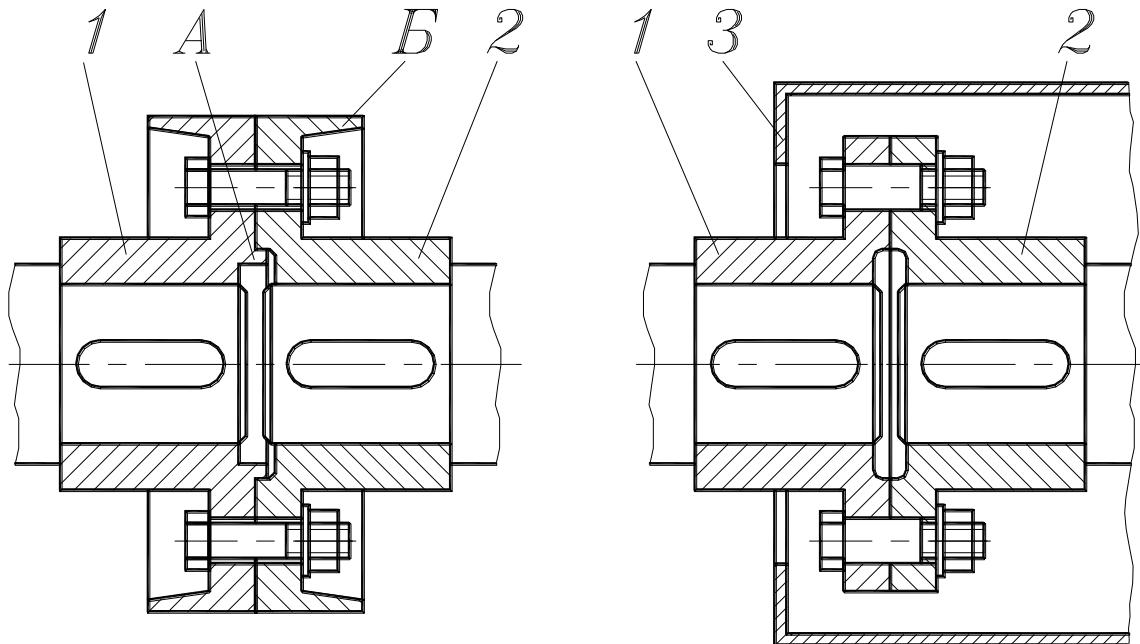


Рис. 13.2.

На рис. 13.2а показана конструкция фланцевой муфты, у которой полумуфты 1 и 2 скреплены болтами, установленными с зазором.

Крутящий момент передается силами трения, возникающими в стыке полумуфт от затяжки болтов. Соосность валов обеспечивается центрирующим выступом А на левой полумуфте, входящим в отверстие правой полумуфты. Для соблюдения правил техники безопасности выступающие части болтового соединения закрыты буртиками Б.

У фланцевой муфты, показанной на рис. 13.2б, полумуфты 1 и 2 скреплены болтами, установленными без зазора. Крутящий момент передается этими болтами, работающими на срез и смятие. Эти же болты выполняют функцию центровки валов. Безопасность муфты обеспечивается общим ограждением 3. Расчет на прочность затянутого и незатянутого болтового соединения приведен в §15.2.

§13.3. Муфты компенсирующие жесткие.

В большинстве случаев взаимное расположение осей соединяемых валов не может быть очень точным в результате погрешностей изготовления и сборки механизмов, а также, в результате погрешностей их монтажа при компоновке в машине. Различают три вида отклонений от номинального расположения валов (рис. 13.3): продольное смещение Δa , радиальное смещение, или эксцентрикитет Δr , угловое смещение, или перекос $\Delta \alpha$. Чаще всего все указанные отклонения присутствуют вместе и называются общим термином «несоосность валов».

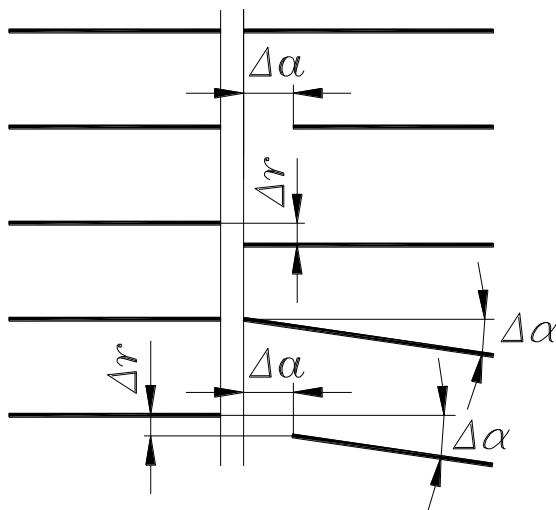


Рис. 13.3.

Для возможности соединения несоосных валов используются компенсирующие муфты. Компенсация несоосности достигается при помощи подвижных жестких или деформируемых промежуточных элементов, соединяющих полумуфты. Жесткие промежуточные эле-

менты применяются в муфтах жестких компенсирующих, а деформируемые промежуточные элементы – в упругих муфтах. Так как упругие муфты выполняют еще функцию звена малой жесткости в приводе машины, то они будут рассмотрены отдельно.

Широкое распространение в машиностроении имеют кулачково-дисковые муфты, которые еще называют крестово-кулисными. Конструкция такой муфты показана на рис. 13.4. Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2 и промежуточного диска 3.

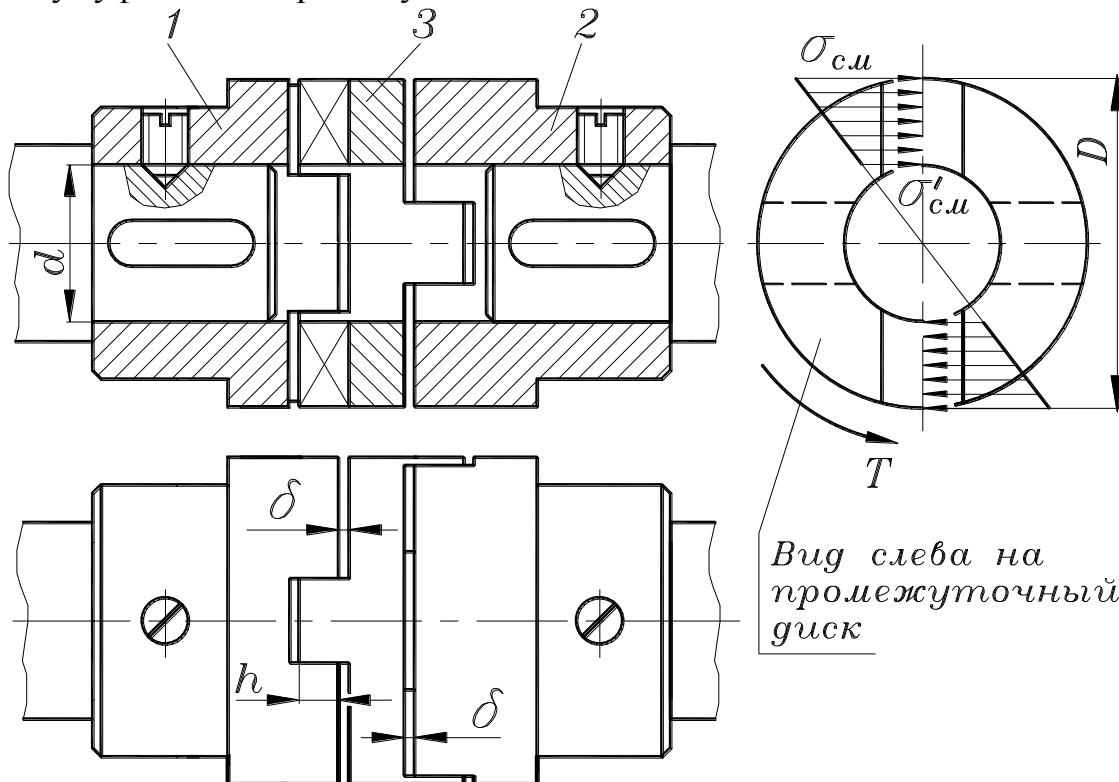


Рис. 13.4.

На внутреннем торце каждой полумуфты образовано по одному диаметрально расположенному пазу. На обоих торцах промежуточного диска выполнено по одному выступу, которые расположены по взаимно перпендикулярным диаметрам. У собранной муфты выступы диска располагаются в пазах полумуфт.

Перпендикулярное расположение пазов и осевые зазоры между диском и полумуфтами (δ на рис. 13.4) позволяют муфте компенсировать эксцентриситет, перекос и продольное смещение валов. При передаче вращения выступы промежуточного диска скользят в пазах полумуфт, что приводит к потери на трение примерно одного процента передаваемой мощности и требует смазки муфты. Обычно компенсируемая несоосность валов ограничена следующими величинами: эксцентриситет $\Delta r \leq 0,04d$, перекос $\Delta\alpha \leq 08309$.

При расчете на прочность крестово-кулисных муфт предполагают что выступы промежуточного диска соприкасаются с пазами по-

лумуфт равномерно по всей поверхности. В этом случае деформации и напряжения в различных точках соприкосновения пропорциональны расстояниям этих точек от оси муфты. На рис. 13.4 эпюра напряжений смятия условно перенесена с боковых сторон паза на диаметр. Прочность определяется максимальным напряжением σ_{cm} .

Условие равновесия промежуточного диска:

$$Tk = FR_{cp}z$$

где: T – передаваемый крутящий момент;

k – коэффициент динамичности режима нагрузки: при спокойной работе равномерно нагруженных механизмов k = 1; при работе неравномерно нагруженных механизмов k = 1,1 4 1,3; при тяжелых условиях работы с ударами неравномерно нагруженных и реверсивных механизмов k = 1,3 4 1,5;

F – сила, действующая на выступ:

$$F = hl\sigma_{cp}$$

h – рабочая высота выступа (рис. 13.4);

l – длина выступа:

$$l = \frac{D - d}{2}$$

D – наружный диаметр муфты;

d – внутренний диаметр муфты (обычно равен диаметру вала);

σ_{cp} – среднее значение напряжения смятия (рис. 13.4):

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{cm} + \sigma'_{cm}}{2}$$

Так как справедлива пропорция $\sigma_{cm}/\sigma'_{cm} = D/d$, то

$\sigma'_{cm} = \sigma_{cm}d/D$. Тогда:

$$\sigma_{cp} = \frac{D\sigma_{cm} + d\sigma_{cm}}{2D} = \sigma_{cm} \frac{D + d}{2D}$$

R_{cp} – средний радиус выступа (половина среднего диаметра):

$$R_{cp} = \frac{D + d}{4}$$

z – количество выступов: z = 2.

Подставив это значение и выражения в первоначальное получим после преобразования условие равновесия:

$$Tk = \sigma_{cm} h \frac{(D + d)^2 (D - d)}{8D}$$

Из этого условия получим рабочую формулу проверочного расчета крестово-кулисной муфты:

$$\sigma_{cm} = \frac{8kTD}{h(D+d)^2(D-d)} \leq [\sigma_{cm}] \quad (13.1)$$

Детали крестово-кулисных муфт выполняются из конструкционной и легированной стали. При этом принимают $[\sigma_{cm}] = (15 \text{--} 20)$ МПа.

Значительной компенсирующей способностью ко всем видам несоосности валов обладают зубчатые муфты (рис. 13.5).

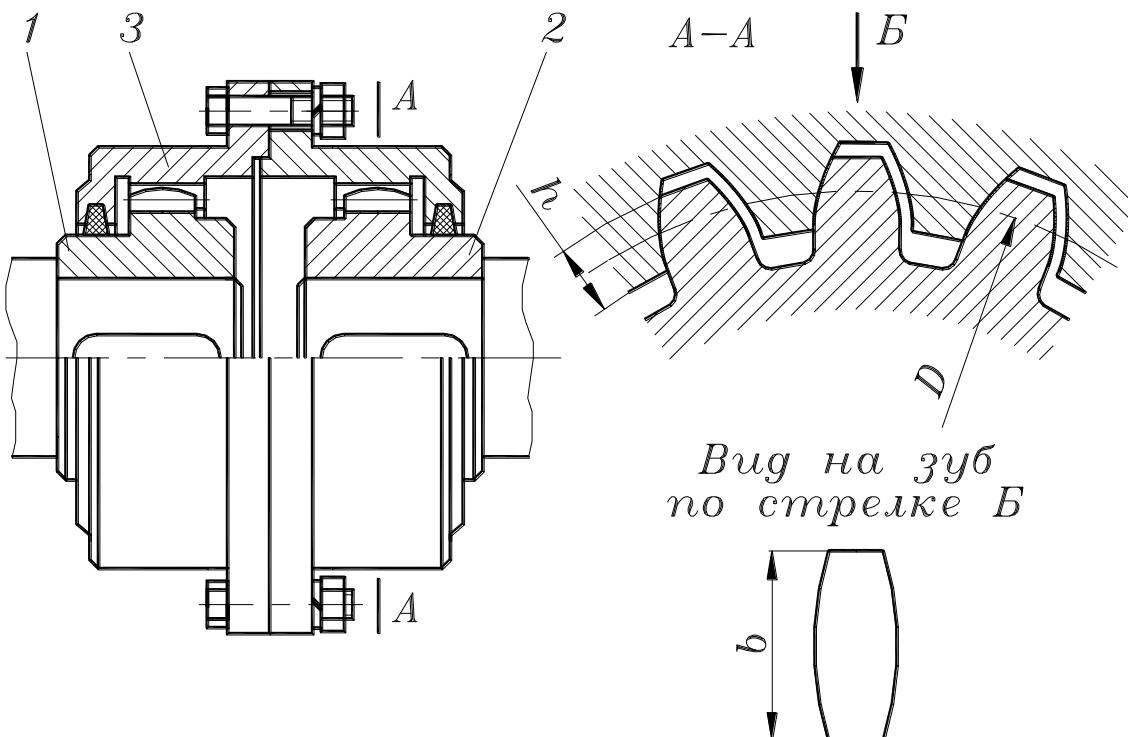


Рис. 13.5.

Такая муфта состоит из полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями и разъемной обоймой 3 с двумя рядами внутренних зубьев. Зубья эвольвентные с уменьшенной высотой головки. Для возможности компенсации несоосности валов муфта имеет осевые зазоры и увеличенные радиальный и боковые зазоры в зацеплении (рис. 13.5). Кроме того, зубчатые венцы полумуфт выполняют не цилиндрическими, а сферическими, а зубья – бочкообразными.

Работа муфты при передаче момента между несоосными валами сопровождается скольжением зубьев. Для уменьшения их износа в обойму заливают жидкую смазку.

Контакт бочкообразных зубьев полумуфт с прямыми зубьями обоймы происходит в высшей кинематической паре, следовательно, расчет зубьев на прочность должен производиться по контактным напряжениям, как в зубчатых передачах. Однако, определение истин-

ных контактных напряжений в муфте усложнено неопределенностью условий контакта зубьев при компенсации различных форм несоосности валов. Кроме того, после приработки площадка контакта зубьев значительно увеличивается. Поэтому для таких муфт используют условный метод расчета, в котором контактные напряжения заменяются напряжениями смятия, а неточность расчета компенсируется выбором допускаемых напряжений на основе практики эксплуатации. В этом случае условие прочности выглядит так:

$$T k = \sigma_{cm} b h z \frac{D}{2}$$

где: T – передаваемый крутящий момент;

k – коэффициент динамичности нагрузки (см. выше);

b – длина зуба (рис. 13.5);

h – рабочая высота зуба (рис. 13.5);

z – число зубьев;

D – делительный диаметр зубьев.

Учитывая, что $D = mz$ и что рабочая высота зубьев в реальных конструкциях $h = 1,8m$ из условия прочности получим рабочую формулу:

$$\sigma_{cm} = \frac{T k}{0,9 D^2 b} \leq [\sigma_{cm}] \quad (13.2)$$

Детали зубчатых муфт изготавливают из конструкционной и легированной стали. При этом принимают $[\sigma_{cm}] = (12 \text{--} 15) \text{ МПа}$.

Кроме описанных компенсирующих муфт широкое распространение в технике имеют также крестово-шарнирные муфты, в основе конструкции которых находится карданный шарнир (шарнир Гука).

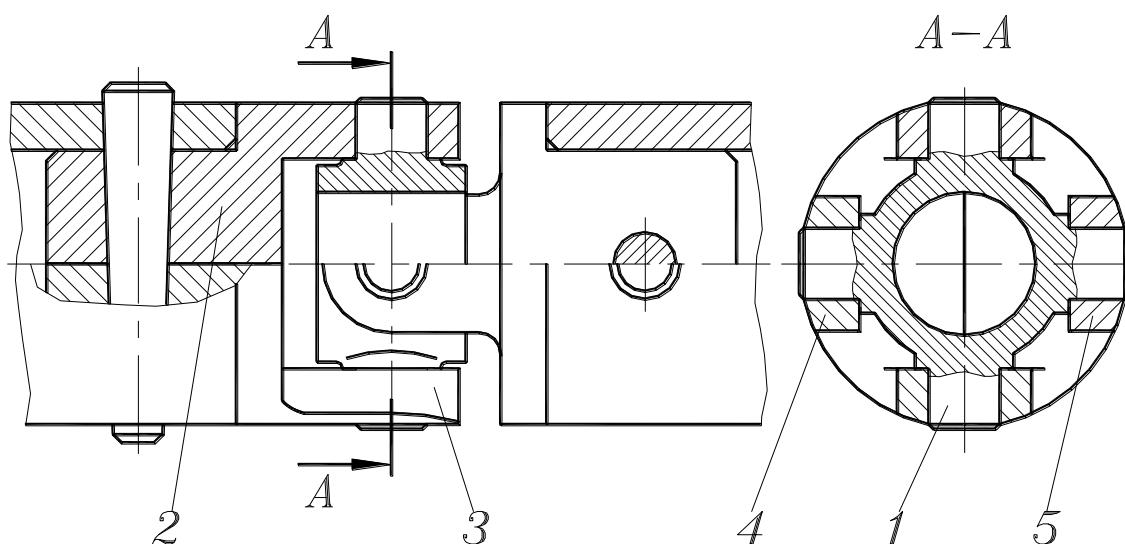


Рис. 13.6.

В отличие от муфт, компенсирующих ошибки монтажа, крестово-шарнирные муфты используют для соединения валов с большой угловой несоосностью – до $(30 \div 40)^\circ$, предусмотренной конструкцией машины. Крестово-шарнирные муфты используются в транспортных и технологических машинах, конструкции некоторых из них стандартизованы. Одна из возможных конструкций таких муфт показана на рис. 13.6. Крестовина 1 шарнирно связана с полумуфтами в перпендикулярных плоскостях. Для возможности сборки крестовины с полу-муфтами последние выполнены из двух половин 2, 3 и 4, 5. Полумуфты закреплены на валах коническими штифтами.

§13.4. Упругие муфты.

Если промежуточный элемент компенсирующей муфты выполнен упругим, то такие муфты называются упругими. Они могут компенсировать все виды несоосности валов.

Кроме того, упругие муфты являются также звеном малой жесткости в приводе, необходимым для возможности работы машины в зарезонансной области с целью ее виброзащиты и виброизоляции. Для этого упругий элемент муфты должен иметь вполне определенную жесткость, расчет которой дан в курсе «Теория механизмов и машин».

Конструкции упругих муфт довольно разнообразны. По материалу упругих элементов эти муфты делятся на две группы: с металлическими и неметаллическими упругими элементами.

На рис. 13.7 показана одна из конструкций упругой муфты с металлическими упругими элементами в виде витых цилиндрических пружин.

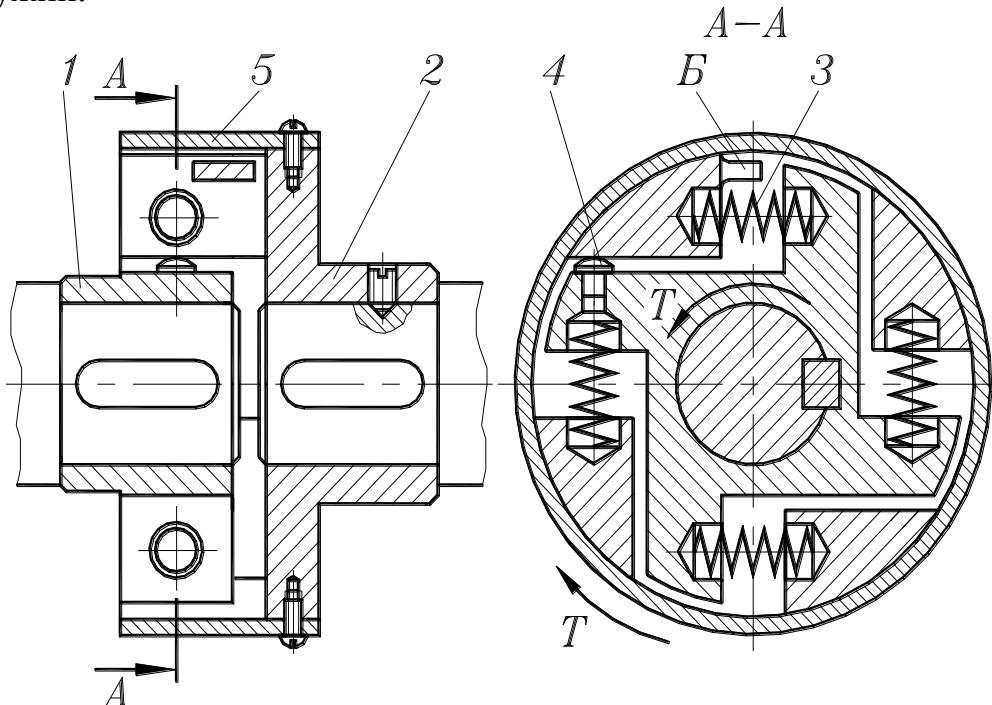


Рис. 13.7.

Муфта содержит ведущую 1 и ведомую 2 полумуфты, закрепленные на валу при помощи шпонок. (Заметим, что возможен и другой вариант, когда ведущей является полумуфта 2, а ведомой – полу- муфта 1). Полумуфты выполнены таким образом, что между ними в специальных отверстиях располагаются четыре предварительно деформированные пружины сжатия 3. Первоначальное угловое расположение полумуфт определяется ограничителем 4, а их возможный относительный поворот при деформации пружин – ограничителем Б, выполненным на полумуфте 2. Снаружи муфта закрыта защитным кольцом 5.

Вследствие предварительного сжатия пружин силой F_1 муфта работает как жесткая компенсирующая до нагрузки моментом T_1 :

$$T_1 = F_1 R z \quad (13.3)$$

где: R – радиус расположения пружин;

z – число пружин.

Если передаваемый крутящий момент T больше, чем T_1 , то муфта работает как упругая с постоянной жесткостью. Витки пружины сжатия работают на кручение, причем скручивающий момент соответствует осевой силе пружины на плече, равном половине среднего диаметра пружины. Поэтому, условие прочности пружины:

$$F \frac{D}{2} = \frac{\tau W_P}{k_B} \quad (13.4)$$

где: F – осевая сила, сжимающая пружину:

$$F = \frac{T_{max}}{R} \quad (13.5)$$

здесь T_{max} – передаваемый муфтой момент, соответствующий упору полумуфты 1 в ограничитель Б на полу- муфте 2;

D – средний диаметр пружины;

τ – напряжение кручения в витках пружины;

W_P – полярный момент сопротивления поперечного сечения витка пружины:

$$W_P = \frac{\pi d^3}{16} \quad (13.6)$$

здесь d – диаметр пружинной проволоки;

k_B – коэффициент, учитывающий влияние кривизны витков. Этот коэффициент находится из табл. 13.1.

Таблица 13.1.

D/d	4	5	6	8	10	12
k_B	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Подставив (13.5) и (13.6) в (13.4) и решив относительно τ после сокращения получим рабочую формулу проверочного расчета пружин для муфты с числом пружин z :

$$\tau = \frac{8DT_{max}k_B}{\pi d^3 R z} \leq [\tau] \quad (13.7)$$

Для изготовления пружин применяют специальные пружинные стали (например, сталь 65Г), для которых в зависимости от марки допускаемое напряжение $[\tau] = (500 \text{--} 900) \text{ МПа}$.

Среди упругих муфт с неметаллическими упругими элементами наиболее употребительна муфта упругая втулочно-пальцевая (рис. 13.8). Благодаря простоте изготовления и замены резиновых элементов эта муфта получила широкое распространение, особенно в приводах от электродвигателей с малыми и средними крутящими моментами. Муфты стандартизованы для диаметров валов до 150 мм и передаваемых моментов до 15000 Нм.

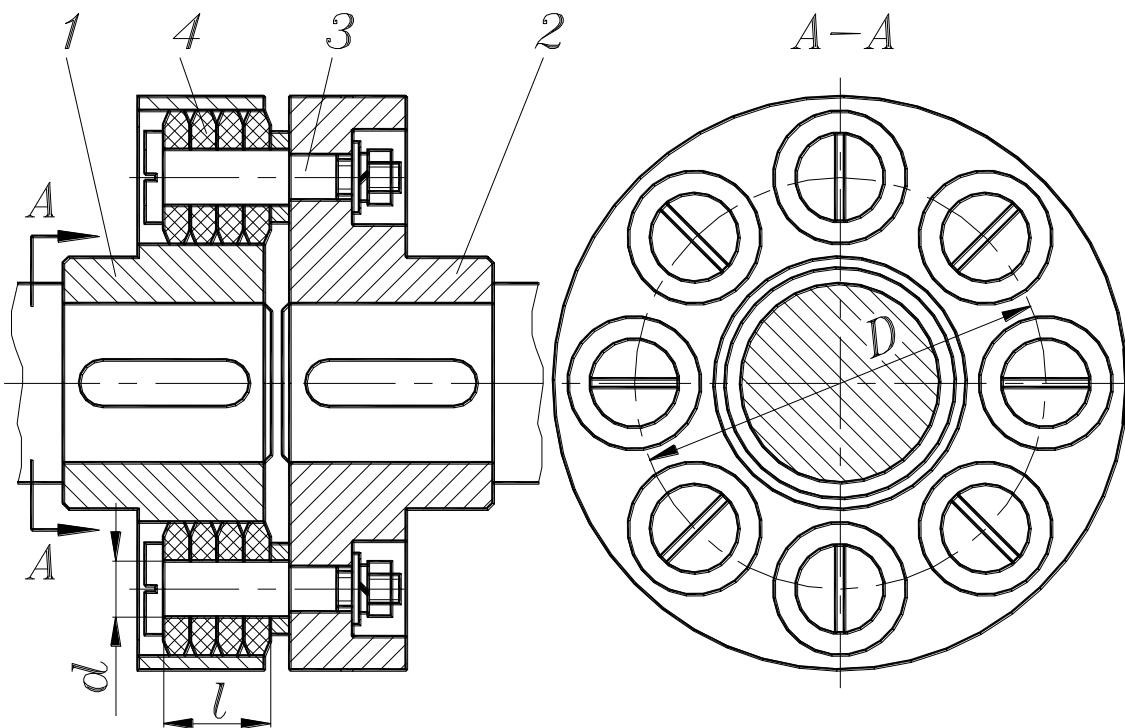


Рис. 13.8.

В полумуфте 2 (рис. 13.8) жестко закреплены пальцы 3 с резиновыми кольцами трапецидального сечения 4. Эти кольца входят в отверстия полумуфты 1. Такие муфты служат звеном малой жесткости в приводах и используются для компенсации несоосности валов в следующих пределах: осевое смещение $\Delta a = (1 \text{--} 5) \text{ мм}$, эксцентриситет $\Delta r = (0,3 \text{--} 0,6) \text{ мм}$, перекос $\Delta \alpha \leq 18^\circ$.

Для проверки прочности рассчитывают резиновые кольца по напряжениям смятия на поверхности соприкосновения втулок с пальцами. При этом полагают, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжения смятия распределены равномерно по длине втулки. Рабочая формула имеет вид:

$$\sigma_{cm} = \frac{2Tk}{Dzdl} \leq [\sigma_{cm}] \quad (13.8)$$

где: Т – передаваемый крутящий момент;

к – коэффициент динамичности режима нагрузки (см. выше);

D – диаметр расположения пальцев (рис. 16.8);

z – количество пальцев;

d – диаметр пальцев (рис. 13.8);

l – длина пальцев (рис. 13.8).

Допускаемое напряжение для резины рекомендуют принимать следующим: $[\sigma_{cm}] = (1,8 \ 4 \ 2)$ МПа.

§13.5. Предохранительные муфты.

Предохранительные муфты предназначены для автоматического разъединения валов в аварийных ситуациях, следствием которых является значительная перегрузка. То есть, эти муфты служат для защиты кинематических цепей машин от перегрузки. Такие муфты делятся на две группы: предохранительные муфты с разрушающимся элементом и предохранительные муфты без разрушающегося элемента. Предохранительные муфты могут располагаться только на соосных валах, то есть, валы перед установкой этих муфт, или с помощью этих муфт должны быть сцентрированы.

На рис. 13.9а показана одна из конструкций муфты с разрушающимся элементом. Крутящий момент между полумуфтами 1 и 2 передается через штифт 3, который срезается при перегрузке. Для восстановления работы муфты после ликвидации аварийной ситуации штифт заменяется. Закаленные втулки 4 облегчают замену штифтов.

Условие прочности штифта:

$$Tk = \frac{z}{K_Z} \frac{D}{2} \frac{\pi d^2}{4} \tau \quad (13.9)$$

где: Т – передаваемый момент;

к – коэффициент динамичности режима нагрузки (см. выше);

z – число штифтов; практически z принимают равным 1 или 2;

K_Z – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по штифтам; $K_Z = 1$ при $z = 1$; $K_Z = 1,2$ при $z = 2$;

D – диаметр расположения штифтов (рис. 17.1а);

d – диаметр штифта (рис. 17.1а);
 τ – напряжение среза штифта.

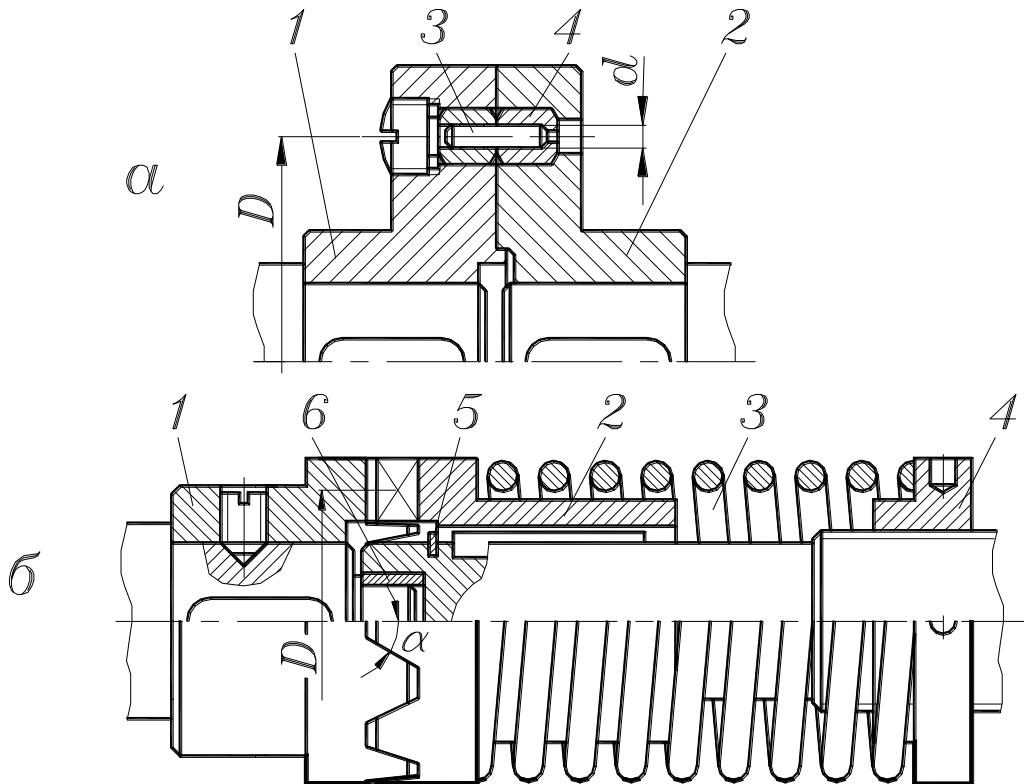


Рис. 13.9.

Заменив в формуле (13.9) передаваемый момент T на предельный момент T_{max} , при котором штифт еще не разрушается, и напряжение среза на допускаемое напряжение, получим рабочую формулу для определения диаметра штифта:

$$d = \frac{8T k K_Z}{\pi z D [\tau]} \quad (13.10)$$

Допускаемое напряжение $[\tau]$ принимают равным пределу прочности материала штифта на срез. Для штифтов из нормализованной конструкционной стали $[\tau] = (300 \text{--} 4400)$ МПа.

Предохранительные муфты без разрушающегося элемента не требуют затрат времени на восстановление своей работоспособности после аварийной ситуации, они всегда готовы к работе. На рис. 13.9б показана конструкция кулачковой предохранительной муфты.

Полумуфты 1 и 2 снабжены кулачками трапецидальной формы. Полумуфта 1 жестко закреплена на валу, а полумуфта 2 может перемещаться по валу в осевом направлении, благодаря подвижному шпоночному соединению. Зацепление кулачков полумуфт обеспечивается пружиной 3, сила которой может регулироваться гайкой 4. Перемещение полумуфты 2 влево ограничено стопорным кольцом 5, это огра-

ничение требуется для предварительного монтажа полумуфты на валу. Соосность валов обеспечивается центрирующей втулкой 6.

При передаче крутящего момента в зацеплении кулачков возникает осевая сила, которая стремится раздвинуть полумуфты и вывести их из зацепления. Этому противодействует сила пружины и сила трения на поверхностях кулачков и в подвижном шпоночном соединении. Для инженерных расчетов силы трения можно не учитывать, так как они ослабляются вибрациями. Тогда условие равновесия подпружиненной полумуфты можно записать так:

$$F = \frac{2Tk}{D} \operatorname{tg}\alpha \quad (13.11)$$

где: F – сила пружины;

T – передаваемый крутящий момент;

k – коэффициент динамичности режима нагрузки (см. выше);

D – средний диаметр кулачков (рис. 13.9б);

α – угол заострения кулачков (рис. 13.9б).

Условие (13.11) служит для подбора пружины в соответствии с величиной предельного передаваемого момента. При использовании кулачковых предохранительных муфт следует учитывать, что срабатывание муфты при перегрузках сопровождается ударами кулачков и их интенсивным износом, поэтому конструкции с подобными муфтами должны дополняться устройствами для отключения приводного двигателя.

Фрикционные предохранительные муфты (дисковые или конические) срабатывают бесшумно, но для предотвращения их чрезмерного износа также необходимо отключение двигателя. Расчет дисковых предохранительных муфт аналогичен расчету сцепных дисковых муфт, приведенному ниже.

§13.6. Муфты управляемые или сцепные.

Управляемые муфты позволяют соединять или разъединять валы с помощью механизма управления. По принципу работы эти муфты делятся на две группы: муфты, основанные на зацеплении – кулачковые (зубчатые); муфты, основанные на трении – фрикционные.

В кулачковой муфте (рис. 13.10а) на торцах полумуфт 1 и 2 выполнены выступы (кулачки) А. В рабочем положении кулачки одной полумуфты входят во впадины другой. Для возможности включения и выключения муфты полумуфта 2 установлена на валу подвижно в осевом направлении, например, на скользящей шпонке, как показано на рис. 13.10а. Подвижную полумуфту перемещают с помощью специального устройства, рабочий элемент которого входит в паз Б. На

рисунке штриховыми линиями показано отведенное положение полу-муфты. Втулка 3 служит для центровки валов.

Включение и выключение кулачковых муфт может происходить в статическом состоянии или во время вращения. Для предотвращения больших динамических нагрузок частоты вращения при включении ограничены довольно низкими окружными скоростями кулачков: $v \leq 1$ м/с.

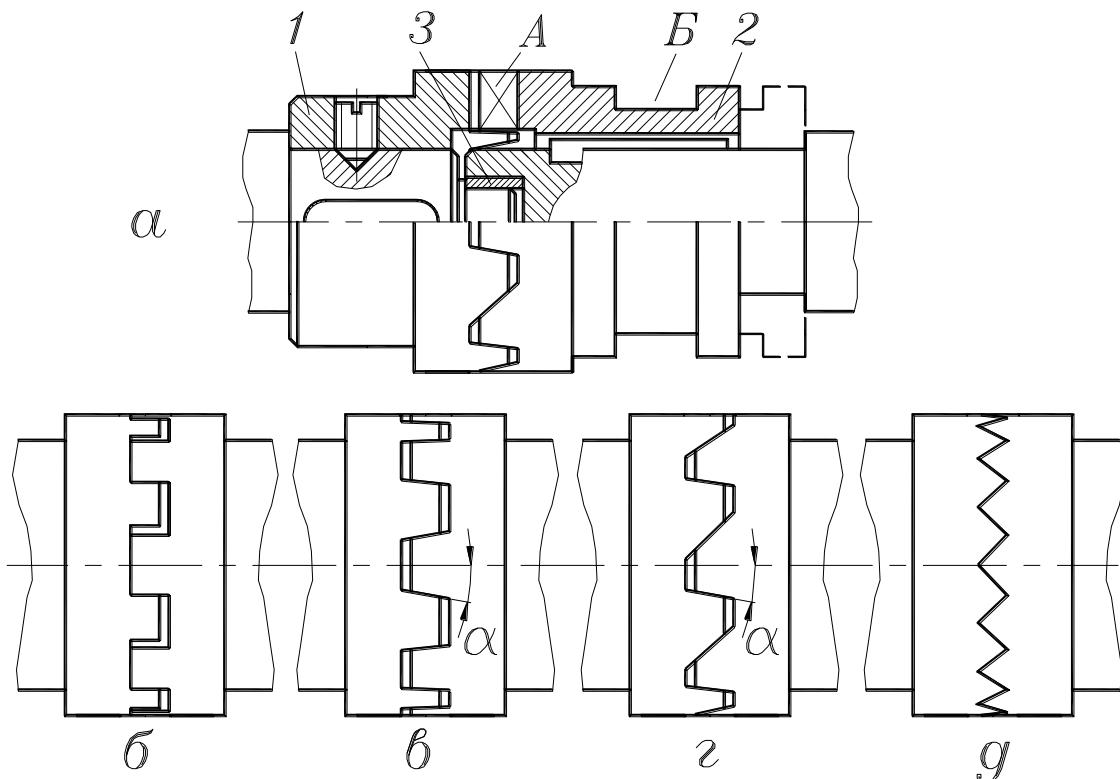


Рис. 13.10.

На рис. 13.10б, в, г, д показаны различные формы кулачков. Прямоугольный профиль (рис. 13.10б) требует точного взаимного расположения полумуфт в момент включения в статическом состоянии. В таких муфтах неизбежны боковые зазоры (вследствие технологии изготовления или для возможности включения во время вращения валов) и связанные с этим удары при изменении направления вращения, что надо учитывать при проектировании механизмов с такими муфтами.

Трапецидальный профиль симметричный (рис. 13.10в) и несимметричный (рис. 13.10г) не требует точного взаимного расположения полумуфт при включении, а боковые зазоры отсутствуют. Симметричный профиль используется для реверсивных муфт, несимметричный – для нереверсивных. В муфтах с трапецидальными кулачками при передаче момента возникает осевая сила, стремящаяся раздвинуть полумуфты, поэтому, во избежание самовыключения таких

муфт значение угла заострения кулачков α (рис. 13.10в, г) выбирают таким, чтобы обеспечивалось самоторможение: $\alpha = (3 \ 4 \ 5)8$.

Полумуфты с треугольными (мышиными) торцевыми зубьями (рис. 13.10д) используют при передаче небольших крутящих моментов, когда есть возможность обеспечить постоянное усилие, удерживающее полумуфты во включенном состоянии, например, при помощи пружины.

Расчет на прочность кулачков муфты проводится по напряжениям смятия. Расчет ведется приближенно в предположении, что нагрузка распределяется равномерно между всеми кулачками. Рабочая формула проверочного расчета выглядит так:

$$\sigma_{cm} = \frac{2Tk}{Dzbh} \leq [\sigma_{cm}] \quad (13.12)$$

где: D – средний диаметр кулачков;

z – число кулачков полумуфты;

b – длина кулачка;

h – рабочая высота кулачка.

Для уменьшения износа поверхность кулачков должна быть твердой, для чего полумуфты изготавливаются из сталей 45 или 40Х с объемной закалкой или из сталей 15Х, 20Х с цементацией и поверхностной закалкой. При этом допускают следующие значения допускаемых напряжений смятия:

$[\sigma_{cm}] = (90 \ 4 \ 120)$ МПа – при включении в состоянии покоя;

$[\sigma_{cm}] = (50 \ 4 \ 70)$ МПа – при включении на малой скорости;

$[\sigma_{cm}] = (35 \ 4 \ 45)$ МПа – при включении на средней скорости.

В качестве управляемых муфт широко используются фрикционные муфты, в которых момент передается силами трения. При включении этих муфт крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы сжатия трущихся поверхностей. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большими относительными скоростями полумуфт. В процессе включения муфта пробуксовывает и разгон ведомого вала происходит плавно. Отрегулированная на передачу предельного крутящего момента, безопасного для прочности машины, фрикционная сцепная муфта выполняет также функции предохранительной муфты.

Все фрикционные муфты в зависимости от формы трущихся поверхностей подразделяются на три группы: муфты дисковые (плоские поверхности), муфты конические (конические поверхности) и муфты колодочные и ленточные (цилиндрические поверхности).

На рис. 13.11 показана конструкция электромагнитной дисковой муфты. Это управляемая фрикционная дисковая муфта, устройством управления которой является электромагнит. Эта муфта служит не для

соединения друг с другом вращающихся валов, а для соединения зубчатого колеса с валом. Зубчатое колесо 1 может свободно вращаться на валу на шарикоподшипниках. С этим колесом связаны два ведущих диска 2 при помощи наружных выступов, входящих в специальные пазы на колесе. Два ведомых диска 3 связаны с валом при помощи внутренних выступов, входящих во впадины между шлицами вала. Эти две пары дисков и образуют собственно фрикционную муфту. Управление муфтой производится кольцевым электромагнитом, состоящим из ярма 4 и якоря 5. Ярмо жестко закреплено на шлицевой части вала при помощи стопорного кольца 6. При включении электромагнита ведущие и ведомые диски оказываются сжатыми между ярмом и якорем и вращение передается от зубчатого колеса на вал.

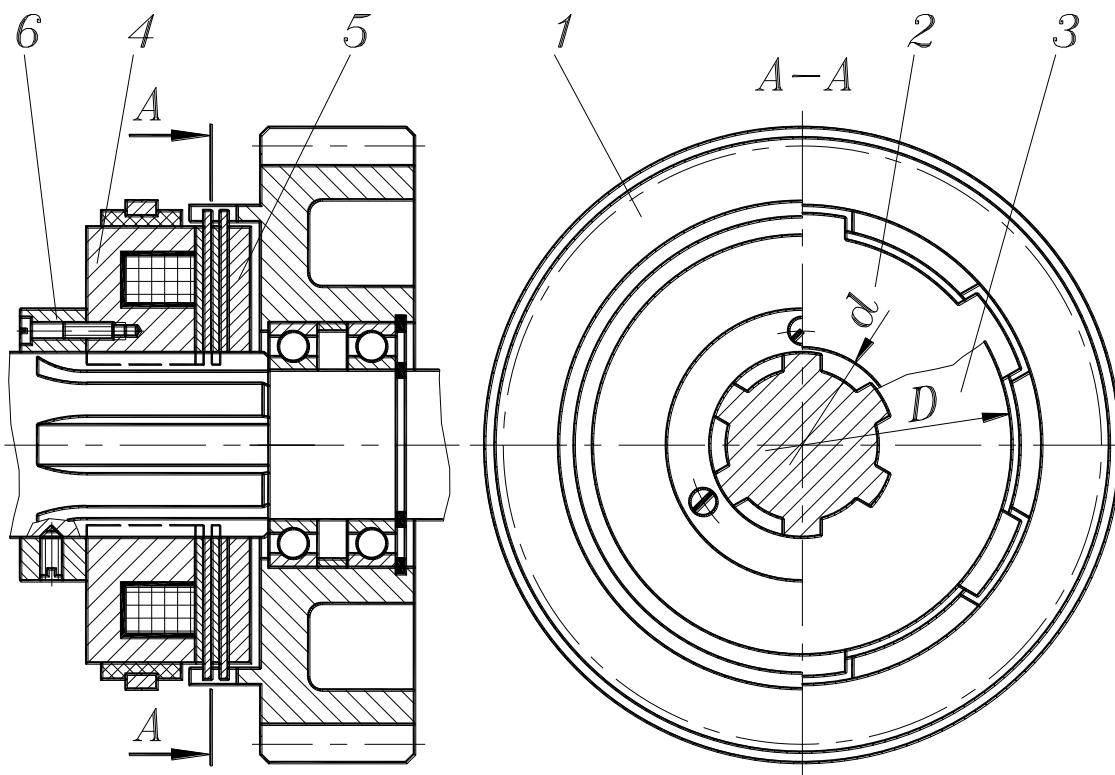


Рис. 13.11.

Сила сжатия дисков, по которой должен быть рассчитан кольцевой электромагнит, определяется так:

$$F = \frac{T k}{r_{cp} f z} \quad (13.13)$$

где: r_{cp} – средний радиус рабочих поверхностей дисков:

$$r_{cp} = \frac{D + d}{4}$$

здесь D и d внешний и внутренний диаметры рабочих по-

верхностей дисков (рис. 13.11);

f – коэффициент трения на труящихся поверхностях дисков;

z – число пар труящихся поверхностей; $z = n - 1$; n – число дисков (для муфты на рис. 13.11 $n = 4$).

Из формулы (13.13) видно, что увеличение числа дисков в муфте позволяет передавать больший крутящий момент, сохраняя силу сжатия и диаметры дисков.

Критерием работоспособности фрикционных муфт является их износ, поэтому сила сжатия дисков ограничена допускаемым удельным давлением $[p]$. Формула проверочного расчета имеет вид:

$$p = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [p] \quad (13.14)$$

Кроме описанной известны и другие конструкции дисковых муфт – с гидравлическим, пневматическим или механическим управлением. Они могут работать без смазки и при смазке. Диски могут быть изготовлены из стали, чугуна, а также, быть с накладками из металлокерамики или из неметаллических фрикционных материалов. Значения коэффициента трения и допускаемого удельного давления приведены в таблице 13.2.

Таблица 13.2.

Материал	f	$[p]$, МПа
При смазке		
Закаленная сталь по закаленной стали	0,06	0,6 4 0,8
Металлокерамика по закаленной стали	0,1	0,8
Текстолит по стали	0,12	0,4 4 0,6
Без смазки		
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,15	0,2 4 0,3
Асбест или ферродо по закаленной стали	0,3	0,2 4 0,3
Металлокерамика по закаленной стали	0,4	0,3

Большое влияние на работоспособность муфт оказывает ее тепловой режим. Нагрев муфт связан со скольжением при включениях. За короткий промежуток времени включения поверхности трения могут нагреваться до высокой температуры. Теплота нагревает детали муфты и уходит в окружающую среду. При большом количестве переключений в час рекомендуется работа муфт трения при смазке.

§13.7. Муфты свободного хода или обгонные.

Муфты свободного хода или обгонные относятся к автоматическим. Напомним, что автоматические муфты соединяют или разъединя-

няют валы друг с другом или валы с установленными на них деталями в зависимости от режима работы – от скорости или направления вращения.

Эти муфты передают крутящий момент только в одном заданном направлении. Их используют в технологических и транспортных машинах. Широко известно применение обгонных муфт в велосипедах, где они передают крутящий момент от педалей на колесо и в то же время позволяют колесу свободно катиться при неподвижных педалях. Известны различные конструкции обгонных муфт – храповые, роликовые, пружинные, колодочные и пр., однако наиболее употребительны в машинах роликовые обгонные муфты.

Одна из возможных конструкций роликовой муфты свободного хода показана на рис. 13.12. Полумуфта Б называется обоймой. В данном случае обойма является частью зубчатого колеса 1, свободно вращающегося на валу 4 на шарикоподшипниках. Полумуфта 3 жестко закреплена на валу. Между полумуфтами в пазах находятся ролики 2, которые постоянно контактируют с ними под действием пружин 5. Щека 6 закрывает полумуфту с торца.

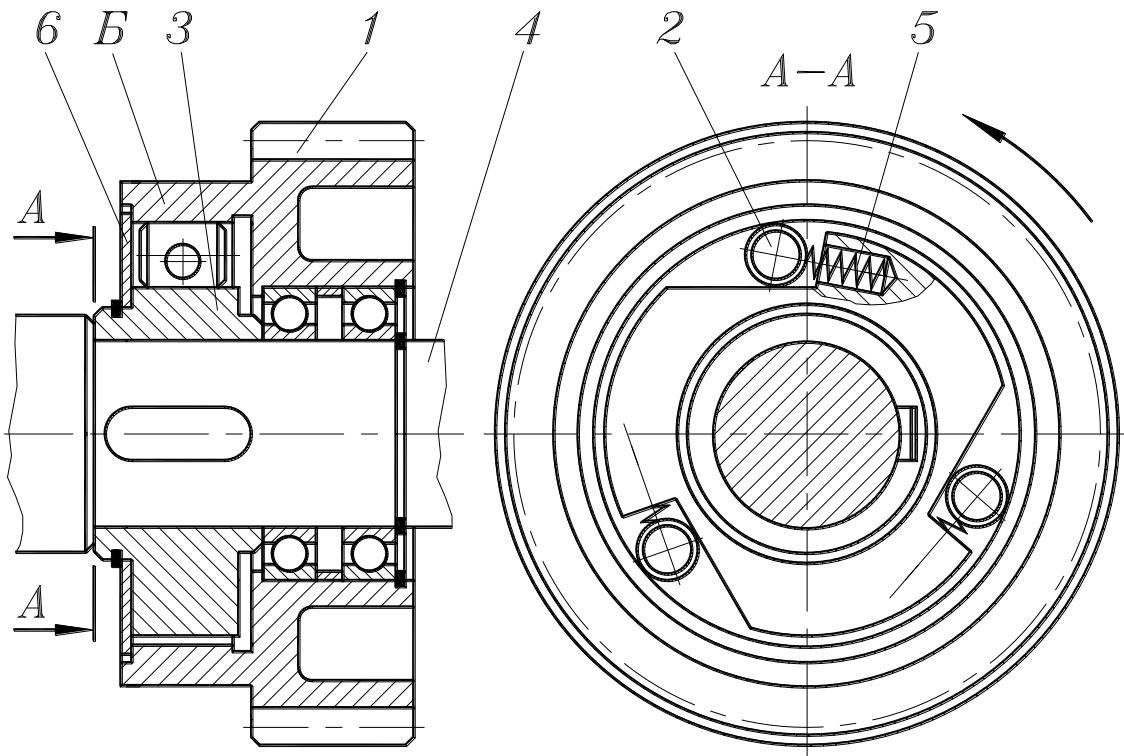


Рис. 13.12.

Если зубчатое колесо вращается против часовой стрелки, как показано на рис. 13.12, то ролики закатываются в узкую часть пазов и заклиниваются между обоймой и полумуфтой на валу. Образуется жесткое соединение зубчатого колеса с валом и крутящий момент передается с колеса на вал. При вращении колеса в противоположном

направлении ролики выходят в широкую часть пазов, колесо оказывается разъединенным с валом и вращается свободно.

При передаче крутящего момента T на ролик действуют нормальные силы F_n и силы трения F (рис. 13.13). По условию симметрии силы трения и нормальные силы, приложенные в точках контакта ролика с обоймой и полумуфтой на валу, попарно равны между собой.

Нормальные силы F_n стремятся вытолкнуть ролик из паза в направлении биссектрисы угла α . Этому препятствуют силы трения $F = F_n f$ (f – коэффициент трения). Для того чтобы ролик не высакивал из паза, проекция силы трения на биссектрису угла α должна быть больше соответствующей проекции нормальной силы:

$$F \cos \frac{\alpha}{2} / F_n \sin \frac{\alpha}{2}$$

Учитывая, что $F = F_n f$, после сокращения и преобразования получим:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq f = \operatorname{tg} \rho$$

где ρ – угол трения.

Таким образом, чтобы ролик заклинивал в пазу надо, чтобы угол α муфты был меньше двойного угла трения, то есть:

$$\alpha \leq 2\rho \quad (13.15)$$

Практически для закаленной стали $\alpha = (7\ 4\ 8)8$.

Прочность ролика и рабочих поверхностей обоймы и полумуфты на валу рассчитывается по контактным напряжениям. Чтобы вывести рабочую формулу этого расчета, запишем условие равновесия обоймы:

$$T k = F \frac{D}{2} z = F_n \frac{D}{2} z \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (13.16)$$

где: D – внутренний диаметр обоймы (рис. 13.13);

z – число роликов.

Исходной формулой для расчета контактных напряжений является формула Герца в приведенном виде, то есть, с учетом того, что детали обгонной муфты выполнены из конструкционной стали. Это формула (2.4) из §2.5:

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}}}$$

Напомним, что q – это удельная нагрузка в контакте, а ρ_{np} – приведенный радиус кривизны контактирующих тел.

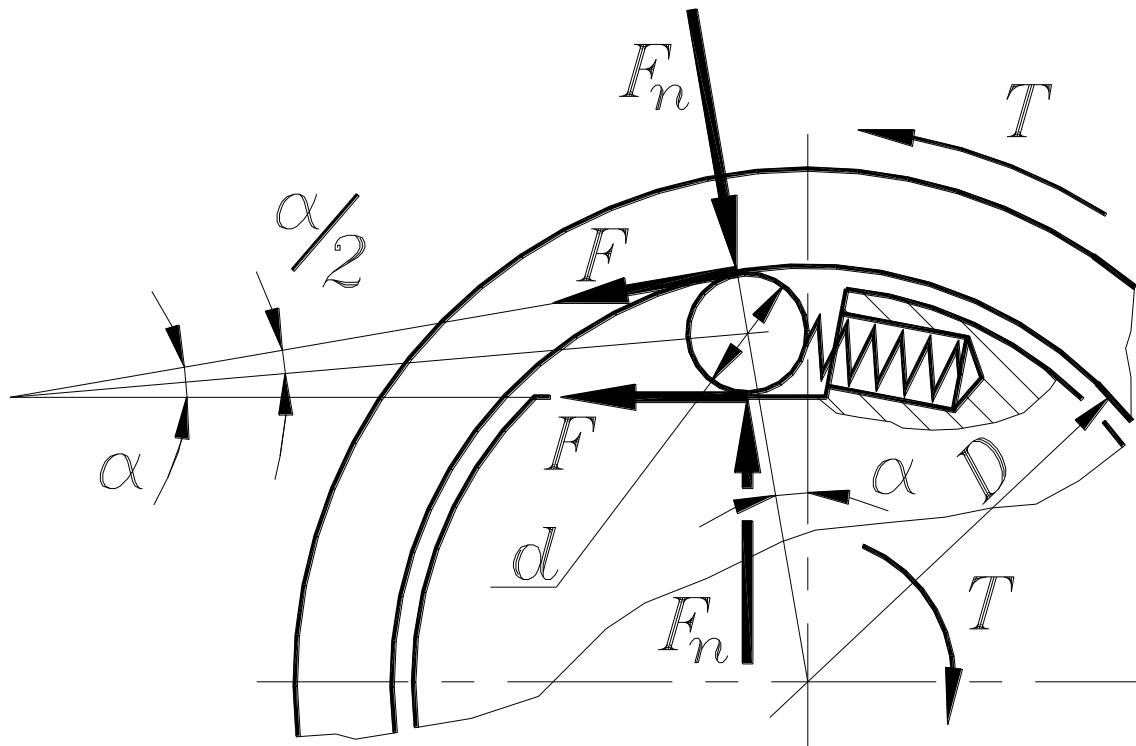


Рис. 13.13.

В нашем случае удельная нагрузка:

$$q = \frac{F_n}{l}$$

где l – длина ролика.

Величина приведенного радиуса кривизны различна при рассмотрении контакта ролика с обоймой или с полумуфтой на валу. В первом случае ролик контактирует с вогнутой поверхностью, а во втором – с плоскостью. Второй случая является более опасным, так как площадка контакта ролика с плоскостью меньше, чем с вогнутой поверхностью обоймы. При этом:

$$\rho_{np} = \frac{d}{2}$$

где d – диаметр ролика.

Учитывая равенство (13.16) и допуская из-за малости угла

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{\alpha}{2}$$

получим рабочую формулу:

$$\sigma_H = 540 \sqrt{\frac{T k}{D d l z \alpha}} \leq [\sigma_H] \quad (13.17)$$

В обгонных муфтах обычно применяют стандартные ролики подшипников качения с твердостью поверхности (45 4 50) HRC, а детали муфты изготавливают из стали ШХ15 с цементацией и закалкой поверхности до твердости 60 HRC. При этом можно принимать $[\sigma_H] = (1200 \text{--} 1500)$ МПа.

§13.8. Пример расчета.

Спроектировать и рассчитать многодисковую фрикционную муфту со стальными дисками, работающими при смазке в реверсивном режиме, установленную на валу диаметром $d = 40$ мм и предназначенную для передачи крутящего момента $T = 100$ Нм.

Проектирование и расчет предполагают определение внешнего диаметра дисков D (внутренний равен диаметру вала) и их количества, расчет силы сжатия дисков и проверочный расчет по допускаемому удельному давлению.

Сила сжатия дисков определяется по формуле (13.13):

$$F = \frac{4T k}{(D + d) f (n - 1)}$$

здесь: k – коэффициент динамичности режима нагрузки: при ревер-

сивном режиме $k = 1,3 \text{--} 1,5$ (стр. 177); принимаем $k = 1,4$;

f – коэффициент трения на труящихся поверхностях дисков;

$f = 0,06$ (таблица 13.2);

n – количество дисков.

Из формулы проверочного расчета по допускаемому давлению (13.14) найдем допустимую силу сжатия дисков:

$$F \leq \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) [p]$$

здесь $[p]$ – допускаемое удельное давление в дисках; для стальных дисков $[p] = 0,7$ МПа (таблица 13.2).

Вместо F в последнее неравенство подставим правую часть предыдущего выражения:

$$\frac{4T k}{(D + d) f (n - 1)} \leq \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) [p]$$

В полученном неравенстве два неизвестных: внешний диаметр дисков D и количество дисков n . На основе изучения прототипов подобных муфт в технической литературе принимаем $D = 120$ мм. Тогда количество дисков:

$$n / \frac{16 T k}{(D + d) (D^2 - d^2) \pi [p] f} + 1 =$$

$$= \frac{16 \cdot 100 \cdot 1000 \cdot 1,4}{(120+40)(120^2 - 40^2)3,14 \cdot 0,7 \cdot 0,06} + 1 = 9,29$$

Принимаем количество дисков $n = 10$.

Определяем требуемую силу сжатия дисков:

$$F = \frac{4T k}{(D+d)f(n-1)} = \frac{4 \cdot 100 \cdot 1000 \cdot 1,4}{(120+40)0,06(10-1)} = 6481,5 \text{ Н}$$

Удельное давление в дисках (13.14):

$$p = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 6481,5}{3,14(120^2 - 40^2)} = 0,65 \text{ МПа}$$

Проверка удовлетворительна, так как $p < [p] = 0,7 \text{ МПа}$.

§13.9. Ключевые слова и выражения.

1. Муфты – это устройства для соединения концов валов и для соединения валов с установленными на них деталями: зубчатыми колесами, шкивами и т.д.
2. Различают муфты неуправляемые, управляемые и автоматические.
3. Неуправляемые муфты делятся на глухие, компенсирующие и предохранительные.
4. Глухие муфты служат для жесткого соединения с центрированных валов.
5. Компенсирующие муфты применяются для соединения несосных валов.
6. Упругие компенсирующие муфты являются также звеном малой жесткости в приводе, необходимым для возможности работы машины в зарезонансной области с целью ее виброзащиты и виброизоляции.
7. Предохранительные муфты применяются для защиты механизмов машины при перегрузках или аварийных режимах.
8. Предохранительные муфты делятся на две группы: предохранительные муфты с разрушающимся элементом и предохранительные муфты без разрушающегося элемента.
9. Управляемые муфты служат для соединения или разъединения валов друг с другом или валов с установленными на них деталями.
10. Предохранительные и управляемые муфты требуют соосности соединяемых валов.
11. Автоматические муфты соединяют или разъединяют валы друг с другом или валы с установленными на них деталями в зависимости от режима работы – от скорости или направления вращения.

§13.10. Контрольные вопросы.

1. Для чего предназначены муфты?
2. Каковы типы муфт, используемых в машиностроении?
3. В чем заключаются достоинства и недостатки глухих муфт?
4. Каковы виды несоосности валов?
5. В чем заключаются функции упругих муфт?
6. Для чего используются муфты с карданными шарнирами?
7. Какие напряжения являются определяющими при расчете большинства муфт?
8. Назовите виды предохранительных муфт.
9. Какие требования предъявляются к соосности валов при использовании предохранительных муфт?
10. Какие напряжения являются определяющими при расчете предохранительных муфт с разрушимым элементом?
11. Назовите типы управляемых муфт.
12. Каковы преимущества и недостатки кулачковых управляемых (сцепных) муфт?
13. Какие задачи выполняют обгонные муфты?
14. Каков критерий работоспособности роликовых обгонных муфт?
15. По каким напряжениям рассчитывается прочность роликовых обгонных муфт?

Часть III. Неподвижные соединения деталей машин.

Из курса «Теория механизмов и машин» известно, что звено механизма или машины – это одна деталь или жесткая система из нескольких связанных друг с другом деталей, совершающая определенные движения. Эти жесткие связи в технике называются неподвижными соединениями.

Из сказанного понятно: неподвижные соединения деталей в машинах необходимы, так как некоторые их звенья, из-за конструктивных особенностей, не могут быть выполнены как одно целое, а состоят из нескольких частей.

По признаку разъемности все виды неподвижных соединений делятся на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения могут быть разобраны без повреждения входящих в них деталей. Это – резьбовые, штифтовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения. Резьбовые соединения наиболее употребительны в технике – это соединения при помощи болтов, винтов и гаек. Их конструкция и расчет будет приведена ниже. Штифтовые соединения предполагают использование цилиндрических и конических штифтов, запрессованных в отверстия соединяемых деталей. Примеры такого соединения даны в главе 13 «Муфты для соединения валов» – рис. 13.1 и рис. 13.6. В клеммовых соединениях применяются специальные зажимные устройства. Их конструкция и расчет даны в [6]. Конструкция и расчет шпоночных и шлицевых соединений рассмотрены в главе 14. Профильные соединения используют в некоторых специальных случаях для посадки деталей на валы и оси; сопрягаемые участки вала и ступицы в поперечном сечении имеют некруглую форму, обычно – это скругленный треугольник или квадрат.

Неразъемные соединения не могут быть разобраны без повреждения входящих в них деталей. К ним относятся заклепочные, сварные и клеевые соединения.

Промежуточное место между разъемными и неразъемными занимают соединения с натягом (прессовые). В ряде случаев их используют для посадки деталей на валы и оси. Такие соединения позволяют производить повторную сборку и разборку, но с применением значительных усилий и частичным повреждением сопрягаемых поверхностей деталей.

Неразъемные соединения широко распространены в технике. Без них не обходится ни одна машина. В некоторых из них количество неподвижных соединений исчисляется сотнями и тысячами. Напри-

мер, в самолете ИЛ-76 насчитывается около 800 тысяч болтовых соединений и до 1,5 миллионов заклепочных.

Основным критерием работоспособности и расчета неподвижных соединений является прочность.

Соединение должно быть равнопрочным с соединяемыми деталями. Например, прочностные характеристики сварного шва и свариваемых деталей должны быть идентичными.

Глава 14. Резьбовые соединения.

Резьбовые соединения – это соединения при помощи крепежных резьб, выполненных на крепежных деталях: болтах, винтах, шпильках и гайках. Резьба – это выступы, расположенные по винтовым линиям на наружной поверхности винтов и на внутренней поверхности гаек.

§14.1. Виды и методы изготовления резьбы.

Классифицировать резьбы можно по следующим конструктивным признакам.

1. По форме поверхности различают цилиндрические и конические резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, штуцеров, пробок и пр.

2. По профилю резьбы в осевом сечении различают треугольные, прямоугольные, трапецидальные, круглые и пр.

3. По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. Если смотреть в торец крепежной детали, то у правой резьбы винтовая линия удалается от наблюдателя в направлении слева вверх направо, а у левой – справа вверх налево. Наиболее распространена правая резьба. Левую используют только в специальных случаях.

4. По числу заходов различают однозаходную, двухзаходную и т.д. резьбы. У однозаходной резьба расположена по одной винтовой линии. У двухзаходной – по двум параллельным винтовым линиям, у трехзаходной – по трем и т.д. Если число заходов два и больше, то такие резьбы имеют общее название – многозаходные. Наибольшее распространение имеет однозаходная резьба.

По области использования различают резьбы крепежные и резьбы передач «винт-гайка», называемые ходовыми резьбами. Рассмотрим их подробнее в соответствии с классификацией по конструктивным признакам, приведенной выше.

Крепежные резьбы предназначены для скрепления деталей, в частности, для образования неподвижных соединений деталей машин. Крепежные резьбы должны обеспечивать прочность соединения и об-

ладать достаточными силами трения, препятствующими самоотвинчиванию крепежных деталей.

Среди крепежных резьб различают следующие виды: метрическая, трубная и круглая. Существуют и другие виды крепежных резьб: для труб геологоразведочных буровых станков, для винтов саморезов и пр. Отнесем их к специальным и здесь рассматривать не будем.

Наиболее употребительной является метрическая резьба, названная так потому, что ее размеры измеряются в миллиметрах, в отличие от дюймовой резьбы, размеры которой измеряются в дюймах и которая в настоящее время практически не используется. Метрическая резьба является треугольной с углом профиля $\alpha = 60^\circ$ (рис. 14.1а). Ее

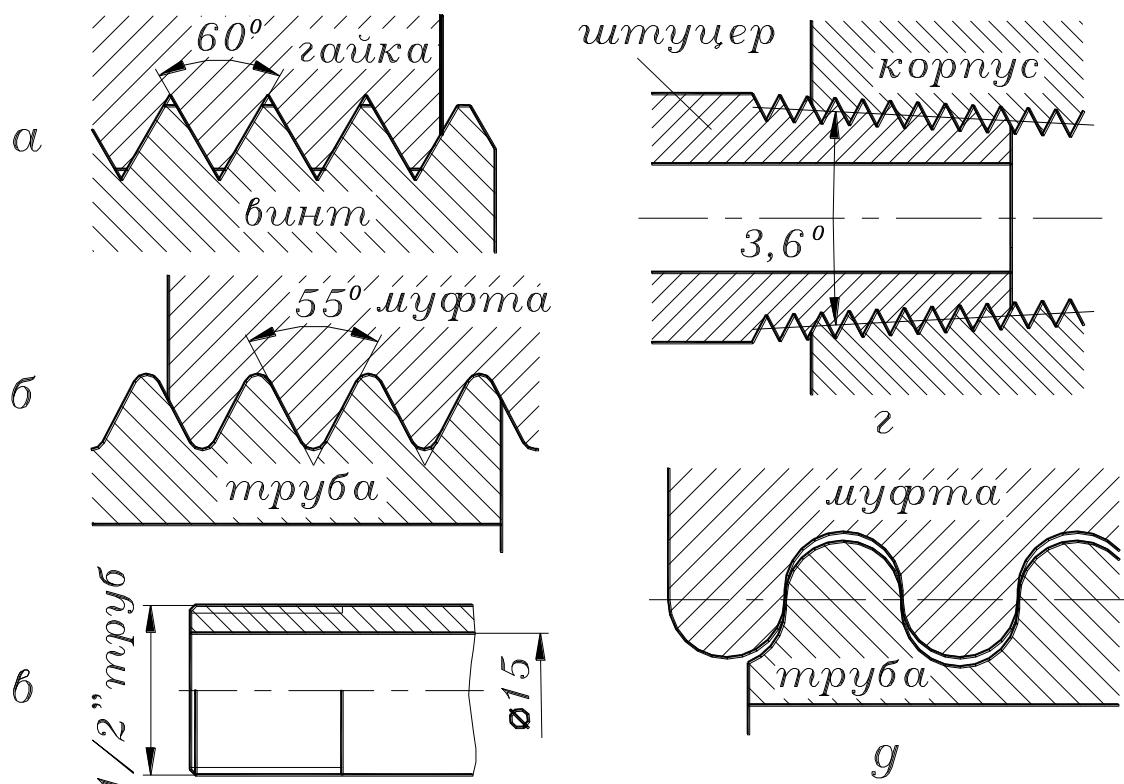


Рис. 14.1.

геометрические параметры стандартизованы и приведены ниже. Вершины витков резьбы притуплены для уменьшения концентрации напряжений, предохранения от повреждений при эксплуатации.

Трубная резьба бывает цилиндрическая и коническая. В основном используются трубные цилиндрические резьбы. Они применяются для соединения труб и арматуры трубопроводов. Профиль резьбы треугольный с закругленными вершинами и углом профиля 558 (рис. 14.1б). Трубные резьбы обозначаются в дюймах, причем это обозначение относится не к размерам резьбы, а к внутреннему диаметру трубы. Например, полдюймовая трубная резьба (1/2" труб) – это резьба

для стандартной водогазовой трубы с внутренним диаметром около половины дюйма (рис. 14.1в). Коническая трубная резьба выполнена на конической поверхности с углом конуса 3,68 (рис. 14.1г). Используется при необходимости плотных соединений в гидросистемах с большим давлением жидкости, например, для присоединения штуцера трубопровода к корпусу гидроцилиндра.

Круглая резьба (рис. 14.1д) используется для крюков подъемных кранов, в стяжках железнодорожных вагонов, в водопроводной арматуре, а также в тонкостенных трубах.

Резьбы передач «винт-гайка» или ходовые резьбы бывают прямоугольными, трапецидальными и упорными. Прямоугольная резьба (рис. 14.2а) используется редко, в связи с трудностями изготовления и

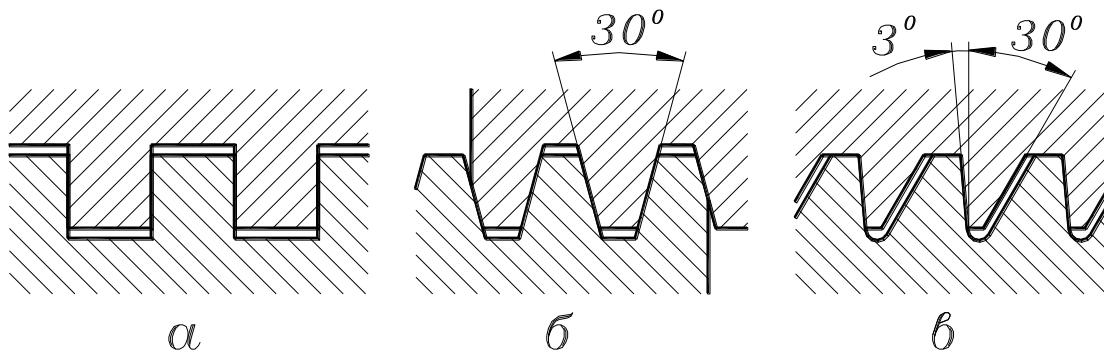


Рис. 14.2.

не стандартизована. Трапецидальные резьбы изготавливаются симметричными (рис. 14.2б) и несимметричными (рис. 14.2в). В последнем случае они называются упорными. Симметричная трапецидальная резьба применяется для передачи двустороннего (реверсивного) движения под нагрузкой. Упорная резьба используется для одностороннего движения и применяется для домкратов, прессов и пр. Закругления во впадинах позволяют уменьшить концентрацию напряжений. Малый угол наклона (3°) упорной стороны профиля витка позволяет уменьшить потери на трение в тяговом режиме.

Среди методов изготовления резьб наиболее употребительными являются следующие.

1. Нарезка вручную метчиками и плашками. Эти мерные инструменты существуют для большинства типоразмеров стандартной резьбы. Метчиком нарезают внутреннюю резьбу на гайке, а плашкой – наружную на винте. Такой метод является малопроизводительным и используется в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.

2. Нарезка резцами на токарно-винторезных или специальных станках. Используется в мелкосерийном производстве.

3. Фрезерование на резьбофрезерных станках. Применяется для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к

точности резьбы (резьбы на валах или в передачах «винт-гайка», например, ходовые винты токарно-винторезных станков).

4. Накатка на резьбонакатных станках-автоматах. Используется в массовом производстве крепежных деталей. Накатка существенно упрочняет резьбовые детали.

§14.2. Геометрические параметры метрической крепежной резьбы.

Геометрические параметры метрической крепежной резьбы показаны на рис. 14.3.

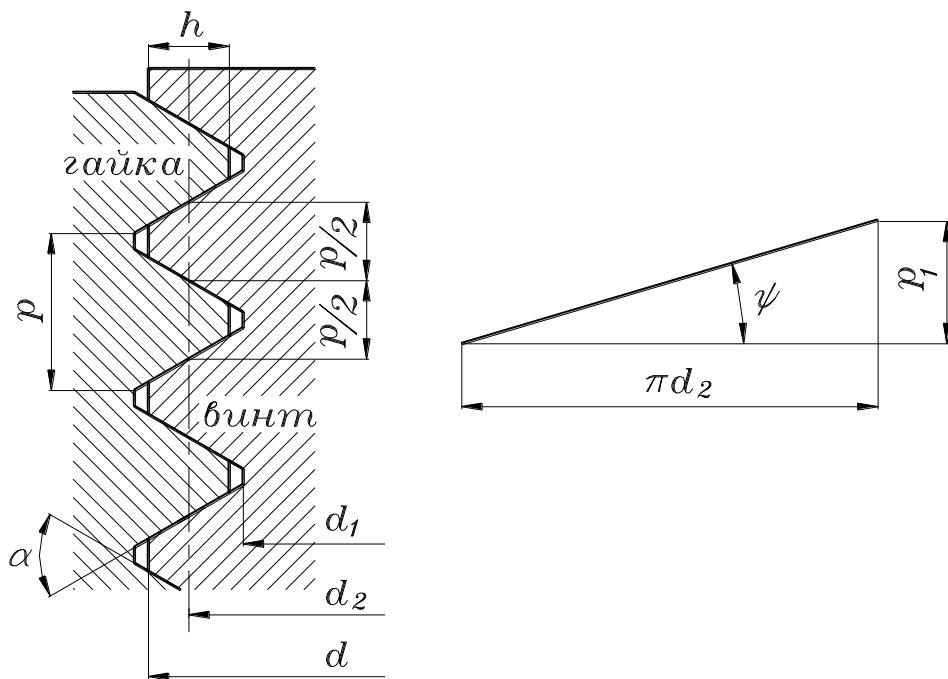


Рис. 14.3.

Геометрические параметры стандартизованы:

d – наружный диаметр резьбы; величина этого диаметра в мм указывается в обозначении резьбы;

d_1 – внутренний диаметр резьбы; d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуются за счет предельных отклонений диаметров;

d_2 – средний диаметр; на среднем диаметре ширина выступа равна ширине впадины;

h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьб винта и гайки;

p – шаг резьбы – расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы;

p_1 – ход резьбы – поступательное перемещение гайки за один оборот винта; для однозаходной резьбы $p_1 = p$, а для многозаходной

$p_1 = np$, где n – число заходов; крепежные резьбы, как правило, однозаходные;

α – угол профиля резьбы;

ψ – угол подъема винтовой линии по среднему диаметру (рис. 14.1):

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p_1}{\pi d_2} = \frac{n p}{\pi d_2} \quad (14.1)$$

Наибольшее распространение в крепежных деталях имеет крупная метрическая резьба, то есть, резьба с крупным шагом. Каждому диаметру резьбы соответствует определенный шаг, например, резьба с наружным диаметром 10 мм имеет шаг 1,5 мм, резьба с наружным диаметром 16 мм имеет шаг 2 мм и т.д. Обозначение крупной резьбы состоит из буквы «М» и ее диаметра, например, М10, М16 и т.д.

В авиастроении, в автомобилестроении и в некоторых других областях машиностроения, где требования к надежности резьбовых соединений особенно высоки, используются мелкие метрические резьбы, то есть, резьбы, шаги которых меньше, по сравнению с крупной метрической резьбой. Например, для резьбы с наружным диаметром 16 мм стандарт предусматривает четыре мелких резьбы с шагами 1,5; 1; 0,75 и 0,5 мм. По сравнению с крупными резьбами мелкие резьбы ввиду меньшего угла подъема винтовой линии, что следует из формулы (14.1), обладают большим запасом самоторможения, то есть, большими силами трения, препятствующими самоотвинчиванию крепежных деталей (подробнее об этом см. ниже). В обозначении мелких резьб указывается величина шага: М10×0,75; М16×1,25.

§14.3. Основные типы крепежных деталей и методы стопорения резьбовых соединений.

Основными типами крепежных деталей являются болты, винты, шпильки, гайки и шайбы. Все эти детали стандартизованы и являются покупными изделиями, так как выпускаются заводами массового производства. Конструкция и размеры крепежных деталей весьма разнообразны и приведены в справочниках.

Болтовое соединение (рис. 14.4а) предполагает использование болта с гайкой для соединения двух и более деталей относительно небольшой толщины. Для неподвижного соединения деталей, одна из которых имеет большую толщину (корпус редуктора, станина станка и пр.), болт с гайкой использовать невозможно или нерационально. В таком случае применяется винтовое соединения при помощи винтов (рис. 14.4б) или шпилек с гайками (рис. 14.4в). Шпильки применяют в тех случаях, когда при эксплуатации деталь приходится многократно

снимать и ставить на место. Использовать для этого винты нежелательно, так как они могут повредить резьбу в детали при многократном завинчивании.

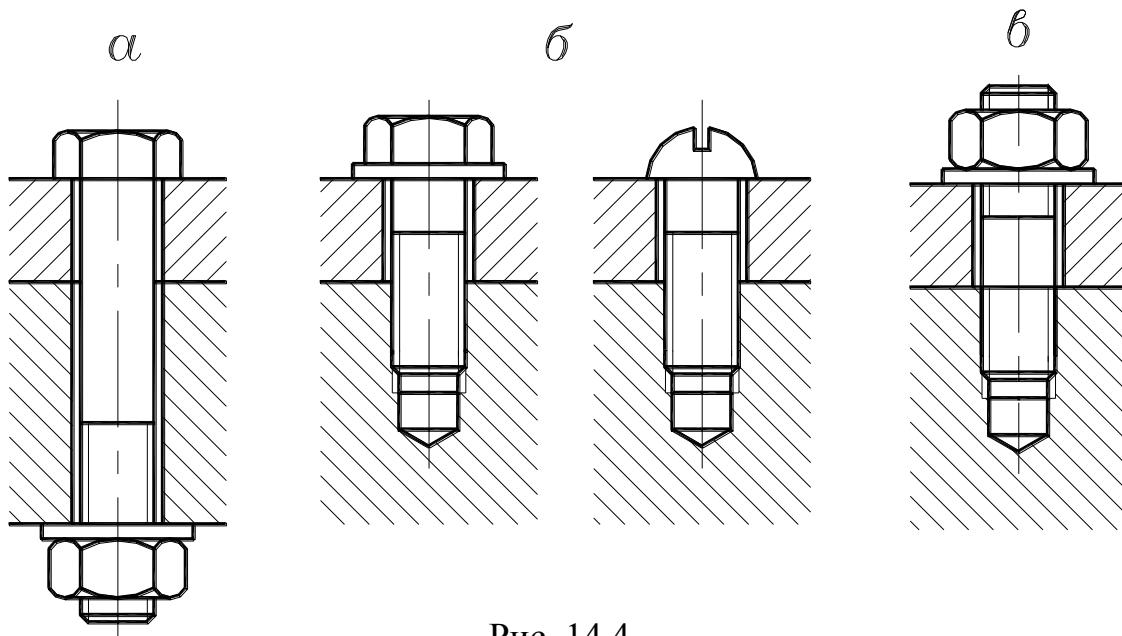


Рис. 14.4.

Подкладную шайбу ставят под гайку или головку винта для уменьшения смятия детали гайкой, для предохранения поверхности детали от царапин при завинчивании гайки, или для перекрытия большого зазора в соединении.

Кроме подкладных шайб используют стопорные или предохранительные шайбы, которые предохраняют соединения от самоотвинчивания. Самоотвинчивание крепежных резьб недопустимо, так как нарушает прочность соединения и может привести к аварии. Предохранение от самоотвинчивания повышает надежность резьбового соединения и является совершенно необходимым при вибрациях, переменных и ударных нагрузках. Вибрации уменьшают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе. Это в полной мере относится к авиаракетостроению, автомобилестроению и пр.

Рассмотрим четыре основных принципа стопорения.

1. Увеличение трения в резьбе при помощи контргайки (рис. 14.5а) или использования разрезной гайки с контрящим винтом (рис. 14.5б). Эта гайка имеет разрез, а контрящий винт упруго стягивает разрезанные части, дополнительно прижимая витки гайки к виткам болта. Увеличения трения в резьбе достигают также, выполняя резьбу с натягом, при помощи специальных нажимных винтов и другими методами.

2. Взаимная фиксация гайки или головки винта с корпусом. Острые кромки пружинной шайбы (рис. 14.5в), внедряясь в поверхности гайки и корпуса, препятствуют самоотвинчиванию. Более надеж-

ным является использование специальной удерживающей планки (рис. 14.5г) или стопорной шайбы, которая отгибается на корпус и на грань гайки или винта (рис. 14.5д).

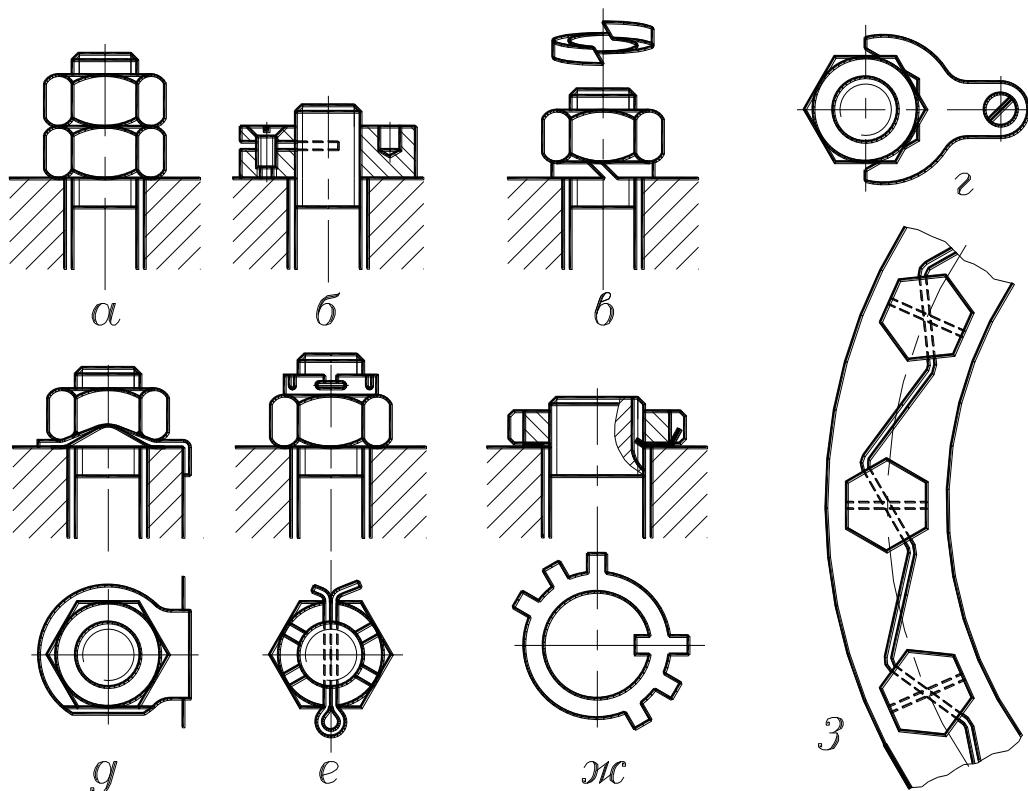


Рис. 14.5.

3. Взаимная фиксация гайки и болта. Наиболее распространенный прием такой фиксации – это шплинтование гайки и болта. Для этого используется прорезная или корончатая гайка с прорезями на торце, а болт просверливается по резьбе в требуемом месте. После затяжки гайки в одну из ее прорезей и в отверстие болта вставляется шплинт (рис. 14.5е). При использовании круглых гаек с прорезями под ключ для ее фиксации применяется стопорные многолапчатые шайбы (рис. 14.5ж), а на болте выполняется продольная канавка. В эту канавку заходит внутренняя лапка шайбы, а после затяжки гайки одна из внешних лапок шайбы загибается в прорезь гайки.

4. Фиксация нескольких гаек или головок винтов между собой. Такой способ стопорения применяется в групповых соединениях, когда крепежные детали расположены на небольших расстояниях друг от друга. Для фиксации используется общие стопорные шайбы с отгибающимися краями или мягкая проволока, соединяющая головки болтов через выполненные в них отверстия (рис. 14.5з).

§14.4. Силы и моменты в деталях резьбового соединения.

Для вывода формулы, связывающей силы и моменты в резьбовом соединении, предположим, что болт нагружен осевой силой F , а к гайке приложен момент завинчивания $T_{зав}$, достаточный для ее поворота. Момент завинчивания прикладывается при помощи гаечного ключа, как показано на рис. 14.6. При завинчивании необходимо пре-

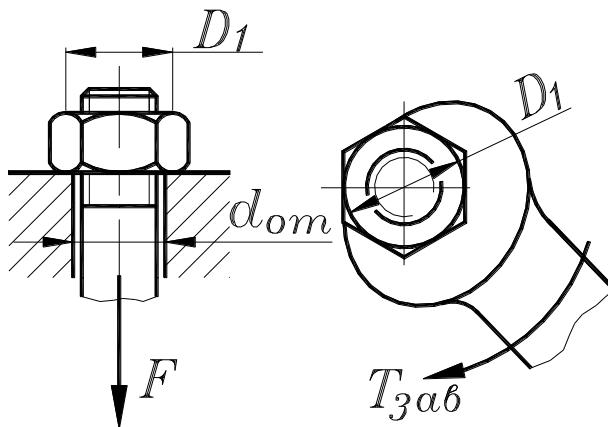


Рис. 14.6.

одолеть трение в резьбе и на торце гайки, возникающее от действия осевой силы. Осевая сила – это, в большинстве случаев, сила затяжки, с которой необходимо сжать детали для создания неподвижного соединения. Условие равновесия имеет следующий вид:

$$T_{зав} = T_T + T_P \quad (14.2)$$

где: T_T – момент трения на торце гайки;

T_P – момент трения в резьбе.

Если допустить, что приведенный радиус трения на опорном торце гайки равен среднему радиусу этого торца, то:

$$T_T = 0,5 F f D_{cp} \quad (14.3)$$

где: D_{cp} – средний радиус опорного торца гайки:

$$D_{cp} = \frac{D_1 + d_{om}}{2}$$

f – коэффициент трения на торце гайки.

Момент трения в резьбе определим, рассматривая гайку, как ползун, поднимающийся по виткам гайки, как по наклонной плоскости:

$$T_P = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \quad (14.4)$$

где: d_2 – средний диаметр резьбы (рис. 14.3);

ψ – угол подъема винтовой линии по среднему диаметру (рис.

14.3);

φ – угол трения в резьбе:

$$\varphi = \arctg f_{np}$$

где f_{np} – приведенный коэффициент трения в резьбе; $f_{np} = f / \cos \gamma$ (γ – половина угла профиля резьбы: для крепежной метрической резьбы $\gamma = 30^\circ$).

Подставив (14.3) и (14.4) в (14.2) получим формулу для момента завинчивания:

$$T_{зав} = 0,5 F d_2 \left[\frac{D_{cp}}{d_2} f + \tg(\psi + \varphi) \right] \quad (14.5)$$

По этой формуле можно подсчитать отношение осевой силы на винте (силы затяжки) F к силе F_K , приложенной на ручке ключа, то есть, определить выигрыш в силе. Для стандартных метрических резьб при стандартной длине ключа $l \approx 15d$ и $f \approx 0,15$ выигрыш в силе $F/F_K = 70\ 4\ 80$.

При отвинчивании момент на гайке и моменты трения меняют направление и теперь гайка – это ползун, спускающийся по виткам гайки, как по наклонной плоскости. Формула момента отвинчивания имеет вид:

$$T_{отв} = 0,5 F d_2 \left[\frac{D_{cp}}{d_2} f + \tg(\varphi - \psi) \right] \quad (14.6)$$

Чтобы в резьбовом соединении не происходило самоотвинчивания, надо обеспечить самоторможение в резьбе. Условие самоторможения: $T_{отв} > 0$. Рассматривая самоторможение только в резьбе без учета трения на торце гайки, из (14.6) получим $\tg(\varphi - \psi) > 0$ или:

$$\psi < \varphi \quad (14.7)$$

Для крепежных резьб условие самоторможения (14.7) всегда выполняется, так как значение угла подъема ψ находится в пределах от $2^\circ 30'$ до $3^\circ 30'$, а угол трения φ в зависимости от коэффициента трения – в пределах от 6° (при $f \approx 0,1$) до 16° (при $f \approx 0,3$). Мелкие резьбы, у которых угол подъема меньше, чем у крупных, обладают большим запасом самоторможения, поэтому более надежны.

Заметим, что при переменных нагрузках и вибрациях условие самоторможения может быть нарушено, так как коэффициент трения существенно снижается из-за взаимных микросмещений поверхностей трения. В этом случае происходит самоотвинчивание крепежных деталей. Для его предотвращения необходимо применить один из методов стопорения, приведенных выше.

§14.5. Распределение осевой нагрузки по виткам резьбы.

Осевая нагрузка F винта (рис. 14.7) передается через резьбу гайке и уравновешивается реакцией ее опоры. Каждый виток резьбы наг-

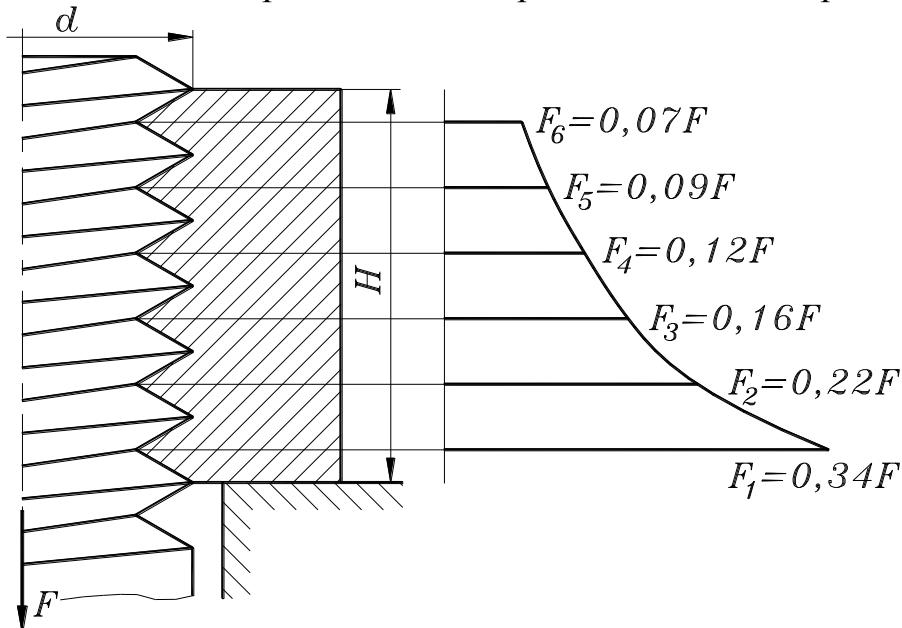


Рис. 14.7.

ружается силой F_i , так что сумма сил, действующих на каждый виток винта и гайки, равна осевой силе: $\sum F_i = F$. В общем случае F_i не равны между собой. Если учесть упругость винта и гайки, то можно сказать, что по схеме на рис. 14.7 под действием осевой силы винт испытывает деформацию растяжения, гайка – деформацию сжатия, а витки резьбы – деформацию изгиба. Теоретические и экспериментальные исследования показали, что деформация, а следовательно, и нагрузка первого от опорной плоскости витка больше, чем второго, второго больше, чем третьего и т. д. Для схемы на рис. 14.7 нагрузка между витками распределяется по закону гиперболического косинуса [10]. График распределения этой нагрузки показывает, что нагрузка витков от нижнего к верхним быстро снижается, в частности, на шестом витке она в пять раз меньше, чем на первом. Поэтому, использование гаек с большим числом витков нецелесообразно. Стандартные имеют шесть витков, их высота $H = 0,8d$. Неравномерность распределения нагрузки по виткам крепежной резьбы учитывается при практических расчетах специальным коэффициентом.

В некоторых ответственных случаях для повышения надежности и уменьшения габаритов резьбовых соединений, подверженных действию переменных нагрузок, используют гайки специальных конструкций, позволяющие выравнивать распределение нагрузки по виткам. На рис. 14.8а показана так называемая висячая гайка. Выравни-

вание нагрузки в резьбе здесь достигается тем, что гайка, также как и винт, испытывает деформации растяжения. Кроме того, в наиболее нагруженной зоне висячая гайка тоньше и обладает повышенной податливостью, что также способствует выравниванию нагрузки в резьбе.

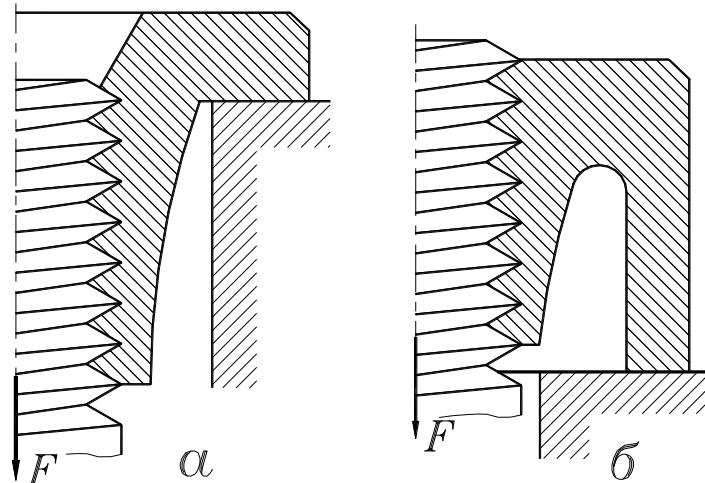


Рис. 14.8.

На рис. 14.8б показана разновидность висячей гайки – гайка с кольцевой выточкой. Опытом установлено, что применение специальных гаек позволяет повысить динамическую прочность резьбовых соединений на (20 4 30)%.

§14.6. Основы расчета на прочность крепежной резьбы.

Основным видом разрушения крепежных резьб является срез витков. В соответствии с этим основным критерием работоспособности и расчета крепежной резьбы является прочность, связанная с напряжениями среза (рис. 20.1).

Витки срезаются у основания профиля. Так как резьба винта нарезана на внешнем цилиндре, а резьба гайки – на внутреннем, то поверхности среза являются цилиндрическими. На рис. 14.9 показаны цилиндры среза витков резьбы винта и гайки. Диаметр цилиндра среза витков винта равен внутреннему диаметру резьбы, а диаметр среза витков гайки равен наружному диаметру резьбы. Значит, поверхность среза витков винта меньше, чем у гайки. Поэтому, если материалы винта и гайки одинаковы, то по напряжениям среза рассчитывается только резьба винта.

Условие прочности резьбы винта по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \leq [\tau] \quad (14.8)$$

где: τ – напряжение среза витков резьбы в МПа;
 F – осевая сила на винте в Н;
 d_1 – внутренний диаметр резьбы в мм;
 H – высота гайки в мм;
 K – коэффициент полноты резьбы, показывающий во сколько раз толщина витка у основания меньше шага резьбы (рис. 14.9):

$$K = \frac{ab}{p}$$

для крепежной резьбы $K \approx 0,87$;
 K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы;
обычно $K_m \approx 0,6$;
 $[\tau]$ – допускаемое напряжение среза витков резьбы в МПа.

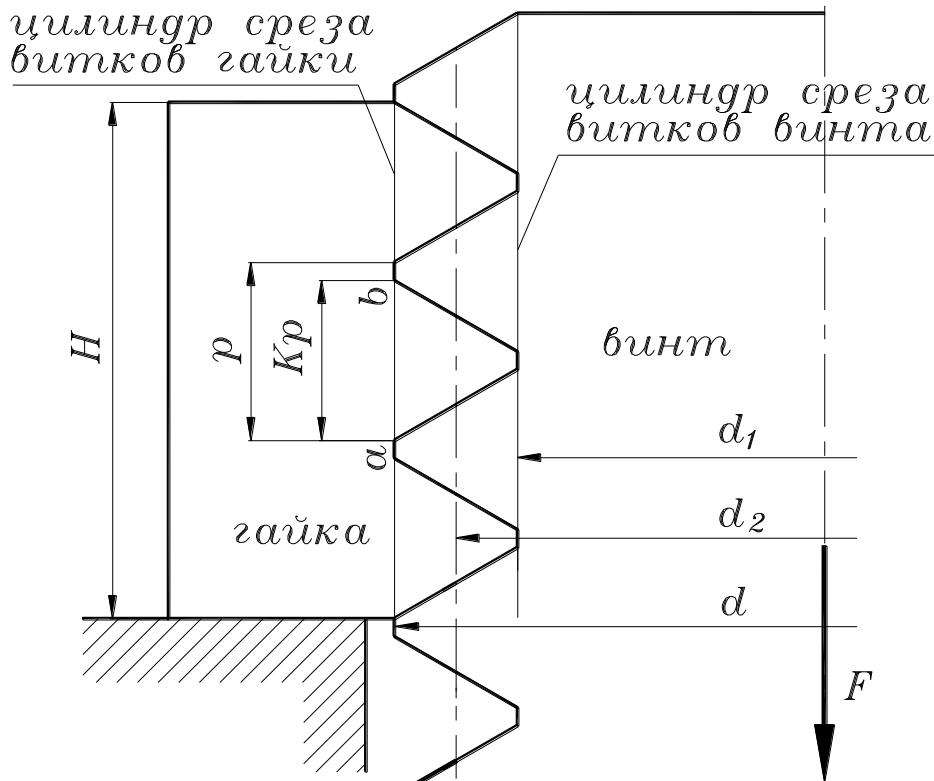


Рис. 14.9.

Формула (14.8) показывает, что напряжение среза в резьбе зависит от высоты гайки. Для назначения высоты стандартной гайки рассмотрим условие равнопрочности резьбы и стержня болта.

Напряжение растяжения в стержне винта:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_l^2} \quad (14.9)$$

Напряжения среза и растяжения относятся между собой также, как пределы текучести материала на сдвиг τ_T и растяжение σ_T :

$$\frac{\tau}{\sigma} = \frac{\tau_T}{\sigma_T} \approx 0,6 \quad (14.10)$$

Условие равнопрочности резьбы и стержня болта получим, приравнивая среднюю часть выражения (14.8) и правую часть выражения (14.9) с учетом (14.10):

$$\frac{F}{\pi d_l H K K_m} \approx \frac{0,6 \cdot 4F}{\pi d_l^2}$$

Решив это равенство относительно H при $K = 0,87$ и $K_m = 0,6$ получим:

$$H \approx 0,8d_l$$

В соответствии с этим высоту нормальных стандартных гаек крепежных изделий назначают (с небольшим запасом) так:

$$H \approx 0,8d$$

Приведенный расчет показывает, что при использовании стандартных нормальных гаек резьба равнопрочна со стержнем болта, поэтому рассчитывать резьбу нет необходимости, а расчет крепежных деталей сводится к определению прочности стержня болта. Рассмотрим расчет болтов (винтов) для различных случаев нагружения.

§14.7. Расчет на прочность незатянутого болтового (винтового) соединения, нагруженного внешней растягивающей силой.

Примером такого соединения служит резьбовая подвеска крюка подъемного крана (рис. 14.10).

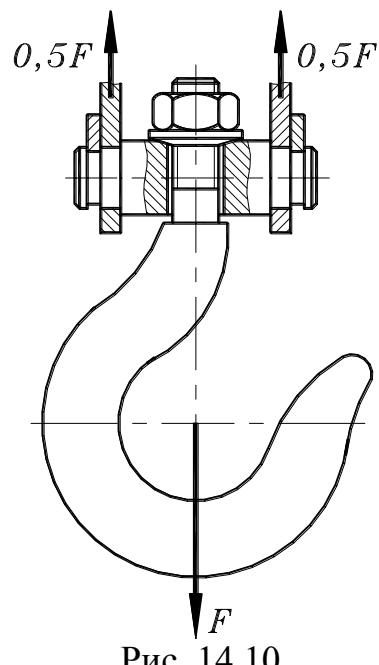


Рис. 14.10.

Опасным является сечение, ослабленное нарезкой резьбы. Площадь этого сечения оценивается с учетом внутреннего диаметра резьбы d_1 . Условие прочности по напряжениям растяжения в стержне:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \quad (14.11)$$

Допускаемые напряжения растяжения для стальных болтов в случае незатянутого соединения рассчитанные по формуле $[\sigma] = 0,6\sigma_t$, приведены в таблице 20.1.

Таблица 14.1.

Марка стали	Ст3 и сталь10	Сталь20	Сталь35	Сталь45	Сталь 30Х	Сталь 30ХГСА
$[\sigma]$, МПа	120	140	180	210	380	540

§14.8. Расчет на прочность затянутого болтового (винтового) соединения при отсутствии внешней нагрузки.

Примером такого соединения могут служить крепления герметичных крышек и люков на корпусных деталях машин (рис. 14.11). В этом случае стержень болта растягивается осевой силой $F_{зат}$, возникющей от затяжки болта, и закручивается моментом сил в резьбе T_p .

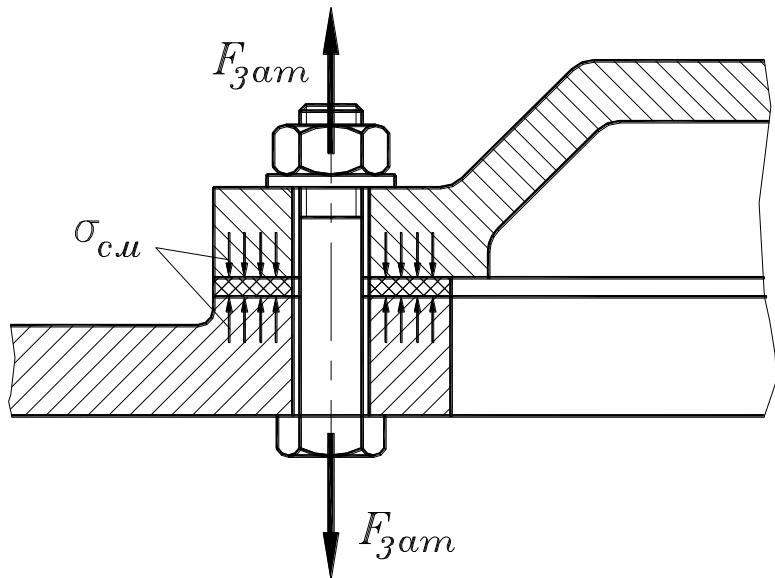


Рис. 14.11.

Напряжение растяжения от силы $F_{зат}$:

$$\sigma = \frac{4 F_{зат}}{\pi d_1^2}$$

Напряжение кручения от момента трения в резьбе:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p}$$

где: T_p – момент сил трения в резьбе (формула (14.4) в §14.4).

W_p – полярный момент инерции сечения болта:

$$W_p = \frac{\pi d_1^3}{16} = 0,2 d_1^3$$

Подставив эти выражения в исходную формулу, получим:

$$\tau = \frac{0,5 F_{зат} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{0,2 d_1^3}$$

Требуемая величина силы затяжки:

$$F_{зат} = A \sigma_{см}$$

где: A – площадьстыка деталей, приходящаяся на один болт;

$\sigma_{см}$ – напряжение смятия встыке деталей, значение которого выбирается по условиям герметичности или по каким-либо другим конструктивным условиям.

Прочность болта определяется по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб

$$\sigma_{\text{эк}} \approx 1,3\sigma$$

Это позволяет рассчитывать прочность болтов по упрощенной формуле:

$$\sigma_{\text{эк}} = \frac{1,3 \cdot 4 F_{\text{зам}}}{\pi d_l^2} \leq [\sigma] \quad (14.12)$$

Экспериментально установлено, что болты с резьбой меньше M8 можно достаточно просто разрушить при неконтролируемой затяжке. Например, болт с резьбой M6 разрушается при силе на стандартном ключе 45 Н. Поэтому в среднем и тяжелом машиностроении не рекомендуется применять болты малых диаметров. В ответственных случаях применяют контролируемую затяжку при помощи специальных ключей предельного момента, которые не позволяют прикладывать момент больше установленного.

Допускаемые напряжения при постоянной нагрузке и контролируемой затяжке с учетом запаса прочности даны в таблице 14.2.

Таблица 14.2.

Марка стали	Ст3 и сталь10	Сталь20	Сталь35	Сталь45	Сталь 30Х	Сталь 30ХГСА
[σ], МПа	100	120	150	180	320	450

§14.9. Расчет на прочность болтового (винтового) соединения, нагруженного силами, сдвигающими детали встыке.

Условием надежности такого соединения является отсутствие сдвига деталей встыке. Конструкция бывает различной: болт может быть поставлен в отверстие с зазором или без зазора. Рассмотрим оба варианта.

Болт поставлен с зазором (рис. 14.12). Внешняя нагрузка F уравновешивается силами трения $F_{\text{тр}}$ встыке, которые образуются от затяжки болта. Если затяжка недостаточна, то детали будут сдвигаться на величину зазора, что недопустимо.

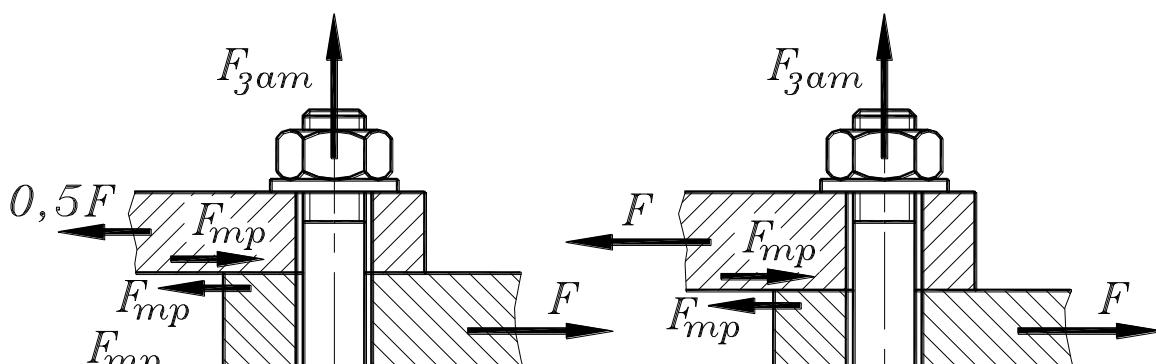


Рис. 14.12.

Условие отсутствия сдвига выглядит так:

$$F \leq i F_{mp} = i F_{zam} f \quad (14.13)$$

где: i – число плоскостейстыка; на рис. 14.12а при соединении трех деталей $i = 2$, на рис. 14.12б соединены две детали – $i = 1$;
 f – коэффициент трения покоя встыке; для сухих стальных и чугунных поверхностей $f = 0,15 \text{--} 0,2$.

Требуемую силу затяжки определим с учетом (14.13):

$$F_{zam} / \frac{K F}{i f} \quad (14.14)$$

где K – коэффициент запаса; при статической нагрузке $K = 1,3 \text{--} 1,5$;
при переменной нагрузке $K = 1,8 \text{--} 2$.

Прочность болта рассчитывается по формуле (14.12).

Болт установлен без зазора (рис. 14.13). В этом случае тело болта и отверстие под болт в соединяемых деталях выполняют с точностью, обеспечивающей беззазорную посадку. При расчете прочности соединения силы трения встыке не учитываются, так как затяжка болта не является определяющей для прочности соединения, болт может быть даже не затянут. Стержень болта рассчитывается по напряжениям среза и смятия.

Условие прочности болта по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{4 F}{\pi d^2 i} \leq [\tau] \quad (14.15)$$

где: i – число плоскостейстыка; на рис. 14.13а при соединении трех деталей $i = 2$, на рис. 14.13б соединены две детали – $i = 1$;

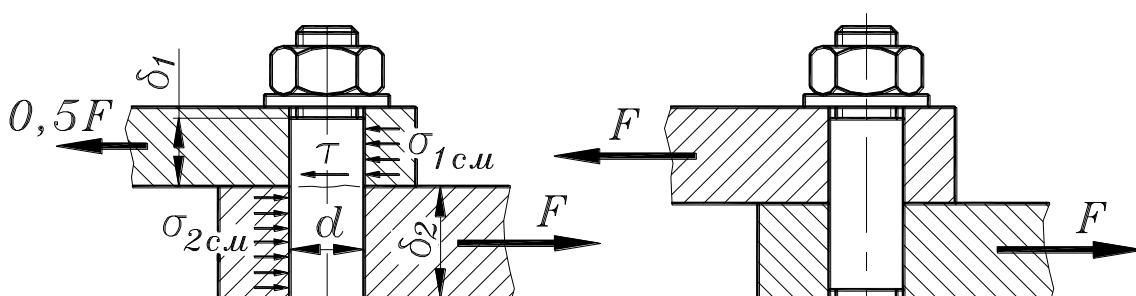


Рис.14.13.

Допускаемые напряжения среза для стальных болтов, рассчитанные по формуле $[\tau] = 0,4\sigma_T$ для статической нагрузки и по формуле $[\tau] = 0,25\sigma_T$ для переменной нагрузки, приведены в таблице 14.3.

Смятию подвергаются поверхности болта и деталей. При расчете на прочность условно предполагается равномерное распределение напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта болта и деталей. Величина напряжения смятия зависит от толщины соединяемых деталей.

Таблица 14.3.

Марка стали		Сталь 20	Сталь 35	Сталь 45	Сталь 30Х	Сталь 30ХГСА
[τ], МПа	Статическая нагрузка	100	120	140	250	360
	Переменная нагрузка	60	75	90	160	225

При различной толщине деталей следует рассчитать это напряжение для каждой детали. Для средней детали по рис. 14.13а:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{cm}] \quad (14.16)$$

Для крайней детали:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{d\delta_1} \leq [\sigma_{cm}] \quad (14.17)$$

где δ_1 и δ_2 – толщины соединяемых деталей.

Формулы (14.16) и (14.17) используются для расчета болта и деталей. Из двух значений σ_{cm} расчет прочности выполняется по наибольшему, а допускаемое напряжение определяется по наиболее слабому материалу болта или детали.

Допускаемые напряжения смятия для стальных болтов и стальных соединяемых деталей, рассчитанные по формуле $[\sigma_{\text{см}}] = 0,8\sigma_t$, приведены в таблице 14.4.

Таблица 14.4.

Марка стали	Сталь 20	Сталь 35	Сталь 45	Сталь 30Х	Сталь 30ХГСА
$[\sigma_{\text{см}}]$, МПа	190	240	290	510	720

В случае сдвигающей силы наиболее надежными являются соединения с болтом, установленным без зазора. Такие соединения широко используются в авиастроении, в частности, для соединения деталей крыльев самолета. Для повышения долговечности используют прессовые соединения, то есть, установку болтов в отверстия деталей со значительным натягом.

§14.10. Расчет на прочность затянутого болтового (винтового) соединения, нагруженного силами, раскрывающими стык.

Пример такого соединения – крепление крышек резервуаров, нагруженных давлением жидкости или газа, или крышек гидро- или пневмоцилиндров (рис. 14.14).

Затяжка болта должна обеспечивать герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой. Можно считать, что на соединение действуют две силы: от предварительной затяжки болтов и от внешней нагрузки.

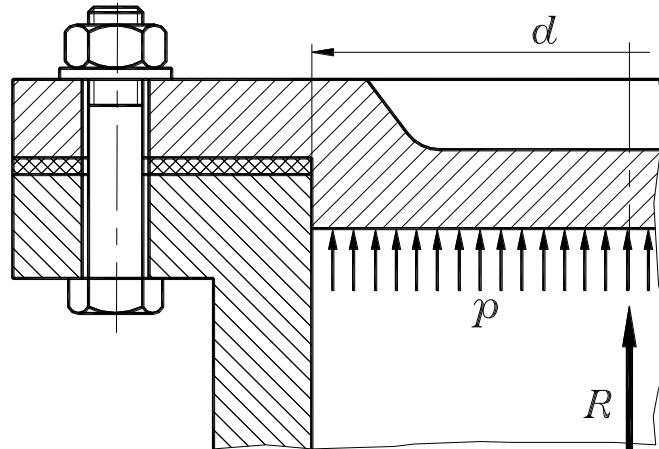


Рис. 14.14.

Сила затяжки болтов создает силу затяжки стыка и растягивает болты. Внешняя нагрузка дополнительно растягивает болты и уменьшает силу затяжки стыка. Если сила предварительной затяжки недостаточна, то при некоторых условиях внешняя нагрузка может уменьшить силу затяжки стыка до нуля и произойдет его раскрытие, что недопустимо. Практика эксплуатации таких соединений показала, что целесообразной является высокая затяжка. Сила затяжки одного болта может быть рассчитана так:

$$F_{зат} = K_{зат} F \quad (14.18)$$

где: F – сила, приходящаяся на один болт от внешней нагрузки R соединения (рис. 14.14):

$$F = \frac{R}{z}$$

где z – число болтов в соединении;

$K_{зат}$ – коэффициент затяжки; по условию нераскрытия стыка при постоянной нагрузке $K_{зат} = 1,25$ 4 2, при переменной нагрузке $K_{зат} = 2,5$ 4 4.

Расчетная нагрузка на болт с учетом внешней нагрузки:

$$F_P = F_{зат} + \varepsilon F \quad (14.19)$$

где ε – коэффициент внешней нагрузки, учитывающий необходимое приращение нагрузки болта для компенсации податливости болта и прокладки; для большинства случаев (кроме мягких прокладок) $\varepsilon = 0,2$ 4 0,3.

Условие прочности болта:

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 F_P}{\pi d_l^2} \leq [\sigma] \quad (14.20)$$

Коэффициент 1,3 учитывает напряжение кручения от момента трения в резьбе (см. выше).

§14.11. Пример расчета.

Рассчитать болты и момент завинчивания болтового соединения крышки гидроцилиндра при следующих исходных данных.

Диаметр гидроцилиндра $D = 100$ мм.

Максимальное давление в гидросистеме $p = 10$ МПа.

Количество болтов $z = 4$.

Материал болтов – сталь 30ХГСА.

Соединение гидроцилиндра с крышкой уплотняется медной прокладкой.

Нагрузка постоянная.

Решение.

Болты должны быть затянуты таким образом, чтобы сила их затяжки обеспечивала нераскрытие стыка. Поэтому, при расчете будем руководствоваться рекомендациями §14.10.

Сила, приходящаяся на один болт от внешней нагрузки соединения (рис. 14.14):

$$F = \frac{p \pi D^2}{4 z} = \frac{10 \cdot 3.14 \cdot 100^2}{4 \cdot 4} = 39250 \text{ Н}$$

Коэффициент затяжки по условию нераскрытия стыка $K_{зат} = 1,6$ (стр. 216).

Сила затяжки одного болта (14.18):

$$F_{зат} = K_{зат} F = 1,6 \cdot 39250 = 62800 \text{ Н}$$

Коэффициент внешней нагрузки (стр. 216) $\varepsilon = 0,25$.

Расчетная нагрузка на болт (14.19):

$$F_p = F_{зат} + \varepsilon F = 62800 + 0,25 \cdot 39250 = 72612,5 \text{ Н}$$

Минимальный внутренний диаметр резьбы найдем из условия прочности болта (14.20) при $[\sigma] = 450$ МПа для болтов из стали 30ХГСА (таблица 14.2):

$$d_1 / \sqrt{\frac{5,2 F_p}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{5,2 \cdot 72612,5}{3,14 \cdot 450}} = 16,35 \text{ мм}$$

По стандарту принимаем болт М20, для которого $d_1 = 17,294$ мм.

Момент завинчивания найдем по формуле (14.5), для которой предварительно определим следующие параметры.

Средний диаметр резьбы М20 (по стандарту) $d_2 = 18,376$ мм.

Шаг резьбы (по стандарту) $p = 2,5$ мм.

Угол подъема винтовой линии по среднему диаметру (14.1):

$$\psi = \arctg \frac{p}{\pi d_2} = \arctg \frac{2,5}{3,14 \cdot 18,376} = 2^\circ 28' 48''$$

Диаметр отверстия под болт назначаем $d_{от} = 21$ мм.

Диаметр опорного торца гайки М20 (по стандарту) $D_1 = 28$ мм.

D_{cp} – средний радиус опорного торца гайки:

$$D_{cp} = \frac{D_1 + d_{om}}{2} = \frac{28 + 21}{2} = 24,5 \text{ мм}$$

Коэффициент трения на торце гайки $f = 0,15$ (стр. 205).

Приведенный коэффициент трения в резьбе (стр. 205):

$$f_{np} = \frac{f}{\cos 30^\circ} = \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = 0,17$$

Угол трения в резьбе:

$$\varphi = \arctg f_{np} = \arctg 0,17 = 9^\circ 49' 48''$$

Момент завинчивания (14.5):

$$\begin{aligned} T_{зав} &= 0,5 F_p d_2 \left[\frac{D_{cp}}{d_2} f + \tg(\psi + \varphi) \right] = \\ &= 0,5 \cdot 72612,5 \cdot 18,376 \times \\ &\times \left[\frac{24,5}{18,376} 0,15 + \tg(2^\circ 28' 48'' + 9^\circ 49' 48'') \right] = \\ &= 278207 \text{ Нмм} \quad 278,3 \text{ Нм} \end{aligned}$$

§14.12. Ключевые слова и выражения.

1. Неподвижные соединения деталей машин – это жесткие связи между деталями одного звена машины.
2. По признаку разъемности все виды неподвижных соединений делятся на разъемные и неразъемные.
3. Разъемные соединения могут быть разобраны без повреждения входящих в них деталей.
4. К разъемным соединениям относятся резьбовые, штифтовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.
5. Неразъемные соединения не могут быть разобраны без повреждения входящих в них деталей.
6. К неразъемным соединениям относятся заклепочные, сварные и клеевые соединения.
7. Основным критерием работоспособности и расчета неподвижных соединений является прочность.
8. Резьбовые соединения – это соединения при помощи крепежных резьб, выполненных на крепежных деталях: болтах, винтах, шпильках и гайках.
9. По форме поверхности различают цилиндрические и конические резьбы.
10. По профилю резьбы в осевом сечении различают треугольные, прямоугольные, трапецидальные, круглые и пр.
11. Среди крепежных резьб различают следующие виды: метрическая, трубная и круглая.
12. Основными типами крепежных деталей являются болты, винты, шпильки, гайки и шайбы.
13. Завинчиванию и отвинчиванию резьбового соединения препятствуют моменты трения в резьбе и на торце гайки.

14. Крепежные резьбы являются самотормозящими, так как угол подъема резьбы по среднему диаметру меньше угла трения в резьбе.

15. Мелкие крепежные резьбы являются более надежными, так как обладают большим запасом самоторможения.

16. Причинами самоотвинчивания резьбовых соединений являются переменные нагрузки и вибрации.

17. Стандартная крепежная гайка содержит шесть витков крупной метрической резьбы.

18. При затягивании резьбового соединения сила на ключе при стандартной его длине может быть в 70-80 раз меньше осевой силы, нагружающей это соединение (например, меньше силы затяжки).

19. Неравномерность распределения нагрузки между витками резьбы является следствием упругости тел болта, гайки и витков резьбы.

20. Основным видом разрушения крепежных резьб является срез витков.

21. Основным критерием работоспособности и расчета крепежной резьбы является прочность, связанная с напряжениями среза.

22. При использовании стандартных нормальных гаек резьба равнопрочна со стержнем болта.

23. На растяжение болт рассчитывается по внутреннему диаметру резьбы.

24. На срез и смятие болт рассчитывается по наружному диаметру стержня болта.

25. Для выполнения условия нераскрытиястыка неподвижного соединения используется высокая затяжка болтов.

§14.13. Контрольные вопросы.

1. Что такое неподвижные соединения деталей машин?
2. Назовите виды неподвижных соединений деталей машин.
3. Каковы виды разъемных и неразъемных соединений?
4. Назовите основной критерий работоспособности и расчета неподвижных соединений деталей машин.
5. Назовите виды резьбовых соединений.
6. Каковы виды крепежных резьб?
7. Назовите методы изготовления резьб?
8. В чем заключаются основные принципы предохранения крепежных деталей от самоотвинчивания?
9. Каково условие самоторможения крепежной резьбы?
10. В чем причина большей надежности крепежных деталей с мелкими резьбами?
11. Что является причиной самоотвинчивания крепежных резьб?

12. Каков выигрыш в силе при затяжке резьбового соединения стандартным ключом?

13. В чем причина неравномерного распределения нагрузки между витками резьбы стандартных крепежных деталей?

14. Какова высота и число витков стандартной нормальной гайки?

15. Каков основной вид разрушения крепежных резьб?

16. Что является основным критерием работоспособности и расчета крепежных резьб?

17. Чему равна высота стандартной нормальной крепежной гайки?

18. Как рассчитывается болт на растяжение?

19. Чем обоснована равнопрочность стержня болта и его резьбы?

20. По какому диаметру рассчитывается болт на растяжение?

21. По какому диаметру рассчитывается болт на срез?

22. В чем состоит причина возможности раскрытия стыка затянутого болтового соединения?

Глава 15. Расчет групповых резьбовых соединений.

Групповое резьбовое соединение – это неподвижное соединение при помощи группы болтов или винтов. Целью расчета групповых резьбовых соединений является определение расчетной нагрузки для наиболее нагруженного болта. После этого рассчитывается прочность этого болта по одному из методов, приведенных выше.

При определении расчетной нагрузки приняты следующие допущения:

- поверхности стыка плоские и недеформируемые;
- форма стыка симметричная, имеет минимум две оси симметрии, и болты располагаются симметрично относительно этих осей;
- все болты соединения затянуты одинаково.

Рассмотрим три характерных случая соединений, включающих группу болтов.

§15.1. Нагрузка перпендикулярна к плоскости стыка и проходит через его центр.

Этот случай типичен для болтовых или винтовых соединений круглых или прямоугольных крышек с корпусом, содержащим жидкость или газ под давлением (рис. 15.1).

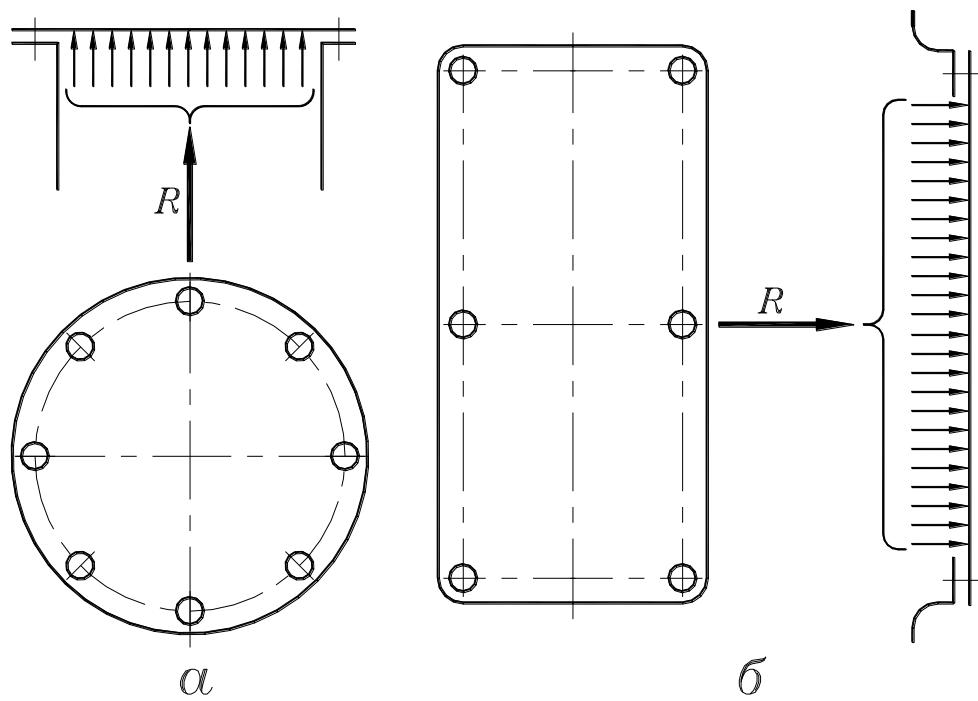


Рис. 15.1.

Болты затягиваются так, чтобы обеспечить плотность соединения, исключающую раскрытие стыка. Все болты нагружены одинаково. Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт, рассчитывается так:

$$F = \frac{R}{z}$$

где: R – центральная внешняя нагрузка;

z – число болтов.

Расчетная нагрузка болтов определяется по этой формуле с учетом внешней нагрузки из условия нераскрытия стыка так, как это показано в §14.10.

§15.2. Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке.

Примером такого соединения может служить крепление кронштейна к корпусной детали (рис. 15.2).

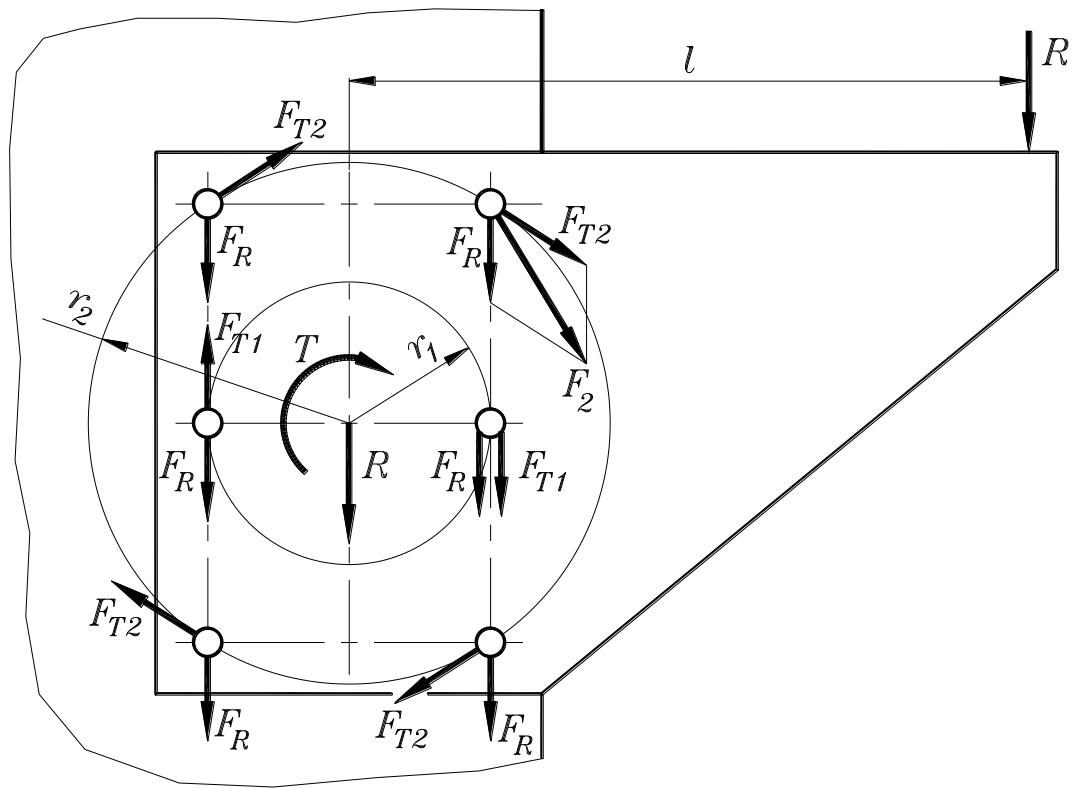


Рис. 15.2.

Кронштейн закреплен на корпусе при помощи шести болтов и нагружен на консоли силой R . Чтобы разделить действие этой силы на все болты, перенесем ее в центрстыка с добавлением момента $T = Rl$. Эта сила и момент стремятся сдвинуть и повернуть кронштейн.

Нагрузка от силы R распределяется по болтам равномерно: силы F_R одинаковы, действуют на каждый болт и направлены вниз (рис. 15.2).

Нагрузка от момента T распределяется по болтам пропорционально их расстояниям от центрастыка, который является центром поворота. Векторы сил, приходящихся на каждый болт от момента T , совпадают с касательными к окружностям с радиусами r_1 и r_2 расположения болтов относительно центрастыка – это силы F_{T1} , приложенные к ближним болтам, и силы F_{T2} , приложенные к дальним.

Таким образом, на каждый болт действуют две силы – F_R и F_{T1} или F_{T2} . В результате того, что две последние силы различны по величине и направлению, болты оказываются нагруженными по-разному. Болты, расположенные справа от центрастыка нагружены сильнее, чем те, которые расположены слева. Чтобы выбрать наиболее нагруженный болт, надо сравнить суммарные силы, действующие на ближний правый болт, расположенный на расстоянии r_1 от центрастыка, и на один из дальних правых болтов, расположенных на расстоянии r_2 от центрастыка. Найдем значения составляющих этих суммарных сил.

Нагрузка от силы R:

$$F_R = \frac{R}{6} \quad (15.1)$$

Распределение момента T по болтам записывается так:

$$T = 2 F_{T1} r_1 + 4 F_{T2} r_2 \quad (15.2)$$

Причем, величины сил F_{T1} и F_{T2} обратно пропорциональны радиусам r_1 и r_2 , то есть:

$$\frac{F_{T1}}{F_{T2}} = \frac{r_2}{r_1} \quad (15.3)$$

Решив совместно (15.2) и (15.3) получим выражения для сил:

$$F_{T1} = \frac{T}{6 r_1}$$

$$F_{T2} = \frac{T}{6 r_2}$$

Суммарная сила, действующая на правый ближний болт:

$$F_1 = F_R + F_{T1} \quad (15.4)$$

Суммарная сила, действующая на правый дальний болт (верхний или нижний):

$$\overline{F_2} = \overline{F_R} + \overline{F_{T2}} \quad (15.5)$$

Наиболее нагруженный болт определится из сравнения величин сил, рассчитанных по выражениям (15.4) и (15.5).

Заметим, что при креплении кронштейна болты могут быть поставлены с зазором и без зазора. В первом случае болты рассчитываются по напряжениям растяжения исходя из силы затяжки так, как это было показано в предыдущей лекции. Если болты поставлены без зазора, то нагрузка воспринимается телом болтов, которые рассчитываются по напряжениям среза и смятия.

Другим примером соединения со сдвигающей нагрузкой служит соединение валов при помощи фланцевой глухой муфты (см. §13.2.). На рис. 15.3а показана муфта с болтами, поставленными с зазором. Сила затяжки болта определится так:

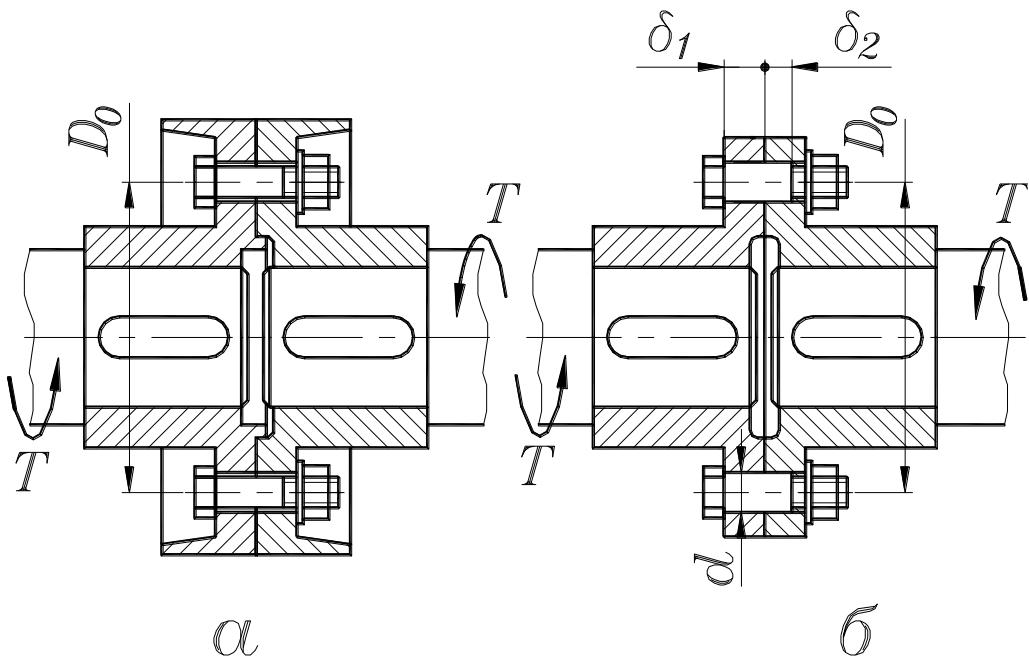


Рис. 15.3.

$$F_{\text{зам}} = \frac{2T K}{D_0 z f} \quad (15.6)$$

где: Т – крутящий момент, передаваемый муфтой;

К – коэффициент запаса; при статической нагрузке К = 1,3 4 1,5;

при переменной нагрузке К = 1,8 4 2;

D_0 – диаметр расположения болтов;

z – число болтов в муфте;

f – коэффициент трения покоя встыке; для сухих стальных и чугунных поверхностей $f = 0,15$ 4 0,2.

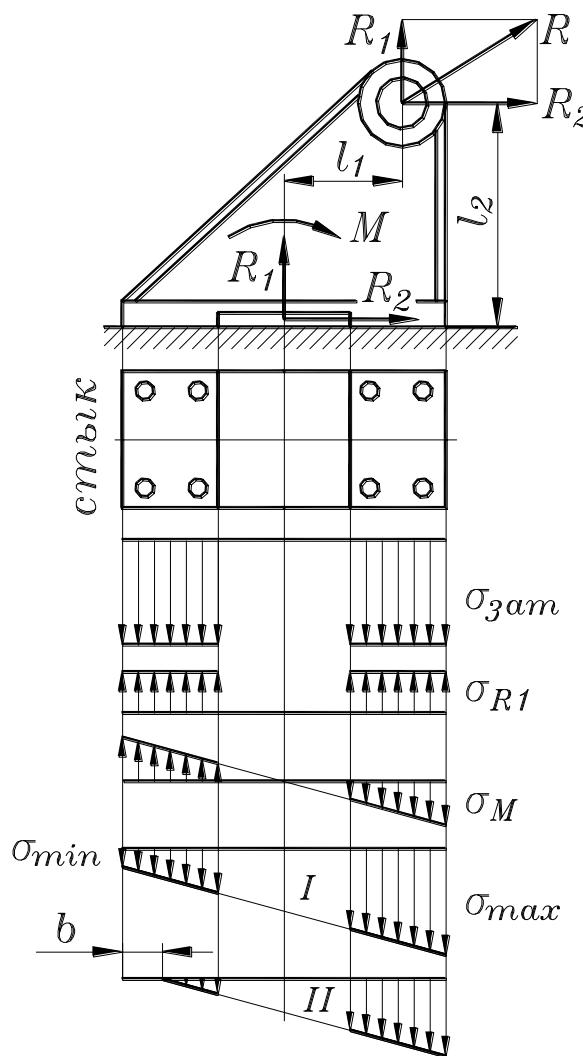
Прочность болта рассчитывается на растяжение по формуле (14.12) из §14.8.

Если болты поставлены без зазора, то сдвигающая сила действует на стержень болта и рассчитывается так:

$$F = \frac{2T}{D_0 z} \quad (15.7)$$

Болт рассчитывается на прочность по напряжениям среза и смятия – формулы (14.15) и (14.16) в §14.9. При этом учитывается диаметр болтов и толщины соединяемых деталей, как это показано на рис. 15.3.

§15.3. Нагрузка соединения раскрывает стык и сдвигает детали встыке.



z – число болтов.

Рис. 15.4.

ла затяжки прижимает кронштейн к корпусу.

Сила R_1 дополнительно растягивает болты и уменьшает напряжение смятия в стыке на величину σ_{R1} :

$$\sigma_{R1} = \frac{R_1}{A} \quad (15.9)$$

Эпюра этой силы направлена вверх, так как вертикальная сила стремится раскрыть стык.

Определяя напряжения в стыке от действия момента M , условно будем считать, что стык будет поворачиваться относительно своей поперечной оси симметрии. Это предположение справедливо только при достаточно большой затяжке болтов, при которой можно рассматривать кронштейн и корпус, как одно целое. В этом случае эпюра напряжений смятия стыка от действия момента M будет аналогична

Примером такого соединения может служить крепление кронштейна, как показано на рис. 15.4. Это может быть кронштейн опоры вала, нагруженный силой R , приложенной в центре вала. Для удобства расчетов разложим эту силу на две составляющие: R_1 – вертикальную и R_2 – горизонтальную. Теперь перенесем эти силы в центр стыка, добавив момент M для компенсации этого переноса:

$$M = R_2 l_2 - R_1 l_1$$

Заметим, что сила R_1 и момент M раскрывают стык, а сила R_2 сдвигает кронштейн. Раскрытию стыка и сдвигу кронштейна препятствует затяжка болтов силой $F_{зат}$. Эта сила образует в стыке напряжения смятия:

$$\sigma_{зат} = \frac{F_{зат} z}{A} \quad (15.8)$$

где: A площадь стыка;

Эпюра этого напряжения на рис.

15.4 направлена вниз, так как си-

эпюре напряжения изгиба (рис. 15.4). Максимальное напряжение смятия:

$$\sigma_M = \frac{M}{W} \quad (15.10)$$

где W – осевой момент сопротивления стыка.

В зависимости от значения затяжки и нагрузки эпюра суммарных напряжений в стыке может иметь вид одного из вариантов I или II, показанных на рис. 15.4.

При варианте I стык не раскрывается, так как напряжения направлены вниз по всей длине стыка:

- максимальное напряжение

$$\sigma_{max} = \sigma_{зат} - \sigma_{R1} + \sigma_M$$

- минимальное напряжение

$$\sigma_{min} = \sigma_{зат} - \sigma_{R1} - \sigma_M$$

При варианте II $\sigma_{min} < 0$, напряжения направлены вниз не по всей длине стыка, что приводит к его раскрытию на участке b. Таким образом, условие нераскрытия стыка: $\sigma_{min} > 0$. Из выражения для σ_{min} получим:

$$\sigma_{зат} > \sigma_{R1} + \sigma_M$$

Для увеличения надежности стыка:

$$\sigma_{зат} > K(\sigma_{R1} + \sigma_M) \quad (15.11)$$

где $K = (1,3 \ 4 \ 2)$ – коэффициент запаса.

Общий ход расчета по условию нераскрытия стыка следующий:

- определение напряжения от суммарной затяжки всех болтов из условия нераскрытия стыка по (15.11);
- расчет требуемой силы затяжки $F_{зат}$ одного болта из (15.8);
- расчет болта на прочность по напряжениям растяжения (см. §14.10).

Величину затяжки болтов следует проверить по условию отсутствия сдвига деталей в стыке. Сдвигающей силой в данном случае является сила R_2 , а силой препятствующей сдвигу – сила трения в стыке. Детали не сдвигаются, если сила трения в стыке больше, чем R_2 :

$$(F_{зат} z - R_1) f / K R_2 \quad (15.12)$$

где f – коэффициент трения покоя в стыке; для сухих стальных и чугунных поверхностей $f = 0,15 \ 4 \ 0,2$.

Если условие (15.12) не выполняется, то это значит, что действие силы R_2 , которая может сдвинуть кронштейн относительно корпуса, больше, чем действие силы R_1 и момента M , которые могут раскрыть стык. Тогда необходимую затяжку болта следует определять из условия несдвигаемости деталей:

$$F_{\text{зам}} = \frac{(K R_2 + R_I f)}{z f} \quad (15.13)$$

При больших сдвигающих нагрузках в ряде случаев используют специальные разгрузочные устройства, воспринимающие эти нагрузки: втулки, шпонки, штифты, упоры и пр.

§15.4. Пример расчета.

Рассчитать болты фланцевой муфты, поставленные без зазора (рис. 15.3), по следующим исходным данным.

Передаваемый муфтой крутящий момент $T = 3000$ Нм.

Диаметр расположения болтов $D_0 = 100$ мм.

Число болтов $z = 6$.

Минимальная длина контакта болтов и полумуфты (рис. 15.3) $\delta = 10$ мм.

Материал болтов и полумуфты – сталь 45.

Нагрузка переменная.

Решение.

Если болты поставлены без зазора, то сдвигающая сила действует на стержень болта и рассчитывается так (15.7):

$$F = \frac{2T}{D_0 z} = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 1000}{100 \cdot 6} = 10000 \text{ Н}$$

Диаметр ненарезной части болтов определяем из условия прочности по напряжениям среза (14.15), для которого предварительно находим следующие параметры.

Число плоскостей среза $i = 1$.

Допускаемое напряжение среза (табл. 14.3) – для стали 45 и переменной нагрузке находим $[\tau] = 90$ МПа.

Диаметр ненарезной части болта (14.15):

$$d / \sqrt{\frac{4 F}{\pi i [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10000}{3,14 \cdot 90}} = 11,9 \text{ мм}$$

Найденному значению диаметра удовлетворяет чистый болт под развертку с нарезной частью М12 и диаметром ненарезной части 12 мм.

Теперь проверим прочность на смятие (14.17) при допускаемом напряжении $[\sigma_{\text{см}}] = 290$ МПа (таблица 14.4):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d \delta_1} = \frac{10000}{12 \cdot 10} = 83,3 \text{ МПа}$$

Проверка удовлетворительна, так как $\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$.

§15.5. Ключевые слова и выражения.

1. Цель расчета групповых резьбовых соединений – определение расчетной нагрузки для наиболее нагруженного болта и расчет прочности этого болта.
2. Если в глухой фланцевой муфте болты установлены с зазором, то нагрузка на них определяется с учетом трения в стыке.
3. Если в глухой фланцевой муфте болты установлены без зазора, то они рассчитываются на срез.
4. Если соединение нагружено силами, раскрывающими стык и сдвигающими детали в стыке, то расчет болтов ведется по условиям нераскрытия стыка и несдвигаемости деталей.

§15.6. Контрольные вопросы.

1. Какова цель расчета групповых резьбовых соединений?
2. Как рассчитывается сила затяжки болтов, если симметричное соединение нагружено центральной силой?
3. Как рассчитывается сила затяжки болтов, если неподвижное соединение нагружено сдвигающей силой?
4. В чем особенность расчета группового резьбового соединения, нагруженного раскрывающей и сдвигающей силой?

Глава 16. Заклепочные соединения.

§16.1. Общие сведения.

Заклепочные соединения относятся к неразъемным. Они используются для соединения листов и фасонных прокатных профилей. Заклепочное соединение образуется расклепыванием стержня заклепки, вставленной в отверстие деталей, как показано на рис.16.1.

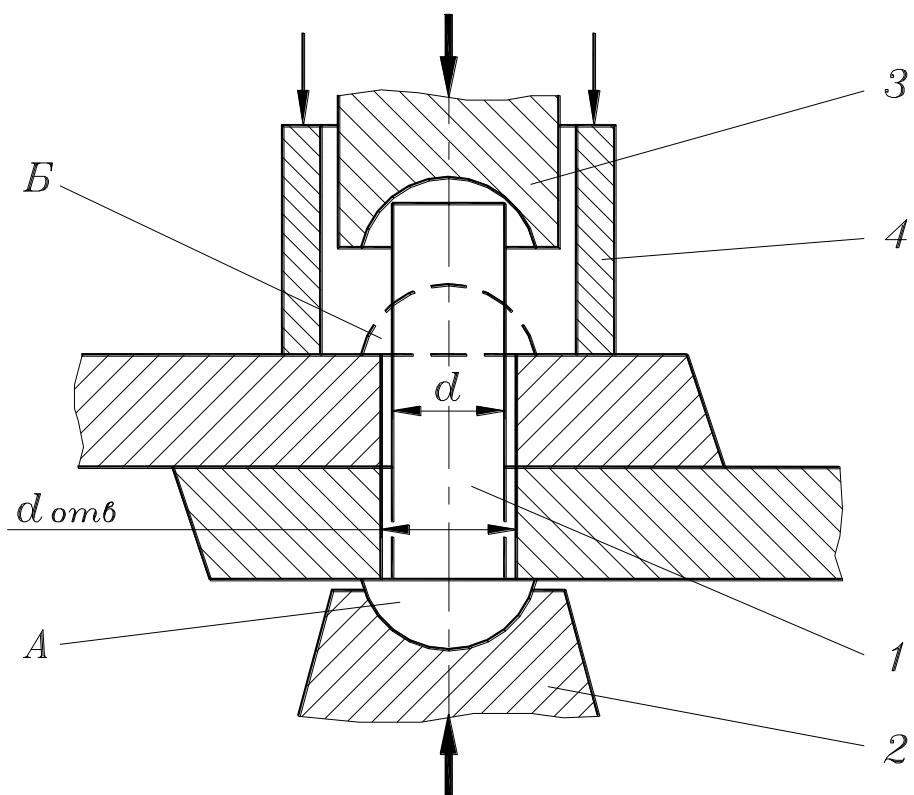


Рис. 16.1.

Заклепка 1, имеющая стержень диаметром d и закладную головку А, свободно вставляется в отверстия деталей, так как диаметр этих отверстий больше диаметра стержня заклепки. Закладная головка устанавливается на поддержке 2, а обжимка 3 в процессе заклепывания формирует замыкающую головку Б. Заклепывание или клепка может быть ручной или машинной. Ручная клепка производится ударами молотка по обжимке, а машинная – на прессах или ручными пневматическими молотками. При этом склеиваемые детали прижимаются к поддержке специальным прижимом 4.

Заметим, что при пластическом деформировании в процессе клепки, стержень заклепки увеличивается и заполняет зазор в отверстиях деталей.

Заклепочные соединения стандартизованы. Стандарт регламентирует форму закладной головки, диаметр стержня заклепки и диаметр отверстия в деталях.

Стальные заклепки малого диаметра (до 10 мм) и заклепки из цветных металлов устанавливаются без предварительного нагрева методом холодной клепки. Стальные заклепки с диаметром больше 10 мм устанавливаются после их предварительного нагрева методом горячей клепки.

Заклепочные соединения широко применяются в самолетостроении и вертолетостроении ввиду своей большей надежности по срав-

нению со сварными соединениями. Кроме того, заклепочные соединения используются в металлоконструкциях (производство подъемных кранов, мостостроение), котлах и резервуарах.

§16.2. Классификация заклепок и заклепочных соединений.

Существует большое количество разнообразных заклепок и заклепочных соединений. Проведем их классификации по конструкции, материалам и назначению.

Заклепки различают по следующим признакам.

1. По конструкции головок:

- а) с плоской головкой (рис. 16.2а);
- б) с плоскоконической головкой (рис. 16.2б);
- в) с полукруглой головкой (рис. 16.2в);
- г) с полупотайной головкой (рис. 16.2г);
- д) с потайной головкой (рис. 16.2д);

2. По конструкции стержня:

а) сплошные; такие заклепки штампуются из калиброванной проволоки с любой из вышеуказанных форм головок;

б) трубчатые (рис. 16.2е); используются в случаях, когда усилия, приложенные к деталям соединения, невелики; применяются также для соединения деталей из металла и пластмассы, как показано на рисунке;

в) заклепки для односторонней клепки; используются, если нет доступа к замыкающей головке – примером может служить пустотелое крыло самолета; на рис. 16.2ж показана пустотелая заклепка с коническим отверстием, она вставляется в отверстия соединяемых деталей вместе с конической оправкой и прижимается к этим деталям специальным прижимом; после протягивания оправки через отверстие заклепки она заполняет отверстие и образуется замыкающая головка; на рис. 16.2з показана заклепка с пороховым зарядом – после его взрыва образуется замыкающая головка и стержень заклепки заполняет отверстие.

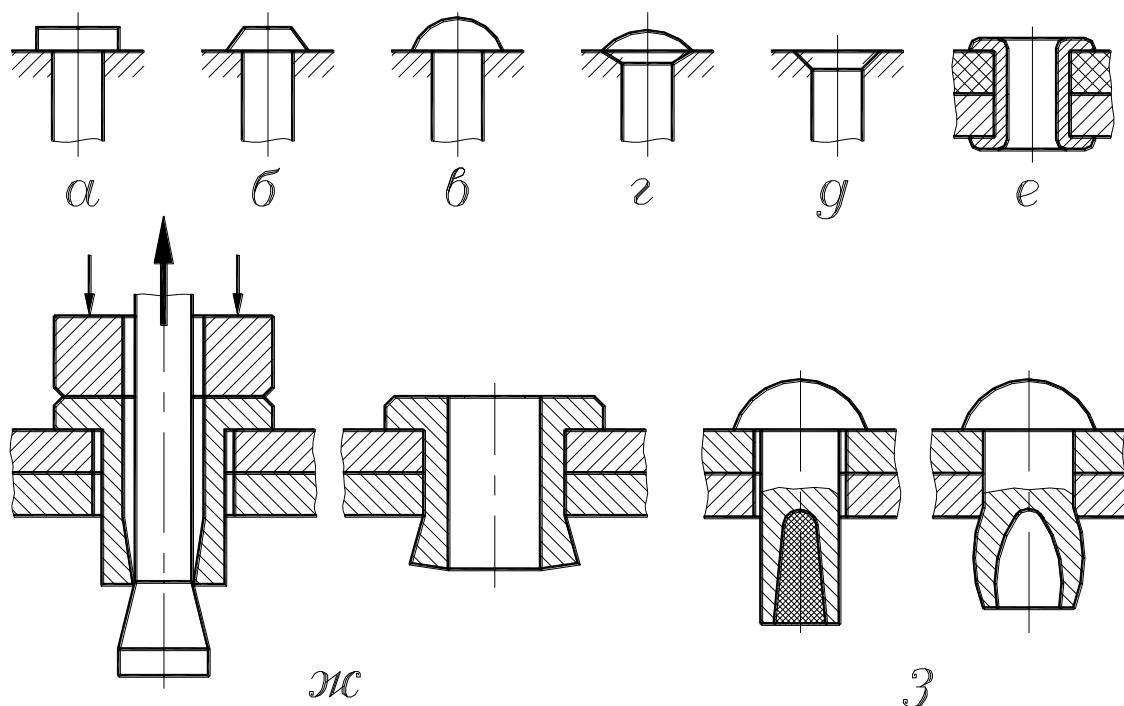


Рис. 16.2.

3. По материалу:

- а) стальные;
- б) медные;
- в) латунные;
- г) алюминиевые;
- д) прочие.

Для облегчения клепки материал заклепок должен быть достаточно пластичным. Материалы заклепок и соединяемых деталей не должны быть разнородными из-за возможности образования гальванических пар, что может быстро разрушить соединение. Поэтому для скрепления алюминиевых деталей используют алюминиевые заклепки, для медных – медные и т.д.

Перейдем теперь к классификации соединений. Для образования неподвижных соединений при помощи заклепок используется большое количество заклепок, установленных в один или несколько рядов. Такое соединение называется заклепочным швом. Швы различают по следующим признакам.

1. По назначению заклепочных швов:
 - а) прочные (металлоконструкции в мостостроении, судостроении, авиастроении);
 - б) прочноплотные – помимо прочности такие швы должны обеспечить и герметичность соединения (котлы и резервуары с высоким давлением жидкости или газа);
 - в) плотные (резервуары с небольшим давлением).

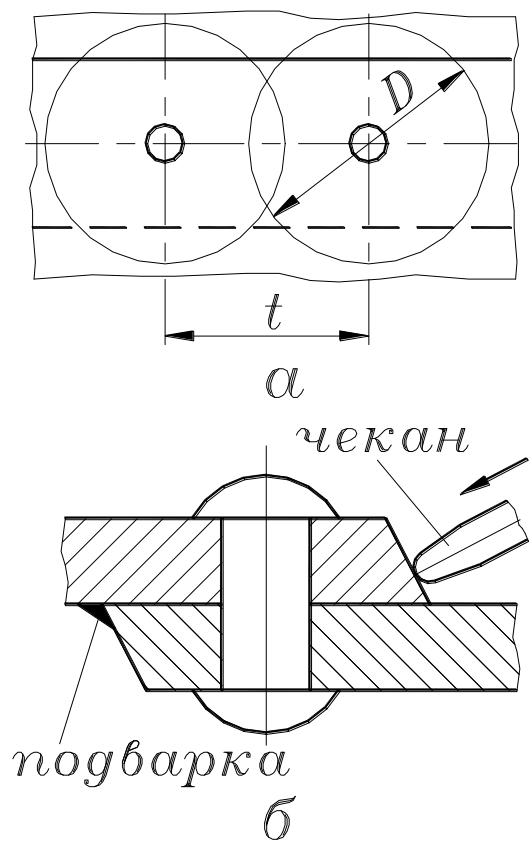


Рис. 16.4.

Заклепки устанавливаются в шве с определенным шагом t (рис. 16.3а). Каждая заклепка имеет свою зону действия диаметром D , на которую распространяются деформации в стыке деталей. В плотном шве зоны действия соседних заклепок должны пересекаться, как показано на рис. 16.3а, то есть, должно соблюдаться условие $t < D$.

Для большей надежности плотного шва иногда выполняют чеканку (пластическое деформирование) кромок соединяемых листов с помощью пневматического молотка, оснащенного инструментом, называемым «чекан». В ряде случаев для этой же цели делают подварку соединяемых листов по кромкам (рис. 16.3б).

2. По конструкции заклепочных швов различают следующие соединения:

- а) внахлестку (рис. 16.4а);
- б) встык с одной накладкой (рис. 16.4б);
- в) встык с двумя накладками (рис. 16.4в).

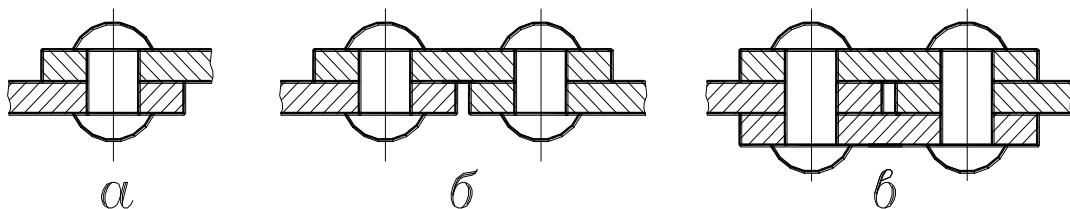


Рис. 16.4.

Ниже будет показано, что заклепки работают на срез, поэтому соединения внахлестку и с одной накладкой называются односрезными, а с двумя накладками – двухсрезными.

3. По числу рядов заклепок в каждом листе различают швы:

- а) однорядные;
- б) многорядные (двуихрядные, трехрядные и т.д.)

Многорядные швы могут быть с рядовым (рис. 16.5а) и шахматным (рис. 16.5б) расположением заклепок. Оба шва, показанные на рис. 16.5, являются двухрядными с двумя накладками.

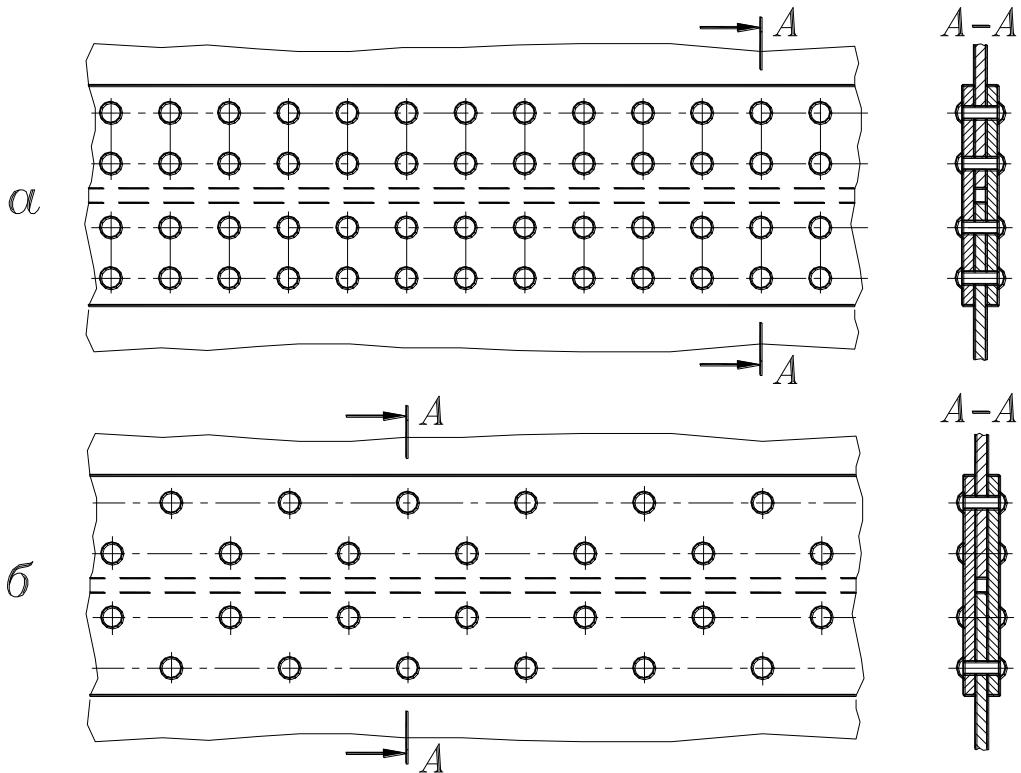


Рис.16.5.

§16.3. Расчет на прочность заклепочных соединений.

Условия работы и расчет заклепок подобны условиям работы и расчету болтов, поставленных без зазора. При расчетах заклепочных швов, нагруженных сдвигающей силой, принимается, что нагрузка распространяется равномерно между всеми заклепками, а сила трения в стыке деталей не учитывается. Расчет производится на срез и смятие заклепки. При этом следует учитывать, что на заклепочные соединения существуют нормативы [10], которые рекомендуют выбирать основные размеры в зависимости от толщины листов. Поэтому расчет приобретает проверочный характер.

Напряжение среза

- для односрезного шва (рис. 16.6):

$$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi d^2} \leq [\tau_{cp}] \quad (16.1)$$

- для многосрезного шва (обычно $n = 2$):

$$\tau_{cp} = \frac{4F}{n\pi d^2} \leq [\tau_{cp}] \quad (16.2)$$

Для заклепок из Ст2 и Ст3 $[\tau_{cp}] = (100 \ 4 \ 130)$ МПа.

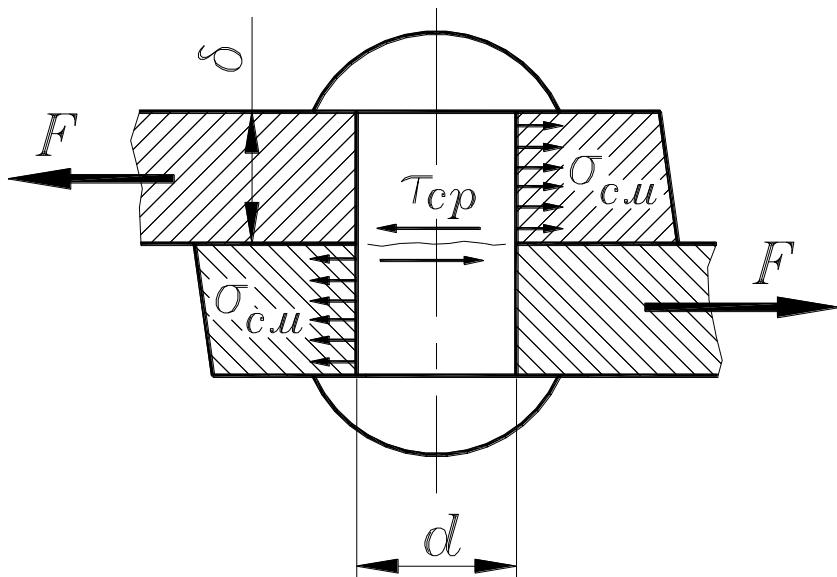


Рис. 16.6.

Напряжение смятия:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{d\delta} \quad (16.3)$$

где δ – наименьшая толщина соединяемых деталей.

Для заклепок из Ст2 и Ст3 $[\sigma_{cm}] = (250 \text{--} 300) \text{ МПа}$.

Кроме расчета заклепок следует проверить соединяемые листы, учитывая, что их прочность уменьшилась из-за просверленных для заклепок отверстий. При соединении листов заклепочными швами за расчетную нагрузку принимают силу F_t , действующую на длине одного шага t установки заклепок (рис. 16.7). Отверстия диаметром d под заклепки ослабляют соединяемые листы с толщиной δ . Чтобы определить степень этого ослабления, определим напряжения в листе от действия растягивающей силы в сечении а – а, не ослабленном отверстиями, и в сечении б – б, проходящем по заклепкам.

Напряжение растяжения в сечении а – а:

$$\sigma = \frac{F}{t\delta} \quad (16.4)$$

Напряжение растяжения в сечении б – б:

$$\sigma_3 = \frac{F}{(t-d)\delta} \quad (16.5)$$

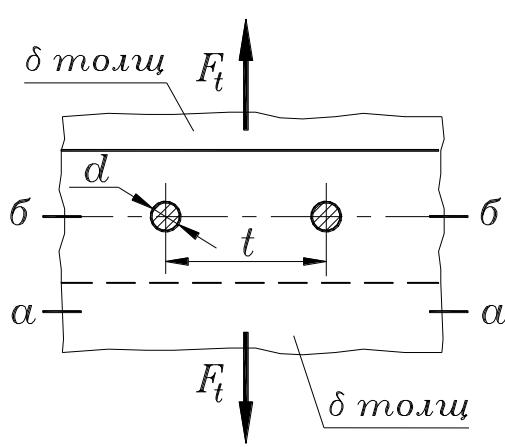


Рис. 16.7.

Отношение меньшего напряжения σ (16.4) к большему (в ослабленном сечении) σ_3 (16.5) называется коэффициентом прочности заклепочного шва:

$$\varphi = \frac{\sigma}{\sigma_3} = \frac{t - d}{t} \quad (16.6)$$

Эта формула показывает, как уменьшается прочность листов при соединении заклепками. Например, для однорядного односрезного заклепочного шва при стандартных размерах $\varphi = 0,65$, то есть, образование заклепочного соединения уменьшает прочность листов на 35 %. Для увеличения значения φ , применяют многорядные и многосрезные швы.

§16.4. Ключевые слова и выражения.

1. Заклепочные соединения относятся к неразъемным.
2. Заклепывание или клепка бывают ручной и машинной, холодной и горячей.
3. Заклепочные соединения широко применяются в самолетостроении и вертолетостроении ввиду своей большей надежности по сравнению со сварными соединениями.
4. Материалы заклепок и соединяемых деталей не должны быть разнородными из-за возможности образования гальванических пар, что может быстро разрушить соединение.
5. Расчет заклепок производится на срез и смятие.

§16.5. Контрольные вопросы.

1. Как образуется заклепочное соединение?
2. Какие существуют виды заклепок и заклепочных соединений?
3. Почему заклепочные соединения являются более надежными, чем сварные?
4. Как рассчитывается заклепочное соединение?
5. Как выбирается материал заклепок?
6. Как определить коэффициент прочности заклепочного шва?

Глава 17. Сварные соединения.

§17.1. Общие сведения.

Сварные соединения относятся к неразъемным. Они образуются путем сваривания материалов деталей в зонестыка и не требуют никаких вспомогательных элементов.

Сварка – это технологический процесс соединения деталей, основанный на использовании сил молекулярного сцепления при сильном местном нагреве.

Сварной шов – это затвердевший после сварки металл, соединяющий свариваемые детали.

Свариваются все металлы и некоторые пластмассы, однако, в основном свариваются низкоуглеродистые стали.

Сваркой изготавливают элементы строительных конструкций, детали машин, котлы, резервуары и пр.

Применительно к деталям машин сварка является наиболее совершенным из неразъемных соединений, так как лучше других приближает составные детали к цельным. Но и сварные соединения не лишены недостатков. Рассмотрим свойства сварных соединений в двух областях использования.

1. Во многих случаях сварные детали машин заменяют литые и кованые. Это могут быть крупногабаритные зубчатые колеса, кронштейны, корпусные детали и пр. В этом случае преимущества сварных конструкций выражается в экономии металла, и легкости конструкции при сохранении жесткости. Так, сварное сверло содержит рабочую часть из инструментальной стали и хвостовик из более дешевой конструкционной стали. Сварной коленчатый вал содержит шейки из высокопрочной стали, а щеки из более дешевой стали. Сварная станина шлифовального станка, выполненная из листовой стали толщиной 3 мм легче, и дешевле литой станины. Недостатком является наличие остаточных напряжений и коробление конструкции в результате сильного местного нагрева. Это необходимо учитывать при конструировании сварных деталей

2. В ряде случаев сварные швы могут заменять заклепочные швы в тонкостенных конструкциях – корпуса судов, самолетов и вертолетов, топливные баки транспортных машин и пр. Здесь надо учитывать, что сварные швы могут быть недостаточно надежны при вибрациях и ударных нагрузках. В частности, поэтому сварка не используется в каркасе и обшивке самолетов и вертолетов.

§17.2. Основные виды сварки.

Как было сказано выше, сварка основана на использовании сил молекулярного сцепления соединяемых деталей. Достигнуть этого можно двумя способами: расплавить металл в месте соединения деталей или нагреть его, не доводя до расплавленного состояния, и потом сильно сжать эти детали. Первый способ называется сваркой плавлением, а второй – сваркой давлением.

Сварка плавлением.

Различают газовую и электродуговую сварку.

При газовой сварке местный нагрев деталей производится пламенем на выходе сварочной горелки при воспламенении смеси горючего газа (ацетилен, водород) с кислородом. В зону нагрева вводится плавящийся присадочный пруток из того же материала, что и соединяемые детали. Газовую сварку преимущественно используют для тонкостенных деталей из стали и цветных металлов.

Электродуговая сварка производится плавящимся электродом. Нагрев осуществляется электрической дугой между соединяемыми деталями и электродом. Электрод, расплавляясь при сварке, служит присадочным материалом для образования сварного шва.

Различают ручную и автоматическую электросварку.

Ручная сварка производится электродом, покрытым специальной обмазкой для поддержания процесса горения дуги. Ручной сваркой могут быть сварены детали толщиной от 1 до 60 мм. При этом сила тока достигает (200 4 500) А. Эта сварка используется в единичном производстве, а также в серийном, когда соединяемые детали свариваются короткими и неудобно расположенными швами.

Автоматическая сварка производится электродной проволокой. Подача этой проволоки и перемещение ее вдоль шва механизированы. Для поддержания процесса горения дуги сварка производится под флюсом или в среде защитного газа. Свариваются детали толщиной от 2 до 130 мм с непрерывным швом. При этом сила тока может достигать (1000 4 3000) А. Используется в крупносерийном и массовом производстве, а также в самолетостроении.

Сварка давлением.

Нагрев деталей производится или электрическим током (электроконтактная сварка), или трением (сварка трением).

Электроконтактная сварка используется для соединения частей валов или режущих инструментов (сверла, метчики), изготовленных из разных сталей (рис. 17.1а). При пропускании электрического тока через контактирующие детали они сильно нагреваются в месте стыка ввиду наличия переходных сопротивлений. После нагрева до пластического состояния детали сжимаются, и происходит их сваривание.

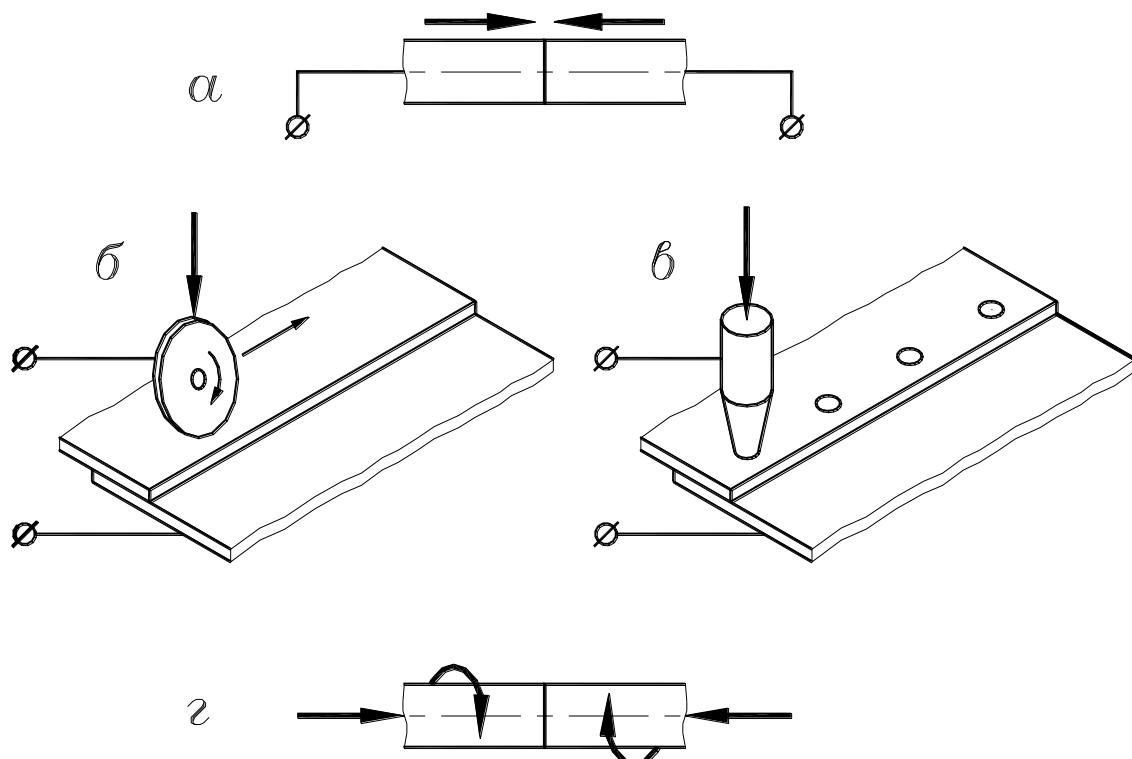


Рис. 17.1.

Электроконтактная сварка используется также для сварки листов – это шовная контактная сварка катящимся электродом-роликом (рис. 17.1б) и точечная контактная сварка (рис. 17.1в). Заметим, что точечная сварка не образует герметичного соединения, поэтому не используется для сваривания частей резервуаров и баков.

При сварке трением соединяемые детали (валов, инструментов) приводятся во вращение в противоположных направлениях и сжимаются (рис. 17.1.г). Выделяющееся при трении тепло нагревает контактирующие части деталей до пластического состояния и происходит их сваривание.

§17.3. Виды сварных соединений и швов.

В зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей различают следующие виды соединений:

- стык;
- внахлестку;
- угловые;
- тавровые.

Сварные швы соединенийстык называются стыковыми, а сварные швы соединений внахлестку, угловых и тавровых называются угловыми.

Стыковые швы обозначаются на чертеже так, как показано на рис. 17.2а на виде сверху. В зависимости от толщины листов свар-

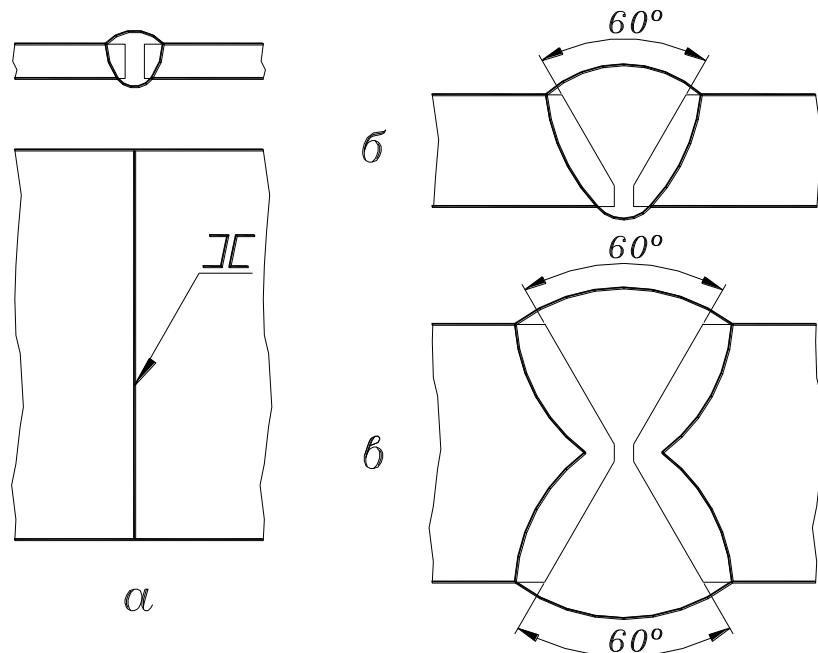


Рис. 17.2.

ку выполняют с предварительной обработкой кромок или без предварительной обработки кромок. Если толщина листов не превышает 8 мм, то предварительной обработки кромок не производят (рис. 17.2а). При толщине листов от 8 до 25 мм производится предварительная односторонняя обработка (разделка) кромок листов так, как показано на рис. 17.2б. – на кромках образуются фаски под углом 30°. При толщине листов от 26 до 60 мм разделка их кромок показана на рис. 17.2в. – это разделка в виде двухсторонних фасок.

При соединении листов внахлестку различают лобовые и фланговые швы. На рис. 17.3а показано соединение двух листов, образованное двумя лобовыми швами. Здесь же показано обозначение углового шва на чертеже, читается, как угловой шов с катетом k . Обычно величина катета шва равна толщине соединяемых листов δ . Считается, что растягивающая нагрузка F приложена по оси симметрии соединения. На рис. 17.3б представлено аналогичное соединение, но образованное фланговыми угловыми швами.

При образовании сварных швов в соединении уголка с листом предполагается, что растягивающая сила приложена вдоль линии, проходящей через центр тяжести сечения уголка (рис. 17.3в). В этом случае длины фланговых швов определяются из обратно пропорциональной зависимости как показано на рисунке.

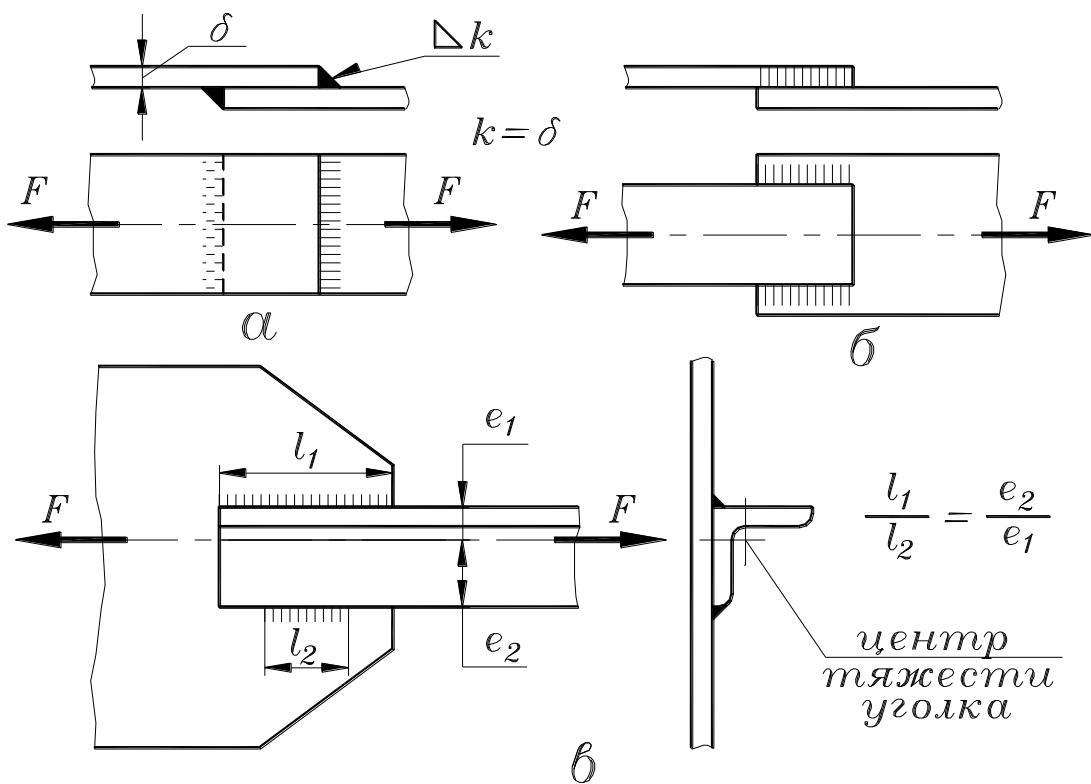


Рис. 17.3.

Угловое соединение деталей возможно при помощи внешнего углового шва (рис. 17.4а) внешнего и внутреннего угловых швов (рис. 17.4б), а также при помощи стыкового шва с разделкой кромок (рис. 17.4в). Среди тавровых соединений различают соединения при помощи угловых швов без разделки кромок (рис. 17.4г), при помощи одного (рис. 17.4д) или двух (рис. 17.4е) угловых швов с разделкой кромок.

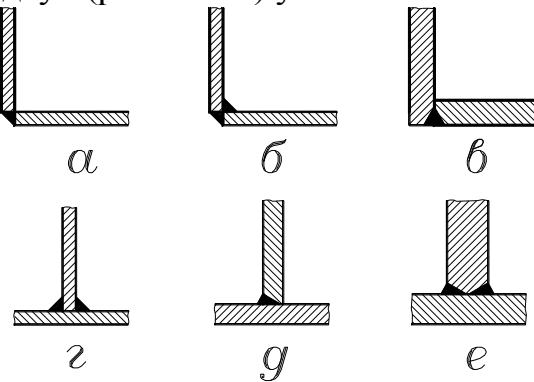


Рис. 17.4.

§17.4. Расчет на прочность сварных соединений.

Два или несколько сваренных деталей являются сварным узлом. По прочности сварной узел должен быть близким по прочности к

цельной детали. Прочность сварного соединения зависит от следующих основных факторов:

- способность к свариванию основного материала,
- способ сварки,
- характер действующих нагрузок.

Хорошо свариваются низко- и среднеуглеродистые стали. Высокоуглеродистые стали, чугуны и сплавы цветных металлов свариваются хуже. Прочность сварного шва снижают непровары, шлаковые и газовые включения. Эти дефекты являются основными причинами образования трещин в процессе сварки и при эксплуатации изделия. Влияние технологических дефектов сварки значительно усиливается при действии переменных и ударных нагрузок.

В результате действия описанных факторов возможное разрушение сварного узла под действием внешних нагрузок происходит в зоне термического влияния, то есть, в зоне шва (рис. 17.5).

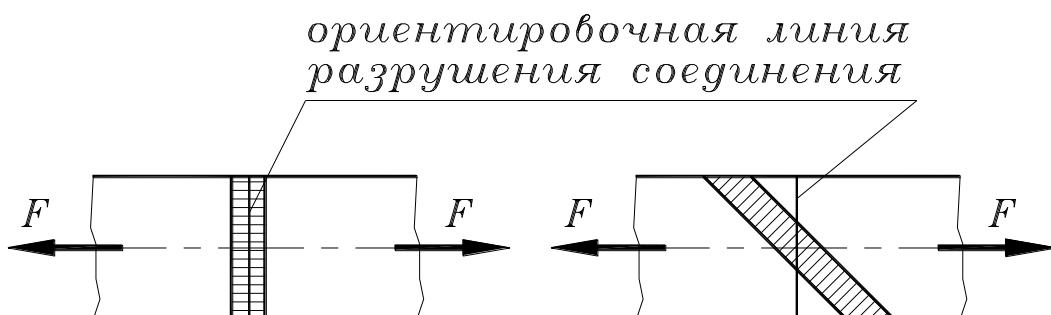


Рис. 17.5.

Исходя из этого, расчет прочности стыкового соединения принято проводить по размерам сечения детали в зоне термического влияния. Возможное снижение прочности деталей, связанное со сваркой, учитывается при назначении допускаемых напряжений.

Расчет полосы, состоящей из двух частей, сваренных встык (рис. 17.6а), производится так:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{b\delta} \leq [\sigma_{CB}] \quad (17.1)$$

где: F – растягивающая сила в Н;

A – площадь сечения полосы в мм^2 ;

b – ширина полосы в мм ;

δ – толщина полосы в мм ;

$[\sigma]$ _{СВ} – допускаемое напряжение растяжения для сварного шва;

С учетом коэффициента запаса прочности для сварного соединения можно считать, что

$$[\sigma_{CB}] = 0,9 [\sigma_{ДЕТ}]$$

где $[\sigma_{\text{ДЕТ}}]$ – допускаемое напряжение растяжения для материала детали, то есть, свариваемых частей полосы.

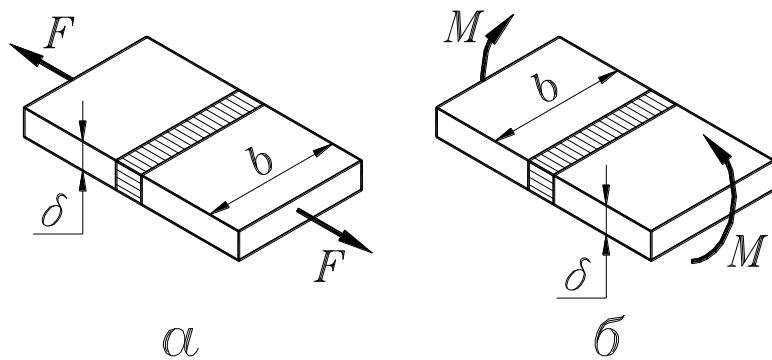


Рис. 17.6.

Если этот сварной узел нагружен изгибающим моментом M (рис. 17.6б), то расчет производится с учетом осевого момента сопротивления сечения W :

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6M}{b\delta^2} \leq [\sigma_{CB}] \quad (17.2)$$

Расчет угловых швов приведем на примере соединения полос внахлестку лобовым и фланговыми швами (рис. 17.7).

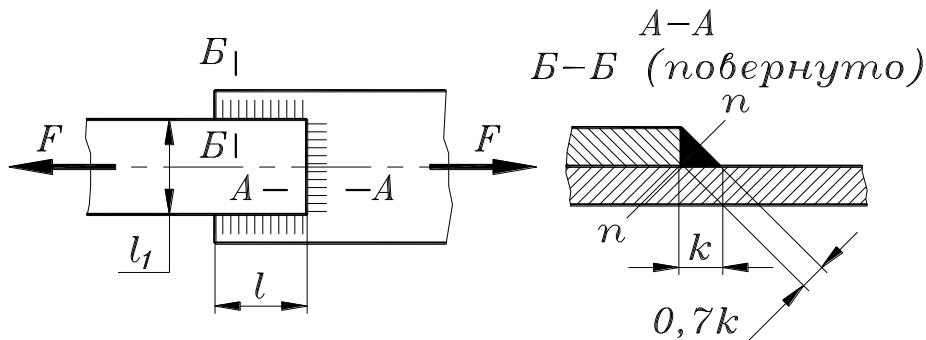


Рис. 17.7.

Расчет таких швов приближенно выполняют по среднему напряжению в сечении шва по биссектрисе $n - n$. Основным напряжением является касательное напряжение τ в этом сечении, а нагрузка считается равномерно распределенной между всеми тремя швами. Условие прочности выглядит так:

$$\tau = \frac{F}{0,7k(2l + l_1)} \leq [\tau_{CB}] \quad (17.3)$$

где $[\tau_{CB}]$ – допускаемое напряжение на срез для сварных соединений.

С учетом коэффициента запаса прочности для сварного соединения можно считать, что

$$[\tau_{CB}] = 0,6 [\tau_{ДЕТ}]$$

где $[\tau_{ДЕТ}]$ – допускаемое напряжение среза для материала детали, то есть, свариваемых частей полосы.

§71.5. Ключевые слова и выражения.

1. Сварка – это технологический процесс соединения деталей, основанный на использовании сил молекулярного сцепления при сильном местном нагреве.
2. Сварной шов – это затвердевший после сварки металл, соединяющий сварные детали.
3. Свариваются все металлы и некоторые пластмассы, однако, в основном свариваются низкоуглеродистые стали.
4. Различают сварку плавлением и сварку давлением.
5. Сварка плавлением подразделяется на газовую с присадочной проволокой и электродуговую с плавящимся электродом.
7. Сварка давлением подразделяется на электроконтактную сварку и сварку трением.
8. Виды соединений деталей в сварных узлах: стыковые, внахлестку, угловые и тавровые.
9. Виды сварных швов: стыковые и угловые.

§17.6. Контрольные вопросы.

1. Что такое сварка и сварной шов?
2. Каковы виды сварки?
3. Каковы виды соединений деталей в сварных узлах и виды сварных швов?
4. Назовите преимущества и недостатки сварных соединений.
5. В каком месте сварного узла возможно его разрушение?
6. Какие напряжения являются определяющими при расчете стыкового сварного соединения на растяжение и изгиб?
7. Какие напряжения являются определяющими при расчете сварного соединения внахлестку на растяжение?

Рекомендуемая литература.

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы. Справочник. Под редакцией Булгакова Э.Б. Москва, «Машиностроение», 1981.
2. Анульев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В трех томах. Москва, «Машиностроение», 1982.
3. Детали машин. Атлас конструкций. Под ред. Решетова Д.Н. Москва, «Машиностроение», 1989.
4. Детали машин. Сборник материалов по расчету и конструированию в двух книгах. Под редакцией Ачеркана Н.С. Москва, Машгиз, 1953.
5. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. Москва, 1978.
6. Иванов М.Н. Детали машин. Москва, «Высшая школа», 1991.
7. Конструирование машин. Справочно-методическое пособие в двух томах. Под редакцией Фролова К.В. Москва, «Машиностроение», 1994.
8. Кудрявцев В.Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин. Ленинград, 1984.
9. Основы расчета и конструирования деталей летательных аппаратов. Под ред. Кестельмана В.Н. Москва, 1989.
10. Справочник машиностроителя, том 4, книги I и II. Под редакцией Ачеркана Н.С. Москва, Машгиз, 1963.
11. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. Под редакцией Крагельского И.В. и Алисина В.В. Москва, «Машиностроение», 1978.

Пятаев Александр Владимирович

Детали машин

Учебное пособие

Печатается по решению Ученого Совета ТГАИ, протокол №5 от 25 марта 2004 г. в качестве учебного пособия для студентов механических специальностей ВУЗов.

Подписано в печать 2 июня 2004 г. Формат 60x90 1/16. Типографская бумага № 2. Объем 16,5 п.л. Тираж 200 экз.

Отпечатано в типографии Ташкентского Государственного Авиационного Института. 700047, Ташкент, ул. Шахрисябзская, 25.

